# ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ ДЛЯ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

# Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления

*Допущено Министерством*
*высшего и среднего специального образования СССР*
*в качестве учебного пособия для студентов вузов,*
*обучающихся по специальности «Машины и технология переработки*
*полимерных материалов в изделия и детали»*

ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1972

6П5.2
075

УДК 678.5/6 (07)

**Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления.** Мирзоев Р. Г., Кугушев И. Д., Брагинский В. А. и др. Учебное пособие для студентов вузов. Л., «Машиностроение», 1972. 416 стр.

В учебном пособии рассматриваются основы конструирования и расчета деталей из пластмасс на прочность и долговечность, приводятся практические рекомендации по расчету и выбору основных конструктивных параметров пластмассовых деталей в различных конструкциях.

Большое внимание уделено проблеме взаимозаменяемости пластмассовых деталей, специфике расчета и выбора допусков и посадок на основные типы соединений, конструированию и расчету технологической оснастки для изготовления деталей из пластмасс. Рассматриваются конструктивные особенности, прочностные, технологические и тепловые расчеты форм для прессования.

Учебное пособие может быть использовано инженерно-техническими работниками машиностроительного производства. Табл. 77. Ил. 175. Список лит. 43 назв.

3—13—3
26—72

Авторы: Р. Г. МИРЗОЕВ, И. Д. КУГУШЕВ, В. А. БРАГИНСКИЙ, Ю. В. КАЗАНКОВ

Рецензенты: Кафедра технологии переработки пластмасс Московского института тонкой химической технологии и инженеры *К. Ф. Кнельц, В. Г. Федорович, Р. В. Пиллих*

Редактор канд. техн. наук *К. А. Гаспарян*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Революционные преобразования в науке и технике на современном этапе развития в значительной степени связаны с применением новых совершенных материалов. Одно из главных мест среди них занимают полимерные материалы и композиционные пластмассы, обладающие комплексом удивительных и часто уникальных свойств.

За короткое время из вспомогательных технических материалов пластмассы во многих отраслях техники (ракетостроении, авиации, радиотехнике, приборо- и машиностроении, судостроении) стали незаменимыми при решении важнейших задач технического прогресса, от которых зависит повышение надежности, долговечности, экономичности изделий. Этому способствовало создание широкой гаммы полимерных материалов: теплостойких, прочных, стойких в различных средах, хорошо сопротивляющихся разнообразным статическим и динамическим нагрузкам. Этому способствовало также развитие в СССР производств по выпуску пластмасс и переработке их в изделия и детали, для чего необходимо было разработать и создать высокопроизводительное отечественное оборудование, разработать и внедрить прогрессивные технологические процессы.

Дальнейшее развитие химической промышленности, в том числе полимерной отрасли, развитие полимерного машиностроения, намеченные решениями XXIV съезда КПСС, направлены на увеличение объемов производства пластмасс, выпуск разнообразных материалов и изделий, повышение их качества. Это, в конечном итоге, должно привести к расширению областей применения пластмасс, к увеличению номенклатуры пластмассовых деталей. Отсюда — первоочередная важность проблемы расчета и конструирования пластмассовых деталей и технологической оснастки (формующего инструмента) для изготовления этих деталей, так как именно этап проектирования деталей и оснастки ответствен в основном за качество готовой продукции.

К творческому процессу создания новых пластмассовых деталей постоянно привлекается большое число конструкторов и технологов. Изучение ими основ указанной проблемы необходимо для того, чтобы проектирование проходило наиболее рационально с использованием современных достижений науки и практики. Обобщение этих достижений в учебном пособии для студентов высших технических учебных заведений имеет целью обеспечить подготовку

инженеров по курсу «Основы конструирования и расчета деталей из полимерных материалов и технологической оснастки для их изготовления». Это учебное пособие может быть использовано студентами различных специальностей: механиками по оборудованию для переработки пластмасс (в полном объеме), технологами по переработке полимерных материалов в изделия, технологами-химиками по синтезу полимерных материалов, машиностроителями, а также других смежных специальностей. Оно может быть использовано и для курсов повышения квалификации соответствующих инженерно-технических работников.

Авторы с большой благодарностью воспримут все критические замечания и пожелания читателей, направленные на уточнение и улучшение учебного пособия.

Гл. I написана д-ром техн. наук И. Д. Кугушевым; гл. II—VI — д-ром техн. наук Р. Г. Мирзоевым; гл. VII—X — канд. техн. наук В. А. Брагинским; гл. XI — канд. техн. наук Ю. В. Казанковым.

ГЛАВА I

# ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС НА ПРОЧНОСТЬ

## § 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКЦИОННЫХ ПЛАСТМАСС

Физико-механические свойства полимерных материалов зависят от видов химических соединений и химических элементов их образующих, степени полимеризации, определяющей величину макромолекул, структур макромолекул, их взаимного расположения и надмолекулярного строения твердого полимера. Особенности строения полимерных материалов обусловливают также ряд реологических явлений: релаксацию, механический гистерезис, последействие и течение, что отражается на деформативных свойствах пластических масс.

На рис. I.1 приведена обобщенная в условных масштабах индикаторная диаграмма, связывающая деформации и напряжения во времени.

В первом квадранте (координаты: напряжение $\sigma$ — относительная деформация $\varepsilon$) на участке $OA$ имеется линейная связь между напряжением и деформацией, подчиняющаяся закону Гука. Деформация на участке $OA$ — упругая, восстанавливаемая. Постепенный переход на криволинейный участок $AB$ соответствует характерной для полимерных материалов высокоэластической деформации. Если в точке $B$ прекратить нагружение материала и проводить наблюдения во времени при неизменной деформации, то будет происходить процесс релаксации напряжений (четвертый квадрант). Напряжения в материале во время релаксации снижаются от $\sigma_0$ до $\sigma_\infty$.

Кривая релаксации $\sigma = f(t)$ имеет сложную экспоненциальную связь со спектром времен релаксации. Отношение $\sigma_\infty/\varepsilon_0 = E_\infty$ определяет равновесный модуль, отличный от нуля для поперечносшитых полимеров.

Скорость релаксации обусловливается переходом кинетических единиц из неравновесного состояния в равновесное в результате их теплового движения. Поэтому скорость релаксации зависит от температуры, размеров кинетических единиц и их энергии взаимодействия.

При условии сохранения постоянства напряжения на участке $B'B''$ будет происходить изменение деформации во времени (второй квадрант $A'E$). Скорость деформации постепенно уменьшается на участке $A_0D$ до постоянного значения, характеризующего условия вязкого течения материала. Участок $DE$ соответствует вязкому течению материала при постоянном напряжении. За точкой $E$ начинается участок упругого упрочнения $EE'$ и происходит последующее разрушение.

Таким образом, общая деформация складывается из упругой ($OA_0$), высокоэластической ($A_0A_0'$), течения ($A_0'E''$) и упрочнения перед разрушением ($E''E_1'$).

Если в точке $B'$ освободить материал от нагрузки, то процесс разгружения будет проходить по другой зависимости. Разгрузка

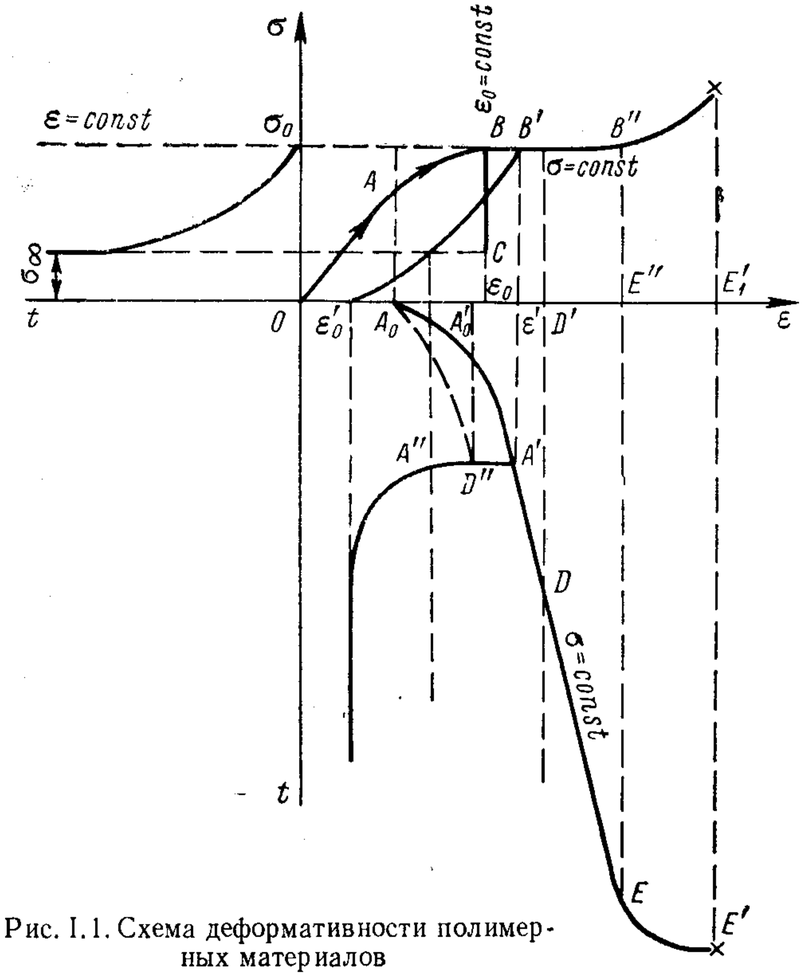



Рис. I.1. Схема деформативности полимерных материалов

характеризуется запаздыванием деформации по отношению к напряжениям. Первоначально происходит упругое восстановление (участок $A'A''$), а затем деформация восстановления первоначального размера протекает с запаздыванием (упругое последействие). Экстраполируя прямую $DE$ до начала координат, можно найти компоненты эластической деформации, соответствующие вязкому течению, $A_0'D'$ и $A_0A_0'$. Следовательно, при разгружении материала в точке $A'$ компонента деформации, соответствующая вязкому течению $\varepsilon' A_0' = A'D''$, будет равна остаточной деформации $O\varepsilon_0'$. Петля $OABB'\varepsilon_0'$ на индикаторной диаграмме показывает работу, затраченную на потери внутри материала вследствие механического гистерезиса.



Высокомолекулярные материалы в зависимости от температуры меняют деформационные свойства. При температуре хрупкости $T_{хр}$ и ниже деформации, приводящие к разрушению, не превышают 1% и являются упругими. В интервале температур от хрупкости до стеклования $T_c$ деформации складываются из упругих, высокоэластических и вязко-текучих и достигают нескольких десятков процентов до разрушения (рис. I.2). Предел текучести определяется образованием шейки при растяжении образцов, характеризуемой напряжением вынужденной эластичности для стеклообразных ма-

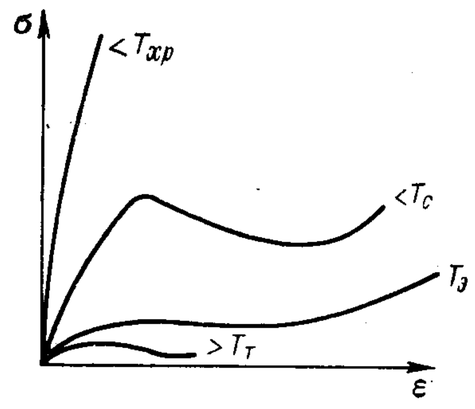



Рис. I.2. Влияние температуры на деформативные свойства полимеров:
$T_э$ — температура высокоэластических деформаций

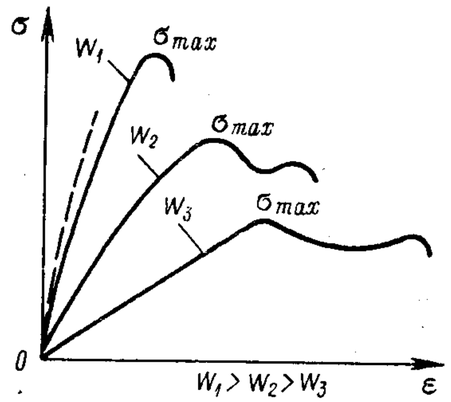



Рис. I.3. Влияние скорости деформации на сопротивление полимерных материалов

териалов или напряжений рекристаллизации для полимеров, находящихся в кристаллическом состоянии.

С повышением температуры выше стеклования до температуры текучести $T_т$ имеют место высокоэластические деформации, равные нескольким сотням процентов. Выше температуры текучести происходит течение расплава.

В табл. I.1 приводятся данные о температурах стеклования и хрупкости некоторых полимерных материалов.

Прочностные характеристики полимерных материалов меняются с изменением температуры, повышаясь при ее понижении. Наибольшей термостойкостью обладают стеклопласты и материалы с минеральными наполнителями. В табл. I.2 приводятся данные об изменении кратковременного модуля упругости с изменением температуры.

В табл. I.3 показано изменение предела прочности пластмасс при растяжении в зависимости от температуры окружающей среды по сравнению с прочностью при стандартной температуре (20° С).

В соответствии с общей закономерностью для твердых тел разрушающее напряжение для пластмасс меняется со скоростью нагружения. Эти зависимости иллюстрируются данными табл. I.4 и рис. I.3. Изменение скорости нагружения (табл. I.4) влияет на механические характеристики материала.

Исследованиями, проведенными С. Н. Журковым, показано, что разрушающее напряжение связано со скоростью нагружения $v$ следующей зависимостью:

$$\sigma_в = \frac{\ln(A\alpha)}{\alpha} + \frac{1}{\alpha}\ln v, \qquad (I.1)$$

где $A$ и $\alpha$ — постоянные эмпирические коэффициенты (см. табл. I.7).

Однако не всегда полимеры подчиняются зависимости (I.1). У эластомеров при больших скоростях деформаций предел прочности снижается.

*Таблица I.1*

**Температуры хрупкости и стеклования**

| Полимер | Температура в °С | |
|---|---|---|
| | хрупкости | стеклования |
| Полистирол | 90 | 100 |
| Полиметилметакрилат | 10 | 110 |
| Поливинилхлорид | —90 | 81 |
| Полиизобутилен | — | —74 |
| Политетрафторэтилен | —50 | —150 |
| Полиамид | — | 55 |
| Полиэтилен НД | —70 | —70 |
| Полиэтилен ВД | — | —70 |
| Полипропилен | —10 ÷ +20 | —30 |
| Поливинилиденхлорид | — | —150 |
| Поливиниловый спирт | — | 85 |
| Полисульфиды | — | —50 |
| Полидиметилсилоксан | — | —120 |

При действии периодической нагрузки малой величины, когда сила не приводит к разрушению материала, основным фактором является величина внутреннего трения, обусловливающая рассеяние энергии (механический гистерезис). Динамический модуль упругости, учитывающий сдвиг по фазе между напряжением и деформацией, зависит от структуры пластмассы. Изменения величины динамического модуля упругости для различных материалов в зависимости от температуры приведены в табл. I.5.

На усталостные свойства пластмасс влияют температура, влажность и агрессивность среды, вид периодически повторяющегося переменного напряженного состояния, частота колебаний, форма и размеры изделий.

Для чистых полимерных материалов существуют предельные значения усталостных напряжений (предел выносливости), ниже которых разрушения не происходит. Полимерные материалы, содержащие наполнители, не имеют истинного предела усталости (или он очень низок). Поэтому для этих материалов за предел выносливости принимается разрушающее напряжение, соответствующее $10^7$—$10^8$ циклам.

Стойкость к усталости (в %) характеризуется коэффициентом усталости

$$k = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_в} 100,$$



*Таблица I.2*

**Кратковременный статический модуль упругости $E \cdot 10^4$ в *кгс/см²***

| Материал | Температура в °С | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 20 | 40 | 60 | 80 | 110 | 150 |
| Ацетат целлюлозы | 1,1 | — | — | — | — | — |
| Полиэтилен ВД | 0,13 | 0,06 | 0,038 | 0,07 | — | — |
| Полиэтилен НД | 0,85 | 0,5 | 0,15 | 0,15 | 0,06 | — |
| Полипропилен | 1,3 | 0,7 | 0,25 | 0,2 | — | — |
| Полистирол | 3,4 | 3,2 | 2,8 | — | — | — |
| Полиметилметакрилат | 3,5 | 3,2 | 2,7 | 2,1 | — | — |
| Политетрафторэтилен | 0,56 | 0,55 | 0,32 | 0,24 | 0,17 | 0,07 |
| Политрифторхлорэтилен | 1,5 | 0,8 | 0,4 | 0,2 | 0,15 | — |
| Поливинилхлорид твердый | 3,0 | 2,1 | 1,4 | — | — | — |
| Поливинилхлорид пластифицированный | 1,7 | 1,4 | 0,9 | — | — | — |
| Полиамид 66 | 2,7 | 2,3 | 1,8 | 1,4 | 0,8 | — |
| Полиамид стеклонаполненный | 7,0 | — | — | 4,2 | — | — |
| Поликарбонат | 2,3 | 2,0 | 1,8 | 1,7 | 1,6 | — |
| Полиформальдегид | 2,6 | 2,3 | 1,8 | 1,5 | 1,0 | 0,5 |
| Эпоксидные смолы стеклонаполненные | 15 | 14 | 12 | — | — | — |
| Полиэфирные смолы | 3,3 | 2,7 | 1,3 | — | — | — |
| Фенольные пресспорошки | 7,0 | — | — | 2,0 | — | — |
| Волокниты | 10 | — | — | 2,0 | — | — |
| Гетинакс | 10 | — | — | 2,0 | — | — |
| Текстолит | 9 | — | — | 1,5 | — | — |

*Таблица 1.3*

**Относительный предел прочности различных материалов**

| Материал | Температура в °С | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | —80 | —60 | —40 | —20 | 0 | 20 | 50 | 100 | 150 | 200 |
| Полиэтилен ВД | 3,82 | — | 2,38 | — | — | 1,0 | 0,6 | 0,2 | — | — |
| Полиэтилен НД | — | 1,6 | 1,4 | — | — | 1,0 | 0,78 | 0,39 | — | — |
| Фторопласт | — | — | 2,0 | — | 1,32 | 1,0 | 0,96 | 0,76 | — | — |
| Стеклотекстолит | — | — | — | — | — | 1,0 | 0,95 | 0,875 | 0,80 | 0,72 |
| Гетинакс | — | — | — | — | — | 1,0 | 0,78 | 0,56 | 0,47 | 0,39 |
| Текстолит | — | — | — | — | — | 1,0 | 0,8 | 0,59 | 0,45 | 0,32 |
| Винипласт | — | — | — | — | — | 1,0 | 0,75 | 0,53 | — | — |

*Таблица 1.4*

**Влияние скорости нагружения**

| Материал | Скорость нагружения в *м/сек* | Предел текучести $\sigma_т$ в *кгс/см²* | Удлинение $\nu_т$ в % | Удельная работа деформации $a$ до $\sigma_т$ в *кгсм/см³* | Предел прочности $\sigma_в$ в *кгс/см²* | Относительное удлинение $\nu_в$ в % | Удельная работа деформации $a$ при $\sigma_в$ в *кгсм/см³* | Модуль упругости $E \cdot 10^{-3}$ в *кгс/см²* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ацетат целлюлозы | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | 280<br>730 | 2,2<br>4,2 | 4<br>21 | 330<br>750 | 27,5<br>13,4 | 73<br>120 | 21<br>31 |
| Полистирол | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | —<br>— | —<br>— | —<br>— | 535<br>670 | 1,9<br>2,2 | 5,7<br>8,8 | 34<br>40 |
| Полистирол, модифицированный каучуком | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | 275<br>445 | 5,3<br>3,3 | 3,4<br>6,5 | 275<br>445 | 5,3<br>21,1 | 11,0<br>87 | 17<br>25 |
| Полиэтилен низкой плотности | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | 91<br>140 | 11,2<br>16,0 | 7,5<br>18,5 | 140<br>— | 152<br>— | 150<br>— | 2,9<br>3,0 |
| Полиэтилен высокой твердости | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | 180<br>385 | 17,1<br>6,9 | 25,0<br>20,5 | 250<br>385 | 28,7<br>13,7 | 65<br>46 | 7,5<br>15 |
| Политрифторхлорэтилен | $6 \cdot 10^{-3}$<br>$2 \cdot 10^{-4}$ | 375<br>750 | 7,1<br>12,4 | 17,3<br>57,0 | 375<br>750 | 139<br>55,3 | 420<br>380 | 15,7<br>16,8 |
| Полиметилметакрилат | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | 680<br>— | 5,8<br>— | 28<br>— | 680<br>980 | 6,7<br>3,0 | 34,5<br>13,0 | 30<br>48 |
| Полиамид 66 | $6 \cdot 10^{-2}$<br>$2 \cdot 10^{-3}$ | 490<br>770 | 30,3<br>24,0 | 118<br>160 | 695<br>770 | 293<br>127 | 1330<br>780 | 10,5<br>25 |



*Таблица 1.5*

**Относительный динамический модуль упругости в зависимости от температуры**

| Материал | Температура в °С | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | —100 | —50 | 0 | 20 | 50 | 100 | 150 | 300 | 350 |
| Ацетат целлюлозы | — | 1,9 | 1,0 | 0,68 | 0,475 | 0,09 | — | — | — |
| Полиэтилен НД | 1,82 | 1,18 | 1,0 | 0,91 | 0,55 | 0,091 | — | — | — |
| Полиэтилен ВД | 2,5 | 1,67 | 1,0 | 0,334 | 0,117 | 0,006 | — | — | — |
| Полипропилен | 1,50 | 1,17 | 1,0 | 0,67 | 0,25 | 0,21 | 0,08 | — | — |
| Полиметилметакрилат | 1,33 | 1,20 | 1,0 | 0,80 | 0,60 | 0,13 | — | — | — |
| Поливинилхлорид | 1,88 | 1,25 | 1,0 | 0,94 | 0,78 | 0,078 | — | — | — |
| Полистирол | 1,30 | 1,15 | 1,0 | 0,92 | 0,85 | 0,154 | — | — | — |
| Политетрафторэтилен | 1,67 | 1,12 | 1,0 | 0,89 | 0,45 | 0,22 | 0,112 | 0,089 | 0,067 |
| Политрифторхлорэтилен | 1,67 | 1,33 | 1,0 | 0,94 | 0,78 | 0,66 | 0,167 | 0,033 | — |
| Полиамид 6 | 1,67 | 1,33 | 1,0 | 0,46 | 0,208 | 0,125 | 0,083 | 0,033 | — |
| Полиамид 66 | 1,41 | 1,25 | 1,0 | 0,83 | 0,50 | 0,150 | 0,10 | 0,083 | — |
| Поликарбонат | 1,67 | 1,25 | 1,0 | 0,83 | 0,79 | 0,75 | 0,5 | — | — |
| Полиформальдегид | 3,8 | 1,90 | 1,0 | 0,95 | 0,85 | 0,57 | 0,28 | — | — |

где $\sigma_{-1}$ — предел выносливости; $\sigma_в$ — предел прочности при статической нагрузке.

Величина коэффициента усталости для некоторых материалов приводится в табл. I.6.

Долговечность деталей машин, эксплуатирующихся в условиях действия знакопеременных и ударных нагрузок, возрастает, если применяются материалы, обладающие демпфирующими свойствами. Полимерные материалы имеют хорошие демпфирующие свойства по сравнению с металлами.

Характеристикой таких свойств является коэффициент относительной демпфирующей способности, равный

$$\eta_\partial = \frac{2\theta E}{P^2} 100, \qquad (I.2)$$

где $\theta$ — работа демпфирования; $E$ — модуль упругости; $P$ — нагрузка.

*Таблица I.6*

**Значения коэффициента усталости**

| Материал | Способ испытания | Частота в *цикл/мин* | Коэффициент усталости |
|---|---|---|---|
| Ацетат целлюлозы | Изгиб при кручении образца на двух опорах | 3450 | 0,347 |
| Полиэтилен НД | | 6000 | 0,098 |
| Полиэтилен ВД | | 6000 | 0,142 |
| Полиметилметакрилат | | 3450 | 0,145 |
| Поливинилхлорид твердый | | 6000 | 0,717 |
| Полистирол | | 6000 | 0,715 |
| Поликарбонат | | 1800 | 0,875 |
| Литая формальдегидная смола | | — | 0,196 |
| Полиметилметакрилат | Изгиб при кручении консольно закрепленного образца | 2840 | 0,814 |
| Полиамид 6 (капрон) | | 2840 | 0,0722 |
| Полиамид 6 (силамид) | Переменное сжатие — растяжение | 3000 | 0,12 |
| Полиформальдегид | | 1800 | 0,5 |
| Фенольный слоистый стеклопластик | | 3000 | 0,316 |
| Эпоксидный слоистый стеклопластик | | 3000 | 0,304 |
| Полиэфирный слоистый стеклопластик | | 3000 | 0,302 |
| Силиконовый слоистый стеклопластик | | 3000 | 0,373 |
| Фенолформальдегидная пресс-масса с древесным порошком | Изгиб плоского образца | 600 | 0,34 |
| То же с хлопковым волокном | | 600 | 0,321 |
| То же с текстильным лоскутом | | 600 | 0,239 |
| Слоистый стеклопластик с тканевым наполнителем | | 1500 | 0,238 |
| Полиэфирный слоистый стеклопластик | | 3000 | 0,15 |



Ниже приводятся значения коэффициента относительной демпфирующей способности для различных материалов.

| | |
|---|---|
| Текстолит | 11,0 |
| Эбонит | 4,0 |
| Этрол нитрацеллюлозный | 3,3 |
| Фибра | 21,5 |
| Гетинакс | 18 |
| Ореховое дерево | 12 |
| Алюминий | 1,1 |
| Сталь | 0,2 |

Демпфирующая способность некоторых полимерных материалов улучшается при введении в них наполнителей.

Предел прочности, как это показано в работах С. Н. Журкова, определяется не только напряжением, но и тепловым движением. Приложенная к образцу нагрузка понижает внутреннюю энергию химических связей и способствует разрушению материала под действием теплового движения. Это явление описывается уравнением

$$\tau = \tau_0 e^{\frac{u-\gamma\sigma}{kT}}, \qquad (I.3)$$

где $\tau_0 = 10^{-12} \div 10^{-13}$ *сек* — постоянный коэффициент; $u$ — энергия химических связей; $\gamma$ — стерический коэффициент; $\sigma$ — напряжение; $k$ — постоянная Больцмана; $T$ — абсолютная температура; $\tau$ — время сопротивления образца (долговечность).

При постоянной температуре уравнение (I.3) принимает более простой вид:

$$\tau = Ae^{-\alpha\sigma}, \qquad (I.4)$$

где $A$ и $\alpha$ — постоянные коэффициенты (табл. I.7).

Временная зависимость полимерных материалов проявляется не только в пределе прочности, но и в их деформационных свойствах.

Вязко-упругие свойства полимеров принято моделировать либо аналогом молекулярной теории вязкоупругости, основанным на термодинамических уравнениях, либо аналогом в виде механических систем из пружин и амортизаторов. Однако достоверности постулатов, положенные в основу этих расчетных моделей, по своему значению равны, и результаты могут быть только качественные. Поэтому экспериментальные исследования изменения деформаций во времени при постоянной нагрузке имеют решающее значение.

Математическое описание изменения деформаций во времени может быть представлено в виде следующих функций:

степенной

$$\varepsilon = at^b;\ \varepsilon = \varepsilon_0 \frac{\sin \alpha\pi}{\alpha\pi} \left(\frac{t}{b}\right)^a;\ \varepsilon = a + bt^c;$$

логарифмической

$$\varepsilon = a + b \lg t;$$

*Таблица I.7*

**Коэффициенты уравнения (I.4)**

| Материал | $A$ в *сек* | $\alpha$ в *см²/кгс* |
|---|---|---|
| АГ-4В | $1{,}59 \cdot 10^{65}$ | 0,16 |
| АГ-4С | $5{,}62 \cdot 10^{31}$ | 0,143 |
| Волокнит | $2{,}0 \cdot 10^{22}$ | 0,157 |
| К-18-2 | $1{,}59 \cdot 10^{21}$ | 0,145 |
| ФКПМ-15Т | $3{,}55 \cdot 10^{14}$ | 0,183 |
| Текстолит ПТ-1 | $7{,}3 \cdot 10^{6}$ | $0{,}84 \cdot 10^{2}$ |
| АГ-4 прессованный при 130° С | $1{,}0 \cdot 60$ | $0{,}24 \cdot 10^{2}$ |
| То же при 170° С | $10 \cdot 10^{3}$ | $0{,}93 \cdot 10^{2}$ |
| Волокнит черный, нагрузка действует: | | |
| параллельно давлению пуансона | $2{,}1 \cdot 10^{4}$ | $0{,}81 \cdot 10^{2}$ |
| перпендикулярно давлению пуансона | $4{,}5 \cdot 10^{2}$ | $0{,}61 \cdot 10^{2}$ |
| Капрон | $2{,}0 \cdot 10^{11}$ | 0,46 |
| Резина | $2{,}5 \cdot 10^{7}$ | 0,83 |
| Нитроцеллюлоза | $1{,}0 \cdot 10^{3}$ | 3,0 |
| Полистирол | $6{,}4 \cdot 10^{9}$ | 3,1 |
| Целлулоид | $1{,}0 \cdot 10^{14}$ | 3,8 |
| Полихлорвинил | $6{,}3 \cdot 10^{7}$ | 6,9 |
| Полиметилметакрилат | $1{,}0 \cdot 10^{10}$ | 3,4 |
| Винипласт | $15 \cdot 10^{8}$ | 5,2 |

экспоненциальной

$$\varepsilon = a + be^{-\left(\frac{t}{\tau}\right)^{c}}; \; 0 < c < 1,$$

где $a$, $b$, $c$ — эмпирические коэффициенты.

Применение указанных формул имеет ограниченный характер вследствие малого числа опубликованных в литературе данных об испытаниях материалов.

## § 2. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ

Несущая способность деталей ограничивается предельно допустимыми нагрузками (или напряжениями) или предельно допустимыми деформациями. Основной целью прочностного расчета пластмассовых деталей для определения надежности их работы является



оценка напряжений (или нагрузок) и их сопоставление с разрушающими или оценка предельно допустимых деформаций, обусловленных действующими во времени нагрузками.

С этой целью решение задачи определяется условием прочности

$$\sigma_{max\ экв} \leqslant [\sigma], \tag{I.5}$$

где $\sigma_{max\ экв}$ — максимально возможное напряжение в теле детали при заданных условиях нагружения; $[\sigma]$ — допустимое напряжение для материала детали при тех же условиях.

Но величина $[\sigma]$ не дает представления о надежности вследствие отсутствия точных значений разрушающего напряжения. Поэтому более удобным является применение условий прочности, определяющих запас прочности:

$$n = \frac{\sigma_{раз}}{\sigma_{max\,экв}} \geqslant [n], \tag{I.6}$$

где $\sigma_{раз}$ — разрушающее напряжение; $[n]$ — допустимое значение запаса прочности.

Условия прочности по допускаемым напряжениям и допускаемым запасам связаны следующим равенством:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{раз}}{[n]}, \tag{I.7}$$

где величины $\sigma_{раз}$ и $[\sigma]$ зависят от применяемого материала, качества и технологии переработки и т. п.; $[n]$ определяется постоянным значением, принятым для данной детали. Поэтому оценка по запасам прочности более целесообразна.

В некоторых случаях удобнее определять запас прочности по формуле

$$n = \frac{R}{Q}, \tag{I.8}$$

где $R$ — разрушающая нагрузка; $Q$ — действующая нагрузка.

Расчет на прочность имеет поверочный характер и состоит из следующих стадий.

1. Выбор и расчет действующей нагрузки, определение необходимой долговечности детали, выявление температурных условий работы, определение характера окружающей среды, назначение степени ответственности и необходимой надежности, класса точности и т. д.

2. Составление упрощенной расчетной схемы детали и схематизированного распределения сил. Проверка условия прочности (I.5) во всех точках детали весьма затруднительна. Поэтому схема должна включать наиболее опасные участки, где напряжения достигают наибольшей величины.

3. Определение напряжений в опасных сечениях детали и нахождение трех главных напряжений.

4. По найденным главным напряжениям производится расчет наибольшего эквивалентного напряжения, равного условному растягивающему напряжению, создающему степень напряженности, равную совместному действию трех главных напряжений.

5. Для выбранного материала детали и принятых условий эксплуатации определяют допускаемые напряжения и производят оценку прочности и надежности детали.

Определение запаса прочности имеет важное значение в связи с необходимостью учета специфических свойств полимерных материалов.

1. Полимерные материалы неоднородны. Дефекты структуры, поверхностные микротрещины концентраторов напряжений в сочетании с влиянием геометрической формы детали и масштабного фактора проявляются не менее активно, чем у металлов.

2. Многие полимерные материалы под действием влаги, температур, агрессивных газов и жидкостей и излучений (от частот солнечного спектра до жестких $\gamma$-лучей) меняют свои механические свойства.

3. Временные зависимости вязкой компоненты и явления упругого восстановления обусловливают необходимость учета изменения прочностных и деформационных характеристик материалов, особенно при изменении скоростей нагружения и деформирования и учета предыстории материала (памяти).

4. Наличие в материале термических, диффузионных и ориентационных остаточных напряжений.

При расчете предельного состояния по нагрузкам в зависимости от действия основных факторов учитывают следующие условия.

1. Изменение прочности изделия при длительном статическом нагружении определенной системой внешних сил. Расчетом оценивается несущая способность детали в процессе ползучести. Эта задача сводится к нахождению предела длительной прочности в условиях температурных изменений, а также влияния физической среды. Надежность изделия определяется по заданной длительности эксплуатационного периода.

2. Возникновение в изделии значительных необратимых деформаций, связанных с ползучестью. Определяют начальное напряжение в случае, когда при заданном сроке эксплуатации детали конечная деформация не будет превышать требуемую расчетную.

3. Хрупкое разрушение детали под действием остаточных напряжений в процессе релаксации.

Ввиду отсутствия необходимых экспериментальных данных и теоретических решений можно дать оценку прочности лишь отдельных элементов конструкций из пластмасс. Практика проектирования и испытания деталей показывает, что хорошо согласующиеся с опытом результаты получаются при оценке прочности элементов конструкций путем сравнения поля напряжений с полем сопротивлений во всех опасных точках.



## § 3. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И РАСЧЕТ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ

Конструкционные пластические массы имеют следующие особенности, учет которых необходим при выборе допускаемых напряжений:

а) изменение прочности материала в зависимости от скорости нагружения и разгрузки, колебаний температуры, длительности нагружения, влияния влаги и агрессивности среды; эти особенности недостаточно полно или совсем не учитываются в расчетных схемах и определениях эквивалентных напряжений.

б) неоднородность материалов, причем многие из них отличаются непостоянством механических характеристик для различных видов деформаций.

Отсутствие учета этих факторов может вызвать значительные изменения размеров и формы пластмассовых деталей под нагрузкой, превосходящие предельно допустимые, рассчитанные из условий функциональной взаимозаменяемости. При этом вполне вероятна потеря деталью конструктивной определенности.

Конструктивная определенность деталей машин и приборов согласно общей практике машиностроения сохраняется, если изменения размеров происходят в пределах от 0,5—1 (3—4-й классы точности) до 3—4% (5—7-й классы точности).

Для кратковременного статического нагружения по деформационным данным индикаторных диаграмм найдены соответствующие напряжения в материале, удовлетворяющие указанным выше пределам деформации. Эти напряжения можно рассматривать как допускаемые (табл. I.8).

Анализ данных, приведенных в таблице, показывает, что допускаемые напряжения для реактопластов в 1,2—1,5 раза и для термопластов почти в два раза меньше, чем соответствующие им пределы прочности. Для кратковременных ударных нагрузок рекомендуется снижать допускаемые напряжения на 20—30% для термопластов и 50—60% — для реактопластов.

Указанные выше рекомендации по снижению действующих напряжений по сравнению с предельными (табл. I.8) не являются универсальными, так как метод табличного выбора допускаемых напряжений не гарантирует обеспечения необходимого запаса прочности и надежности проектируемой детали. При использовании метода табличного выбора допускаемых напряжений запас прочности и надежность детали остаются неизвестными, хотя работоспособность детали в определенной степени гарантируется уменьшением напряжений по сравнению с разрушающими, полученными при испытании материала.

Поэтому в более ответственных случаях исходные допускаемые напряжения необходимо корректировать для каждого отдельного случая проектирования пластмассовой детали. С этой целью может

*Таблица I.8*

**Величины допускаемых исходных напряжений для различных марок пластмасс**

| Наименование пластмасс | Значения пределов прочности в *кгс/см²* | | | Допускаемые напряжения при действии | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | кратковременных нагрузок в *кгс/см²* | | | переменных | |
| | | | | | | | при изгибе | контактных |
| | $[\sigma]_{в\,сж}$ | $[\sigma]_{вр}$ | $[\sigma]_{ви}$ | $[\sigma]_{сж}$ | $[\sigma]_{р}$ | $[\sigma]_{и}$ | $[\sigma]_{0}$ | $[\sigma]_{к}$ |
| Пресс-порошки К-152; К-17-2; К-18-2; К-19-2; К-20-2; К-110-2; К-21-22; К-211-2; К-211-32; К-220-23 | 900 | 400 | 700 | 600 | 300 | 500 | 150 | 75 |
| Фенолиты 1, 2, 3 | 1600 | 450 | 550 | 1200 | 350 | 400 | 100 | 70 |
| Текстолитовая крошка | 1600 | 450 | 550 | 1200 | 350 | 400 | 120 | 70 |
| Пресс-порошки типа ФКПМ | 1600 | 250 | 500 | 1200 | 180 | 330 | 80 | 80 |
| Монолиты | 1450 | 300 | 700 | 1100 | 220 | 550 | 130 | 60 |
| Волокниты | 1400 | 300 | 800 | 1000 | 180 | 600 | 150 | 70 |
| Асбоволокниты | 900 | 450 | 750 | 650 | 350 | 550 | 125 | 70 |
| Стекловолокниты АГ-4В, С | 1300 | 800 | 1000 | 950 | 600 | 750 | 200 | 70 |
| Стекловолокниты АГ-2 | 800 | 450 | 650 | 600 | 350 | 480 | 180 | 60 |
| Аминопласты А, Б | 1000 | 400 | 700 | 750 | 300 | 500 | 150 | 80 |
| Стеклопластик на полиэфирной смоле, армированной стеклотканью | 2300 | 3000 | 2300 | 1500 | 2000 | 1500 | 235 | 100 |
| Текстолиты | 2300 | 700 | 1000 | 1500 | 450 | 650 | 200 | 120 |
| Капрон | 700 | 600 | 800 | 350 | 300 | 400 | 170 | 40 |
| Смолы 68, 54 | 800 | 500 | 700 | 400 | 250 | 350 | 150 | 50 |
| Смола АК-7 | 850 | 550 | 1000 | 420 | 270 | 500 | 160 | 60 |
| Поливинилхлорид | 850 | 500 | 1000 | 420 | 250 | 500 | 125 | — |
| Полистирол блочный | 900 | 400 | 800 | 460 | 200 | 400 | 80 | 45 |
| Полипропилен | 700 | 350 | 600 | 350 | 170 | 300 | 120 | 30 |
| Полиформальдегид | 1300 | 600 | 1000 | 650 | 300 | 500 | 125 | 35 |
| Поликарбонат | 770 | 700 | 850 | 350 | 350 | 420 | 100 | 50 |



быть применен дифференциальный метод, обеспечивающий необходимый запас прочности. Предварительный выбор корректирующих коэффициентов для расчета изделий из пластмасс учитывает многие факторы, влияющие на прочность в предположении, что они не зависят друг от друга.

За опасное напряжение $\sigma_{оп}$ принимаются напряжения, соответствующие пределу прочности по ГОСТ 11262—68:

$$\sigma_{оп} = \sigma_{раз}. \tag{I.9}$$

С помощью диаграммы растяжения или при известном модуле упругости $E$ по закону Гука определяется предельное напряжение расчетом (в предположении полной упругости материала) или экспериментальным путем по опасному относительному удлинению:

$$\sigma_{пр} = E\varepsilon_{оп}. \tag{I.10}$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пр}}{n}, \tag{I.11}$$

где $n$ — коэффициент запаса прочности.

Согласно принципам дифференциального метода величина коэффициента запаса определяется произведением четырех величин

$$n = SkTM, \tag{I.12}$$

которые в свою очередь могут быть найдены из произведений

$$\left.\begin{aligned} S &= S_1S_2S_3S_4;\\ k &= k_1k_2k_3;\\ T &= T_1T_2T_3T_4;\\ M &= M_1M_2M_3 \dots M_9. \end{aligned}\right\}$$

Значения каждого из множителей даны в табл. I.9.

Если принять коэффициент запаса как некоторую вероятностную функцию, гарантирующую изделие от разрушения, то произведение сомножителей в уравнении (I.12) справедливо только для случая последовательно происходящих независимых событий. Во многих случаях события, анализируемые дифференциальным методом, могут осуществляться не только последовательно, но и параллельно. Поэтому уравнение (I.12) как произведение не является единственным решением.

Другой недостаток дифференциального метода — отсутствие количественной оценки разброса разрушающих нагрузок вследствие статистической природы прочности материала.

*Таблица 1.9*

**Коэффициенты запаса**

| Наименование коэффициентов | | | По Р. Г. Мирзоеву | По М. Н. Бокину | По В. М. Шапникову | По И. Д. Альшицу | По Б. М. Горелику |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Группы | Частные множители | Особые условия | | | | | |
| Ответственность детали и условия эксплуатации (*S*) | Общий запас $S_1$ | Для термопластов | 1,05—1,1 | 1,0—1,05 [1] | — | 1,0—1,05 | — |
| | | Для реактопластов | 1,15—1,2 | 1,05—1,1 [2] | 1,0—1,3 | 1,05—1,1 | — |
| | Ответственность эксплуатации $S_2$ | Для реактопластов | — | — | — | — | 1,0—2,5 |
| | Вид нагрузки $S_3$ | Статическая | 1,0 | 1,0 | — | — | — |
| | | Пульсирующая | 1,2 | 1,05—1,2 [3] | — | — | — |
| | | Знакопеременная | 1,3 | 1,2—1,5 | — | 1,0—1,3 | 0,9—1,4 |
| | Агрессивность среды $S_4$ | Нормальные условия | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0—5,0 |
| | | Влажная среда | — | 1,1 | — | 1,1 | — |
| | | Органические растворители, масло | — | 1,2 | — | 1,2 | 1,3—3,6 |
| Расчетно-конструкторская (*k*) | Точность расчета $k_1$ | Точная | 1,0 | 1,0 | 1,0—1,15 | 1,0 | 1,3—3,6 |
| | | Приближенная | 1,4—1,65 | 1,4—1,5 | 1,1—1,4 | 1,4—1,65 | 1,4—1,6 |
| | Концентрация напряжений $k_2$ | — | 1,0—2,2 | 1,0—1,22 | 1,0—1,6 | 1,0—1,15 | 1,0—2,2 |
| | Сложность изделия $k_3$ | — | 1,0—1,15 | 1,0—1,15 | — | 1,0—1,15 | 1,0—2,5 |
| Технологическая (*T*) | Способ изготовления детали $T_1$ | Литье | 1,05—1,1 | 1,05—1,1 | — | 1,05—1,15 | — |
| | | Прессование | — | — | — | 1,05—1,15 | — |
| | | Армирование намоткой | 1,1—1,15 | 1,1—1,15 | — | 1,0—1,05 | — |
| | | Автоклавный способ | — | 1,15—1,25 | — | 1,15—1,25 | — |
| | Сложность монтажа $T_2$ | Диаметр посадочного отверстия в *мм*: | | | | | |
| | | До 50 | 1,0 | — | — | — | — |
| | | 50—100 | 1,05 | — | — | — | — |
| | | 100—200 | 1,10 | — | — | — | — |
| | | 200—500 | 1,15 | — | — | — | — |
| | **Условия установки $T_3$** | **Без посадок** | **1,0** | — | — | — | — |
| | | **Посадки тугие** | **1,7—2,6** | — | — | — | — |
| | | **Посадки нежесткие** | **1,2—1,5** | — | — | — | — |
| | Способ отверждения $T_4$ | Длительный | — | 1,05 | — | 1,0—1,05 | — |
| | | Автоклавный | — | 1,05—1,15 | — | — | — |
| | | В пресс-форме | — | 1,1—1,2 | — | 1,1—1,2 | — |
| | | Высокочастотный | — | 2,0—2,5 | — | 2,0—2,5 | — |
| Материальная (*M*) | Условия испытания материалов $M_1$ | — | 1,0—1,1 | — | — | — | 1,0—1,7 |
| | Вид деформации $M_2$ | Изгиб | 1,0—1,1 | — | — | — | — |
| | | Растяжение | 1,4—1,75 | — | — | — | — |
| | | Сжатие | 1,1—0,65 | — | — | — | — |
| | | Срез | 1,25—1,5 | — | — | — | 1,0—5,0 |
| | | Кручение | 1,4—1,6 | — | — | — | — |
| | Изменение свойств $M_3$ | Литье | 1,1—1,3 | — | — | — | — |
| | | Прессование | 1,2—1,4 | — | — | — | — |
| | Термохимическая природа материалов $M_4$ | Термореактивные | — | 1,0 | — | 1,0 | — |
| | | Термопластические | — | 1,05—1,1 | — | 1,05—1,2 | — |
| | | Наполненные термореактивные | — | 1,1—1,2 | — | 1,1—1,35 | — |
| | Физико-механические свойства $M_5$ | Анизотропные | — | 1,0 | 1,3 | — | — |
| | | Изотропные | — | 1,1 | 1,0 | 1,1 | — |
| | Температурно-временная зависимость прочности $M_6$ | Обратимая | — | — | — | — | 1,0—3,25 |
| | | Необратимая | — | — | 1,14—2,66 | — | 1,0—10,0 |
| | Масштабный фактор $M_7$ | — | — | — | 1,0—1,2 | — | 1,0—2,25 |
| | Строение материалов $M_8$ | Ненаполненные | — | 1,05—1,1 | — | — | — |
| | | Наполненные | — | 1,1—1,15 | — | — | — |
| | | Армированные | — | 1,0 | — | — | — |
| | Состояние поверхности $M_9$ | — | — | — | — | — | 1,0—1,5 |

[1] Для ненагруженных деталей.
[2] Для силовых деталей.
[3] От температуры хрупкости до температуры стеклования.

## § 4. СТАТИСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ

Статистические методы оценки прочности можно применять для удовлетворения условий (I.6) и (I.8). Учитывая статистическую природу прочности материала и вероятностное распределение нагрузки, можно построить графики плотностей вероятности распределения $P(x)$ по напряжениям σ (рис. I.4).

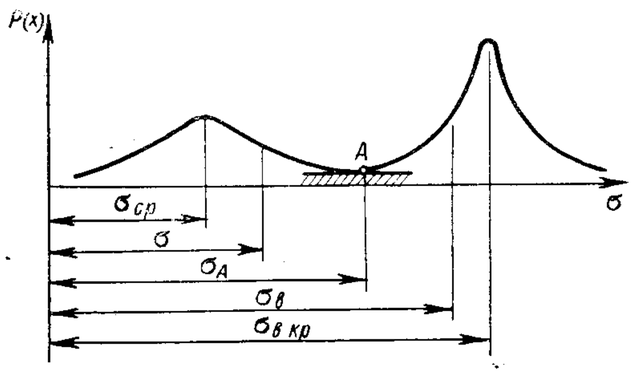



Рис. I.4. Схема к выводу уравнения I.15

Запас статистической прочности

$$n = \frac{\sigma_в}{\sigma_{max}}, \qquad (I.14)$$

где $\sigma_в$ — предел прочности материала; $\sigma_{max}$ — максимальное действующее напряжение.

Считаем, что величины $\sigma_в$ и $\sigma_{max}$ известны. В точке $A$ кривые распределения нагружающих и разрушающих напряжений пересекаются и, если одновременно $\sigma > \sigma_A$ и $\sigma_в < \sigma_A$, возможно разрушение.

Считая эти события независимыми, определяют вероятность разрушения по С. В. Серенсену:

$$P_{раз} = P(\sigma > \sigma_A)\, P(\sigma_в < \sigma_A) = S, \qquad (I.15)$$

где $S$ — площадь заштрихованных участков.

Вероятность того, что случайная величина $\sigma_A$ будет меньше заданного значения σ, равна

$$P(\sigma > \sigma_A) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\sigma_A - \sigma_{ср}}{S_g}\right), \qquad (I.16)$$

где Φ — табулированная функция Лапласа;

$$\Phi\left(\frac{\sigma_A - \sigma_{ср}}{S_g}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\sigma_{ср}}{S_g}} e^{-\frac{1}{2}\xi^2} d\xi, \qquad (I.16а)$$

где

$$\xi = \frac{\sigma_A - \sigma_{ср}}{S_g}; \quad d\xi = \frac{d\sigma_A}{S_g};$$

$S_g$ — среднее квадратичное отклонение действующего напряжения.

Вероятность того, что случайная величина $\sigma_A$ будет больше заданного значения равна $\sigma_в$

$$P(\sigma_в < \sigma_A) = \frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{\sigma_A - \sigma_{в ср}}{S_в}\right), \qquad (I.17)$$



где $S_в$ — среднее квадратичное отклонение разрушающего напряжения.

Считая, что закон распределения случайных величин напряжений нормальный, производят подстановку уравнений (I.16) и (I.17) в формулу (I.15) и получают вероятность разрушения

$$P_{раз} = \left[\frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\sigma_A - \sigma_{ср}}{S_g}\right)\right]\left[\frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{\sigma_A - \sigma_{в ср}}{S_в}\right)\right]. \qquad (I.18)$$

Плотность вероятности при нормальном законе распределения равна

$$P(x) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x - x_{ср})^2}{2S^2}}, \qquad (I.19)$$

следовательно, для точки $A$ величина $\sigma_A$ может быть найдена из равенства

$$\frac{1}{S_g} e^{-\frac{(\sigma_A - \sigma_{ср})^2}{2S_g^2}} = \frac{1}{S_в} e^{-\frac{(\sigma_A - \sigma_{в ср})^2}{2S_в^2}}$$

или

$$Z_g^2 - Z_в^2 = -2 \ln \frac{S_g}{S_в}, \qquad (I.20)$$

где

$$Z_g = \frac{\sigma_A - \sigma_{ср}}{S_g}, \quad Z_в = \frac{\sigma_A - \sigma_{в ср}}{S_в}$$

— нормированные отклонения.

Уравнение (I.20) решается относительно $\sigma_A$. После нахождения $\sigma_A$ определяется $P_{раз}$, представляющее условную величину. Эта величина должна сопоставляться с известными предельными значениями, устанавливаемыми экспериментально на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Надежность удобно характеризовать коэффициентом надежности

$$H = \lg \frac{1}{P_{раз}},$$

где при $P_{нер}$, равном 0,9; 0,99; 0,999; 0,9999 соответственно $H$ равно 1; 2; 3; 4.

$$P_{нер} = 1 - P_{раз}.$$

***Пример 1.*** Определить коэффициенты запаса и надежности стеклотекстолитовых труб.

Дано: $\sigma_{в_{ср}} = 97{,}5$ *кгс/см²*; $S_в = 9{,}25$ *кгс/см²*; $\sigma_{g_{ср}} = 51$ *кгс/см²*; $S_g = 15{,}2$ *кгс/см²*.

Коэффициент запаса по средним значениям

$$n = \frac{\sigma_{в.р}}{\sigma_{g_{ср}}} = \frac{97,5}{51} = 1,91.$$

Подставив это значение в уравнение (I.20), получим

$$\left(\frac{\sigma_A - 51}{15,2}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_A - 97,5}{9,25}\right)^2 = -2 \ln \frac{15,2}{9,25} = -2 \ln 1,64.$$

Решение уравнения дает $\sigma_A = 82$ *кгс/см*$^2$.
Вероятность разрушения определяется из уравнения

$$P_{раз} = \left[\frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{82 - 51}{15,2}\right)\right]\left[\frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{82 - 97,5}{9,25}\right)\right] = 0,00108.$$

Коэффициент надежности

$$H = \lg \frac{1}{P_{раз}} = -\lg 10^{-3} = 3.$$

Е. И. Тимофеевым показано, что из-за недостаточной однородности и стабильности механических свойств расчет по средним значениям нагрузок следует вести с учетом вероятности снижения прочности вследствие релаксации и неоднородности.

Деталь считается прочной, когда действующая нагрузка $Q$ меньше разрушающей $R$, т. е. когда $R - Q > 0$.

Вероятность этого события определяет надежность детали:

$$\alpha = \text{Вер}\,(R - Q > 0).$$

Обозначая разность нагрузок через $x = R - Q$, считают, что $x$ подчиняется нормальному закону распределения с плотностью $P(x)$ и имеет среднее значение

$$x_0 = R_0 - Q_0 \qquad \text{(I.21)}$$

и стандартное отклонение

$$S_x = \sqrt{S_R^2 + S_Q^2}. \qquad \text{(I.22)}$$

Пользуясь уравнением (I.19), вычисляют надежность с учетом формулы (I.21):

$$\alpha = \text{Вер}\,(x > 0) = \int_0^\infty P(x)\,dx = \frac{1}{S_x\sqrt{2\pi}} \int_0^\infty e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x - x_0}{S_x}\right)^2} dx. \qquad \text{(I.23)}$$

В соответствии с уравнением (I.16а) находят, что

$$\alpha = \Phi(Y), \qquad \text{(I.24)}$$

где $Y = \frac{x_0}{S_x}$; $\Phi(Y)$ — нормированная функция нормального распределения (табл. I.10).



Подставив уравнения (I.21) и (I.22) в формулу (I.24) и разделив числитель и знаменатель на $Q_0$, получим

$$Y = \frac{\frac{R_0}{Q_0} - 1}{\sqrt{\frac{S_R^2}{Q_0^2} + \frac{S_Q^2}{Q_0^2}}}.$$

Введя обозначения

$n_0 = \frac{R_0}{Q_0}$ — средний наиболее вероятный коэффициент запаса прочности; $\nu_R = \frac{S_R}{R_0}$; $\nu_Q = \frac{S_Q}{Q_0}$ — коэффициенты вариации разрушающей и действующей нагрузок,

получим

$$Y = \frac{n_0 - 1}{\sqrt{n_0^2\nu_R^2 + \nu_Q^2}}. \qquad \text{(I.25)}$$

Для трубы при $r \gg h$, где $r$ — радиус, а $h$ — толщина стенки, можно принять

$$\nu_R = \sqrt{\nu_в^2 + \nu_h^2}. \qquad \text{(I.26)}$$

Пользуясь табл. I.10 для $\Phi(Y)$ после вычисления $Y$ по уравнению (I.25), можно определить запас прочности по средним нагрузкам или надежность по выбранному среднему коэффициенту запаса прочности. Одновременно уравнение (I.25) позволяет исследовать влияние на надежность величины статистического разброса разрушающих и действующих нагрузок.

***Пример 2.*** По данным предыдущего примера при известной толщине стенки трубы $h_{ср} = 2,5$ *мм* и коэффициентах вариации $\nu_h = 0,03$, $\nu_в = 0,09$, $\nu_g = 0,3$ находим

$$\nu_R = \sqrt{\nu_в^2 + \nu_h^2} = 0,095.$$

Вероятный запас прочности по средним значениям

$$n_0 = \frac{\sigma_в}{\sigma_g} = \frac{97,5}{51} = 1,91.$$

По уравнению (I.25) определим

$$Y = \frac{n_0 - 1}{\sqrt{n_0^2\nu_R^2 + \nu_g^2}} = \frac{1,91 - 1}{\sqrt{1,91^2 \cdot 0,095^2 + 0,3^2}} = 2,5.$$

По табл. I.10 для $Y = 2,5$ находим $\alpha = 0,9938$.

Надежность равна 99,4%, что по сравнению с предыдущим примером значительно ниже. Последний расчет более достоверен, так как учитываются вариации не только нагрузки и действующих сил, но и вариации геометрических размеров.

*Таблица 1.10*

**Функции нормального распределения** $\Phi(Y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{Y} e^{-\frac{1}{2}t^2} dt$

| $Y$ | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| —0,0 | 0,5000 | 0,4960 | 0,4920 | 0,4880 | 0,4840 | 0,4801 | 0,4761 | 0,4721 | 0,4681 | 0,4641 |
| —0,1 | 0,4602 | 0,4562 | 0,4522 | 0,4483 | 0,4443 | 0,4404 | 0,4364 | 0,4325 | 0,4586 | 0,4247 |
| —0,2 | 0,4207 | 0,4168 | 0,4129 | 0,4090 | 0,4052 | 0,4013 | 0,3974 | 0,3936 | 0,3897 | 0,3859 |
| —0,3 | 0,3821 | 0,3783 | 0,3745 | 0,3707 | 0,3669 | 0,3632 | 0,3594 | 0,3557 | 0,3520 | 0,3483 |
| —0,4 | 0,3446 | 0,3409 | 0,3372 | 0,3336 | 0,3300 | 0,3264 | 0,3248 | 0,3192 | 0,3156 | 0,3121 |
| —0,5 | 0,3085 | 0,3050 | 0,3015 | 0,2981 | 0,2946 | 0,2912 | 0,2877 | 0,2843 | 0,2810 | 0,2776 |
| —0,6 | 0,2743 | 0,2709 | 0,2676 | 0,2643 | 0,2611 | 0,2578 | 0,2546 | 0,2514 | 0,2483 | 0,2451 |
| —0,7 | 0,2420 | 0,2389 | 0,2358 | 0,2327 | 0,2297 | 0,2266 | 0,2236 | 0,2206 | 0,2177 | 0,2148 |
| —0,8 | 0,2119 | 0,2090 | 0,2061 | 0,2033 | 0,2005 | 0,1977 | 0,1949 | 0,1922 | 0,1894 | 0,1867 |
| —0,9 | 0,1841 | 0,1814 | 0,1788 | 0,1762 | 0,1736 | 0,1711 | 0,1685 | 0,1660 | 0,1635 | 0,1611 |
| —1,0 | 0,1587 | 0,1562 | 0,1539 | 0,1515 | 0,1492 | 0,1469 | 0,1446 | 0,1423 | 0,1401 | 0,1379 |
| —1,1 | 0,1357 | 0,1335 | 0,1314 | 0,1292 | 0,1271 | 0,1251 | 0,1230 | 0,1210 | 0,1190 | 0,1170 |
| —1,2 | 0,1151 | 0,1131 | 0,1112 | 0,1093 | 0,1075 | 0,1056 | 0,1038 | 0,1020 | 0,1003 | 0,0985 |
| —1,3 | 0,0968 | 0,0951 | 0,0934 | 0,0918 | 0,0901 | 0,0885 | 0,0869 | 0,0853 | 0,0838 | 0,0823 |
| —1,4 | 0,0808 | 0,0793 | 0,0778 | 0,0764 | 0,0749 | 0,0735 | 0,0721 | 0,0708 | 0,0694 | 0,0681 |
| —1,5 | 0,0668 | 0,0655 | 0,0643 | 0,0630 | 0,0618 | 0,0606 | 0,0594 | 0,0582 | 0,0571 | 0,0559 |
| —1,6 | 0,0548 | 0,0537 | 0,0526 | 0,0516 | 0,0505 | 0,0495 | 0,0485 | 0,0475 | 0,0465 | 0,0455 |
| —1,7 | 0,0446 | 0,0436 | 0,0427 | 0,0418 | 0,0409 | 0,0401 | 0,0392 | 0,0384 | 0,0375 | 0,0367 |
| —1,8 | 0,0359 | 0,0351 | 0,0344 | 0,0336 | 0,0329 | 0,0322 | 0,0314 | 0,0307 | 0,0301 | 0,0294 |

*Продолжение табл. 1.10*

| $Y$ | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| —1,9 | 0,0288 | 0,0281 | 0,0274 | 0,0268 | 0,0260 | 0,0256 | 0,0250 | 0,0244 | 0,0239 | 0,0233 |
| —2,0 | 0,0228 | 0,0222 | 0,0217 | 0,0212 | 0,0207 | 0,0202 | 0,0197 | 0,0192 | 0,0188 | 0,0183 |
| —2,1 | 0,0179 | 0,0174 | 0,0170 | 0,0166 | 0,0162 | 0,0158 | 0,0154 | 0,0150 | 0,0146 | 0,0143 |
| —2,2 | 0,0139 | 0,0136 | 0,0132 | 0,0129 | 0,0125 | 0,0122 | 0,0119 | 0,0116 | 0,0113 | 0,0110 |
| —2,3 | 0,0107 | 0,0104 | 0,0102 | 0,0099 | 0,0096 | 0,0094 | 0,0091 | 0,0089 | 0,0087 | 0,0084 |
| —2,4 | 0,0082 | 0,0080 | 0,0078 | 0,0075 | 0,0073 | 0,0071 | 0,0069 | 0,0068 | 0,0066 | 0,0064 |
| —2,5 | 0,0062 | 0,0060 | 0,0059 | 0,0057 | 0,0055 | 0,0054 | 0,0052 | 0,0051 | 0,0049 | 0,0048 |
| —2,6 | 0,0047 | 0,0045 | 0,0044 | 0,0043 | 0,0041 | 0,0040 | 0,0039 | 0,0038 | 0,0037 | 0,0036 |
| —2,7 | 0,0035 | 0,0034 | 0,0033 | 0,0032 | 0,0031 | 0,0030 | 0,0029 | 0,0028 | 0,0027 | 0,0026 |
| —2,8 | 0,0026 | 0,0025 | 0,0024 | 0,0023 | 0,0023 | 0,0022 | 0,0021 | 0,0021 | 0,0020 | 0,0019 |
| —2,9 | 0,0019 | 0,0018 | 0,0018 | 0,0017 | 0,0016 | 0,0015 | 0,0015 | 0,0015 | 0,0014 | 0,0014 |
| —3,0 | 0,0014 | 0,0013 | 0,0013 | 0,0012 | 0,0012 | 0,0011 | 0,0011 | 0,0011 | 0,0010 | 0,0010 |

| $Y$ | —3,2 | —3,3 | —3,4 | —3,5 | —3,6 | —3,7 | —3,8 | —3,9 | —4,0 | —4,1 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\Phi(Y)$ | 0,0007 | 0,0005 | 0,0003 | 0,0002 | 0,0002 | 0,0001 | 0,0001 | 0,00005 | 0,00003 | 0,00002 |

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,0 | 0,5000 | 0,5040 | 0,5080 | 0,5120 | 0,5160 | 0,5199 | 0,5239 | 0,5279 | 0,5319 | 0,5359 |
| 0,1 | 0,5389 | 0,5438 | 0,5478 | 0,5517 | 0,5557 | 0,5596 | 0,5636 | 0,5675 | 0,5714 | 0,5753 |
| 0,2 | 0,5793 | 0,5832 | 0,5871 | 0,5910 | 0,5948 | 0,5987 | 0,6026 | 0,6064 | 0,6103 | 0,6141 |
| 0,3 | 0,6179 | 0,6217 | 0,6255 | 0,6293 | 0,6431 | 0,6368 | 0,6406 | 0,6443 | 0,6480 | 0,6517 |
| 0,4 | 0,6554 | 0,6591 | 0,6628 | 0,6664 | 0,6700 | 0,6736 | 0,6772 | 0,6808 | 0,6844 | 0,6879 |
| 0,5 | 0,6915 | 0,6950 | 0,6985 | 0,7019 | 0,7054 | 0,7088 | 0,7123 | 0,7157 | 0,7190 | 0,7224 |
| 0,6 | 0,7257 | 0,7291 | 0,7324 | 0,7357 | 0,7389 | 0,7422 | 0,7454 | 0,7486 | 0,7517 | 0,7549 |
| 0,7 | 0,7580 | 0,7611 | 0,7642 | 0,7673 | 0,7703 | 0,7734 | 0,7764 | 0,7794 | 0,7823 | 0,7852 |
| 0,8 | 0,7881 | 0,7910 | 0,7939 | 0,7967 | 0,7995 | 0,8023 | 0,8051 | 0,8078 | 0,8106 | 0,8133 |

*Продолжение табл. I.10*

| Y | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,9 | 0,8159 | 0,8186 | 0,8212 | 0,8238 | 0,8264 | 0,8289 | 0,8315 | 0,8340 | 0,8365 | 0,8389 | | |
| 1,0 | 0,8413 | 0,8438 | 0,8461 | 0,8485 | 0,8508 | 0,8531 | 0,8554 | 0,8577 | 0,8599 | 0,8621 | | |
| 1,1 | 0,8643 | 0,8605 | 0,8686 | 0,8708 | 0,8729 | 0,8749 | 0,8770 | 0,8790 | 0,8810 | 0,8830 | | |
| 1,2 | 0,8849 | 0,8869 | 0,8888 | 0,8907 | 0,8925 | 0,8944 | 0,8962 | 0,8980 | 0,8997 | 0,9015 | | |
| 1,3 | 0,9032 | 0,9049 | 0,9066 | 0,9082 | 0,9099 | 0,9115 | 0,9131 | 0,9147 | 0,9152 | 0,9177 | | |
| 1,4 | 0,9192 | 0,9207 | 0,9222 | 0,9236 | 0,9261 | 0,9265 | 0,9279 | 0,9292 | 0,9306 | 0,9319 | | |
| 1,5 | 0,9332 | 0,9345 | 0,9357 | 0,9370 | 0,9382 | 0,9394 | 0,9406 | 0,9418 | 0,9429 | 0,9441 | | |
| 1,6 | 0,9452 | 0,9463 | 0,9474 | 0,9484 | 0,9495 | 0,9505 | 0,9515 | 0,9525 | 0,9535 | 0,9545 | | |
| 1,7 | 0,9554 | 0,9564 | 0,9573 | 0,9582 | 0,9591 | 0,9599 | 0,9608 | 0,9616 | 0,9625 | 0,9633 | | |
| 1,8 | 0,9641 | 0,9649 | 0,9656 | 0,9664 | 0,9671 | 0,9678 | 0,9686 | 0,9693 | 0,9699 | 0,9706 | | |
| 1,9 | 0,9713 | 0,9719 | 0,9726 | 0,9732 | 0,9738 | 0,9744 | 0,9750 | 0,9756 | 0,9761 | 0,9767 | | |
| 2,0 | 0,9772 | 0,9778 | 0,9783 | 0,9788 | 0,9793 | 0,9798 | 0,9803 | 0,9808 | 0,9812 | 0,9817 | | |
| 2,1 | 0,9821 | 0,9826 | 0,9830 | 0,9834 | 0,9838 | 0,9842 | 0,9846 | 0,9850 | 0,9854 | 0,9857 | | |
| 2,2 | 0,9861 | 0,9864 | 0,9868 | 0,9871 | 0,9875 | 0,9878 | 0,9881 | 0,9884 | 0,9887 | 0,9890 | | |
| 2,3 | 0,9893 | 0,9896 | 0,9898 | 0,9901 | 0,9904 | 0,9906 | 0,9909 | 0,9911 | 0,9913 | 0,9916 | | |
| 2,4 | 0,9918 | 0,9920 | 0,9922 | 0,9925 | 0,9927 | 0,9929 | 0,9931 | 0,9932 | 0,9934 | 0,9936 | | |
| 2,5 | 0,9938 | 0,9940 | 0,9941 | 0,9943 | 0,9945 | 0,9946 | 0,9948 | 0,9949 | 0,9951 | 0,9952 | | |
| 2,6 | 0,9953 | 0,9955 | 0,9956 | 0,9957 | 0,9959 | 0,9960 | 0,9961 | 0,9962 | 0,9963 | 0,9964 | | |
| 2,7 | 0,9965 | 0,9966 | 0,9967 | 0,9968 | 0,9969 | 0,9970 | 0,9971 | 0,9972 | 0,9973 | 0,9974 | | |
| 2,8 | 0,9974 | 0,9975 | 0,9976 | 0,9977 | 0,9977 | 0,9978 | 0,9979 | 0,9980 | 0,9980 | 0,9981 | | |
| 2,9 | 0,9981 | 0,9982 | 0,9982 | 0,9983 | 0,9984 | 0,9984 | 0,9985 | 0,9985 | 0,9986 | 0,9986 | | |
| 3,0 | 0,9986 | 0,9987 | 0,9987 | 0,9988 | 0,9988 | 0,9989 | 0,9989 | 0,9989 | 0,9990 | 0,9990 | | |
| Y | 3,2 | 3,3 | 3,4 | 3,5 | 3,6 | 3,7 | 3,8 | 3,9 | 4,0 | 4,1 | | |
| Φ (Y) | 0,9993 | 0,9995 | 0,9997 | 0,9998 | 0,9998 | 0,9999 | 0,9999 | 0,99995 | 0,99997 | 0,99998 | | |



Статистические методы позволяют оценить влияние температур, климатических факторов, агрессивности сред, усталости и т. д. на надежность изделий из пластмасс.

***Пример 3.*** По данным Е. И. Тимофеева, нагрев до 60° С приводит к снижению предела прочности при растяжении для АГ-4С на 35—40%, АГ-4В — на 20%, ВФТС — на 15%, КАСТ-В — на 10% и ЭФ-32-301 — на 40—45%.

Если труба изготовлена из ВФТС, то при нагреве до 60° С коэффициент запаса

$$n_0 = \frac{0{,}85 \cdot 97{,}5}{51} = 1{,}67;$$

$$Y = \frac{1{,}67 - 1}{\sqrt{1{,}67^2 \cdot 0{,}095^2 + 0{,}3^2}} = 1{,}98;\ \alpha = 97{,}6\ \%.$$

Повышение надежности можно произвести за счет улучшения прочности материала или улучшения технологии изготовления, приводящей к понижению коэффициента вариации $\nu_в$.

Порядок расчета изделия с заданной надежностью $\alpha = 0{,}999$ приводится в табл. I.11.

Примем за условный вес конструкции изделия вес, приходящийся на единицу длины $l$ и единицу действующей нагрузки $Q$,

$$q'_{усл} = \frac{q}{lQ} \qquad (I.27)$$

и за удельную прочность величину

$$k_\sigma = \frac{lR}{q}, \qquad (I.28)$$

где $R$—разрушающая нагрузка.

Из совместного решения уравнений (I.27) и (I.28) находим

$$q'_{усл} = \frac{n}{k_\sigma}, \qquad (I.29)$$

*Таблица I.11*

**Пример расчета запаса прочности**

| Варианты | $Y$ | $\nu_R$ | $n_0$ |
|---|---|---|---|
| 1 | 3,09 | 0 | 1,92 |
| 2 | 3,09 | 0,06 | 2,00 |
| 3 | 3,09 | 0,09 | 2,08 |

Примечание.

$$n_0 = \frac{1 + Y\sqrt{\nu_R^2 + \nu_Q^2 - Y^2\nu_R^2\nu_Q^2}}{1 - Y^2\nu_R^2}.$$

Условный наиболее вероятный коэффициент запаса прочности в общем случае равен

$$n_0 = \frac{1 + Y\sqrt{\nu_в^2 + \nu_F^2 + \nu_Q^2 - Y^2\nu_Q^2(\nu_в^2 + \nu_F^2)}}{1 - Y^2(\nu_в^2 + \nu_F^2)}, \qquad (I.30)$$

где $\nu_F$ — коэффициент вариации поперечного сечения изделия.

В соответствии с уравнением (I.29)

$$q'_{0усл} = \frac{n_0}{k_{0\sigma}}, \qquad (I.31)$$

где $k_{0\sigma} = \frac{\sigma_{в0}}{\gamma}$ — средняя, наиболее вероятная удельная прочность материала, а $\gamma$ — удельный вес.

*Таблица I.12*

**Характеристики прочности пластмасс**

| Материал | Предел прочности | | Средняя удельная прочность, $k_{0\sigma}$ | $k'_{0\sigma} = k_{0\sigma}(1 - Y\nu_в)$ | | | При оптимальном технологическом режиме | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | предел прочности | | $k_{0\sigma}$ | $k'_{0\sigma} = k_{0\sigma}(1 - Y\nu_в)$ | | |
| | $\sigma_в$ в кгс/мм² | $\nu_в$ в % | | $Y=2$ | $Y=3$ | $Y=4$ | $\sigma_в$ в кгс/мм² | $\nu_в$ в % | | $Y=2$ | $Y=3$ | $Y=4$ |
| АГ-4С (10 : 1) | 44,8 | 8,0 | 25,0 | 21,0 | 19,0 | 17,0 | — | — | — | — | — | — |
| АГ-4С (1 : 1) | 24,5 | 28,0 | 13,6 | 5,98 | 2,18 | — | — | — | — | — | — | — |
| АГ-4С (рубленое волокно) | 6,35 | 14,6 | 3,53 | 2,50 | 1,98 | 1,48 | — | — | — | — | — | — |
| АГ-4В | 10,4 | 14,0 | 5,8 | 4,16 | 3,36 | 2,55 | — | — | — | — | — | — |
| ВФТС, листовой, материал толщиной 3 *мм* | 38,0 | 11,5 | 21,1 | 16,15 | 13,80 | 11,4 | — | — | — | — | — | — |
| КАСТ-В листовой, материал толщиной 5 *мм* | 22,7 | 11,0 | 12,6 | 9,83 | 8,45 | 7,05 | — | — | — | — | — | — |
| ЭФ-32-301, листовой, материал толщиной 5 *мм* | 38,6 | 9,6 | 21,6 | 17,3 | 15,5 | 13,4 | — | — | — | — | — | — |
| СТЭФ, цилиндр толщиной 6 *мм* | 39,0 | 9,0 | 21,7 | 17,8 | 15,85 | 13,9 | — | — | — | — | — | — |
| Волокнит | 4,15 | 9,4 | 2,86 | 2,32 | 2,06 | 1,77 | — | — | — | — | — | — |
| К-18-2 | 4,1 | 11,0 | 2,93 | 2,58 | 1,96 | 1,64 | — | — | — | — | — | — |
| ФКПМ-15Т | 2,3 | 5,6 | 1,35 | 1,2 | 1,12 | 1,05 | — | — | — | — | — | — |
| Капростекло КС-39/9 | 7,38 | 24,0 | 4,91 | 2,56 | 1,87 | 0 | 8,84 | 4,8 | 5,9 | 5,3 | 5,0 | 4,8 |
| Капрографит КГ-10 | 3,67 | 18,4 | 2,61 | 1,64 | 1,27 | 0,68 | 4,54 | 7,3 | 3,23 | 2,72 | 2,5 | 2,28 |
| Полиэтилен 2020Т-ВД | 1,33 | 5,8 | 1,45 | 1,29 | 1,19 | 1,12 | 1,42 | 2,74 | 1,54 | 1,46 | 1,41 | 1,38 |
| Полиэтилен 2020Т-НД | 3,52 | 3,3 | 3,62 | 3,36 | 3,26 | 3,15 | 3,91 | 1,33 | 4,04 | 3,92 | 3,88 | 3,84 |
| Поликарбонат | 6,08 | 5,0 | 4,35 | 3,9 | 3,7 | 3,48 | 6,57 | **2,70** | 4,7 | 4,46 | 4,32 | 4,18 |
| Полиформальдегид | 6,58 | 4,3 | 6,00 | 5,45 | 5,22 | 4,9 | 6,85 | **2,91** | 6,22 | 5,85 | 5,65 | 5,46 |
| Капрон | 6,53 | 3,2 | 5,71 | 5,3 | 5,14 | 4,96 | 7,52 | 1,8 | 6,55 | 6,30 | 6,22 | 6,08 |
| Анид | 7,10 | 25,0 | 5,90 | 2,94 | 1,47 | 0 | 8,35 | 5,6 | 6,95 | 6,2 | 5,75 | 5,35 |



Подставив уравнение (I.30) в формулу (I.31), получим

$$q'_{0\,усл} = \frac{1}{1 - Y^2\left(\nu_в^2 + \nu_F^2\right)} \cdot \frac{k_{0\sigma}}{1 + Y\sqrt{\nu_в^2 + \nu_F^2 + \nu_Q^2 - Y^2\nu_Q^2\left(\nu_в^2 + \nu_F^2\right)}} \tag{I.32}$$

или, назвав знаменатель формулы (I.32) критерием эффективной удельной прочности материалов, найдем

$$k'_{0\sigma} = k_{0\sigma} \frac{1 - Y^2\left(\nu_в^2 + \nu_F^2\right)}{1 + Y\sqrt{\nu_в^2 + \nu_F^2 + \nu_Q^2 - Y^2\nu_Q^2\left(\nu_в^2 + \nu_F^2\right)}}. \tag{I.33}$$

Из уравнения (I.33) видно, что $k'_{0\sigma}$ учитывает неоднородность материала, вариацию действующих нагрузок $\nu_Q$, рассеивание размеров $\nu_F$ и заданную надежность $\alpha = \Phi(Y)$.

Уравнение (I.33) можно упростить. Если принять $\nu_Q = \nu_F = 0$, тогда

$$k'_{0\sigma} = k_{0\sigma}(1 - Y\nu_в). \tag{I.34}$$

Уравнение (I.34) показывает, что удельная прочность материала $k_{0\,q} = \frac{\sigma_{q0}}{\gamma}$ справедлива как характеристика только в двух случаях: $\nu_в = 0$ или $Y = 0$, т. е. при $\alpha = 0{,}5$.

Применяя уравнение (I.34), можно произвести оценку конструкционных свойств материалов. Из табл. I.12 видно, что пластмассы по степени однородности резко различаются: из реактопластов наиболее неоднородны АГ-4С (1 : 1), среди термопластов — анид и капростекло. Вторая половина таблицы составлена для термопластов, перерабатываемых при оптимальных строго регулируемых режимах. Как видно, качество изделий при этих условиях, их прочностные свойства и однородность значительно улучшаются.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Каргин В. А., Слонимский Г. Л. Краткие очерки по физико-химии полимеров. М., «Химия», 1967.
2. Тагер А. А. Физико-химия полимеров. М., «Химия», 1968.
3. Гуль В. Е., Кулезнев В. Н. Структура и механические свойства полимеров. М., «Высшая школа», 1966.
4. Кестельман Н. Я., Кестельман В. Н. Номограммы по расчету и конструированию пластмассовых деталей машин. М., «Машиностроение», 1970.

ГЛАВА II

# КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ МАШИН

## § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Применение пластмасс в качестве материала корпусных деталей — одно из наиболее перспективных направлений использования пластмасс в машиностроении.

Выбор основных конструктивных параметров и форм корпусных деталей определяется их назначением и сводится к расчетам на жесткость и температурные деформации.

Прочностные расчеты корпусных деталей имеют приближенный характер, что обусловливается их довольно сложной формой и действием на них ряда пространственных нагрузок. Так, силовые факторы, действующие на корпусные детали, рассматриваются как сосредоточенные, приложенные в одном сечении, а деформации корпусных деталей определяются в зависимости от соотношения габаритных размеров этих деталей. Деформации деталей, у которых один из габаритных размеров значительно больше двух других, рассматриваются как деформации брусьев; деформации деталей, у которых два габаритных размера значительно больше третьего, рассматриваются как деформации пластины; наконец, деформации деталей, у которых все три габаритных размера одного порядка, рассматриваются как деформации коробок, состоящих из пластин некоторой постоянной приведенной жесткости. Наибольшее распространение находят пластмассы в качестве материала кожухов, коробок, размеры и форма которых определяются условиями размещения в них необходимых узлов, а также технологическими соображениями и т. д. Характерные области применения будут рассмотрены ниже.

## § 2. МАЛОГАБАРИТНЫЕ КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Основные конструктивные параметры корпусной коробчатой детали можно определять исходя из условия обеспечения жесткости ее стенок при действии заданных нагрузок, для чего вполне достаточно соблюдение следующих соотношений:

$$\varepsilon = k_0 k_1 k_2 k_3 \frac{Pa^2(1-\mu^2)}{Eh^3} \leqslant \frac{[\sigma]}{E}, \qquad (II.1)$$

где $\varepsilon$ — деформация стенки корпуса под действием сосредоточенной нагрузки $P$; $[\sigma]_{доп}$, $E$, $\mu$ — соответственно допускаемое напряжение на изгиб, модуль упругости и коэффициент Пуассона материала корпуса; $a$ — половина большего размера наружной грани корпуса; $h$ — расчетная толщина стенки корпуса; $k_0$, $k_1$, $k_2$, $k_3$ — коэффициенты, соответственно учитывающие влияние жесткости отдельных граней и защемление сторон, влияние нагруженных и ненагруженных отверстий и бобышки на жесткость стенки корпуса, влияние прилитых к стенке ребер на их жесткость.



Численные значения коэффициентов $k_0$ приведены в табл. II.1, значения коэффициентов $k_1$ и $k_2$ определяются по графикам на рис. II.1 и II.2. Для возможности пользования графиками необходимо определять следующие соотношения:

$$\frac{H}{h};\quad \frac{H_a}{h};\quad \frac{D^2}{2a2b};\quad \frac{D}{d};\quad \frac{r}{a},$$

где $H$, $h$, $d$, $a$, $b$, $r$ — геометрические параметры изделия; $H_a$ — активная высота бобышек, определяемая по рис. II.3.

Использование в расчетах отношения $\frac{H_a}{h}$ вместо $\frac{H}{h}$ объясняется тем, что в высоких бобышках (ребрах) напряжения не распространяются на весь объем материала и нагруженная и ненагруженная бобышки находятся в разных напряженных состояниях.

Численные значения коэффициента $k_3$ выбираются с учетом следующих рекомендаций:

1) для ребер под бобышками, через которые подается основная нагрузка, в том случае, если ребро прилито к соседней стенке, имеющей толщину того же порядка, что и нагруженная стенка, $k_3 = 0{,}8 \div 0{,}9$;

2) для ребер, предназначенных для увеличения общей жесткости стенок, $k_3 = 0{,}75 \div 0{,}85$ (меньшие значения для систем пересекающихся ребер, бо́льшие — для связанных между собой ребер).

Кроме того, влияние ребер на жесткость стенок корпуса можно учитывать, производя расчет по приведенной толщине стенки, определяемой из условий равенства моментов инерции стенки приведенной толщины и стенки с ребрами. При этом учитывается лишь активная высота ребер, которую можно определить по рис. II.4.

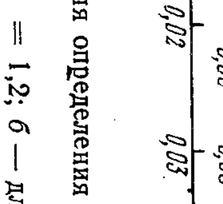
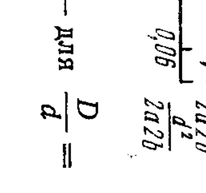
При проектировании пластмассовых корпусов необходимо учитывать их нагрев в результате выделения тепла при трении механизмов (зубчатых передач, муфт, подшипников). Интенсивное нагревание снижает прочность, жесткость и твердость пластмассовых корпусов, что ведет к потере их работоспособности.

Нагрев можно уменьшить соответствующим увеличением теплоотводящих площадей, как правило, наружных поверхностей пластмассовых корпусов (например, оребрением). Для решения вопроса, в какой мере необходимо увеличивать площадь поверхностей, необходимо рассмотреть следующее соотношение:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{Q}{\sum_1^n \frac{F_{1i}}{\frac{F_{1i}}{F_{2i}a_{2i}} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1i}}}} \leqslant [\Delta t]_{доп}, \qquad (II.2)$$

*Таблица II.1*

**Коэффициенты $k_0$ для определения перемещения $f_0$ под силой, действующей в различных точках грани $2a \times 2b$ открытой коробки**

| 1. Нагруженная грань $1a \times 2b$ соединяется с другими гранями открытой коробки по всем четырем сторонам | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Соотношение размеров нагруженной грани $a:b$ | 1:1 | | | | | | | | | 1:0,75 | | | | | |
| Соотношение размеров коробки $a:b:c$ | 1:1:1 | | | 1:1:0,75 | | | 1:1:0,5 | | | 1:0,75:0,75 | | | 1:0,75:0,5 | | |
| Точки приложения силы | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
|  | | | | | | | | | | | | | | | |
| *1* | 0,18 | 0,24 | 0,18 | 0,20 | 0,28 | 0,20 | 0,21 | 0,31 | 0,21 | 0,13 | 0,18 | 0,13 | 0,13 | 0,20 | 0,13 |
| *2* | 0,24 | 0,35 | 0,24 | 0,28 | 0,44 | 0,28 | 0,31 | 0,50 | 0,31 | 0,21 | 0,30 | 0,21 | 0,22 | 0,33 | 0,22 |
| *3* | 0,18 | 0,24 | 0,18 | 0,20 | 0,28 | 0,20 | 0,21 | 0,31 | 0,21 | 0,13 | 0,18 | 0,13 | 0,13 | 0,20 | 0,13 |
| 2. Нагруженная грань $2a \times 2b$ соединяется с другими гранями открытой коробки по трем сторонам, одна сторона свободна | | | | | | | | | | | | | | | |
| Соотношение размеров нагруженной грани $a:b$ | 1:1 | | | 1:0,75 | | | | | | 1:0,5 | | | | | |
| Соотношение размеров коробки $a:b:c$ | 1:1:1 | | | 1:0,75:1 | | | 1:0,75:0,75 | | | 1:0,5:1 | | | 1:0,5·0,75 | | |
| Точки приложения силы | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
|  | | | | | | | | | | | | | | | |
| *1* | 0,16 | 0,25 | 0,16 | 0,15 | 0,20 | 0,15 | 0,15 | — | 0,15 | 0,08 | 0,09 | 0,08 | 0,08 | — | 0,08 |
| *2* | 0,30 | 0,48 | 0,30 | 0,29 | 0,45 | 0,29 | 0,28 | 0,42 | 0,28 | 0,19 | 0,28 | 0,19 | 0,18 | 0,27 | 0,18 |
| *3* | 0,43 | 0,70 | 0,43 | 0,39 | 0,62 | 0,39 | — | 0,62 | — | 0,34 | 0,51 | 0,34 | — | 0,48 | — |
| *4* | 0,95 | 1,40 | 0,95 | 0,77 | 1,16 | 0,77 | — | 1,16 | — | 0,62 | 0,92 | 0,62 | — | 0,69 | — |

Условные обозначения опорных закреплений: — — — — сторона, по которой происходит соединение двух граней коробки; ⌒ — свободный край.






Рис. II.1. График для определения коэффициента $k_1$: *а* — для $\frac{D}{d} = 1{,}2$; *б* — для $\frac{D}{d} = 1{,}6$

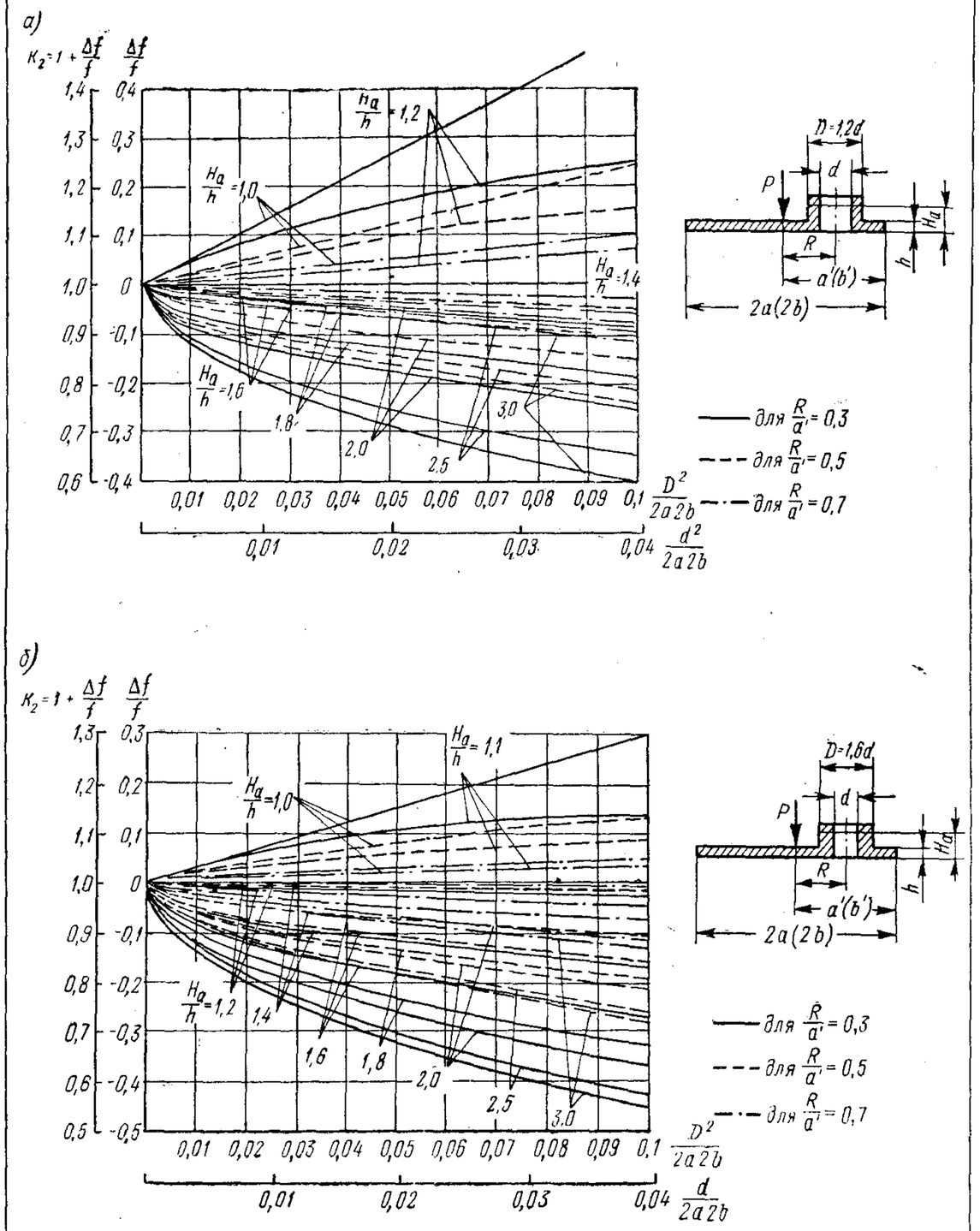



Рис. II.2. Графики для определения коэффициента $k_2$:

*f* — перемещение точки приложения силы в пластине без отверстия; $\Delta f$ — приращение перемещения в результате влияния отверстия и бобышки; *а* — для $\frac{D}{d} = 1,2$; *б* — для $\frac{D}{d} = 1,6$



где $Q$ — количество тепла, выделяемого механизмом в единицу времени, в *ккал/ч*; $F_{1i}$, $F_{2i}$ — площади наружной и внутренней поверхностей $i$-й стенки в $м^2$; $a_{1i}$, $a_{2i}$ — коэффициенты теплоотдачи $i$-й стенки для наружной и внутренней сторон ее в *ккал/м·ч·град*; $\delta_i$ — толщина $i$-й стенки в *м*; $\lambda_i$ — коэффициент теплопроводности материала корпуса в *ккал/м·ч·град*; $t_1$, $t_2$ — температуры окружающей среды и внутри коробки в *град*; $\Delta t$ — избыточная температура среды внутри коробки в *град*.

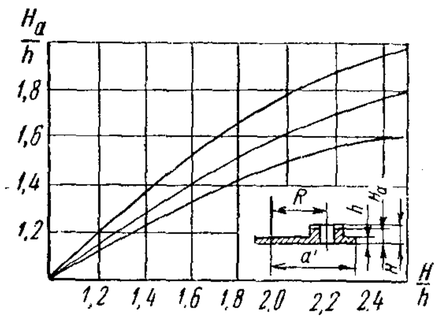



Рис. II.3. Графики зависимости относительной активной высоты бобышки от полной относительной высоты $\frac{H}{h}$

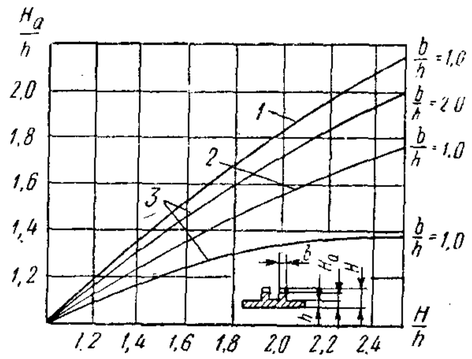



Рис. II.4. Графики зависимости относительной активной высоты ребер $\frac{H_a}{h}$ от полной относительной высоты $\frac{H}{h}$:

*1* — пластины; *2* — балки с диагональными ребрами; *3* — балки с поперечными ребрами

Расчеты по формуле (II.1) показывают, что при прочих равных условиях для обеспечения одинаковой избыточной температуры среды внутри чугунного и пластмассового корпусов поверхности стенок пластмассового корпуса должны быть больше поверхности стенок чугунного корпуса на 30—50%.

## § 3. КРУПНОГАБАРИТНЫЕ КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКОВ

Расчет корпусных деталей из стеклопластиков несколько специфичен. Для упрощенных расчетов можно использовать приводимые ниже соотношения.

Растянутые элементы рассчитываются, как правило, только на прочность по формуле

$$\frac{N}{F_{нт}} \leqslant [\sigma_p], \qquad \text{(II.3)}$$

где $N$ — расчетное значение силы (нормативное значение, умноженное на коэффициент перегрузки); $F_{нт}$ — площадь поперечного сечения элемента нетто в наиболее ослабленном месте; $\sigma_p$ — расчетное сопротивление на растяжение.

Растянуто-изгибаемые элементы на прочность рассчитываются по формуле

$$\frac{N}{F_{нт}} + \frac{M\sigma_p}{W_{нт}\sigma_u} \leqslant \sigma_p, \qquad \text{(II.4)}$$

где $\sigma_u$ — расчетное сопротивление на изгиб.

Прогибы вычисляются, как у изгибаемых элементов.

Сжатые стержневые элементы рассчитываются на прочность по формуле

$$\frac{N}{F_{нт}} \leqslant \sigma_c \qquad \text{(II.5)}$$

и на устойчивость по формуле

$$\frac{N}{\varphi F_{рас}} \leqslant \sigma_c; \qquad \varphi = \frac{\pi^2 \frac{E}{\sigma_c}}{\lambda^2},$$

где $\lambda$ — гибкость, равная отношению свободной длины элемента к радиусу инерции; $\sigma_c$ — расчетное сопротивление на сжатие.

В конкретных случаях берется та формула, которая дает наиболее неблагоприятные результаты.

Расчетное значение площади поперечного сечения элемента $F_{нт}$ определяется без учета осевых ослаблений, если они не превышают 25% полной площади, и с учетом их по формуле $F_{рас} = 1{,}33F_{нт}$. При симметричном ослаблении, выходящем на кромку, $F_{рас} = F_{нт}$.

В случае трубчатой формы элемента дополнительно проверяется толщина $\delta$ стенки трубы. Во избежание местного выпучивания должно соблюдаться условие

$$\frac{D}{\delta} \leqslant 2{,}2\sqrt{\frac{El_0^2}{(1-\mu^2)\,\pi N}},$$

где $D$ — диаметр осевой линии стенки трубы; $\mu$ — коэффициент Пуассона; $\frac{E}{1-\mu^2} = E_{пр}$ — приведенный модуль упругости.

В случае, когда элемент имеет вид прямоугольный пластинки (например, обшивки стен и панелей), проверка ее устойчивости производится сравнением действующего усилия $T_x$ с критической силой $T_{кр}$. Оно должно быть меньше критической силы по крайней мере в 1,5 раза.

Критическая сила, приходящаяся на 1 *см* ширины пластинки, определяется по формуле

$$T_{кр} = k\frac{\pi^2 D}{b^2} > k_{зап}T_x, \qquad \text{(II.6)}$$

где $D = \frac{E_{пр}\delta^3}{12}$ — цилиндрическая жесткость пластинки ($\delta$ — толщина пластинки); $b$ — ширина пластинки; $k$ — коэффициент, зависящий от краевых условий и от соотношения длины $a$ пластины, измеренной вдоль усилия, к ее ширине; $k_{зап}$ — коэффициент запаса.



Значения коэффициента $k$ для прямоугольной пластинки с шарнирно опертыми сторонами в местах приложения сил и защемленной по двум другим сторонам приведены ниже.

| $a/в$ | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 и более |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $k$ | 9,44 | 7,69 | 7,05 | 7,00 | 7,29 | 7,83 | 7,69 |

Применительно к сжатой при изгибе обшивке (панели) действующее усилие равно $T_x = \sigma\delta$, где $\sigma$ — наибольшее напряжение сжатия от изгиба.

Изгибаемые элементы рассчитываются на прочность и по прогибам. Прочностной расчет ведется по нормальным напряжениям

$$\frac{M}{W_{нт}} \leqslant [\sigma_u] \qquad \text{(II.7)}$$

и по скалывающим напряжениям

$$\frac{QS_{нт}}{J_{нт}b} \leqslant [\sigma_{ск}], \qquad \text{(II.8)}$$

где $Q$ — поперечная сила; $S_{нт}$ — статический момент сдвигающейся части сечения; $J_{нт}$ — момент инерции всего сечения относительно нейтральной оси; $b$ — ширина плоскости сдвига.

Прогибы от изгибающего момента определяются по формулам сопротивления материалов при нормативных значениях нагрузок. Например, для свободно лежащей на двух опорах балки, несущей равномерно распределенную нагрузку $q_н$, проверка прогиба производится по формуле

$$\frac{f}{l} = \frac{5}{384}\frac{q_н l^3}{EJ} \leqslant \left[\frac{f}{l}\right], \qquad \text{(II.9)}$$

где $f$ — прогиб; $l$ — длина балки между опорами; $q_н$ — нагрузка; $E$ — модуль упругости.

Во многих случаях прогиб пластмассовых балок вычисляется с учетом сдвига. Так как напряжения сдвига увеличивают прогиб пропорционально квадрату отношения высоты балки к пролету, то в этом случае действительный прогиб определяется из выражения

$$f_0 = f\left(1 + A\frac{E}{G}\frac{h^2}{l^2}\right), \qquad \text{(II.10)}$$

где $f$ — прогиб от изгибающего момента; $A$ — коэффициент, зависящий от способа загружения и опирания балки, а также от формы сечения; $G$ — модуль сдвига.

При прямоугольном сечении балки рекомендуются следующие значения коэффициента $A$:

а) для незащемленной балки на двух опорах (прогиб в середине пролета):

| | |
|---|---|
| равномерно распределенная нагрузка | 0,96 |
| сосредоточенная сила в середине пролета | 1,2 |

б) для консоли (прогиб конца консоли):

| | |
|---|---|
| равномерно распределенная нагрузка | 0,4 |
| сосредоточенная сила на конце | 0,3 |

Например, для прогиба в середине пролета свободно опертой на две опоры балки прямоугольного сечения, загруженной равномерно распределенной нагрузкой, формула (II.10) принимает вид

$$f_0 = \frac{5}{384}\frac{q_н l^4}{EJ}\left(1 + 0{,}96\frac{E}{G}\frac{h^2}{l^2}\right).$$

При этом надо иметь в виду, что для однородных материалов

$$\frac{E}{G} = 2(1+\mu).$$

При малом значении модуля сдвига $G$, небольших пролетах и высоких балках второй член в скобках правой части уравнения (II.10) может иметь существенную величину.

Сжато-изгибаемые элементы рассчитывают с учетом площадей нетто $F_{нт}$ и брутто $F_{бр}$ по формулам

$$\frac{N}{F_{нт}} + \frac{M\sigma_c}{\xi W_{нт}\sigma_и} \leqslant [\sigma_c], \qquad (II.11)$$

где

$$\xi = 1 - \frac{N}{\varphi\sigma_c F_{бр}}.$$

Когда изгибающий момент мал и второе слагаемое левой части формулы (II.11) дает меньше 10% общей суммы, надо делать проверку также на устойчивость, пренебрегая изгибающим моментом. Такая проверка может дать менее благоприятные результаты.

Прогибы сжато-изгибаемых элементов вычисляются исходя из формул для изгибаемых элементов, но с учетом увеличения их от совместного действия сжатия с изгибом: $f_0 = \frac{f}{\xi}$.

В случае необходимости учитывается также влияние поперечной силы.

## § 4. КОРПУСНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СОСТАВНОГО СЕЧЕНИЯ

Из элементов составного сечения для пластмасс наибольшее практическое значение имеют стеновые панели и плиты покрытий, составляемые обычно из различных материалов.



Растянутые элементы рассчитываются принципиально так же, как и сплошные, т. е. по формуле (II.3), но при подсчете площади поперечного сечения нетто производится соответствующее приведение. Так, если элемент составлен из двух материалов, причем каждый занимает части сечения $F_1$ и $F_2$, приведенное значение общей площади поперечного сечения $F_{пр}$ равно

$$F_{пр} = F_1 + F_2\frac{E_1}{E_2}, \qquad (II.12)$$

где $E_1$ и $E_2$ — модули упругости соответствующих материалов.

Сжатые элементы составного из разных материалов сечения рассчитываются на прочность так же, как и растянутые, но по формуле (II.5).

Наиболее неблагоприятные результаты дает, однако, расчет сжатых элементов на устойчивость. Применительно к конструкции трехслойных панелей и плит с обшивками из высокопрочных материалов и рабочим средним слоем (заполнителем) из пенопласта или другого легкого материала, имеющего модуль сдвига до 500 *кгс/см²* (рис. II.5), расчет на устойчивость при действии равномерно распределенной нагрузки производится по следующим формулам.

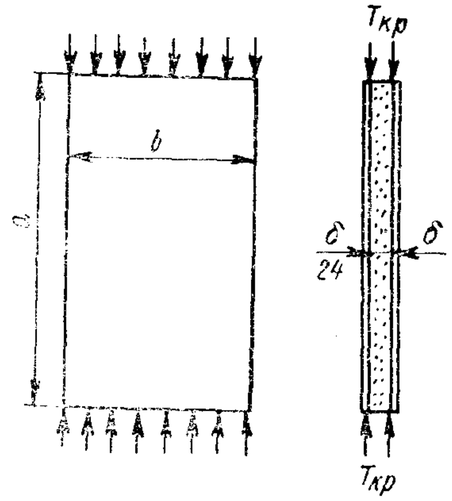


Рис. II.5. Расчетная схема трехслойной панели при центральном сжатии

Критическая нагрузка $T_{кр}$, отнесенная к единице ширины одной обшивки, вычисляется из выражения

$$T_{кр} = m_t\frac{\pi^3\beta\left(h+\frac{\delta}{2}\right)^2}{a^2}. \qquad (II.13)$$

Коэффициентом $m_t$ оценивается способ закрепления обшивки по периметру; значение этого коэффициента зависит также от отношения размера $a$ обшивки в направлении действующего усилия к поперечному размеру $b$ и ее толщины $\delta$. Для трехслойных плит и панелей принимается наиболее неблагоприятная схема бесконечно широкой пластинки, дающая минимальное значение коэффициента $m_t$, равное

$$m_t = \frac{1}{1+\frac{\pi^2 Bh}{Ga^2}}, \qquad (II.14)$$

где $G$ — модуль сдвига материала среднего слоя; $h$ — половина его толщины;

$$B = E_{пр}\delta.$$

Величина $B$ характеризует (в *кгс/см*) жесткость обшивки.

Формула (II.13) применима при соблюдении условий

$$\frac{h}{\delta} < 3; \quad \frac{E_1 h}{E\delta} \leqslant 0{,}1; \quad \frac{G}{E(1-\mu^2)} > 0{,}0001; \quad \frac{\pi^2 Bh}{Ga^2} < 1,$$

где $E_1$ — модуль упругости заполнителя.

При других условиях коэффициент $m_t$ имеет другое значение.

Разделив критическую силу на толщину обшивки, получим критическое напряжение в следующем виде:

$$\sigma_{кр} = \frac{T_{кр}}{\delta} = m_t \frac{\frac{\pi^2 E_{пр}}{a^2}}{\left(h + \frac{\delta}{2}\right)^2} = m_t \frac{\pi^2 E_{пр}}{\lambda^2}. \qquad \text{(II.15)}$$

Знаменатель полученного выражения является квадратом гибкости трехслойной плиты, так как $a = l_0$ — расчетной длине и

$$\left(h + \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{J}{F} = \frac{2b\delta\left(h + \frac{\delta}{2}\right)^2}{2b\delta} = r^2,$$

где $r$ — радиус инерции, подсчитанный приближенно и без учета среднего слоя, принимающего слабое участие в восприятии сжимающей силы ввиду своей легкости. Но средний слой воспринимает сдвигающие напряжения, когда произойдет выпучивание элемента при потере устойчивости, что учитывается коэффициентом $\lambda_{пр}$.

Величина

$$\lambda_{пр} = \frac{\lambda}{\sqrt{m_t}} = k_\lambda \lambda$$

называется приведенной гибкостью составного трехслойного элемента с легким заполнителем, причем коэффициент гибкости $k_\lambda$ с учетом выражений для $m_t$, $\beta$ и $\sigma_{кр}$ равен

$$k_\lambda = \frac{1}{\sqrt{m_t}} = \sqrt{1 + \frac{\pi^2 E h \delta}{Ga^2(1-\mu^2)}}. \qquad \text{(II.16)}$$

Подсчитанный аналогичным образом коэффициент гибкости трехслойного элемента цилиндрической формы (например, в своде) равен

$$k_\lambda = \sqrt{\frac{1 + \frac{\pi^2 E_{пр} h \delta}{Ga^2}}{\frac{3{,}28 E_{пр} h \delta^3}{G(2h+\delta)^2 a^2}}}; \qquad \text{(II.17)}$$

он несколько меньше, чем у плоского элемента.



Вычисленная критическая сила (или критическое напряжение) сравнивается с действующей силой, которая относится только к обшивкам в пренебрежении заполнителем. Обозначим общее усилие, действующее на панель вдоль ее вертикального размера, через $N$, тогда $\frac{N}{2b} \leqslant \frac{T_{кр}}{k_{зап}}$.

Коэффициент запаса $k_{зап}$ принимается равным 1,5—2 в зависимости от капитальности сооружения.

Помимо потери общей устойчивости, возможно местное выпучивание обшивки, сопровождающееся отрывом от среднего слоя или вдавливанием в него. Критическое напряжение отрыва (в направлении, перпендикулярном обшивке) определяется при этом по формуле

$$\sigma_{кр} = 0{,}72 \sqrt[3]{E_{пр} E_1^2},$$

где $E_1$ — модуль упругости материала среднего слоя.

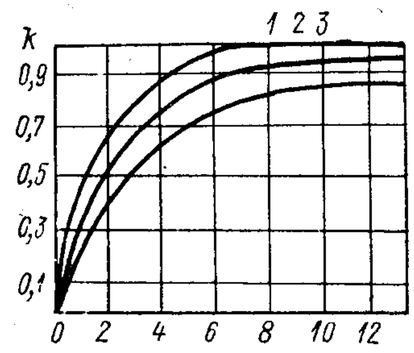



Рис. II.6. Графики коэффициента неравномерности для расчета ребристых плит:

*1* — для полиэфирных стеклопластиков; *2* — для композиций с содержанием 40% эпоксидной смолы; *3* — то же с содержанием 60%

Критические напряжения, вычисляемые по этой формуле, достаточно велики, и в обычных случаях проверка их не делается. Необходимость в использовании приведенной формулы возникает при учете начального прогиба обшивки.

Изгибаемые элементы составного сечения в виде ребристых плит и панелей рассчитываются, исходя из приведенной ширины полосы $b_{пр} = kb$, где $b$ — действительное расстояние между продольными ребрами, расположенными вдоль пролета; $k$ — коэффициент неравномерности распределения нормальных напряжений по ширине полосы; берется по графику (рис. II.6) в зависимости от отношения пролета к расстоянию между ребрами.

Расчет на прочность по нормальным напряжениям производится по формуле

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{J_{пр}}{h+\delta}} \leqslant \sigma_u, \qquad \text{(II.18)}$$

где $M$ — расчетное значение изгибающего момента от нагрузки, действующей в полосе шириной $b$; $h$ — половина высоты среднего слоя; $\delta$ — толщина обшивки; $J_{пр}$ — момент инерции, вычисленный по приведенной ширине полосы, включающей одно ребро.

Если ребра выполнены из другого материала, то производится соответствующее приведение по толщине при сохранении прежней высоты сечения.

Расчет на прочность по напряжениям скалывания производится по формуле

$$\sigma_{ск} = \frac{QS}{J\delta_1} \leqslant [\sigma_{ск}], \qquad \text{(II.19)}$$

где $\delta_1$ — толщина ребра или ширина клеевого шва между ребром и обшивкой; $\sigma_{ск}$ — расчетное сопротивление на скалывание материала ребра или на сдвиг клеевого шва; $S$ — статический момент сдвигаемой части сечения.

При подсчете момента инерции и статического момента делается приведение элементов сечения к одному материалу.

Проверка на допускаемые прогибы производится по формулам сопротивления материалов по нормативным нагрузкам и приведенному моменту инерции, вычисляемому исходя из приведенной ширины полосы, выделенной для расчета.

Устойчивость сжатой обшивки проверяется путем вычисления критической силы $T_{кр}$ и сравнения ее с фактической по формулам (II.13) и (II.15).

Кроме расчета плиты (панели) на прочность и прогиб производится расчет наружной обшивки на местный изгиб в пролете между продольными ребрами или поперечными. За расчетную схему принимается неразрезная балка. Проверяются нормальные напряжения и местный прогиб. Нормальные напряжения от местного изгиба могут суммироваться с нормальными напряжениями от общего изгиба. Допускаемые прогибы при местном изгибе принимаются не более $\frac{1}{75}$ расчетного пролета.

Если к нижней поверхности обшивки подклеен слой пенопласта толщиной $d$, то его прочность при местном изгибе проверяется по формуле

$$\sigma_p = \frac{M_1}{bd\left(d + \frac{\delta}{2}\right)} \leqslant [\sigma_p], \qquad \text{(II.20)}$$

где $M$ — максимальное значение местного изгибающего момента; $[\sigma_p]$ — допускаемое сопротивление пенопласта на растяжение.

Сжимающее напряжение в обшивке, возникающее от местного изгиба при наличии поддерживающего слоя пенопласта, сравнивается с расчетным сопротивлением материала обшивки на сжатие по формуле

$$\sigma_c = \frac{M_1}{b\delta\left(d + \frac{\delta}{2}\right)} \leqslant [\sigma_c]. \qquad \text{(II.21)}$$

Сплошные трехслойные плиты и панели составного сечения рассчитываются исходя из предположения, что все нормальные напряжения воспринимаются обшивками, а средний



слой из легкого заполнителя участвует в работе только на сдвиг (рис. II.7). При подсчете геометрических характеристик поперечного сечения ширину пенопласта, приведенную к материалу обшивок и незначительную по величине (ввиду большой разницы между модулями деформации материалов заполнителя и обшивок), принимают равной нулю.

В случае равномерной распределенной нагрузки и свободного (шарнирного) опирания плиты прочность вычисляют:

по нормальным напряжениям

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{ql^2}{8\delta(2h+\delta)} \leqslant [\sigma_u]; \qquad \text{(II.22)}$$

по напряжениям сдвига

$$\sigma_{ск} = \frac{QS}{Jb} = \frac{\frac{ql}{2}}{2\left(h + \frac{\delta}{2}\right)} \leqslant [\sigma_{ск}], \qquad \text{(II.23)}$$

где $[\sigma_u]$ — допускаемое сопротивление на изгиб обшивок; $[\sigma_{ск}]$ — допускаемое сопротивление на сдвиг заполнителя или клеевого шва между заполнителем и обшивками.

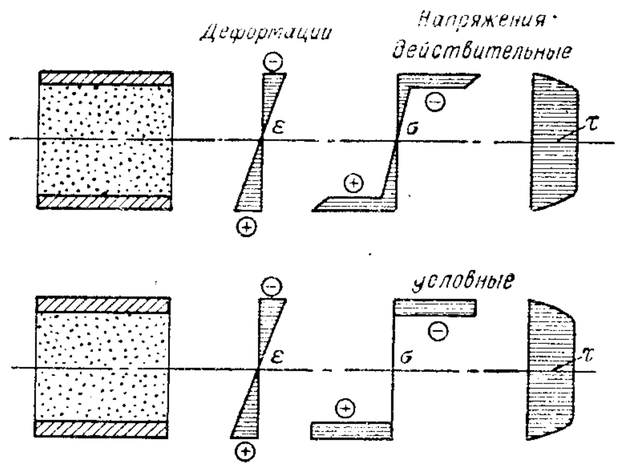



Рис. II.7. Фактическое и расчетное распределение деформаций и напряжений по высоте сечения трехслойного изгибаемого элемента

Прогибы проверяются с учетом сопротивления сдвигу среднего слоя по формуле

$$\frac{f_{\max}}{l} = \frac{q_н l^3}{153D} \frac{1}{1 + \frac{\beta}{\frac{\pi^2}{l^2} + \theta}},$$

где цилиндрическая жесткость равна $D = E_{пр}\frac{\delta^2}{12}$, а величины $\beta$ и $\theta$ находятся по формулам

$$\beta = \frac{G}{E_{пр}} \frac{3(2h+\delta)^2}{h\delta^3}; \qquad \theta = \frac{G}{E_{пр}h\delta},$$

где $G$ — модуль сдвига заполнителя.

С достаточной для инженерных расчетов точностью прогибы с учетом сопротивления сдвигу можно определить следующим образом:

$$\frac{f}{l} = 0{,}026 \frac{q_н l^3}{E_{пр}\delta(2h+\delta)^2}\left(1 + \pi^2 \frac{E_{пр}h\delta}{Gl^2}\right). \qquad \text{(II.24)}$$

По структуре уравнение (II.24) совпадает с формулой (II.10) для прогиба балки сплошного сечения.

При пользовании формулами (II.22) и (II.23) все размеры берутся в сантиметрах, а нормативная нагрузка относится к 1 *пог. см* полосы шириной 1 *см*, выделяемой для расчета, т. е. в конечном счете к 1 $см^2$ поверхности плиты.

Сжато-изгибаемые элементы составного сечения рассчитываются на прочность по нормальным напряжениям по формуле (II.11). При расчете ребристых плит и панелей коэффициент $\xi$ принимается для материала обшивок, причем материал ребер приводится к материалу обшивок (рис. II.7).

При расчете трехслойных плит и панелей с легким заполнителем на прочность по нормальным напряжениям также используется формула (II.11), но коэффициент $\xi$ определяется по отношению действующей силы $N$ к критической $T_{кр}$:

$$\xi = 1 - \frac{N}{T_{кр}}. \qquad \text{(II.25)}$$

Критическое значение нагрузки $T_{кр}$ вычисляется исходя из формул (II.15) и (II.17):

$$T_{кр} = \frac{\pi^2 E_{пр}\delta}{\lambda_{пр}^2}. \qquad \text{(II.26)}$$

При этом все геометрические характеристики $F_{нт}$, $W_{нт}$, $\lambda$ вычисляются без учета заполнителя для полосы шириной $b = 1$ *см*:

$$F_{нт} = 2\delta; \quad W_{нт} = \delta(2h + \delta); \quad \lambda = \frac{a}{h + \frac{\delta}{2}}.$$

При проверке прочности по касательным напряжениям $\tau$ они вычисляются без учета нормальной силы. Прогибы определяются исходя из соотношения $f_0 = \frac{f}{\xi}$ и формулы (II.24).

## § 5. ЕМКОСТИ

Химически инертные пластмассы находят широкое применение в качестве материала для изготовления различного рода емкостей. Основные конструктивные параметры емкостей можно определить, пользуясь соотношениями, приведенными в табл. II.2, для различных схем нагружения (рис. II.8).

Если предусматривается сварка стенок сосуда, то необходимо при определении конструктивных параметров емкостей вводить коэффициент прочности шва $\varphi$ (см. § 6, гл. VI). Так, например, формула для толщины стенки примет вид

$$S \geqslant \frac{pD}{2{,}3\,[\sigma]\varphi}. \qquad \text{(II.27)}$$



Расчет сферических крышек и днищ емкостей при ориентировочных расчетах можно выполнять также по приведенной выше формуле. Для более точных расчетов рекомендуется пользоваться следующими формулами:

для глухих днищ и крышек (без отверстий или с отверстиями, ослабляющее действие которых компенсировано какими-то конструктивными элементами)

$$S \geqslant \frac{pD_{вн}^2}{8\,[\sigma]\varphi H}; \qquad \text{(II.28)}$$

для днищ и крышек, ослабленных отверстиями,

$$S \geqslant \frac{pD_{вн}^2}{8z\,[\sigma]\,\varphi H};$$

$$0{,}2 \leqslant \frac{H}{D_{вн}} \leqslant \frac{0{,}3}{z} \leqslant 0{,}5,$$

где $D_{вн}$ — внутренний диаметр днища или крышки; $H$ — высота днища или крышки.

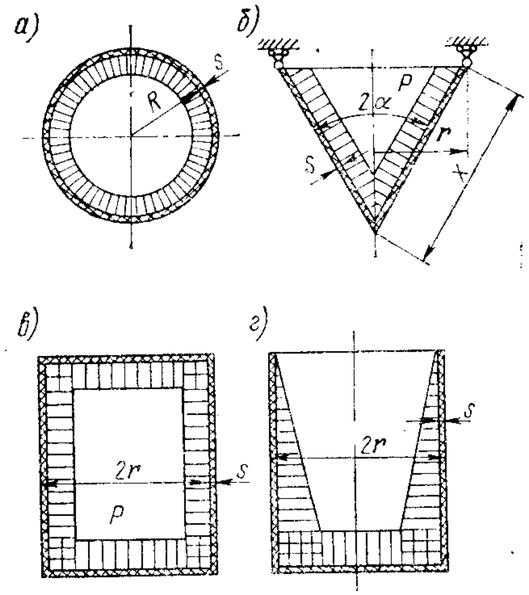



Рис. II.8. Схемы пластмассовых емкостей, испытывающих внутреннее давление $p$: *а* — сфера; *б* — конус; *в* — цилиндр; *г* — цилиндр, находящийся под гидростатическим давлением

*Таблица II.2*

**Расчетные соотношения для определения основных конструктивных параметров емкостей**

| Расчетная схема | Расчетные параметры | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $U$ | $T$ | $\sigma_u$ | $\sigma_T$ | $\Delta$ | $\psi$ |
| Рис. II.8, *а* | $\frac{pR}{2}$ | $\frac{pR}{2}$ | $\frac{pR}{2S}$ | $\frac{pR}{2S}$ | $\frac{pR}{2ES}(1-\mu)\sin\varphi$ | 0 |
| Рис. II.8, *б* | $\frac{px\,\mathrm{tg}\,\alpha}{2}$ | $px\,\mathrm{tg}\,\alpha$ | $\frac{px\,\mathrm{tg}\,\alpha}{2S}$ | $\frac{px\,\mathrm{tg}\,\alpha}{S}$ | $\frac{px^2\sin\alpha\,\mathrm{tg}\,\alpha}{2SE}$ | — |
| Рис. II.8, *в* | $\frac{pr}{2}$ | $pr$ | $\frac{pr}{2S}$ | $\frac{pr}{S}$ | $\frac{pr^2}{2SE}(2-\mu)$ | 0 |
| Рис. II.8, *г* | 0 | $\gamma xr$ | 0 | $\frac{\gamma xr}{S}$ | $\frac{\gamma xr^2}{SE}$ | $\frac{\gamma r^2}{SE}$ |

Примечание. $U$ и $T$ — меридиональная и кольцевая силы, действующие на единицу длины приложения; $\sigma_u$ и $\sigma_T$ — меридиональное и кольцевое напряжения в стенках сосуда; $E$ и $\mu$ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала стенок емкости; $\gamma$ — удельный вес жидкости; $\Delta$ и $\psi$ — радиальные по главному радиусу и угловые перемещения стенок сосуда; $R$, $S$, $\alpha$, $x$ — параметры, соответствующие обозначениям на рис. II.8.

Основные конструктивные параметры других типов крышек и днищ определяются по следующим соотношениям:

для круглой плоской крышки или днища такой же формы

$$\sigma = 0{,}3\left(\frac{D_б}{S}\right)^2 \frac{p}{y} \leqslant [\sigma];$$

$$f = 0{,}046\,\frac{D_б^4 p}{ES^3} \leqslant [f];$$

для плоской прямоугольной крышки или днища такой же формы

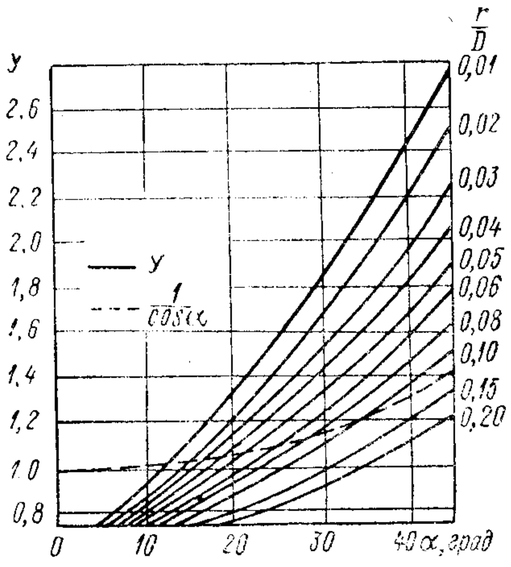



Рис. II.9. Графики для расчета тангенциальных напряжений

$$\sigma = \frac{0{,}75p_б^3}{S^2\,(1{,}0 + 1{,}6a^3)\,\varphi} \leqslant [\sigma];$$

$$f = \frac{0{,}14p_б^4}{ES^3\,(1 + 2{,}2a^3)\,\varphi} \leqslant [f];$$

для конических крышек и днищ

$$S \geqslant \frac{pD_к y}{2\,[\sigma]\varphi\cos\alpha}; \quad S \geqslant \frac{pD_к}{2\,[\sigma]\cos\varphi}.$$

В приведенных формулах, кроме указанных ранее обозначений, приняты следующие:

$p_б$ — суммарная нагрузка на болты; $f$ и $[f]$ — наибольший и допускаемый прогибы крышки или днища в *см*; $a$ — короткая сторона крышки или днища по периметру болтов в *см*; $D_к$ — наибольший диаметр конуса крышки или днища; $\alpha$ — половина центрального угла конуса крышки или днища; $y$ — коэффициент формы, определяемый по рис. II.9.

Пластмассовые конические днища или крышки необходимо присоединять к цилиндрической обечайке с отбортовкой, чтобы вынести место соединения за пределы зоны, работающей на изгиб. Толщина отбортованной части определяется из следующих соотношений:

$$S_1 = k\,\frac{pr}{\varphi\,[\sigma]\cos\alpha}; \quad r = r_1 - r_2\,(1 - \cos\alpha), \qquad \text{(II.29)}$$

где $S_1$ — толщина отбортованной части в *см*; $r_1$ и $r_2$ — радиусы цилиндрической обечайки и отбортовки. Величина $r_1$ выбирается равной не менее $0{,}15r$ или $(3{,}5 \div 4)\,s$; $k$ — коэффициент ($k = 1$ при $\frac{r_1}{r_2\cos\alpha} = 1$; $k = 1{,}25$ при $\frac{r_1}{r_2\cos\alpha} = 4$; $k = 1{,}5$ при $\frac{r_1}{r_2\cos\alpha} = 9$; $k = 1{,}75$ при $\frac{r_1}{r_2\cos\alpha} = 16$).



Промежуточные значения $k$ можно определить линейной интерполяцией.

Для увеличения устойчивости стенок емкостей иногда необходимо предусматривать ребра (шпангоуты) жесткости, соединяемые с обечайкой способом, обеспечивающим их совместную работу (например, сваркой, склейкой).

Необходимый момент инерции шпангоутов и расстояние между ними определяются из соотношений

$$j \geqslant \frac{1{,}5R_ш pl}{E_ш}; \quad l \leqslant \frac{E_ш D}{2p\left(\frac{D}{m}\right)^{2{,}5}}, \qquad \text{(II.30)}$$

где $j$ — момент инерции шпангоута; $R_ш$ — радиус нейтральной оси шпангоута; $m$ — толщина шпангоута; $E_ш$ — модуль упругости материала шпангоута; $D$ — диаметр обечайки; $l$ — расстояние между шпангоутами.

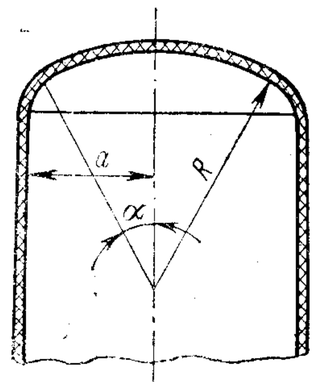



Рис. II.10. Сферическое днище

При использовании емкостей в конструкциях, где весьма важен выигрыш в весе (топливные баки самолетов, ракет, лодок, танков, автомототранспорт и т. д.), необходимо стремиться к оптимизации конструкций с этой точки зрения. Для решения подобных вопросов можно пользоваться формулами для суммарных весов оболочек:

сферического днища с подкрепляющим шпангоутом (рис. II.10)

$$G = \frac{\pi p\gamma a^3}{\sigma}\,\frac{1\,(k-1)\cos\alpha}{\sin^3\alpha}; \quad k = \frac{\left(\frac{\sigma}{\gamma}\right)_{об}}{\left(\frac{\sigma}{\gamma}\right)_{шп}};$$

конического днища постоянной толщины с подкрепляющим шпангоутом (рис. II.11)

$$G = \frac{\pi p\gamma a^3}{[\sigma]}\left(\frac{2}{\sin\alpha} + k\,\mathrm{tg}\,\alpha\right);$$

конического днища переменной толщины с подкрепляющим шпангоутом

$$G = \frac{\pi p\gamma a^3}{[\sigma]}\left(\frac{4}{3\sin 2\alpha} + k\,\mathrm{tg}\,\alpha\right);$$

коробчатого днища (рис. II.12)

$$G = \pi p a^3\gamma\left\{\frac{(1 - \varepsilon + \varepsilon\sin\alpha)^3\,(1 - \cos\alpha)}{\sin^3\alpha} + \right.$$

$$\left. + \varepsilon\,(2 - \varepsilon)\left[\left(\frac{\pi}{2} - a\right)(1 - \varepsilon) + \varepsilon\cos\alpha\right]\right\}.$$

Результаты анализа приведенных формул показывают (рис. II.13—II.16), что, например, стыковое сечение сферического днища целесообразно подкреплять шпангоутом из материала, удельная

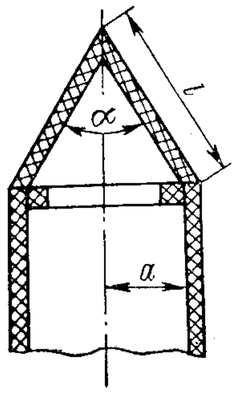



Рис. II.11. Коническое днище с подкрепляющим шпангоутом

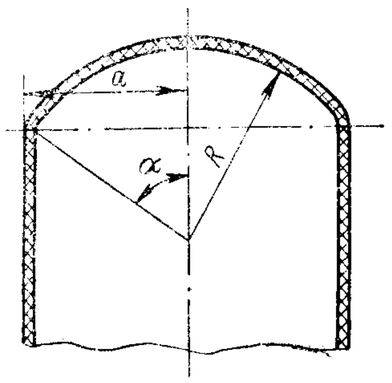



Рис. II.12. Коробчатое днище

прочность которого значительно больше удельной прочности пластмасс. Максимально возможный выигрыш в весе по сравнению с полусферическим днищем достигает 28%. Минимальный проигрыш в весе при использовании конического днища по сравнению с полусферическим составляет 50% при постоянной толщине и 33% — при переменной толщине равного сопротивления и т. д.

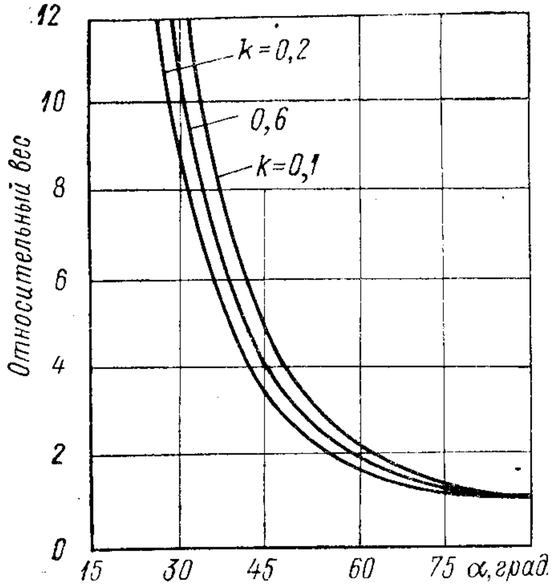



Рис. II.13. Зависимость веса сферического днища от угла α и относительной удельной прочности пластины

Часто емкости делают комбинированными, т. е. корпус изготовляют из металла с конструктивными параметрами, определенными на основании прочностных расчетов, а затем футеруют его пластмассой. Расчет футерованных емкостей можно свести к расчету футерованных трубопроводов, подробно освещенному ниже.

Расчет емкостей из стеклопластиков несколько специфичен ввиду анизотропности свойств стеклопластиков и возможностей ее регулирования в процессе изготовления изделий.

Наиболее эффективны такие конструкции из армированных пластмасс, в которых анизотропия механических свойств наиболее выгодно соответствует напряженному состоянию оболочки или обеспе-



чивает ее максимальную жесткость по отношению к заданной нагрузке. При этом действующая нагрузка воспринимается наполнителем и связующим пропорционально их модулям упругости $E_н$

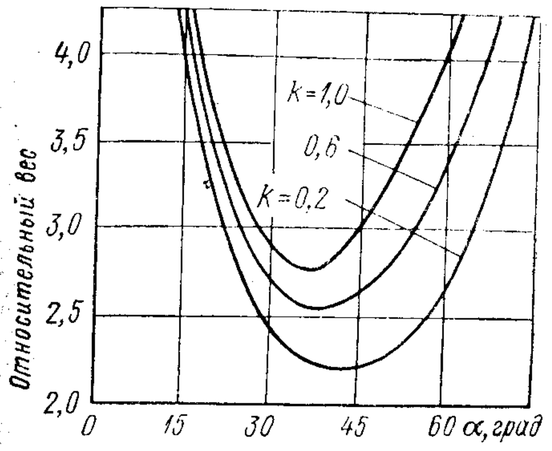



Рис. II.14. Зависимость веса конического днища переменной толщины от $\frac{\alpha}{2}$ и относительной удельной прочности пластины

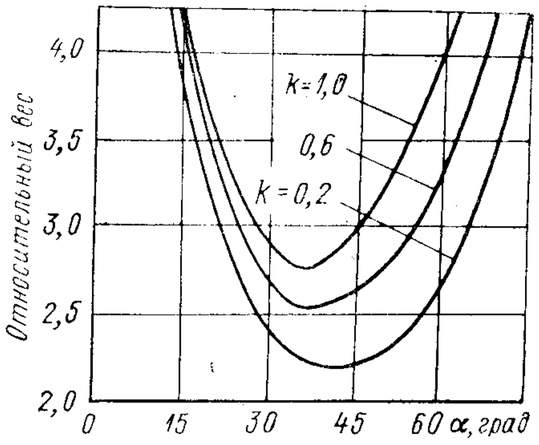



Рис. II.15. Зависимость веса конического днища постоянной толщины от $\frac{\alpha}{2}$ и относительной удельной прочности пластины

и $E_c$ и их объемному содержанию в материале. Так, доля усилий, воспринимаемая связующим, определится выражением

$$q = \frac{E_c}{E_н (1 - J_c)}.$$

Так как отношение модулей упругости существующих смол к модулю упругости стекла изменяется в пределах 10—20, а оптимальное содержание связующего в стеклопластике $J_c$ составляет 25—40%, то $q \approx 2 \div 4$%. Таким образом, несущая способность в стеклопластиковых конструкциях определяется стеклонаполнителями, что и обусловливает специфику расчета, заключающуюся не в нахождении толщины стенки, а в определении числа $n$ нитей или слоев ткани, проходящей через единичный отрезок. Число $n$ можно определить из следующих соотношений для случаев намотки цилиндрических оболочек:

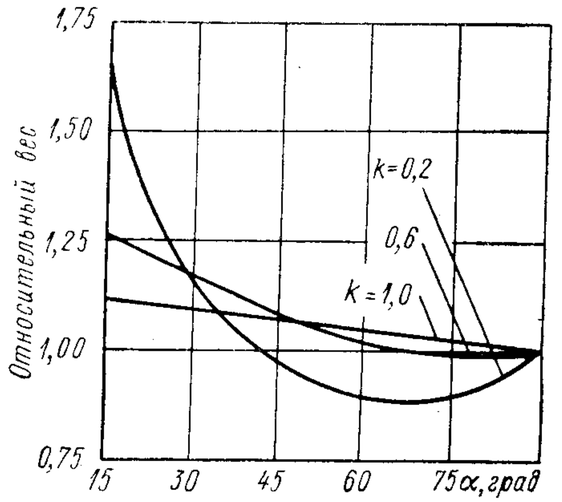



Рис. II.16. Зависимость веса коробчатого днища от геометрических параметров

однонаправленными стеклонаполнителями слой на слой под оптимальным углом намоток к образующей оболочки

$$T_1 = (1 + a)\, T_2 = \frac{2}{2 + a} fn; \qquad \text{(II.31)}$$

когда на один слой нити, намотанный под оптимальным углом к образующей, накладывается $N$ слоев под оптимальным углом

$$T_1 = \frac{2\,(N + 1)}{2 + a} fn; \qquad \text{(II.32)}$$

двумя системами тканей, которые укладывают так, что направление основы тканей составляет с образующей оболочки углы $\varphi_1$, $\varphi_2$:

$$T_1 = \frac{f_1 n_1}{2 + a} (N + 1)\,(k + 1). \qquad \text{(II.33)}$$

В формулах приняты следующие обозначения: $T_1$ и $T_2$ — осевое и кольцевое усилия в оболочке; $f$ — разрушающее усилие стеклопластика; $k = \frac{f_2 n_2}{f_1 n_1}$ — относительная прочность ткани ($f_1$ и $f_2$ — разрывные усилия нитей по основе и утку; $n_1$ и $n_2$ — плотность укладки нитей основы и утка); $a$ — коэффициент, учитывающий характер нагружения конструкции (осевое нагружение оболочки $a = -1$; равномерное растяжение оболочки $a = 0$; оболочка под внутренним давлением $a = 1$). Возможны и другие варианты создания технологической анизотропии свойств основных конструктивных элементов емкостей из армированных пластиков.

## § 6. ЭЛЕМЕНТЫ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

В качестве материала для деталей трубопроводной арматуры пластмассы имеют наибольшее применение в технике, особенно в химическом машиностроении. Детали трубопроводной арматуры изготовляют из термореактивных и термопластичных материалов. Выбор материала для деталей трубопроводной арматуры обусловливается предъявляемыми к ним требованиями и условиями их сборки и эксплуатации. Трубы из реактопластов (фаолита, гетинакса, текстолита, стеклотекстолита и др.), изготовленные на основе фенолформальдегидных, полиэфирных и эпоксидных смол, не изгибаются по месту, не свариваются, а лишь склеиваются. Трубы из полиэтилена, полипропилена, винипласта и из других термопластов имеют меньшую прочность, чем трубы из реактопластов, но легко обрабатываются, изгибаются по месту, свариваются и склеиваются.

Основное преимущество пластмассовых труб — их высокая коррозионная стойкость, что предопределяет срок их службы, высокие диэлектрические свойства и делает их незаменимыми при прокладке в зоне блуждающих токов. Кроме того, пластмассовые трубы значительно легче по весу, удобны в транспортировке и при монтаже.



Критерием работоспособности пластмассовых трубопроводов является выдерживаемое ими рабочее давление жидкости. Величина его существенно зависит от физико-механических свойств материала, условий и режимов эксплуатации, а также конструктивного оформления деталей арматуры из пластмасс.

При проектировании пластмассовой арматуры, как правило, задаются условия и режим эксплуатации, диаметр, а иногда и вся конфигурация изделия. Поэтому при проектировании арматуры расчеты сводятся к определению оптимальных значений толщин стенок изделия.

Пластмассовая арматура (задвижки, краны и т. п.) состоит из геометрически разных, состыкованных между собой частей — цилиндрических, плоских и фланцевых элементов.

Для цилиндрических элементов как наиболее ответственных предусматривается определение напряжений в упругой и в упруго-пластической зонах. Причем в первом случае в расчет вводится рабочее (нормальное) давление, а во втором — максимальное (кратковременное) с длительностью действия не свыше 200 *сек.*

Максимальное давление может возникнуть в арматуре в связи с гидравлическим ударом или аварийным состоянием всей гидравлической системы. Поэтому определение запасов прочности, а следовательно, и допускаемых напряжений в первом и втором случаях будет различным. За предельное состояние арматуры принято такое, при котором для всего сечения цилиндрического элемента характерны пластические деформации. И, наконец, необходимо произвести проверку на соответствие конструктивной определенности рассчитываемой арматуры, при этом за основное напряжение принимается тангенциальное.

При расчете для упругого состояния цилиндрического элемента следует различать два основных случая:

1) цилиндрический элемент — часть цилиндра с опорой на фланец;

2) цилиндрический элемент — часть трубы или цилиндра с опорой на дно.

В первом случае боковые стенки цилиндрического элемента испытывают осевое растяжение от усилия, вызываемого действием рабочего давления жидкости на дно и уравновешиваемого на опоре фланца, во втором осевое растяжение отсутствует. Кроме того, в обоих случаях в стенках цилиндрического элемента действуют (вызываемые внутренним давлением) радиальные и тангенциальные напряжения.

На достаточно большом расстоянии от дна и фланца напряжения с достаточной точностью определяются по формулам Ляме:

$$\sigma_{r\text{л}} = p \frac{1}{k^2 - 1}\left(1 - \frac{r_2^2}{r^2}\right); \qquad \text{(II.34)}$$

$$\sigma_{t\text{л}} = p \frac{1}{k^2 - 1}\left(1 + \frac{r_2^2}{r^2}\right), \qquad \text{(II.35)}$$

где $p$ — величина внутреннего давления; $r_1$ и $r_2$ — внутренний и наружный радиусы элемента; $r$ — текущий радиус; $k = \frac{r_2}{r_1}$ — коэффициент толстостенности цилиндра; $\sigma_{r\,л}$ и $\sigma_{t\,л}$ — радиальные и тангенциальные напряжения по Ляме.

Осевые напряжения (для случая опоры цилиндра на фланец)

$$\sigma_z = p\frac{1}{k^2-1}. \qquad (II.36)$$

Радиальные и тангенциальные напряжения достигают максимума на внутренней поверхности цилиндра (при $r = r_1$), осевые напряжения считаются равномерно распределенными по сечению, перпендикулярному оси цилиндрического элемента. Эквивалентные напряжения по теории энергии формоизменения для внутренней поверхности цилиндрического элемента имеют следующие значения:

1) для цилиндрических элементов, являющихся частью цилиндра с опорой на фланец,

$$\sigma'_э = p\frac{k^2\sqrt{3}}{k^2-1};$$

2) для цилиндрических элементов, являющихся частью трубы,

$$\sigma''_э = p\frac{\sqrt{3k^4+1}}{k^2+1}.$$

Обозначим через $S'_э$ и $S''_э$ безразмерные величины:

$$S'_э = \frac{k^2\sqrt{3}}{k^2-1}; \quad S''_э = \frac{\sqrt{3k^4+1}}{k^2+1}.$$

Тогда формулы для максимальных эквивалентных напряжений по Ляме и условия прочности будут иметь следующий вид:

$$\sigma'_э = pS'_э \leqslant [\sigma_p]; \quad \sigma''_э = pS''_э \leqslant [\sigma_p],$$

где индекс (′) относится к случаю расчета цилиндрического элемента с учетом осевого напряжения, а индекс (″) — к случаю расчета элемента без учета осевого напряжения; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение, определяемое в соответствии с данными гл. I, § 3.

Вычисление напряжений по формулам Ляме допустимо только для цилиндрических элементов, достаточно удаленных от дна и фланца.

В зонах сопряжения цилиндрического элемента с фланцем и дном происходят локальные деформации, которые значительно превышают по величине деформации в других зонах цилиндрического элемента. Инженерных методов оценки влияния этого явления на несущую способность пластмассовых деталей пока нет.

Значения коэффициентов эквивалентных напряжений в зависимости от величины толстостенности цилиндрического элемента приведены в табл. II.3.



*Таблица II.3*

**Значения коэффициентов эквивалентных напряжений по Ляме**

| $k$ | $S'$ | $S''$ | $k$ | $S'$ | $S''$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 1,05 | 18,63 | 21,03 | 1,35 | 3,838 | 4,026 |
| 1,06 | 15,75 | 17,70 | 1,36 | 3,771 | 3,850 |
| 1,07 | 13,69 | 15,33 | 1,37 | 3,707 | 3,879 |
| 1,08 | 12,14 | 13,55 | 1,38 | 3,647 | 3,811 |
| 1,09 | 10,94 | 12,16 | 1,39 | 3,590 | 3,747 |
| 1,10 | 9,980 | 11,06 | 1,40 | 3,536 | 3,686 |
| 1,11 | 9,195 | 10,15 | 1,41 | 3,485 | 3,629 |
| 1,12 | 8,540 | 9,402 | 1,42 | 3,435 | 3,574 |
| 1,13 | 7,987 | 8,766 | 1,43 | 3,390 | 3,522 |
| 1,14 | 7,513 | 8,221 | 1,44 | 3,345 | 3,473 |
| 1,15 | 7,103 | 7,750 | 1,45 | 3,303 | 3,425 |
| 1,16 | 6,744 | 7,338 | 1,46 | 3,263 | 3,380 |
| 1,17 | 6,427 | 6,975 | 1,47 | 3,224 | 3,337 |
| 1,18 | 6,146 | 6,653 | 1,48 | 3,187 | 3,296 |
| 1,19 | 5,895 | 6,366 | 1,49 | 3,152 | 3,256 |
| 1,20 | 5,669 | 6,107 | 1,50 | 3,118 | 3,219 |
| 1,21 | 5,464 | 5,874 | 1,51 | 3,085 | 3,182 |
| 1,22 | 5,278 | 6,662 | 1,52 | 3,054 | 3,148 |
| 1,23 | 5,109 | 5,468 | 1,53 | 3,024 | 3,114 |
| 1,24 | 4,954 | 5,292 | 1,54 | 2,995 | 3,082 |
| 1,25 | 4,811 | 5,129 | 1,55 | 2,967 | 3,051 |
| 1,26 | 4,680 | 4,980 | 1,56 | 2,940 | 3,022 |
| 1,27 | 4,558 | 4,841 | 1,57 | 2,914 | 2,993 |
| 1,28 | 4,445 | 4,713 | 1,58 | 2,890 | 2,966 |
| 1,29 | 4,340 | 4,594 | 1,59 | 2,866 | 2,939 |
| 1,30 | 4,247 | 4,483 | — | — | — |
| 1,31 | 4,151 | 4,379 | — | — | — |
| 1,32 | 4,065 | 4,282 | — | — | — |
| 1,33 | 3,985 | 4,192 | — | — | — |
| 1,34 | 3,909 | 4,106 | — | — | — |

Примечание. Для промежуточных значений $k$ линейная интерполяция табличных данных не превышает 3%.

Для расчета при упругопластическом состоянии цилиндрического элемента рассмотрим цилиндрический элемент толстостенной трубы или цилиндра с опорой на дно, с внутренним радиусом $r_1$ и наружным $r_2$, испытывающий внутреннее давление $p$ или $p_{max}$. Причем имеется в виду, что этот цилиндрический элемент замкнут между неподвижными стенками или фланцами.

Ниже приводятся формулы для определения радиальных, тангенциальных и осевых (из-за деформации элемента) напряжений для случая упругого и пластического состояний цилиндрического элемента.

Приводимые решения получены из условия, что материал несжимаем и во время нагружения не упрочняется.

Величины радиальных, окружных и осевых напряжений в упругой зоне определяются следующими выражениями:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_{тк}} = \frac{\beta^2}{\sqrt{3}}\left(\frac{1}{\alpha^2} - \frac{1}{\rho^2}\right);$$

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_{тк}} = \frac{\beta^2}{\sqrt{3}}\left(\frac{1}{\alpha^2} + \frac{1}{\rho^2}\right);$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_{тк}} = \frac{\rho^2}{\sqrt{3}\,\alpha^2}.$$

Величины радиальных, окружных и осевых напряжений в пластической зоне вычисляются по следующим выражениям:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_{тк}} = \frac{1}{\sqrt{3}}\left(\frac{\beta^2}{\alpha^2} - 1 + 2\ln\frac{\rho}{\beta}\right);$$

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_{тк}} = \frac{1}{\sqrt{3}}\left(1 + \frac{\beta^2}{\alpha^2} + 2\ln\frac{\rho}{\beta}\right);$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_{тк}} = \frac{1}{\sqrt{3}}\left(\frac{\beta^2}{\alpha^2} + 2\ln\frac{\rho}{\beta}\right);$$

$$\alpha = \frac{r_2}{r_1}; \quad \beta = \frac{r_3}{r_1}; \quad \rho = \frac{r}{r_1},$$

где $\sigma_r$, $\sigma_t$ и $\sigma_z$ — радиальное, тангенциальное и осевое напряжения; $\sigma_{тк}$ — предел кажущейся текучести полимерного материала (с учетом условий эксплуатации); $r_2$, $r_1$ — соответственно наружный и внутренний радиусы цилиндрического элемента; $r_3$ — радиус зоны текучести и $r$ — текущий радиус.

Значение давления, при котором в цилиндрическом элементе начинают возникать пластические деформации, выражается зависимостью

$$(p_1)_S = \frac{\sigma_{тк}}{\sqrt{3}}\,\frac{\alpha^2 - 1}{\alpha^2}.$$



Значение давления, при котором исчерпывается несущая способность цилиндрического элемента, выражается зависимостью

$$(p_2)_S = \frac{2\sigma_{тк}}{\sqrt{3}}\ln\alpha.$$

Введем обозначения безразмерных коэффициентов давления

$$k_1 = \frac{1}{\sqrt{3}}\,\frac{\alpha^2 - 1}{\alpha^2}, \quad k_2 = \frac{2}{\sqrt{3}}\ln\alpha, \qquad (II.37)$$

где $k_1$ — коэффициент давления, при котором возникает пластическое течение на внутренней поверхности цилиндрического элемента; $k_2$ — коэффициент давления, при котором пластическое течение захватывает все сечение трубы.

Коэффициенты $k_1$ и $k_2$ можно выразить также следующим образом:

$$k_1 = \frac{(p_1)_S}{\sigma_{тк}}; \quad k_2 = \frac{(p_2)_S}{\sigma_{тк}}.$$

Из приведенных выше формул можно получить следующие выражения для определения $(p_1)_S$ и $(p_2)_S$:

$$(p_1)_S = k_1\sigma^э_{тк}; \quad (p_2)_S = k_2\sigma^э_{тк}, \qquad (II.38)$$

где $\sigma^э_{тк}$ — предел кажущейся текучести материала с учетом эксплуатационных факторов (см. гл. I).

В зависимости от предела прочности термопластичного материала $\sigma_p$ и коэффициента влияния эксплуатационных факторов $k_э$ можно получить $\sigma_{тк}$ из уравнения

$$\sigma^э_{тк} = \frac{\sigma_p}{2k_э},$$

где коэффициент 2 определяет зависимость для термопластов между $\sigma_p$ и $\sigma^э_{тк}$ при нормальных условиях испытаний. В зависимости от значений частных коэффициентов влияния, учитывающих факторы среды, скорости нагружения, температуры эксплуатации (но без учета времени работы изделия) $k_э$ колеблется от 2,5 до 4,5 (см. § 3, гл. I), если температура среды не превышает 60° С. Так, например, при эксплуатации пластмассовой арматуры в воде, имеющей температуру 60° С, при расчете на максимальное давление, возникшее в результате гидравлического удара, $k_э$ определяется следующим образом:

$$k_э = k_v k_t k_T k_c = 1{,}6 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}7 \cdot 1{,}5 = 4{,}1,$$

где $k_v = 1{,}6$, $k_t = 1{,}0$, $k_T = \frac{\sigma_{тк}}{\sigma^{60^\circ\,С}_{тк}} = 1{,}7$, $k_c = 1{,}5$ — соответственно коэффициенты, учитывающие скорость нагружения, время, температуру эксплуатации и характер среды.

Таким образом, для капрона при $\sigma_p = 700$ *кгс/см*$^2$ $\sigma^э_{тк}$ определяется из уравнения

$$\sigma^э_{тк} = \frac{\sigma_p}{2k_э} = \frac{700}{2 \cdot 4{,}1} = 85 \text{ кгс/см}^2.$$

Оценка влияния максимального давления на работоспособность пластмассовой арматуры производится в такой последовательности:

1) любым методом определяется значение максимального гидростатического давления в системе;

2) вычисляются $(p_1)_S$ и $(p_2)_S$, при этом значения $k_1$ и $k_2$ могут определяться по аналитическим зависимостям (II.37);

3) сравниваются значения $p_{max}$ со значениями $(p_1)_S$ и $(p_2)_S$;

4) если $p_{max} < (p_1)_S$, то расчет цилиндрического элемента ограничивается расчетом по упругим напряжениям;

5) если $(p_1)_S > 1{,}15p_{max}$, то расчет прекращается, так как цилиндрический элемент находится в недопустимом предельном напряженном состоянии;

6) если $(p_2)_S \geqslant p_{max} \geqslant (p_1)_S$, то производится дальнейший расчет с учетом упругопластического состояния цилиндрического элемента трубы.

*Случай А.* $p_{max} = (p_1)_S$, т. е. имеет место течение материала на внутреннем волокне. Введем обозначения безразмерных коэффициентов напряжений:

$S'_t = \frac{\alpha^2 + 1}{\alpha^2 - 1}$ и $S''_t = \frac{2}{\alpha^2 - 1}$ — соответственно коэффициенты тангенциальных напряжений на внутренней и наружной поверхностях трубы;

$S'_{z1} = S''_{z2} = \frac{1}{\alpha^2 - 1}$ — коэффициент осевого напряжения на внутренней и наружной поверхностях;

$S'_{r1} = S'_{r2} = -1$; $S''_{r1} = S''_{r2} = 0$ — коэффициенты радиальных напряжений для внутренней и наружной поверхностей.

Тогда напряжение определяется следующим образом:

$$\sigma_к = S_к p_{max}.$$

Например, для определения тангенциальных напряжений на внутренней поверхности зта формула будет иметь вид:

$$\sigma'_t = S'_{t1} p.$$

*Случай Б.* $p_{max} = (p_2)_S$, т. е. имеет место пластическое состояние по всему сечению цилиндрического элемента. Введем обозначения безразмерных коэффициентов напряжений:

$S'_{t1} = \frac{1 - \ln \alpha}{\ln \alpha}$; $S''_{t2} = \frac{1}{\ln \alpha}$ — соответственно коэффициенты тангенциальных напряжений на внутренней и наружной поверхностях;



$S'_{z1} = \frac{1 - 2\ln \alpha}{2 \ln \alpha}$; $S_{z2} = \frac{1}{2 \ln \alpha}$ — коэффициенты осевого напряжения на внутренней и наружной поверхностях.

Напряжение определяется аналогично предыдущему, т. е.

$$\sigma_к = S_к p_{max}.$$

По напряжениям $\sigma_t$, $\sigma_r$, $\sigma_z$ как для случая А, так и для случая Б определяются эквивалентные напряжения по энергетической теории формоизменения.

При расчете плоского элемента (круглой пластинки) необходимо рассмотрение равномерно нагруженной гидростатическим давлением круглой пластинки (рис. II.17). Реальные плоские элементы арматуры являются пластинками, защемленными по контуру, причем это защемление податливое. Рассмотрим два типа пластинок: жестко защемленную по контуру и свободно опирающуюся по контуру.

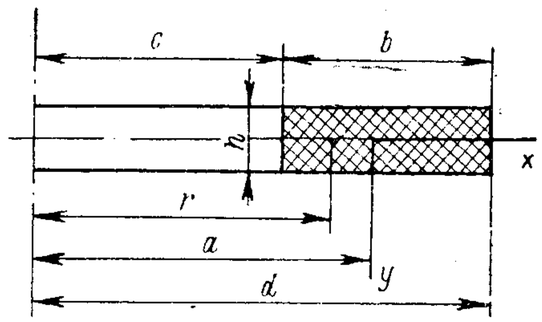



Рис. II.17. Расчетная схема плоского элемента

Расчетные схемы указанных пластинок являются по напряжениям предельными для маленьких пластинок. Определив максимальные напряжения для допустимых расчетных случаев, тем самым получим нижнюю и верхнюю границы для напряжений, возникающих в реальном плоском элементе арматуры.

В случае когда круглая пластинка жестко защемлена по контуру, моменты, действующие на такую пластинку, определяются по следующим формулам:

$$M_r = \frac{p}{16}[a^2(1 + \mu) - r^2(3 + \mu)].$$

$$M_t = \frac{p}{16}[a^2(1 - \mu) - r^2(1 - 3\mu)].$$

Здесь $M_r$, $M_t$ — отнесенные к единице длины изгибающие моменты по окружным (тангенциальным) и диаметральным сечениям пластинки.

Подставив в это выражение $r = a$, найдем значения изгибающих моментов на контуре пластинки:

$$(M_r)_{r=a} = -\frac{pa^2}{8}; \quad (M_t)_{t=a} = -\frac{\mu pa^2}{8}.$$

В центре пластинки, где $r = 0$

$$M_r = M_t = \frac{pa^2}{16}(1 + \mu).$$

Из анализа данных выражений видно, что максимальное напряжение получается на контуре пластинки, где оно равно

$$(\sigma_r)'_{\max} = -\frac{6M_r}{h^2} = \frac{3}{4}\frac{pa^2}{h^2}.$$

Введем обозначение $S_{\max з} = \frac{3a^2}{4h^2}$.

Здесь $S_{\max з}$ — коэффициент максимальных напряжений (на контуре) защемленных по контуру круглых пластинок.

Напряжение на контуре защемленной пластинки определяется из выражения

$$(\sigma_r)'_{\max} = pS_{\max з},$$

где $p$ — давление в магистрали.

Напряжения на контуре реальной пластмассовой круглой пластинки с учетом коэффициента жесткости заделки 0,70 и условия прочности выразятся уравнением

$$(\sigma_r)_{\max} = 0{,}7pS_{\max з} \leqslant [\sigma_p].$$

В случае, когда круглая пластинка свободно опирается по контуру, моменты, действующие на такую пластинку, определяются по следующим формулам:

$$M_r = \frac{p}{16}(3+\mu)(a^2 - r^2);$$

$$M_t = \frac{p}{16}[a^2(3+\mu) - r^2(1+3\mu)].$$

Максимальный изгибающий момент получается в центре пластинки (при $r = 0$):

$$M_r = M_t = \frac{3+\mu}{16}pa^2.$$

Соответствующее максимальное напряжение будет равно

$$(\sigma_r)'_{\max} = (\sigma_t)'_{\max} = \frac{3(3+\mu)pa^2}{8h^2}.$$

Введем обозначение

$$S_r^{0,35} = S_t^{0,35} = S_{i0}^{0,35} = \frac{3(3+\mu)a^2}{8h^2};$$

здесь принято $\mu = 0{,}35$; соответственно при $\mu = 0{,}45$

$$S_r^{0,45} = S_t^{0,45} = S_{i0}^{0,45} = \frac{3(3+\mu)a^2}{8h^2}.$$

Сравнение значений коэффициентов максимальных напряжений в центре свободно опирающейся пластинки при $\mu = 0{,}35$ и $\mu = 0{,}45$



показывает, что влияние разброса коэффициента Пуассона на напряжения в пластмассе незначительно.

Напряжения в середине реальной пластмассовой круглой пластинки, свободно опирающейся по контуру, находится в интервале

$$\sigma_c > \sigma > \sigma_з; \quad \sigma_c = pS_{i0}^{0,35\ (0,45)}; \quad \sigma_з = pS_{ц.\,з}^{0,35\ (0,45)},$$

где $\sigma_c$ и $\sigma_з$ — напряжения в середине свободно опирающейся и защемленной по контуру пластинки.

Значения $S_{ц.\,з}^{0,35\ (0,45)}$ коэффициентов напряжений в центре круглой пластинки, защемленной по контуру, можно определить по формуле

$$S_{ц.\,з}^{0,35\ (0,45)} = \frac{3a^2(1+\mu)}{8h^2}.$$

Условие прочности для середины реальной пластмассовой пластинки (круглой) можно представить в виде

$$\frac{\sigma_c + \sigma_з}{2} \leqslant [\sigma_r].$$

При расчете элементов фланца трубопроводной арматуры, когда фланец представляет собой полный диск, диаметральное сечение которого является прямоугольным (рис. II.18), то наибольшие напряжения на внутренних волокнах $\left(\text{где } h = h_1 \text{ и } y = \frac{h}{2}\right)$ и условие прочности выражаются следующей зависимостью:

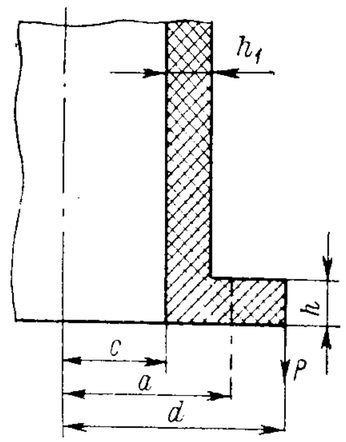



Рис. II.18. Расчетная схема фланца

$$\sigma_{\max} \leqslant \frac{6M_к a}{h^2 c \ln\frac{d}{c}}, \qquad (II.39)$$

где $M_к$ — скручивающая пара, приходящаяся на единицу длины оси; $a$ — расстояние от центра фланца до центра тяжести сечения фланца. Значения $h$, $c$, $d$ легко уяснить из рис. II. 18.

$$Q_ц = p\pi c^2; \quad R = c + h;$$

$$M_0 = \frac{Q(d-c)}{1 + \frac{\beta h}{2} + \frac{1-\mu^2}{2\beta c}\ln\frac{d}{c}};$$

$$Q = \frac{Q_ц}{2\pi c} = \frac{p\pi c^2}{2\pi c} = \frac{pc}{2}; \quad \beta = \sqrt{\frac{3(1-\mu)^2}{c^2 h_1^2}},$$

где $\mu$ — коэффициент Пуассона.

Обозначения всех других величин соответствуют принятым на рис. II.18.

При разработке конструкций деталей и изделий арматуры необходимо исходить из условий эксплуатации и особенностей технологии их изготовления.

Эксплуатационные требования обусловливаются выбором материала, формы и размеров изделия.

Процесс конструирования самым непосредственным образом связан с анализом вариантов технологии изготовления разрабатываемого изделия. При этом учитываются не только требования к изделию, но и наличие оборудования и предполагаемая серийность изделия, так как конструкции для серийного производства могут существенно отличаться от конструкций опытного производства. В опытном производстве нецелесообразно применять способы изготовления, требующие изготовления сложных пресс-форм. Из этого следует, что в процессе конструирования изделий должны намечаться и конструкции пресс-форм, необходимые для их изготовления.

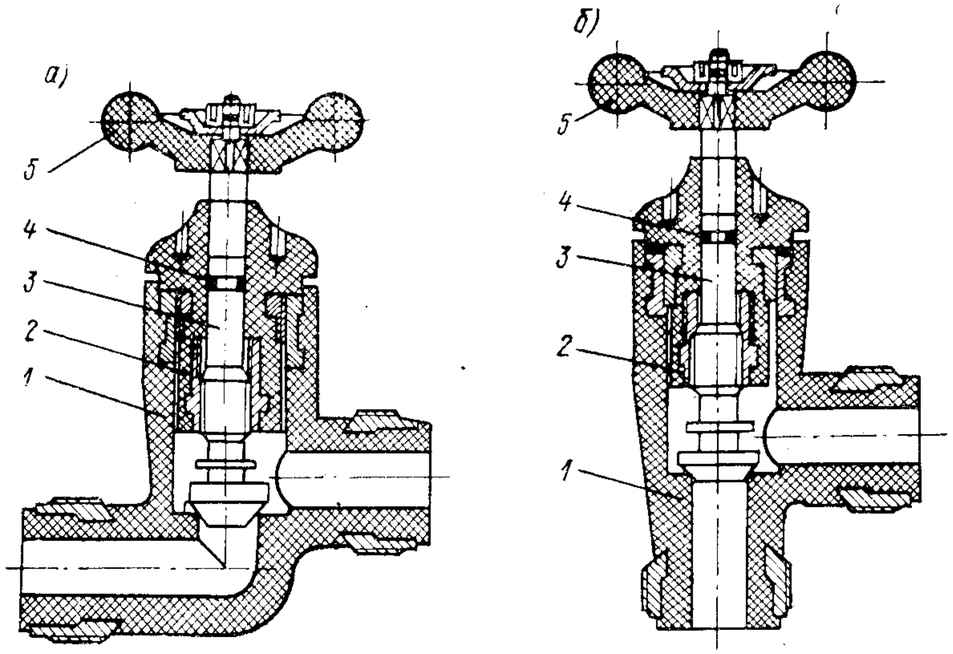



Рис. II.19. Конструкции пластмассовой арматуры

Преимущества использования пластмасс полностью проявляются лишь при правильном конструировании пластмассовых изделий. Это, как правило, требует изменения традиционных конструкций, вызванного необходимостью обеспечить требуемые прочность и жесткость, придать изделиям такую форму, которая позволит сконструировать простую и недорогую пресс-форму, обеспечивающую извлечение из нее изделия.

В качестве примера на рис. II.19 показаны конструкции проходного (*а*) и углового (*б*) клапанов на условные проходы от 6 до 32 *мм*. Конструктивное исполнение клапанов идентичное. Клапан состоит из корпуса *1*, крышки *2*, шпинделя *3*, резьбовой втулки *4*, маховика *5*. Корпус и крышка изготовляются из капрона, маховик — из пресс-материала АГ-4С, шпиндель, резьбовые втулки корпуса и крышки — из металла.



По назначению и принципу работы пластмассовый клапан аналогичен металлическому; он отличается только конструктивным исполнением отдельных узлов и деталей. В металлическом клапане (рис. II.20) уплотнение деталей затвора осуществляется по плоскости, в пластмассовом — по коническим поверхностям. Последнее конструктивное исполнение более простое: затвор состоит из конической уплотнительной поверхности шпинделя и конической поверхности седла корпуса. При такой конструкции нет необходимости изготовлять отдельно тарелку и ввиду эластичности пластмассовой детали производить ее притирку к корпусу.

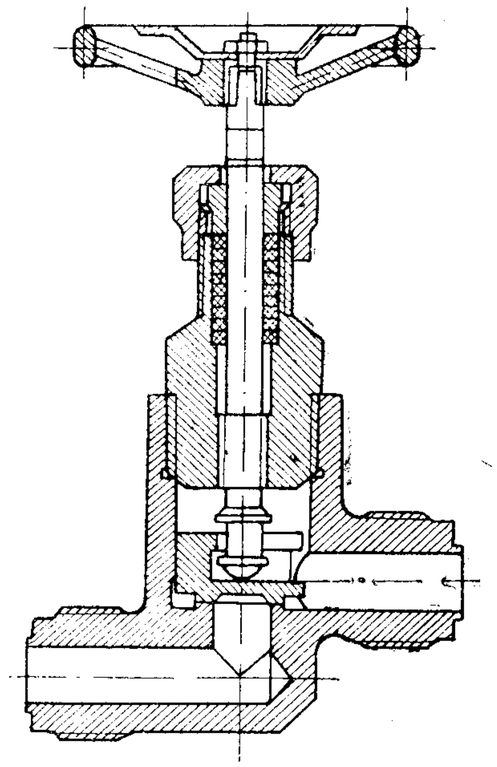


Рис. II.20. Конструкция металлического клапана

Конический тип затвора находит применение и в металлических клапанах, но в этом случае трудно получить правильную геометрию деталей затвора. Это обстоятельство усложняет изготовление клапанов, требует более высокой точности металлорежущего оборудования, а также повышает трудоемкость работы в связи с необходимостью притирки уплотнительных поверхностей деталей затвора.

Для обеспечения равнопрочности деталей металлического клапана толщина стенок увеличена вдвое. Кроме того, достигнута равностенность, изменена форма сопряжения внутренних цилиндрических поверхностей, гарантирующая извлечение знаков пресс-форм из отливки в момент распрессовки. Корпус клапана прост в изготовлении, так как в нем нет уплотнительных выступов и диаметр внутренней поверхности меньше, чем у металлического на тот же условный проход.

Конструктивная особенность металлического клапана заключается в выполнении уплотнения между крышкой и шпинделем.

Целесообразно фасонные части проектировать с жесткими плавно переходящими усилениями (рис. II.21). Это позволяет уменьшить напряжения в местах перехода и учесть продольные растягивающие напряжения в сечении $A—A$, равные

$$\sigma_t = 1{,}4k\frac{Fp}{F_1}\ кгс/см^2,$$

где $p$ — давление в *кгс/см²*; $F$ — площадь сечения полного пространства в продольном разрезе в *см²*; $F_1$ — площадь сечения стенок в продольном разрезе в *см²*; $k$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений ($k = 0{,}4 \div 1{,}5$ — для термореактивных материалов и $k = 1{,}2 \div 1{,}3$ — для термопластов). При этом толщины стенок $S_к$ (рис. II.21) в местах переходов, сопряжений и утолщений определяются из соотношения $m = \frac{S}{S_к}$, где $m$ находится из графика рис. II.22.

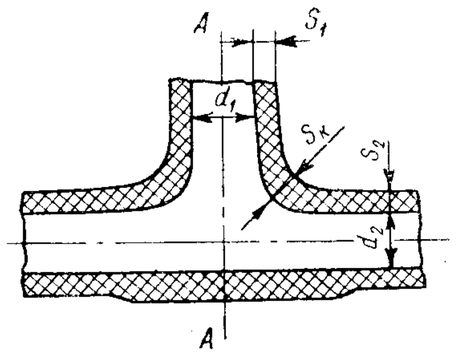



Рис. II.21. Пластмассовый тройник с местными утолщениями

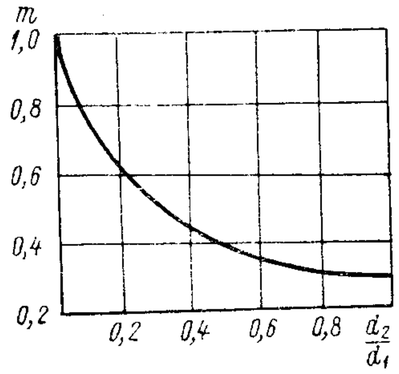



Рис. II.22. Кривая значения коэффициента $m$

При расчете корпусов задвижек из пластмасс необходимо проверить корпус задвижки на жесткость, так как может оказаться, что под действием давления среды определенная деформация приведет к потере плотности затвора. При расчете на жесткость корпусов задвижек из пластмасс обычными методами допускаемые прогибы следует принимать равными 1,002 $r$ для корпусов задвижек, изготовляемых из термореактивных материалов, и 1,003 $r$ — для изготовляемых из термопластов.

Прочие детали арматуры (шпиндели, ходовые гайки, маховички) можно рассчитывать также по формулам, приведенным в соответствующих разделах, или по обычным формулам, но с учетом допускаемого напряжения. Например, в формулах для определения размеров спиц $b$, $a$ и длины спицы $l$ маховика из фенопласта К-18-2

$$b = \sqrt[3]{\frac{60M}{z\,[\sigma]_u}}; \quad l = \frac{P}{h\,[\sigma]_{см}}; \quad a = \frac{b}{2}$$

допускаемые напряжения будут $[\sigma]_u = 200$ *кгс/см²*; $[\sigma]_{см} = 350$ *кгс/см²*.

В приведенных выше формулах приняты следующие обозначения: $P$ — расчетное усилие в *кгс*; $b$, $a$ — соответственно большая и малая оси эллипса спицы маховика; $z$ — число спиц маховика; $M$ — крутящий момент; $b$ — половина высоты шпонки; $[\sigma]$, $[\sigma]_{см}$ допускаемые напряжения изгиба и смятия.



Пластмассовые трубы соединяются сваркой, склеиванием и механическими конструкциями типа фланцевых. Последние осуществляются в виде свободно сидящего фланца, опирающегося на бурт пластмассовой трубы. Толщина бурта (в *см*) определяется по формуле

$$t_б = 0{,}58\,d_б \sqrt{\frac{[\sigma]_б}{k\sigma_{ср}}\left[z\frac{l_1}{l_2} + 0{,}7\psi\frac{p}{\sigma_б}\left(\frac{D_н}{d_б}\right)\right]},$$

где $d_б$ — наружный диаметр болтов в *см*; $z$ — количество болтов на свободном фланце; $[\sigma]_б$ — допускаемые напряжения для материала болтов и бурта в *кгс/см²*; $l_1$ и $l_2$ — соответственно длины плеча $\frac{D_1 - D_н}{2}$ и $\frac{D - (B - S)}{2}$ в *см* ($D_1$ — наружный диаметр бурта в *см*; $D_н$ — наружный диаметр прокладки в *см*); $\psi$ — коэффициент ослабления фланца болтовыми отверстиями, равный $\sqrt{1 - \frac{2d}{A - B}}$; $k$ — коэффициент свободного фланца, равный $k = 1 - \frac{A}{C} + \frac{A - B}{2l_2}$ ($C$ — диаметр окружности болтов свободного фланца в *см*; $B$ и $A$ — внутренний и наружный диаметры стального свободного фланца в *см*; $S$ — толщина стенки пластмассовой детали, имеющей бурт, в *см*); $d_б$ — диаметр отверстия под болт в *см*; $p$ — внутреннее давление в *кгс/см²*.

Увеличение толщины стенок пластмассовых деталей арматуры все же мало эффективно, особенно для деталей, изготовленных из реактопластов. Это объясняется тем, что на внутренней стенке напряжения больше, чем на внешней, и по мере увеличения толщины стенок эта разность увеличивается. Кроме того, с увеличением толщины могут ухудшаться и прочностные показатели пластмассовых деталей арматуры, увеличивается вероятность некачественной склейки или сварки швов в деталях из термореактивных и термопластичных материалов. Поэтому более целесообразно иногда применять защищенные конструкции. Преимущество таких конструкций заключается в их высокой химической стойкости и в исключении возможности поломок арматуры во время эксплуатации или при транспортировке. Ввиду того, что внешние нагрузки и внутренние усилия воспринимаются металлической конструкцией — обоймой, увеличиваются допустимые давления жидкостей, проходящих через такую арматуру. Пластмассовые элементы при этом являются лишь футеровкой и на прочность не рассчитываются.

Исходные размеры металлической трубы $D_{исх.\,м}$ и пластмассовой трубы $D_п$ (рис. II.23) при заданных размерах футерованной трубы, т. е. при известных наружных диаметрах футерованной трубы $D_ф$, толщине стенки оболочки $S$ и толщине футерующего слоя $\Delta d$ можно определить по следующим формулам:

$$D_{исх.\,м} = d_{пл} + 2S + k;$$

$$d_{пл} = A = (D_ф - 2S);$$

$$k = k_{\min} + \frac{1}{3}[(-\Delta D) + (+2\Delta S) + (+\Delta d)];$$

$$A = \frac{100}{100 - \eta_{пл}}; \quad \eta_{пл} = \frac{m_2 + m_{вэ} - m_y}{d_{пл}}.$$

Здесь $k$ и $k_{\min}$ — соответственно номинальная и минимальная величины зазора, при котором обеспечивается беспрепятственное свободное введение пластмассовой трубы в металлическую (значения $k_{\min}$ даны ниже). $\Delta d$, $\Delta D$, $\Delta S$ — соответственно допуски на наруж-

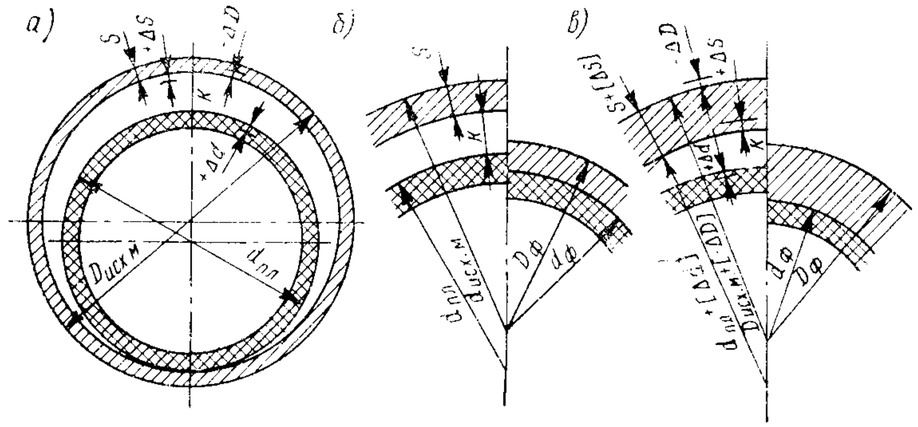



Рис. II.23. Схема взаимного расположения металлической и пластмассовой труб: *а* — исходное положение перед футеровкой; *б* — взаимное расположение труб до и после футеровки; *в* — взаимное расположение труб до и после футеровки при максимальных предельных отклонениях размеров труб

ные диаметры металлической, пластмассовой трубы и толщину стенки металлической трубы; $\eta_{пл}$ — относительное номинальное обжатие пластмассовой трубы (для винипластовых труб $\eta_{пл} = 1{,}36$, для полиэтиленовых $\eta_{пл} = 3{,}08$); $m_2$ — натяжение, характеризующее упругое поджатие футерующего слоя (для винипласта $m_2 = 0{,}5\%$, для полиэтилена $m_2 = 1\%$); $m_{вэ}$ — максимальные высокоэластические деформации, застеклованные в процессе изготовления пластмассовой трубы (для винипласта $m_{вэ} = 0{,}5\%$, для полиэтилена $m_{вэ} = 1\%$); $m_y$ — усадка футерующего слоя, пропорциональная разнице в коэффициентах линейного расширения металлической и пластмассовой труб и перепаду температур (для винипласта $m_y = 0{,}36$, для полиэтилена $m_y = 1{,}08\%$).

Значения коэффициентов $k_{\min}$

| $k_{\min}$ | $d_y$ |
|---|---|
| 0,5 | До 15 |
| 1 | 20—25 |
| 1,5 | 32—50 |
| 2,0 | 70—80 |
| 2,5 | 100—125 |
| 3,0 | 150 |



Для ряда нормальных условных проходов и рациональной толщины футеровки приведен расчетный сортамент футерованных труб и заготовок для них в табл. II.4. Размеры труб с условным диаметром $d_y = 10 \div 50$ *мм* приняты по ГОСТ 8734—58, с $d_y = 70 \div 125$ *мм* по ГОСТ 10707—63, с $d_y = 150$ — вне стандарта.

*Таблица II.4*

**Сортаменты футерованных труб**

| Условный проход в *мм* | Размеры футерованных труб | | | Исходный диаметр металлической трубы в *мм* | Обжатие металлической трубы в % | Диаметр пластмассовой трубы в *мм* | Обжатие пластмассовой трубы в % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Наружный диаметр | Толщина оболочки | Толщина футеровки | | | | |
| 10 | 14 | 1,6 | 1 | 16/26 | 12,5/12,5 | 11/11,5 | 1,8/6 |
| 15 | 18 | 1,6 | 1 | 20/20 | 10/10 | 15/15,5 | 1,33/4,5 |
| 20 | 25 | 1,6 | 1,5 | 28/30 | 10,7/16,6 | 22,5/22,5 | 3,2/3,11 |
| 25 | 32 | 2 | 1,5 | 35/36 | 11,1/11,1 | 28,5/29 | 1,75/3,45 |
| 32 | 38 | 2 | 2 | 42/42 | 9,5/9,5 | 34,5/35,5 | 1,44/4,2 |
| 40 | 45 | 2 | 2 | 50/50 | 10/10 | 42/42,5 | 2,4/3,52 |
| 50 | 56 | 2,5 | 2 | 60/63 | 6,7/11,1 | 52/53 | 1,92/3,77 |
| 70 | 76 | 3,5 | 2,5 | 83/86 | 8,4/8,4 | 70/71,5 | 2,42/3,5 |
| 80 | 89 | 4 | 3 | 95/102 | 6,8/12,7 | 82,5/84 | 1,8/3,57 |
| 100 | 114 | 4 | 3 | 121/127 | 5,8/10,2 | 107,5/100,5 | 1,89/3,2 |
| 125 | 140 | 4,5 | 4 | 151/152 | 7,9/7,9 | 133/135,5 | 1,5/3,32 |
| 150 | 165 | 4,5 | 4,5 | 173/180 | 4,6/8,8 | 158,5/161 | 1,57/3,1 |

Примечание. Дробные числа означают: числитель — футерующий слой выполнен из винипласта, знаменатель — футерующий слой — из полиэтилена.

Использование данных табл. II.4 обеспечивает:

1) возможность беспрепятственного введения пластмассовой трубы в металлическую;

2) минимальную степень обжатия металлической трубы, обеспечивающую минимальный наклеп;

3) минимально возможную степень обжатия пластмассовой трубы, позволяющую получить гарантированное натяжение между футерующим слоем и металлической оболочкой.

При решении вопроса о применении пластмассовых деталей трубопроводной арматуры необходимо также знание их гидравлических характеристик. В частности, при определении потерь напора

в пластмассовых трубах коэффициент трения можно находить по следующей эмпирической формуле для гладких труб:

$$\lambda = \frac{0{,}287}{Re^{0{,}226}},$$

где Re — число Рейнольдса.

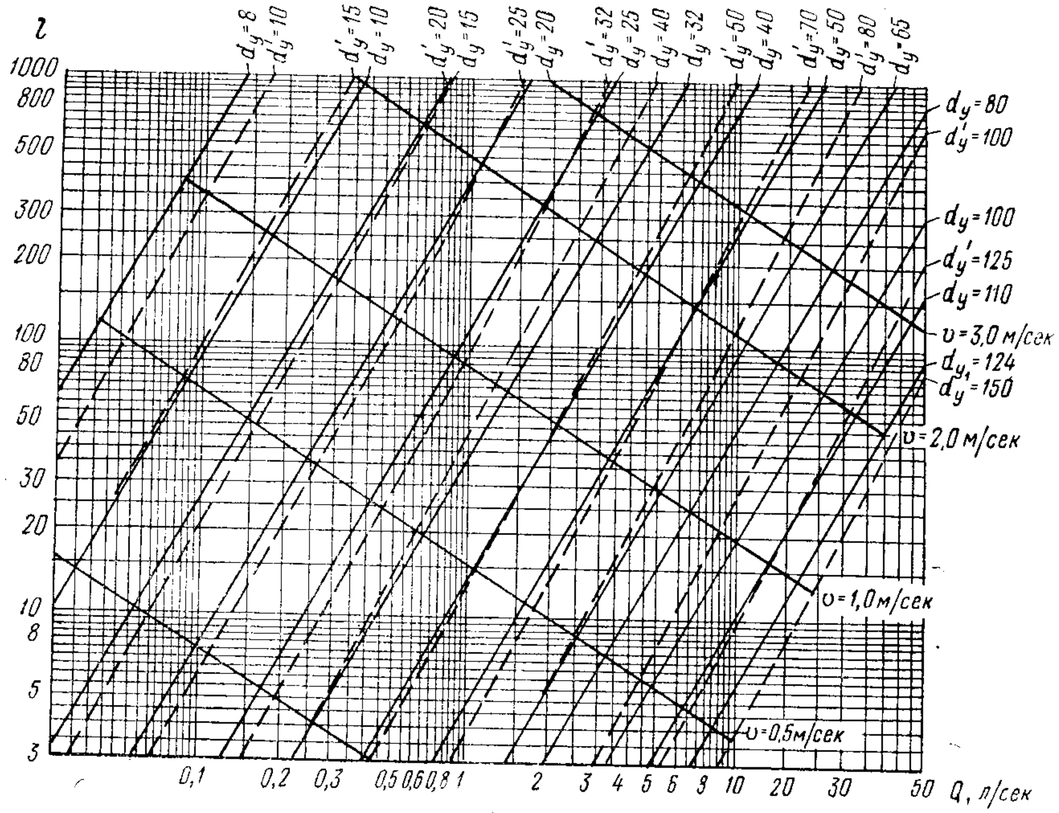



Рис. II.24. Номограмма для определения пропускной способности соответственно для труб с условным проходом $d_y$ и $d'_y$ из винипласта (сплошные линии) и неоцинкованной стали (пунктирные линии)

Для стыковых и раструбных соединений значения λ, определенные по приведенной формуле, необходимо увеличить на 10—15% или получить по формуле

$$\lambda = \frac{0{,}267}{Re^{0{,}226}}.$$

Сравнительную пропускную способность пластмассовых (из винипласта) и стальных труб можно определить по номограмме рис. II.24.

Особенность технологии сборки пластмассовых трубопроводов заключается в необходимости учета их больших температурных удлинений. Это может быть сделано выбором рациональной схемы разводки, правильным размещением мертвых точек системы и,



*Таблица II.5*

**Удлинения, воспринимаемые компенсаторами различных размеров**

| Диаметр трубы в *мм* | Воспринимаемое удлинение в *мм* | Вылет компенсатора в *мм* | Основные размеры компенсатора (рис. II.25) в *мм* | | | | | Развернутая длина компенсатора в *мм* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | *R* | *a* | *b* | *c* | *l* | |
| 30/22 | 100 | 306 | 120 | 66 | 44 | 60 | 644 | 1500 |
| | 150 | 378 | 120 | 138 | 92 | 60 | 692 | 1240 |
| | 200 | 438 | 120 | 198 | 132 | 60 | 732 | 1400 |
| | 250 | 486 | 120 | 246 | 164 | 60 | 764 | 1530 |
| | 300 | 534 | 120 | 294 | 196 | 60 | 796 | 1658 |
| | 350 | 570 | 120 | 330 | 220 | 60 | 820 | 1754 |
| | 400 | 600 | 120 | 360 | 240 | 60 | 840 | 1834 |
| 65/47 | 200 | 650 | 260 | 120 | 80 | 130 | 1380 | 2213 |
| | 250 | 740 | 260 | 200 | 133 | 130 | 1433 | 2426 |
| | 300 | 810 | 260 | 270 | 180 | 130 | 1480 | 2613 |
| | 350 | 860 | 260 | 320 | 213 | 130 | 1513 | 2746 |
| | 400 | 900 | 260 | 360 | 240 | 130 | 1540 | 2854 |
| 90/74 | 300 | 935 | 360 | 215 | 143 | 180 | 1943 | 3194 |
| | 350 | 1010 | 360 | 290 | 193 | 180 | 1993 | 3393 |
| | 400 | 1060 | 360 | 340 | 227 | 180 | 2027 | 3487 |
| | 500 | 1200 | 360 | 480 | 320 | 180 | 2120 | 3890 |
| | 600 | 1315 | 360 | 595 | 397 | 180 | 2197 | 4200 |
| | 700 | 1410 | 360 | 690 | 460 | 180 | 2260 | 4450 |
| 135/126 | 400 | 1350 | 540 | 270 | 180 | 270 | 2880 | 4650 |
| | 500 | 1485 | 540 | 405 | 270 | 270 | 2970 | 5100 |
| | 600 | 1620 | 540 | 540 | 360 | 270 | 3060 | 5370 |
| | 700 | 1740 | 540 | 620 | 413 | 270 | 3113 | 5575 |
| 160/148 | 500 | 1630 | 640 | 350 | 233 | 320 | 3433 | 5600 |
| | 600 | 1760 | 640 | 480 | 320 | 320 | 3520 | 5940 |
| | 700 | 1920 | 640 | 640 | 427 | 320 | 3627 | 6365 |

наконец, применением специальных компенсаторов. Основные соотношения размеров этих компенсаторов даны на рис. II.25. Удлинения, воспринимаемые П-образным компенсатором, приведены в табл. II.5. В остальном технология сборки пластмассовых трубопроводов не отличается от основных правил сборки металлических трубопроводов.

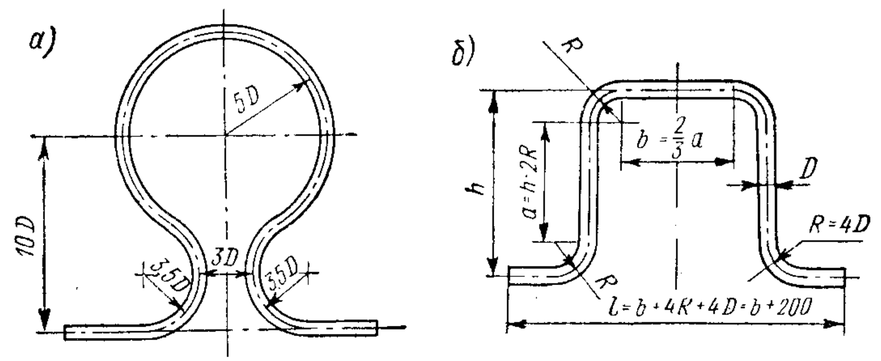



Рис. II.25. Конструкции пластмассовых компенсаторов: *а* — лирообразного; *б* — П-образного

Присоединительные места трубопровода (фланцы, штуцеры и т. д.) нужно согласовать с присоединительными местами пластмассовой арматуры до ее монтажа. Это необходимо для того, чтобы обеспечить проведение монтажа без применения во время затяжки чрезмерных усилий с помощью рычагов (с целью удлинения плеча), ударов по ключу и дополнительных подгонок.

Присоединительные места трубопровода должны быть без перекосов. Следует избегать выравнивания их затяжкой с помощью болтов и накидных гаек, так как пластмассовые конструрции недостаточно жестки; затяжка при перекосах может вызвать коробление корпусов, а вместе с этим коробление уплотняющих поверхностей, что служит причиной пропуска среды в закрытой арматурё через образовавшиеся неплотности.

## § 7. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить деформацию стенки корпуса коробки скоростей малогабаритного токарного станка (рис. II.26).

Дано: нагрузка $P = 30$ *кгс*; размеры коробки $2a : 2b : 2c = 275 : 280 : 280$ *мм*. Материал коробки — волокнит; $E = 85\,000$ *кгс/см*$^2$.

По табл. II.1 в случае приложения нагрузки в точке с координатами $x = 0{,}5a$, $y = 1{,}1b$ для коробки с соотношением размеров $1 : 0{,}75 : 1$ $k = 0{,}31$, а для коробки с соотношением размеров $1 : 0{,}5 : 1$ $k_0 = 0{,}22$. Интерполируя, можно принять для соотношения размеров коробки в нашем случае $1 : 0{,}6$ значение $k_0 = 0{,}26$.

Определяем значения коэффициентов $k_1$ и $k_2$ по рис. II.1 и II.2, для чего вычисляем следующие соотношения.

Для отверстия *I*:

$$\frac{H}{h} = \frac{15}{5} = 3;$$



$$\frac{H_a}{h} = 2;\quad \frac{D^2}{2a2b} = \frac{100^2}{275 \cdot 180} = 0{,}19;$$

$$\frac{D}{d} = \frac{100}{80} = 1{,}25;$$

$$\frac{r}{d} = \frac{70}{140} = 0{,}5;\quad k_1 = 0{,}45.$$

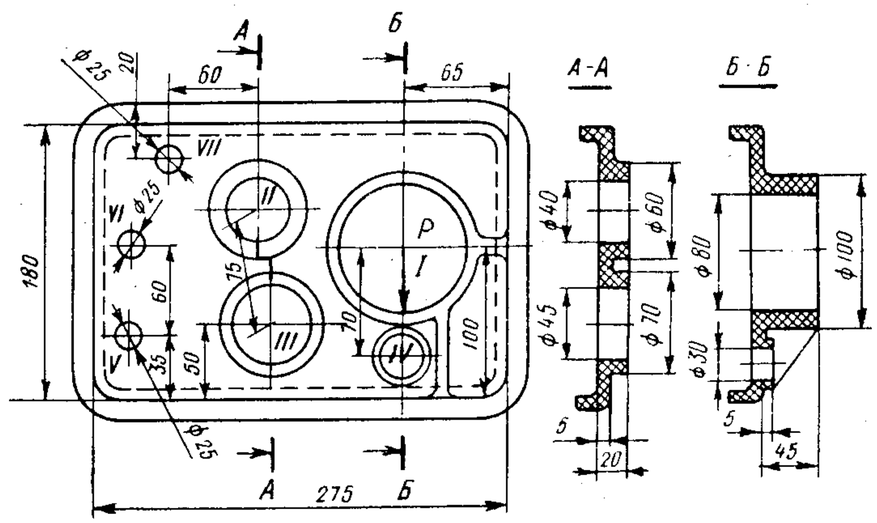



**Рис.** II.26. Эскиз к примеру расчета коробки из волокнита

Для отверстия *II*

$$\frac{H}{h} = \frac{20}{5} = 4;\quad \frac{H_a}{h} = 1{,}7;$$

$$\frac{D^2}{2a2b} = \frac{60^2}{275 \cdot 80} = 0{,}073;$$

$$\frac{D}{d} = \frac{60}{40} = 1{,}5;\quad \frac{R}{d'} = \frac{100}{210} = 0{,}48;$$

$$\frac{\Delta f}{f} = -0{,}15.$$

Аналогично получим для отверстия *III*: $\frac{\Delta f}{f} = -0{,}18$; для отверстия *IV*: $\frac{\Delta f}{f} = +0{,}02$; для отверстий *V* и *VI*: $\frac{\Delta f}{f} = 0$; 01 соответственно.

Влиянием отверстия *VII* можно пренебречь, так как оно расположено у свободного края. Тогда

$$k_2 = 1 + \sum \frac{\Delta f}{f} = 1 - 0{,}15 - 0{,}18 + 0{,}02 + 2 \cdot 0{,}01 = 0{,}71.$$

Значение коэффициента $k_3$, учитывающего влияние ребер, подкрепляющих бобышку нагруженного отверстия, примем равным 0,9 (нагруженная грань имеет свободный край). В результате

$$f = k_0 k_1 k_2 k_3 \frac{Pa^3 (1 - \mu^2)}{Eh^3} =$$

$$= 0{,}26 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}71 \cdot 0{,}9 \frac{30 \cdot 13{,}75^2 \cdot 0{,}91}{0{,}085 \cdot 10^6 \cdot 1} = 0{,}13 \text{ мм}.$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химической аппаратуры. М., Машгиз, 1961.

2. Королев В. И. Слоистые анизотропные пластики и оболочки из армированных пластмасс. М., «Машиностроение», 1965.

3. Тарнопольский Ю. М., Розе А. В. Особенности расчета деталей из армированных пластиков. Рига, изд-во «Зинанте», 1969.

4. Мирзоев Р. Г. Пластмассовые детали машин и приборов. Л., «Машиностроение», 1970.

# ГЛАВА III

# ПЛАСТМАССОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## § 1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Применение пластмасс в зубчатых и червячных зацеплениях позволяет получить мягкую передачу крутящего момента, бесшумность работы даже при высоких окружных скоростях, удовлетворительную работоспособность в химически агрессивных средах. Однако особенности механических свойств пластмасс обусловливают некоторую специфику расчета пластмассовых передач зацеплением. Например, малая жесткость и большая упругость позволяют пренебречь составляющей расчетной нагрузки, учитывающей ее концентрацию по ширине зубчатых колес в связи с технологическим или монтажным перекосом зубьев шестерен. Невысокая точность изготовления пластмассовых зубчатых передач, сравнительно большие величины необходимых боковых зазоров, жесткость передачи в 20—50 раз меньше, чем для металлических передач, не позволяют использовать существующие данные по определению динамических составляющих расчетной нагрузки при расчете пластмассовых передач. На основе результатов теоретических и экспериментальных исследований для динамических составляющих расчетных нагрузок приводятся следующие формулы:

$$\left.\begin{aligned} U_{вм} &= 0{,}06 RMv^2 b \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8 c_x \delta}{RMv^2}}\right]; \\ U_{вщ} &= 0{,}5 RMv^2 b \left[1 + \sqrt{1 + \frac{3 c_x \delta}{RMv^2}}\right], \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.1)}$$

где $U_{вм}$ и $U_{вщ}$ — соответственно динамическая составляющая расчетной нагрузки для ведомого и ведущего пластмассовых зубчатых колес; $v$ — окружная скорость в *м/сек*; $b$ — ширина колеса; $M$ — удельная приведенная масса зубчатых колес:

$$M = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}; \qquad \text{(III.2)}$$

($M_1$, $M_2$ — массы ведущего и ведомого зубчатых колес, приведенные к основным окружным скоростям); $\delta$ — ошибка основного шага с учетом упругой деформации зубьев под нагрузкой в *см*;

$$\delta = \frac{P}{cb} + \Delta t_0, \qquad \text{(III.3)}$$

($c$ — удельная жесткость неударяющейся пары зубьев в *кгс/см*$^2$ определяется по обычным формулам; $\Delta t_0$ — ошибка основного шага

в *см* определяется степенью предполагаемой точности изготовления); $R$ — постоянная для данной передачи;

$$R = \frac{c_x}{m} \qquad \text{(III.4)}$$

($c_x$ — коэффициент, определяемый по табл. III.1, $m$ — модуль зацепления).

*Таблица III.1*

**Значения коэффициентов $c_x$**

| $z_ш$ | $z_к$ | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 |
| 20 | 3600 | 2250 | 1750 | 1500 | 1300 | 1200 | 1100 |
| 25 | 3300 | 2000 | 1500 | 1250 | 1100 | 950 | 900 |
| 30 | 3150 | 1800 | 1300 | 1100 | 950 | 850 | 750 |
| 35 | 3000 | 1650 | 1200 | 950 | 850 | 750 | 650 |
| 40 | 2900 | 1550 | 1100 | 900 | 750 | 650 | 600 |
| 45 | 2850 | 1500 | 1050 | 650 | 700 | 620 | 560 |
| 50 | 2800 | 1450 | 1000 | 800 | 650 | 580 | 520 |
| 60 | 2740 | 1350 | 950 | 750 | 600 | 520 | 470 |
| 70 | 2680 | 1300 | 900 | 700 | 550 | 480 | 440 |
| 80 | 2620 | 1300 | 850 | 650 | 530 | 450 | 400 |
| 90 | 2550 | 1300 | 800 | 600 | 510 | 430 | 380 |
| 100 | 2500 | 1250 | 800 | 600 | 500 | 410 | 360 |

Расчетную нагрузку можно определить по следующим формулам: при расчете из условия прочности на изгиб и сжатие

$$\left.\begin{aligned} P_p &= P_{ном} + \zeta U; \\ N_u &= (P_{ном} + \zeta U)\, v; \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.5)}$$

при расчете на контактную прочность

$$\left.\begin{aligned} P_p &= P_{ном} + U; \\ N_к &= (P_{ном} + U)\, v \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.6)}$$

где $P_p$, $P_{ном}$ — расчетная и номинальная нагрузки в *кгс*; $N_u$ и $N_к$ — расчетная мощность при расчете на изгиб и контактную прочность в *квт*; $\zeta$ — коэффициент, учитывающий затухание динамической нагрузки за время зацепления одной пары зубьев. Значения $\zeta$ для реактопластов приведены в табл. III.2, для термопластов $\zeta \approx 0{,}2 \div 0{,}3$.



*Таблица III.2*

**Значения коэффициентов затухания $\zeta$**

| Приведенная масса колес $M$ | Окружная скорость $v$ в *м/сек* | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |
| $1 \cdot 10^{-4}$ | 0,08 | 0,12 | 0,17 | 0,23 | 0,3 | 0,4 | 0,45 | 0,55 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 1 |
| $2 \cdot 10^{-4}$ | 0,15 | 0,2 | 0,27 | 0,34 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,35 | 1 | 1 | 1 |
| $3 \cdot 10^{-4}$ | 0,21 | 0,28 | 0,37 | 0,48 | 0,6 | 0,7 | 0,85 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $4 \cdot 10^{-4}$ | 0,32 | 0,43 | 0,54 | 0,66 | 0,8 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

Основные силовые и конструктивные параметры пластмассовых зубчатых передач с прямыми и косыми зубьями определяются из следующих соотношений.

1. *Поверочный расчет.* Напряжения изгиба в опасном сечении: для шестерни

$$\sigma_u = \frac{0{,}318 M_к (i \pm 1) k_н k_β k_{изн}}{A i y B m_n} \leqslant [\sigma_u]; \qquad \text{(III.7)}$$

для колеса

$$\sigma_u = \frac{0{,}318 M_к (i \pm 1) k_н k_β k_{изн}}{A y B m_n} \leqslant [\sigma_u]; \qquad \text{(III.8)}$$

2. *Проектировочный расчет.* Модуль зацепления в нормальном сечении

$$m_n = \sqrt{\frac{0{,}636 M_{к\,(ш)} k_н k_в k_{изн}}{[\sigma_u]\, y \psi m^2 k_ш}}. \qquad \text{(III.9)}$$

3. *Оценка нагрузочной способности.* Наибольшая нагрузка, с которой может работать передача

для шестерни

$$M_ш = \frac{3{,}14\, [\sigma_u]\, A y B m_n}{(i \pm 1)\, k_н k_β k_{изн}}; \qquad \text{(III.10)}$$

для колеса

$$M_к = \frac{3{,}14\, [\sigma_u]\, A i y B m_n}{(i \pm 1)\, k_н k_β k_{изн}}. \qquad \text{(III.11)}$$

В приведенных выше формулах приняты следующие обозначения: $A$ — межосевое расстояние в *см*; $B$ — рабочая ширина зубчатого венца в *см*; $m_n$ — модуль зацепления в нормальном сечении в *см*; $i$ — передаточное число зубчатого зацепления; $z_{к\,(ш)}$ — число зубьев рассчитываемого колеса (шестерни); $M_к$ — крутящий момент на валу колеса; $n$ — число оборотов в минуту; $\sigma_u$ — расчетное

напряжение изгиба в опасном сечении; $y$ — коэффициент формы зуба; значения $y$ для косозубых колес, определяемые по приведенному числу зубьев $z_{пр} = \frac{z}{\cos^2 \beta}$ (где $\beta$ — угол наклона зубьев на делительном диаметре) даны ниже; $\psi = \frac{R}{m}$ — коэффициент рабочей ширины зубчатого цилиндрического колеса; $k_н$, $k_{изн}$, $k_\beta$ — соответственно коэффициенты нагрузки, износа и угла наклона зубьев; $[\sigma_и]$ — допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении в *кгс/см²*.

Коэффициент формы зуба $y$ в зависимости от числа зубьев

| $z$ | $y$ | $z$ | $y$ | $z$ | $y$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 12 | 0,103 | 20 | 0,125 | 39 | 0,150 |
| 13 | 0,107 | 22 | 0,130 | 42 | 0,151 |
| 14 | 0,110 | 24 | 0,134 | 45 | 0,153 |
| 15 | 0,113 | 26 | 0,137 | 50 | 0,155 |
| 16 | 0,115 | 28 | 0,139 | 65 | 0,160 |
| 17 | 0,118 | 30 | 0,141 | 80 | 0,162 |
| 18 | 0,120 | 33 | 0,144 | 100 | 0,163 |
| 19 | 0,123 | 36 | 0,147 | | |

Знаки + и — в формулах соответствуют случаям внешнего и внутреннего зацеплений.

Коэффициент нагрузки $k_н$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев и дополнительные динамические нагрузки, возникающие в передаче, равен $k_н = k_{нр} k_д$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки при изготовлении колес механической обработкой $k_{нр}$ можно принимать равным 1. При изготовлении зубьев методом литья без дополнительной механической обработки коэффициент $k_{нр}$ в зависимости от коэффициента $\Psi$ можно назначить из следующих данных:

| $\psi$ | До 5 | 5—10 | Более 10 |
|---|---|---|---|
| $k_{нр}$ | 1,0 | 1,1 | 1,2 |

Коэффициент динамической нагрузки $k_д$ для прямозубых колес можно назначить равным 1,05—1,3, а для косозубых $k_д = 1{,}0$. Коэффициент $k_{изн}$ учитывает ослабление сечения зуба, получающееся в результате износа

$$k_{изн} = \frac{S_x^2}{S_x'},$$

где $S_x$ — толщина зуба по делительной окружности до износа; $S_x'$ — толщина зуба после износа.

Ориентировочно можно принимать следующие значения:

| $\frac{S_x}{S_x'}$ в % | 0 | 10 | 20 | 30 |
|---|---|---|---|---|
| $k_{изн}$ | 1,0 | 1,25 | 1,5 | 2,0 |



Для древесно-слоистого пластика ДСП-Г коэффициент износа следует назначать равным 1,5—1,8.

Коэффициент угла наклона $k_\beta$ при угле наклона $\beta = 10 \div 20°$ для слоисто-волокнистых пластиков можно назначать 0,75—0,85, для термопластов 0,8—0,7.

Допускаемое напряжение изгиба $\sigma_и$ определяется по рекомендациям, приведенным в гл. II. При этом необходимо в формулы для определения $\sigma_{доп}$ вводить коэффициенты, учитывающие технологию изготовления, частоту нагружения и концентрацию напряжения.

Коэффициент, учитывающий технологию изготовления зубчатых колес, $k_{техн} = 0{,}9$ — для случая изготовления зубчатых колес механической обработкой, $k_{техн} = 1{,}0$ — для литых колес; $k_и$ — коэффициент, характеризующий частоту нагружения; определяется количеством вхождений пластмассового зуба в зацеплении. Если в зацеплении находятся два колеса, $k_и$ имеет следующие значения в зависимости от числа вхождений $U_n$

| $U_n$ | 0—300 | 300—500 | 500—1000 | 1000—2000 | Более 2000 |
|---|---|---|---|---|---|
| $k_и$ | 1,0 | 0,9 | 0,85 | 0,8 | 0,75 |

$k_\delta$ — коэффициент, зависящий от концентрации напряжений в корне зуба, определяется из формулы

$$k_\delta = \chi \frac{\rho_x}{S_x},$$

где $\rho_x$ — радиус выкружки; $S_x$ — толщина зуба в опасном сечении; $\chi$ — коэффициент высоты зуба.

Для полиамидов, полиформальдегида, полипропилена коэффициент концентрации можно принимать равным 0,8—0,9, для поликарбоната — 0,90—0,95, для текстолита и ДСП-Г—0,90—0,95.

Расчет на усталостное выкрашивание поверхностей зубьев можно производить по известной формуле Герца для контактных напряжений двух соприкасающихся цилиндров:

$$\sigma_к = \sqrt{\frac{q(\rho_1 + \rho_2)}{\pi \rho_1 \rho_2 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} \leqslant [\sigma_к], \qquad \text{(III.12)}$$

где $E_1$ и $E_2$ — модули упругости материалов цилиндров; $\rho_1$ и $\rho_2$ — радиусы кривизны; $\mu_1$ и $\mu_2$ — коэффициенты Пуассона; $q$ — удельная контактная нагрузка.

При проектировочном расчете на усталостное выкрашивание рабочих поверхностей межцентровое расстояние определяется следующим образом:

$$A = \frac{0{,}638 P_{окр} (i \pm 1)^2 k_н k_\beta k_м}{B [\sigma_к]^2 i \sin 2\alpha_0 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}. \qquad \text{(III.13)}$$

Контактные напряжения на зубьях передачи при поверочном расчете рекомендуется определять по формуле

$$\sigma_к = \sqrt{\frac{0{,}638P_{окр}(i \pm 1)^2 k_н k_\beta k_м}{BA_i \sin 2\alpha \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}}. \qquad \text{(III.14)}$$

В выражениях (III.13) и (III.14) приняты следующие обозначения: $P_{окр}$ — окружное усилие на делительном диаметре рассчитываемого зубчатого колеса в *кгс*; $\alpha$ — угол зацепления; $\mu_1$ и $\mu_2$ — коэффициенты Пуассона для материала шестерни и колеса; $E_1$ и $E_2$ — модули упругости при растяжении для шестерни и колеса в *кгс/см*$^2$; $k_н$ и $k_\beta$ — коэффициенты нагрузки и угла наклона; определяются, как и при расчете зубьев на изгиб; $k_м$ — коэффициент материала (значения его приведены ниже).

Значения $k_м$ для различных материалов

| | |
|---|---|
| Литьевые полиамиды и капрон | 0,280 |
| Полиформальдегид | 0,270 |
| Поликарбонат | 0,218 |
| Текстолит | 0,096 |

Допускаемое контактное напряжение (напряжение в поверхностном слое зубьев) рассчитываемого колеса в *кгс/см*$^2$ $[\sigma_к]$ зависит от прочностных характеристик применяемых полимерных материалов, технологии изготовления и условий эксплуатации передачи

$$[\sigma_к] = \sigma_т k_t k_ц k_{техн} k_{см},$$

где $\sigma_т$ — предел текучести; $k_t$, $k_{техн}$, $k_ц$ — назначаются и определяются как и при расчете зубьев на излом; $k_{см}$ — коэффициент зависимости контактной прочности материала от вязкости смазки.

До накопления достаточного количества опытного материала коэффициент смазки можно определять, исходя из зависимости, применяющейся при расчете металлических колес:

$$k_{см} = \sqrt[12]{\frac{E_t}{13{,}5}};$$

здесь $E_t$ — вязкость смазки при рабочей температуре.

При выполнении проектного расчета следует обязательно оценить температурный режим, используя рекомендации работы по формуле, полученной из условий предотвращения перегрева передач с цилиндрическими прямозубыми и косозубыми колесами:

$$\frac{450\tau N(1-\eta)}{G_1 c_1 + G_2 c_2 + 0{,}5\tau k_т S} + T_в \leqslant T_{см\,max}, \qquad \text{(III.15)}$$

где $\tau$ — время непрерывной эксплуатации передачи в *ч*; $N$ — мощность на ведущем валу в *квт*; $G_1$ — вес редуктора в *кг*; $c_1$ — средняя теплоемкость металла (0,12 *ккал/кг·град*); $G_2$ — вес масла в *кг*; $c_2$ — теплоемкость охлаждающей жидкости (для воды $c_2 = 1$, для



минеральных масел $c_2 = 0{,}35 \div 0{,}42$ *ккал/кг·град*; $k_т$ — коэффициент теплоотдачи от материала к воздуху; в среднем $k_т = 8 \div 12$ *ккал/м*$^2$*·ч·град*); $S$ — площадь поверхности корпуса редуктора в *м*$^2$; $T_в$ — температура окружающего воздуха в °С; $T_{см\,max}$ — допускаемая температура масла в редукторе в °С.

При длительном воздействии $T_{см\,max} \leqslant 50 \div 60°$ С, при кратковременном $T_{см\,max} \leqslant 100 \div 110°$ С; $\eta$ — к. п. д. передачи (ориентировочно $\eta = 0{,}975 \div 0{,}990$).

Температуру пластмассового зубчатого колеса можно определить следующим образом:

$$t_{1,2} = t_i + \frac{2360Nf(i+1)}{z_2(1+\varphi_{1,2})k_1 m z_{1,2} B\alpha}. \qquad \text{(III.16)}$$

Здесь $t_{1,2}$ — температура ведущего ($t_1$) или ведомого ($t_2$) зубчатого колеса в °С; $t_i$ — средняя температура в корпусе передачи (температура масла); $N$ — передаваемая мощность в *квт*; $f$ — коэффициент трения скольжения; $z_1$ — число зубьев ведущего колеса; $z_2$ — число зубьев ведомого колеса; $m$ — модуль в *м*; $B$ — ширина колеса в *м*; $k_1$ — безразмерный эмпирический коэффициент

$$\varphi_1 = \frac{1}{\varphi_2} = \sqrt{\frac{\lambda_2 c_2 \gamma_2}{\lambda_1 c_1 \gamma_1}}.$$

При расчете температуры полиамидных зубчатых колес, работающих в зацеплении со стальными (смазка окунанием), на основании проведенных экспериментов следует принимать $f = 0{,}05$, $k_1 = 0{,}75$ при вычислении $t_1$ и $k_1 = 7$ при вычислении $t_2$.

Рекомендуется следующий порядок выполнения проектировочного расчета.

1. Выбирают материалы для сопряженных зубчатых колес с учетом условий работы передачи. Расчет ведут для зубчатого колеса из менее прочного металла. Исходя из условий эксплуатации, определяют допускаемые напряжения на изгиб и контактные $[\sigma_к]$ напряжения для материала рассчитываемого колеса.

2. Задаются параметрами, необходимыми для расчета: числами зубьев (если они не заданы), коэффициентом рабочей ширины зубчатого венца, углом наклона зубьев и т. д.

3. По формуле (III.9) находят значение нормального модуля $m_н$ из условий прочности на изгиб.

4. Из условий контактной прочности зубьев по выбранному значению $B$ и найденному $m_н$ определяют межосевое расстояние $A$ по формуле (III.8).

5. По найденному значению $A$ вычисляют число зубьев расчетного колеса по формулам

$$z_т = \frac{2A\cos\beta}{m_н(i \pm 1)}; \quad z_к = \frac{2Ai\cos\beta}{m_н(i \pm 1)}.$$

Если вычисленные $z_{ш\,(к)}$ окажутся равными или меньше ранее заданных, то полученные параметры передачи удовлетворяют условиям прочности. В противном случае необходимо повторить расчет, задавшись новым числом зубьев или изменив параметры.

Боковые зазоры в зацеплении полимерных и металлополимерных зубчатых передач, необходимые в связи с тепловым расширением полимеров, рекомендуется рассчитывать по формуле

$$c_n = c_{on} + c_{tn}^{ш} + c_{tn}^{к}, \qquad \text{(III.17)}$$

где $c_{on}$ — зазор, необходимый для создания нормальных условий смазки в передаче; $c_{tn}^{ш}$ и $c_{tn}^{к}$ — тепловой зазор соответственно для шестерни и колеса, рассчитываемый по формуле

$$c_{tn} = \alpha_T \Delta T k_{tn} m \left\{(z+2)\left[\sin\gamma\cos(\alpha_{De}-\gamma)+\sin\alpha_{De}\right]-\right.$$

$$\left.-\frac{d_в}{m}\sin\alpha_{De}\right\}. \qquad \text{(III.18)}$$

Здесь $\alpha_T$ — коэффициент линейного термического расширения; $\Delta T$ — температурный интервал работы передачи; $k_{tn}$ — коэффициент, зависящий от размеров пластмассового зубчатого венца и армирующих элементов (в первом приближении ориентировочно можно принимать $k_{tn} = 0{,}5 \div 0{,}8$); $d_в$ — диаметр вала или наружный диаметр армирующей ступицы; $\gamma = \frac{\pi}{2z} + \operatorname{inv}\alpha_д - \operatorname{inv}\alpha_D$; $\alpha_{De}$ — угол давления по окружности выступов зубчатого колеса; $\alpha_д$ — угол давления по делительной окружности (угол исходного профиля); $\alpha_D$ — угол давления на окружности диаметра $D$; $m$ — модуль; $z$ — число зубьев.

В современных зубчатых передачах теоретический боковой зазор ($c_{on}$) принимают равным нулю. Практически боковой зазор, обеспечивающий смазку зубьев в процессе работы, определяется допусками на толщину зубьев.

Часть выражения (III.18) в фигурных скобках можно определять по номограмме (рис. III.1).

Для металлополимерной передачи величиной $c_{tn}^{ш}$ (тепловой зазор для металлической шестерни) можно пренебречь, так как она мала по сравнению с другими членами уравнения (III.18).

Для передач, работающих при нормальной температуре, величину бокового зазора рекомендуется назначать в соответствии с ГОСТ 1643—56, применяя нормальные гарантированные зазоры, определяемые допусками, обеспечивающими характер сопряжения зубьев парных колес для реактопластов по посадке $X$, а для термопластов — по посадке $Ш$. В этом случае $c_{tn}^{ш} = c_{tn}^{к} = 0$, а $c_{on}$ соответствует ходовой или широкоходовой посадке.

В случае металлополимерной передачи для обеспечения большой равнопрочности зубьев металлического и пластмассового колес



дополнительный зазор (тепловой зазор $c_{tn}^{к}$) следует создавать за счет уменьшения толщины зубьев металлического колеса.

Для эвольвентных колес, нарезаемых по методу обкатки, этот зазор может быть получен смещением режущего инструмента относительно заготовки в сторону уменьшения межосевого расстояния $A$ (при отрицательном сдвиге). Связь между уменьшением толщины зуба $S$ (на одну сторону), измеренной по нормали, и смещением инструмента выражается зависимостью $\Delta S = \Delta A \sin\alpha_д$.

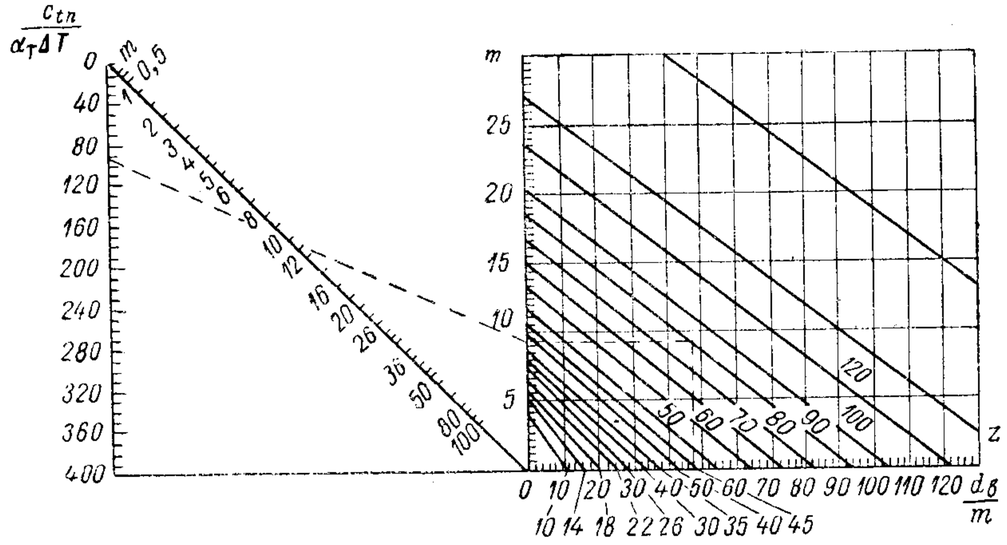



Рис. III.1. Номограмма для определения $ct_n$

Так как толщина зуба уменьшается с двух сторон, то суммарный боковой зазор получается равным $c_{tn}^{к} = 2\Delta S$.

В примере определения бокового зазора с помощью номограммы найденное на шкале значение $\frac{c_{tn}}{\alpha_T \Delta T}$ для получения окончательного результата умножают на 2. Коэффициент 2 учитывает изменение толщины зуба с двух сторон.

Радиальный зазор рекомендуется находить по формуле

$$c_R = c_{tR} + c_{oR}, \qquad \text{(III.19)}$$

где $c_{tR}$ — зазор, определяемый тепловыми деформациями пластмассового колеса.

$$c_{tR} = 0{,}5\left[\alpha_T^{(1)}\left(D_e^{ш}-d_в^{ш}\right)\Delta T + \alpha_T^{(2)}\left(D_e^{к}-d_в^{к}\right)\Delta T\right] k_{tR}.$$

Здесь $\alpha_T^{(1)}$ и $\alpha_T^{(2)}$ — коэффициенты линейного расширения шестерни и колеса; $D_e^{ш\,(к)}$ — диаметр окружности выступов шестерни (колеса); $d_в^{ш\,(к)}$ — диаметр вала или наружный диаметр армирующей ступицы; $k_{tR}$ — коэффициент, зависящий от размеров пластмассового зубчатого венца и армирующих элементов (в первом приближении $k_{tR} = 0{,}6 \div 0{,}8$); $c_{oR}$ — обычный радиальный зазор, необходимый для

предотвращения внедрения рабочих поверхностей сопряженных зубьев: $c_{oR} = 0{,}25\ m$.

Для эвольвентного зацепления после расчета радиальных зазоров следует проверить коэффициент перекрытия, который не должен быть меньше $\varepsilon_S = 1{,}1 \div 1{,}2$. Проверку следует выполнять по формуле

$$\varepsilon_S = \left\{0{,}5\left[\sqrt{(D^{ш}_{eT})^2 - (d^{ш}_{\partial}\cos\alpha_S)^2} + \right.\right.$$
$$\left.\left. + \sqrt{(D^{к}_{eT})^2 - (d^{к}_{\partial}\cos\alpha_S)^2}\right] - A\sin\alpha_S\right\} t_S^{-1},$$

где $\varepsilon_S$ — торцовый коэффициент перекрытия; $D^{к}_{eT}$ и $D^{ш}_{eT}$ — диаметры окружностей выступов сопряженных колес и шестерни с учетом теплового расширения; $\alpha_S$ — торцовый угол зацепления; $t_S$ — торцовый шаг; $A$ — межосевое расстояние; $d^{ш}_{\partial}$ и $d^{к}_{\partial}$ — диаметры делительных окружностей шестерни и колеса.

Вследствие податливости зубьев пластмассовых колес коэффициент перекрытия полимерной передачи растет с увеличением передаваемого усилия нагруженности. Однако темп роста с повышением нагрузки постепенно снижается. Так, половина приращения коэффициента перекрытия наблюдается при 20-процентной нагрузке, а затем увеличение $\varepsilon$ идет гораздо медленнее.

С целью увеличения несущей способности пластмассовой зубчатой передачи рекомендуется обеспечивать при ее проектировании возможно большую степень перекрытия. Коэффициент перекрытия в торцовой плоскости зависит при прочих равных условиях от угла зацепления и высоты зубьев, которые определяются углом профиля и коэффициентом высоты зуба. Степень перекрытия, а следовательно, и несущая способность увеличиваются с уменьшением уклона профиля и увеличением коэффициента высоты зуба в определенных пределах, обусловливаемых возможной степенью интерференции, подрезания и заострения зубьев шестерни. Степень перекрытия также увеличивается за счет линейной деформации зубьев пластмассовых шестерен. Кроме повышения коэффициента перекрытия в торцовой плоскости, при проектировании пластмассовых косозубых и шевронных зубчатых передач целесообразно увеличивать и перекрытие по осевому шагу, что также способствует увеличению несущей способности передачи. Высокая упругая податливость пластмасс позволяет создать многоточечное зацепление за счет осевого перекрытия без особой точности изготовления пластмассовых шестерен и жесткости валов.

В конструкциях, где требуется компактность, следует применять косозубые пластмассовые передачи, которые при одинаковых габаритах с прямозубыми передачами обладают повышенной на 30—40% нагрузочной способностью. При этом необходимо брать возможно малые значения диаметра шестерни, так как диаметр шерстерни изменяется пропорционально числу зубьев, а модуль передачи — пропорционально кубическому корню из числа зубьев, вследствие



чего при уменьшении числа зубьев шестерни габариты передачи также уменьшаются. При назначении минимального числа зубьев пластмассовых шестерен можно исходить из тех же соображений, что и при выборе минимального числа зубьев металлических шестерен, потому что даже и в том случае, когда пластмассовая шестерня изготовляется не механической обработкой, а литьем или прессованием, форму для ее изготовления получают механической обработкой. Обычно рекомендуется принимать минимальное число зубьев шестерни $z_{ш} = 15 \div 18$. Чрезмерное увеличение числа зубьев шестерни с целью увеличения передаточного отношения также нецелесообразно ввиду того, что с увеличением числа зубьев уменьшается модуль зацепления, а следовательно, увеличиваются напряжения изгиба.

Как показала практика, комбинированная передача с пластмассовыми и металлическими шестернями обладает наибольшей работоспособностью, так как образующееся во время эксплуатации передачи тепло интенсивно отводится через металлическую шестерню и тем самым улучшаются условия работы передачи. С этой же целью иногда большие пластмассовые зубчатые колеса выполняются составными: пластмассовый венец, металлическая ступица. В исключительных случаях, например при наличии среды, способствующей интенсивной коррозии, применяют зубчатые передачи, выполненные из пластмасс. При проектировании комбинированных пластмассовых передач в расчетные формулы необходимо подставлять значения произведения $[\sigma]$ и $y$ для того из зубчатых колес пары, у которого оно меньше. Ширина ведущих шестерен назначается несколько бóльшая (на 5—10 *мм*), чтобы предотвратить врезание металлической шестерни в пластмассовую.

Широкое распространение получило армирование зубчатого колеса с целью увеличения прочности соединения его с валом, а также прочности зубьев на изгиб. Армирование дает возможность обеспечить высокую точность посадочных размеров колеса (например, размеров $d_1$ и $d_2$ на рис. III.2). Арматура способствует уменьшению усадки и колебаний усадки, а следовательно, повышает точность зубчатого зацепления. Применение арматуры снижает расход полимерного материала.

Армирующие элементы могут быть выполнены в виде ступиц — втулок. Соединение такой втулки с ободом колеса обеспечивается насечкой либо проточенной на втулке канавкой во избежание осевого перемещения втулки и лыской, предохраняющей ее от проворачивания.

Полимерный венец может армироваться выступами и фланцами вала. На рис. III.2 фланец вала имеет сквозные отверстия. Могут применяться и другие конструкции.

У пластмассового зубчатого колеса могут быть армированы зубья. Это очень легко достигается при изготовлении зубчатых колес в форме методом полимеризации.

На рис. III.3 показана армированная стальной втулкой шестерня с текстолитовым зубчатым венцом и диском, отформованным из крошки бакелитизированной ткани.

Применяя армирование зубчатых колес, необходимо учитывать, что арматура вызывает появление внутренних напряжений в пласт-

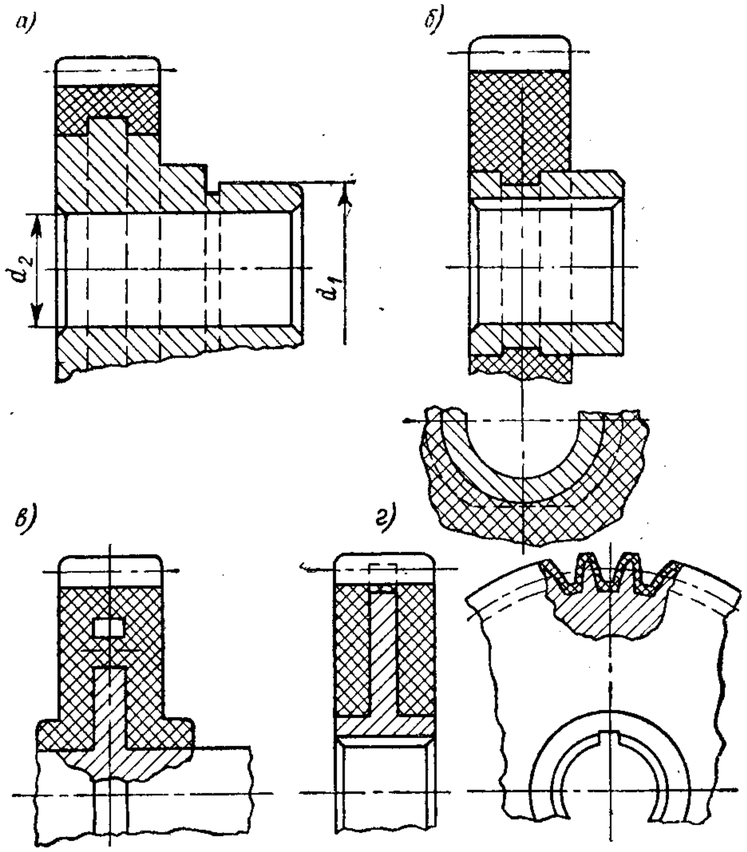



Рис. III.2. Конструкции армированных зубчатых колес: *а* — с фланцем на втулке; *б* — с канавкой и лыской на втулке; *в* — с фланцем на валу; *г* — с армированными зубьями

массовом ободе, которые не удается снять при существующих методах термической обработки. Поэтому при проверке зубчатого венца такого колеса на прочность следует назначать несколько повышенные запасы прочности.

Сборные зубчатые колеса обычно выполняются больших размеров. Конструкции их могут быть различными. Шестерни небольших диаметров обычно изготовляются со сплошным ободом (рис. III.4, *а*, *б*). Зубчатые колеса могут быть собраны из дисков (например, текстолитовых, ДСП), повернутых относительно друг друга на определенный угол с тем, чтобы обеспечить равнопрочную структуру зубьев при анизотропной структуре материала. Диски эти склеиваются синтетическим клеем и стягиваются болтами или заклепками



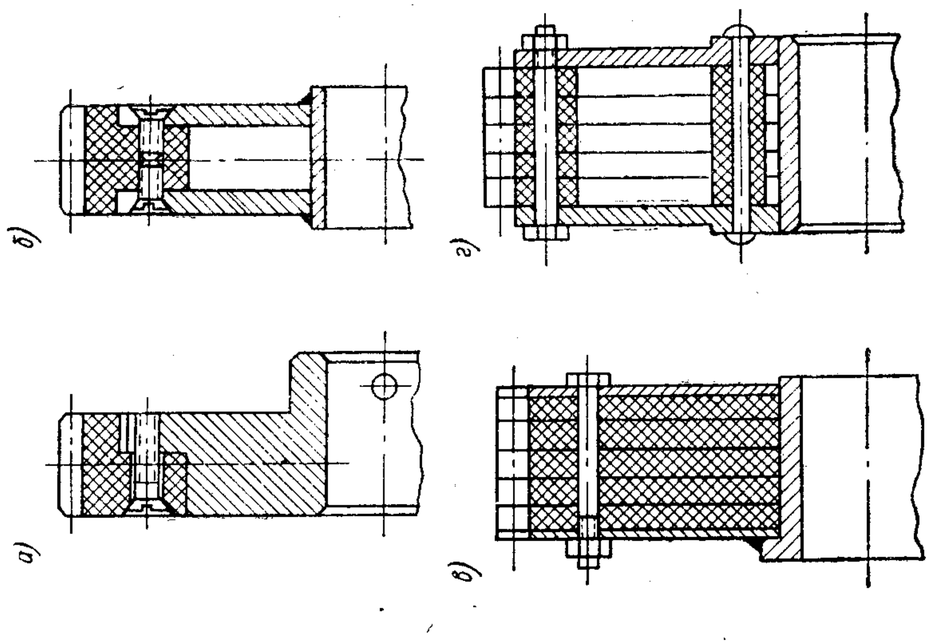



Рис. III.4. Конструкции сборных зубчатых колес

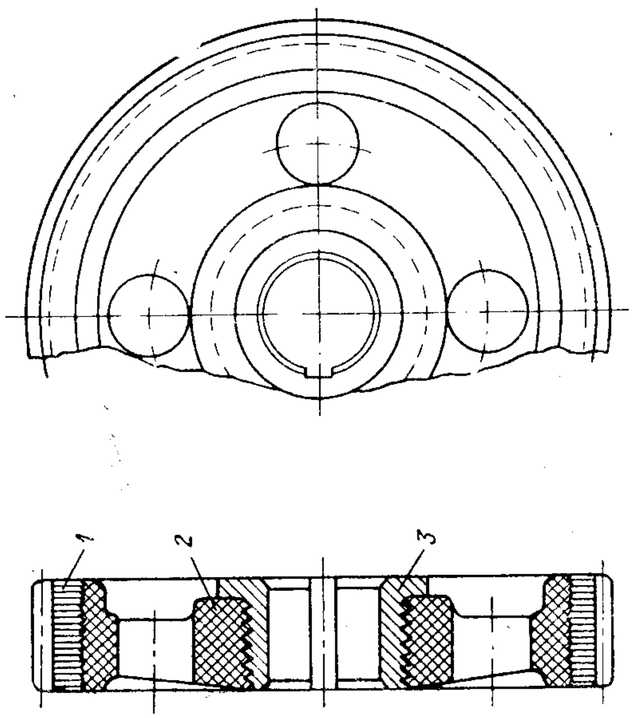



Рис. III.3. Текстолитовая шестерня со стальной втулкой:

*1* — обод (из ткани); *2* — диск (из крошки); *3* — армирующая втулка

(рис. III.4, *в*). Крупногабаритные зубчатые колеса могут быть выполнены со спицами. Применение спиц снижает вес колеса. Кроме того, спицы зубчатых колес выполняют роль демпфирующих устройств при работе зацепления с неравномерным режимом, с ударными нагрузками. Наряду с упругими свойствами самих зубьев полимерных шестерен спицы усиливают способность таких передач воспринимать ударные нагрузки с меньшими динамическими напряжениями.

Зубчатые колеса диаметрами более 600 *мм* рекомендуется делать со сборным ободом. Так, например, изготовляют крупногабаритные текстолитовые шестерни. Сборный обод делается из секторов, нарезаемых из плиты. При этом стараются увеличить прочность обода, используя анизотропные свойства текстолита, т. е. раскрой ведут так, чтобы основа ткани (наполнителя) была направлена по радиусу. Секторы обрабатываются по торцам, склеиваются синтетическим клеем и стягиваются хомутом (рис. III.4, *г*). Зубья на таком ободе выполняются механической обработкой. Сборные шестерни могут изготовляться из ДСП. Крупногабаритные колеса с ободами из текстолита, гетинакса, ДСП в 3,5 раза легче чугунных.

Для изготовления ободов колес больших размеров применяют вихревое напыление стекловолокнита. Такие ободы из стеклопластиков в виде цельноформованной детали по специальному шаблону могут иметь сборные зубчатые венцы из полиамидных секторов, отлитых вместе с зубьями. Способы изготовления крупногабаритных зубчатых колес подробно описаны в работе [3].

В нагруженной металлополимерной передаче во избежание неравномерного износа и вдавливания профиля стального зуба в профиль пластмассового рекомендуется ширину зубчатого венца стальной шестерни делать несколько больше ширины венца пластмассового колеса.

Окончательная обработка зубьев пластмассового венца производится после его насадки на металлическую ступицу в нагретом состоянии, для чего венец предварительно выдерживают при температуре до 120° С в масляной ванне или в термическом шкафу. Пластмассовые шестерни на валу необходимо крепить с помощью фланцев или шпонок, причем нагрузка на шпонку не должна превышать 75—100 *кгс/см*$^2$. При более высокой нагрузке и реверсивном характере работы передачи рекомендуется устанавливать не менее двух шпонок. Шпоночный паз располагают под зубом; расстояние между пазом и окружностью оснований зубьев дожно быть не менее двух высот зубьев. Для понижения склонности к набуханию, улучшения износостойкости, а также снижения коэффициента трения зубчатые колеса перед окончательной нарезкой или установкой в узел машины целесообразно выдержать в течение суток в масле. Из графиков видно, что темп износа колес, выдержанных в масле, существенно снижается. Для пластмассовых зубчатых передач можно рекомендовать такую же смазку, как и для металлических передач, но в некоторых случаях в ней нет необходимости (например, при изготовлении шестерен из термопластов). Износ пластмассовых зубьев можно уменьшить повышением твердости стальных зубьев термообработкой и увеличением чистоты их поверхности (чистота 9—10-го классов).



## § 2. ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Использованию полимерных материалов в конструкциях волновых зубчатых передач способствует прежде всего то обстоятельство, что при одной и той же, по сравнению с обычными зубчатыми передачами, полезной нагрузке мощность сил трения в зоне контакта волновых передач намного меньше, а следовательно, меньше тепловыделение и локальный нагрев поверхностей зубьев, что весьма благоприятно влияет на работоспособность пластмассовых зубчатых колес. Исследования показали, что применение волновых передач позволяет расширить область использования полимеров в конструкциях передач, работающих под нагрузкой. Кроме того, пластмассовые гибкие и жесткие колеса могут эксплуатироваться в кинематических передачах, узлах настройки приборов, делительных и установочных приспособлениях. При этом снижаются вес и моменты инерции вращающихся частей, лучше гасятся колебания и вибрации, понижается уровень шума, устраняется опасность коррозии и электрических наводок (в узлах радиоаппаратуры). Становится реальной возможность работы металлополимерных, а в некоторых случаях и полимерных, волновых передач в условиях ограниченной смазки или при ее отсутствии. Кинематические пары сопряженных зубьев характеризуются высокой износостойкостью и относительно небольшими потерями.

Наконец, изготовление звеньев волновых передач из пластмасс оказываается более технологичным и менее дорогим, чем изготовление их из традиционных металлических материалов. Кроме того, стремление к миниатюризации кинематических приборных передач требует изготовления зубчатых колес с очень малыми модулями 0,3—0,1 *мм*. Нарезание венцов таких колес с внутренними зубьями — исключительно сложная и подчас неразрешимая задача. Пластмассы позволяют при качественном изготовлении формующего знака с наружными зубьями (арсенал средств для изготовления наружных зубьев достаточно велик) получать методами литья или литьевого прессования точные зубчатые колеса с внутренними зубьями.

При разработке схемы зацепления для волновых передач, работающих под нагрузкой в условиях сухого трения, следует учитывать возможность эксплуатации передачи, в которой одно из колес выполнено из пластмассы, а другое металлическое. Обычно металлическим делают жесткое колесо, ввиду чего целесообразно использование технологичных эвольвентных профилей зубьев этого колеса.

В ряде случаев при малых нагрузках 5—10 *кгс*, низких скоростях скольжения 0,001—0,01 *м/сек* и небольшой продолжительности

включения 3—5% пластмассовыми могут быть выполнены оба зубчатых колеса. Применение жидкой смазки позволяет немного повысить допустимый уровень эксплуатационных параметров.

Чтобы максимально разгрузить зубья пластмассового зубчатого колеса, любая схема синтеза зацепления должна обязательно предусматривать повышенную многопарность контакта на дуге зацепления. Это условие выполняется лишь при использовании генераторов принудительной деформации, с помощью которых могут быть получены любые формы упругой линии деформированного гибкого колеса и сохранность полученной формы в процессе работы механизма. Нейтральную упругую линию на деформированном гибком колесе и соответствующую ей окружность на жестком называют равноскоростными кривыми. В дальнейшем ограничимся рассмотрением круга вопросов, относящихся к двухволновым зубчатым передачам, получившим наибольшее распространение.

Так как серединная (нейтральная) окружность при деформировании гибкого звена, имеющего в общем случае форму цилиндрической оболочки, практически не меняет своей длины, то шаги зубьев целесообразно измерять по этой окружности. Отсюда возникают понятия об условном шаге и модуле зацепления:

$$t_y = \frac{2\pi r_{гн}}{z_г}; \quad m_y = \frac{t_y}{\pi} = \frac{d_{гн}}{z_г}, \qquad \text{(III.20)}$$

где $r_{гн}$ и $d_{гн}$ — радиус и диаметр равноскоростной окружности гибкого колеса в недеформированном состоянии; $z_г$ — число зубьев гибкого колеса.

Отношение толщины стенки обода гибкого колеса на участке расположения зубьев к условному модулю называется коэффициентом толщины стенки:

$$\vartheta = \frac{\delta}{m_y} \approx \frac{\delta}{m}.$$

Соотношение между модулем инструмента, нарезающего зубчатый венец колеса или матрицу для его изготовления, и условным модулем будет иметь вид

$$m_y = \frac{m}{z_y}[z_г - 2(f_0 + c_0) + 2\xi_г - \vartheta], \qquad \text{(III.21)}$$

где $f_0$ и $c_0$ — параметры исходного контура зубьев (по ГОСТ 9587—68 или ГОСТ 3058—54); $\xi_г$ — коэффициент смещения исходного контура при нарезании зубчатого венца гибкого колеса.

Применение колес со смещением исходного контура обусловлено желанием использовать стандартный инструмент, а также необходимостью избежать интерференции зубьев при их совместной работе. Кроме того, использование профилей со смещенным контуром способствует увеличению прочности на изгиб пластмассовых зубьев



гибкого колеса и ведет к уменьшению кривизны эвольвентных профилей. Исследования показали, что для пластмассовых зубьев хорошие результаты получаются при $\xi_г = 0{,}011\, z_г$ и $\xi_г = 0{,}022 z_г$; в первом случае при высоте зуба $h = 1{,}55m$ и профильном угле $\alpha = 22°\,40'$, а во втором при $h = 1{,}35m$ и $\alpha = 26°$. Зубья с меньшим профильным углом целесообразно применять на колесах, изготовленных из более жестких материалов, — полиформальдегида, стеклонаполненного полиамида и эпоксидов. Величина наибольшей радиальной деформации гибкого колеса для двухволновой передачи $\Delta = k_\Delta m_y$, где $k_\Delta$ — коэффициент радиальной деформации.

Величину коэффициентов смещения исходного контура зубьев жесткого колеса рекомендуется назначать с учетом возможного теплового расширения зубчатого венца полимерного гибкого колеса:

$$\xi_{ж} = \frac{h+\delta}{m}\alpha_г \Delta T + \left[\xi_г - \left(1 - k_\Delta \frac{m_y}{m}\right)\right],$$

где $\alpha_г$ — коэффициент линейного расширения материала гибкого звена; $\Delta T$ — температурный градиент.

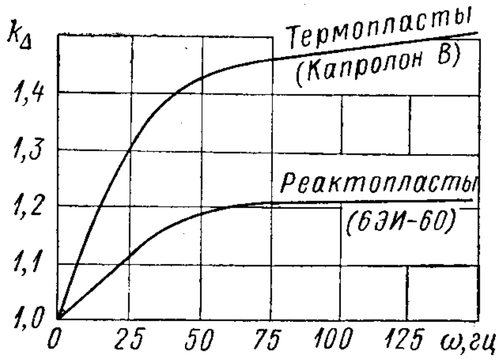



Рис. III.5. График функции $k_\Delta$

В дальнейшем после определения размеров гибкого колеса и передачи в целом для более точного расчета температуры поверхности полимерных зубьев можно в случае необходимости откорректировать величину $\xi$.

Схема геометрического синтеза металлополимерной передачи основана на методе приближенного зацепления. Отыскивая траекторию относительного движения точек зубьев и определяя границу интерференции, можно добиться такого положения траектории точки профиля зуба жесткого колеса, при котором оно будет на определенном участке почти совпадать с профилем зуба гибкого колеса.

Параметр $k_\Delta$ наиболее сильно влияет на форму указанной траектории. На рис. III.5 приведены графики функции $k_\Delta = f(z_{ж})$ при различных $v$ и $\xi_г = 0{,}011 z_г$. Для случая $\xi_г = 0{,}022 z_г$ величины $k_\Delta$, снимаемые с графика на рис. III.1, следует уменьшить на 0,04. При этом деформация или форма равноскоростной упругой кривой гибкого колеса на угле $\frac{\pi}{2}$ задается в виде трех сопряженных дуг окружности (рис. III.6). Удовлетворительные результаты для пластмассовых волновых передач были получены и при использовании упругой линии гибкого колеса, задаваемой на угле $\frac{\pi}{2}$ в виде дуги эвольвенты (рис. III.6, *б*). Однако если в первом случае количество

зубьев, теоретически находящихся в зацеплении и передающих нагрузку, достигает 33%, то во втором оно не превышает 22—25%.

Радиусы кривизны дуг и их центральные углы (рис. III.6, *а*) связаны системой следующих уравнений:

$$r_1\psi_1 + r_2\psi_2 + r_3\psi_3 = \frac{\pi}{2} r_{гн};$$

$$r_3 = r_2 + \frac{(r_1 - r_2)\cos\psi_1 + a}{\sin\psi_3};$$

$$\psi_1 + \psi_2 + \psi_3 = \frac{\pi}{2}.$$

Радиус кривизны гибкого колеса на первом участке может быть найден из геометрических соображений.

$$r_1 = \frac{(k_e\Delta)^2 + 2(1-\cos\varphi_1)\{r_ж - [1-(1-k_e)k_\Delta]m_y\}[r_ж - (1-k_\Delta)m_y]}{2(1-\cos\varphi_1)[r_ж - (1-k_\Delta)m_y] + 2\cos\varphi_1 k_e\Delta}. \quad (III.22)$$

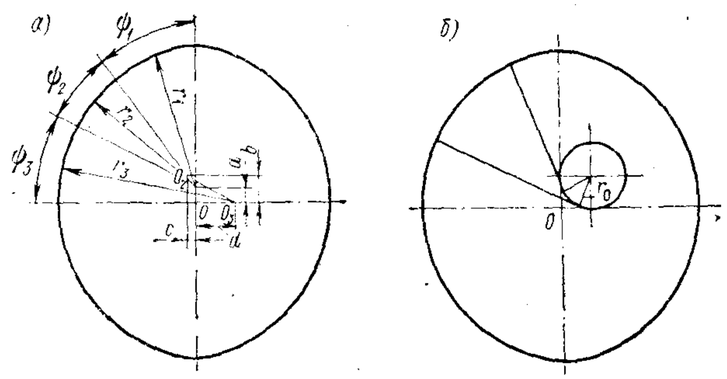



Рис. III.6. Рекомендуемые формы деформированных упругих кривых гибких звеньев (для одного квадранта кольца); *а* — форма по трем дугам окружности; *б* — форма по эвольвенте окружности

Здесь $k_e$ — коэффициент уменьшения глубины захода зубьев на первом участке деформации; $r_ж$ — радиус равноскоростной окружности жесткого колеса.

Величину $k_e$ целесообразно задавать в интервале $0 \leqslant k_e \leqslant 0{,}7$. При значении $k_e = 0$ можно получить так называемый предельный случай зацепления с продленной зоной контакта. Радиус кривизны $r_2$ подсчитывается по формуле

$$r_2 = \frac{(r_1\cos\psi_1 + a)\psi_3 - \left(\frac{\pi}{2} r_{гн} - \psi_1 r_2\right)\sin\psi_3}{\psi_3\cos\psi_1 - (\psi_2 + \psi_3)\sin\psi_3}. \quad (III.23)$$

Из выражения (III.6) находится величина радиуса кривизны на третьем участке деформации.



Хорошие качественные показатели зацепления при его высокой многопарности и удовлетворительные энергетические характеристики деформации обода гибкого колеса для большинства рекомендуемых полимерных материалов ($E \leqslant 2500$ *кгс/см*$^2$) реализуются при следующих угловых параметрах упругой линии: $\psi_1 = 37°$; $\psi_2 = 23°$; $\psi_3 = 30°$.

Для этих углов, приняв $k_e = 0{,}25$; 0,45; 0,65, были подсчитаны по формулам (III.22) и (III.23) величины радиусов кривизны при различных числах зубьев в зависимости от коэффициента толщины стенки обода гибкого колеса. Охватывается, по сути дела, рабочий диапазон передаточных чисел ($i = 40 \div 125$) для колес с модулем зацепления $m = 1$ *мм*. Аналогичные значения радиусов кривизны при других модулях зацепления могут быть получены пропорциональным изменением подсчитанных величин.

Допускаемые значения радиусов кривизны упругой линии гибкого колеса вычисляются из уравнений

$$[r]_{\min} = \frac{r_{гн}\delta E k_E}{[\sigma](2r_{вн} + \delta) + \delta E k_E};$$

$$[r]_{\max} = \frac{r_{гн}\delta E k_E}{[\delta] E k_E - \sigma(2r_{гн} + \delta)},$$

где $E$ — значение модуля упругости, измеренное при обычных скоростях деформирования (так называемый эффективный модуль упругости); $k_E$ — коэффициент упругости, полученный за счет повышенных скоростей деформирования; $[\sigma]$ — допускаемый уровень напряжений изгиба в стенке обода гибкого колеса при его деформировании генератором волн.

В случае малых передаточных чисел ($i < 40$) и применения материалов с повышенной жесткостью ($E > 2500$ *кгс/см*$^2$) условие ($r_2 \geqslant [r]_{\min}$ или $r_3 \leqslant [r]_{\max}$ может не выполняться. При этом обычно $\sigma \geqslant 100$ *кгс/см*$^2$. Здесь более целесообразно использовать эвольвентную упругую линию, которая имеет бóльший минимальный радиус кривизны.

Благоприятные условия для работы пластмассовых зубьев (минимальная величина удельного давления в контактной зоне и полное отсутствие скольжения зубьев в ней) создаются при упоминавшейся выше схеме зацепления с продленной зоной контакта. Эта схема получается из рассмотренной, если принять $k_e = 0$ (тогда также $a = 0$). Однако уровень напряжений изгиба от деформации колеса по форме генератора волн оказывается достаточно высоким. Радиусы кривизны на трех участках и центральные углы этих участков связаны уравнениями

$$r_2\psi_2 + r_3\psi_3 = \frac{\pi}{2} r_{гн} - (r_{гн} + \Delta)\psi_1;$$

$$r_2\cos\psi_1 + (r_3 - r_2)\sin\psi_3 = (r_{гн} + \Delta)\cos\psi_1,$$

$$\psi_1 + \psi_2 + \psi_3 = \frac{\pi}{2}.$$

Угол $\psi_1$ во избежание чрезмерного увеличения напряжений изгиба рекомендуется брать не свыше 20° и лишь для очень мягких материалов (полиэтилен НД, фторопласт 4Д и в отдельных случаях капрон или смола П-68) допустимо 30°. Центральные углы на втором и третьем участках деформации можно принять равными друг другу. Остальные формулы для геометрического расчета металлополимерной передачи приводятся ниже в общей схеме расчета такой передачи.

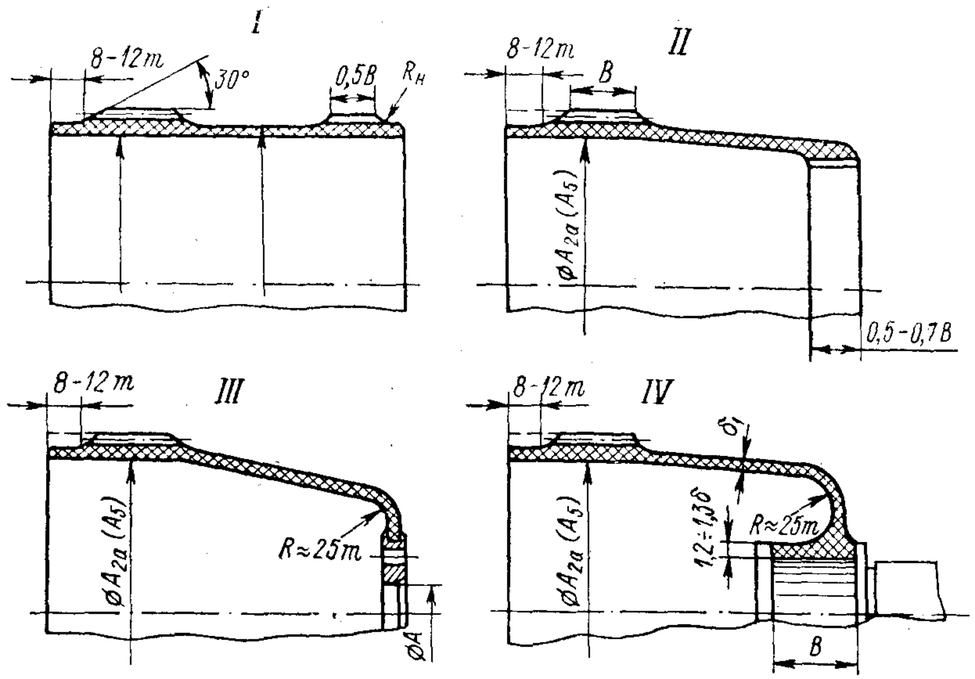



Рис. III.7. Конструктивное оформление волновых передач

Работоспособность волновой передачи в основном зависит от прочности гибкого колеса. Пластмассовые гибкие колеса выполняются в виде тонкостенных цилиндрических станков, глухо соединяемых с валом или имеющих свободные торцы и шлицевое соединение (рис. III.7).

Все действующие в стенке обода гибкого колеса и в зубьях напряжения являются переменными, и определяющим фактором будет выносливость полимера, из которого изготовлено гибкое колесо. При выбранных параметрах зубьев и деформации гибкого колеса кинематические пары, образуемые зубьями, можно условно классифицировать как низшие.

Условие обеспечения удовлетворительной износостойкости таких пар при сохранении несущей способности рабочих поверхностей зубьев имеет вид $p \leqslant [p]$, где $p$ — удельное давление в зоне контакта зубьев; $[p]$ — допускаемое удельное давление.

Рекомендуемые в условиях сухого трения величины допускаемых удельных давлений при средней скорости скольжения $v_{ск}$, равной



0,01 *м/сек*, и окружающей температуре 20° С для различных материалов лежат в следующих пределах.

| Материалы | $[p]$ в *кгс/см²* |
|---|---|
| Полиформальдегид ПФА (СТУ 36-13-8—64) | 30—50 |
| Полиамид П-68ВС (ТУ П510—66) | 30—50 |
| Полиамид П-68 (ГОСТ 10589—63) | 20—30 |
| Капролон В (МРТУ 6-05-988—66) | 25—40 |
| Материалы типа 6ЭИ-60 | 15—40 |

Большие значения $[p]$ назначаются при работе с сопряженным металлическим колесом, зубья которого имеют чистоту рабочей поверхности не ниже 7-го класса.

В случае применения смазки значения $[p]$ могут быть по сравнению с предварительными данными повышены в 1,5—3,5 раза.

С повышением средней скорости скольжения и окружающей температуры величины допускаемых удельных давлений для всех исследованных материалов уменьшаются. Ориентировочные значения коэффициентов, учитывающих влияние температуры и скорости, даны в табл. III.3.

Влияние режима эксплуатации на работоспособность полимерных зубьев может быть учтено коэффициентом режима $k_p$. Установлено, что перерывы в работе передачи позвляют повысить уровень допускаемых удельных нагрузок. Значения коэффициента режима работы приведены ниже.

| Режим работы передачи | $k_p$ |
|---|---|
| Продолжительная непрерывная работа (до 24 *ч* и более) | 1,0 |
| Периодическая работа с кратковременными остановками | 1,25—1,5 |
| Работа с частыми длительными остановками при незначительной продолжительности включения передачи менее 10% | 2,0 |

Из условия обеспечения работоспособности передачи определяют диаметр делительной окружности жесткого колеса

$$d_{дж} = \sqrt[3]{\frac{4M_{ж}k_н}{k_z q_г k_h [p]\, k_p k_т k_v}}, \qquad \text{(III.24)}$$

где $M_{ж}$ — момент внешней нагрузки на жестком колесе; $k_н$ — коэффициент неравномерности распределения давления по ширине зубчатого венца (вследствие перекоса образующей гибкого колеса при его деформировании генератором волн); $k_z$ — коэффициент, учитывающий процент зубьев, передающих рабочую нагрузку (коэффициент перекрытия); $q_г$ — относительная ширина рабочего зубчатого венца на гибком колесе; $q_г = \frac{B}{d_{дж}}$, где $B$ — ширина рабочего зубчатого венца; $k_h$ — коэффициент глубины захода зубьев;

*Таблица III.3*

**Значения коэффициентов $k_T$ и $k_v$**

| Материал | | Температура в °С | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 20 | 40 | 50 | 70 | 100 |
| Термопласты | $k_T$ | 1 | 0,9 | 0,6 | 0,35 | 0,2 |
| | $v_{ск}$ в *м/сек* | 0,01 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 |
| | $k_v$ | 1 | 0,8 | 0,6 | 0,5 | 0,3 |
| Реактопласты | $k_T$ | 1 | 0,95 | 0,8 | 0,6 | 0,4 |
| | $v_{ск}$ в *м/сек* | 0,01 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 |
| | $k_v$ | 1 | 0,8 | 0,6 | 0,4 | 0,2 |

$k_h = \frac{h_з}{m}$, где $h_з$ — максимальная глубина захода зубьев; $[p]$, $k_p$, $k_T$, $k_v$ — величины, определенные выше.

Коэффициент неравномерности распределения давления $k_н$ назначается:

| | |
|---|---|
| Для неармированных термопластов | 1,3—1,6 |
| Для реактопластов и армированных материалов | 1,5—1,8 |

Коэффициент перекрытия $k_z$ выбирается в зависимости от формы упругой деформированной кривой гибкого колеса.

| Деформация | $k_z$ |
|---|---|
| Свободная (двухроликовый генератор волн) | 0,15—0,2 |
| По эвольвентной кривой | 0,25 |
| По трем дугам окружности | 0,3—0,33 |

Относительную ширину рабочего зубчатого венца целесообразно устанавливать в зависимости от длины оболочки гибкого колеса в следующих пределах:

| Длина оболочки | $q_г$ |
|---|---|
| $L \leqslant d_{дж}$ | 0,15 |
| $L \geqslant 1{,}5d_{дж}$ | 0,2 |
| $L \geqslant 2d_{дж}$ | 0,25 |

Примечание. Для последнего случая необходима проверка на устойчивость по напряжениям кручения.

Коэффициент глубины захода для случая $h_з \approx m$ принимается равным 1.

При выборе коэффициента $k_v$ возникает необходимость в определении средней скорости скольжения зубьев в процессе зацепления. Величина этой скорости (в *м/сек*) подсчитывается по формуле

$$v_{ск} = \frac{6nh_з}{1000\gamma \cos \alpha_{ср}},$$



где $n$ — число *об/мин* генератора волн; $h_з$ — максимальная глубина захода зубьев в *мм*; $\gamma$ — дуга зацепления в градусах ($\gamma = 50$—$60°$ для деформации по схеме рис. III.6; *а*, $\gamma = 40$—$45°$ для деформации по схеме рис. III.6 *б*); $\alpha_{ср}$ — профильный угол в средней по высоте профиля точке зуба.

Для выбранных геометрических параметров зубьев

$$\cos \alpha_{ср} = \frac{\cos \alpha_д}{1 + \frac{2\xi_{эж} - 1}{z_{ж}}},$$

где $\alpha_д$ — профильный угол исходного контура.

Определив предварительно по формуле (III.24) диаметр делительной окружности жесткого колеса, рассчитав величину модуля зацепления $\left(m = \frac{d_{дж}}{z_{ж}}\right)$ и округлив его до ближайшего стандартного значения, устанавливают окончательную величину $d_{дж}$.

Коэффициент толщины стенки обода гибкого колеса может быть найден из формулы

$$\vartheta_1 = \frac{[\sigma] z_r}{Ek_E\left(\frac{r_{гн}}{r_{\min}} - 1\right)},$$

полученной преобразованием уравнения изогнутой оси кривого бруска. Допускаемые напряжения изгиба оболочки при ее деформировании генератором волн $[\sigma]$ даны в табл. III.4. Приведенные значения напряжений весьма низки, так как на данной стадии проектировочного расчета затруднительно учесть влияние внешней нагрузки и эффекта концентрации напряжений. Корректировка значения $\vartheta$ в случае ее необходимости может быть проделана при проверочном расчете гибкого колеса.

Эффективный модуль упругости (кратковременное значение) выбирается в зависимости от температуры эксплуатации (рис. III.8).

Увеличение жесткости материала гибкого колеса учитывается коэффициентом $k_E$, значения которого находятся по графикам, приведенным на рис. III.9.

Изменение кривизны нейтральной линии оболочки гибкого колеса, существенно влияющее на величину возникающих напряжений изгиба, определяется отношением радиуса недеформированной линии (окружности) к минимальному радиусу кривизны этой же линии после деформации. Для рекомендуемой формы упругой линии найдена графическая зависимость максимального изменения величины относительной кривизны от передаточного числа в диапазоне изменения коэффициентов толщины стенки $\vartheta$ от 2 до 4. При выполнении проектировочного расчета указанной зависимостью можно пользоваться в случае других значений $\vartheta$. Найденное значение $\vartheta$ рекомендуется для участка расположения зубьев колеса увеличить на 10—30%.

*Таблица III.4*

**Допускаемые напряжения изгиба [σ] *кгс/см²* при циклическом деформировании гибкого колеса по форме генератора волн (частота деформирования ω = 100 *гц*)**

| Передаточное число | Капролон В | | | | Поликарбонат (дифлон) | | | | Полиамид П-68 | | | | Компаунд 6ЭИ-60-М30 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 20° С | 40° С | 60° С | 80° С | 60° С | 80° С | 40° С | 20° С | 60° С | 80° С | 40° С | 20° С | 60° С | 80° С | 40° С | 20° С |
| 40—50 | 10—8 | 8—7 | 7—5 | 5—3,5 | 5,75—4,75 | 4,75—2,9 | 6,5—5,75 | 8—6,5 | 4—3 | 3—2 | 4,5—4 | 6—4,5 | 7—5,5 | 5,5—3,5 | 9,5—7 | — |
| 50—60 | 8—6 | 6—5 | 5—3,5 | 3,5—2,75 | 5,75—4,25 | 4,25—2,9 | 6,5—5,75 | 8—6,5 | 3—2 | 2—1,25 | 4—3 | 4,5—4 | 7—5,5 | 5,5—3,5 | 9,5—7 | — |
| 60—90 | 6—5 | 5—3 | 3—2 | 2—1,25 | 5—4 | 4—2,5 | 5,5—5 | 6,5—5,5 | 2—1,5 | 1,5—0,75 | 3—2 | 4—3 | 6,5—5,5 | 5,5—3,0 | 9—6,5 | — |
| 90—150 | 4—3 | 3—2 | 2—1,25 | 1,25—0,75 | 4—3,5 | 3,5—2,5 | 5—4 | 5,5—5 | 1,5—1 | 1—0,5 | 2—1,5 | 3—2 | 6—4,75 | 4,75—2,5 | 8,5—6 | — |
| | Полиформальдегид ПФА | | | | Композиция 6ЭЦ-60 | | | | Композиция 6ЭИ-60-100 | | | | | | | |
| 40—50 | 12—9 | 9—8 | 8—6 | 6—3,5 | 6—4,5 | 4,5—3 | 8—6 | 10—8 | 8—6 | 6—3,5 | 9—8 | 12—9 | | | | |
| 50—60 | 10—8 | 8—7 | 7—5 | 5—3,25 | 6—4,5 | 4,5—3 | 8—6 | 10—8 | 8—6 | 5—3,25 | 8—7 | 10—8 | | | | |
| 60—90 | 9—7 | 7—6 | 6—4,5 | 4,5—7,5 | 5,5—4,5 | 4,5—2,5 | 7,5—5,5 | 9,5—7,5 | 7,5—5,5 | 4,5—7,5 | 7—6 | 9—7 | | | | |
| 90—150 | 8—6 | 6—5 | 5—4 | 4—2,75 | 5—4 | 4—2 | 7—5 | 9—7 | 6—4,5 | 4—2,75 | 6—5 | 8—6 | | | | |



После определения размеров гибкого колеса и параметров его зубчатого венца необходимо провести проверочный расчет проектируемой передачи. Надлежит вычислить суммарное напряжение изгиба и напряжение кручения с учетом эффекта их концентрации и сравнить полученные величины с допускаемыми. При выборе допускаемых напряжений, осуществляемых также расчетом, нужно обязательно учитывать особенности механического поведения поли-

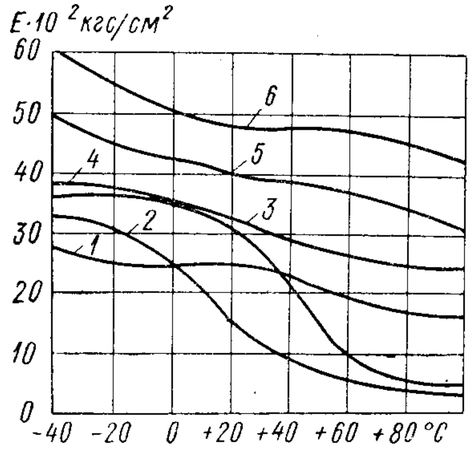



Рис. III.8. Графики для определения модуля упругости:

*1* — поликарбонат; *2*—полиамид П-68; *3* — полиформальдегид; *4* — капролон; *5* — композиция 6ЭИ-66; *6* — композиция 6ЭИ-60100

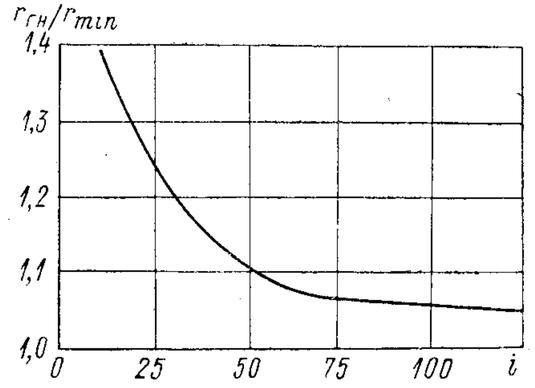



Рис. III.9. Кривая для определения $r_{гн}$

мерных материалов в условиях длительной знакопеременной нагрузки. Наконец, должны быть проделаны температурные расчеты для окончательного решения вопроса о возможном режиме эксплуатации передачи.

Максимальные напряжения изгиба стенки (на участке расположения зубьев), обусловленные деформацией гибкого колеса по форме генератора волн, подсчитываются по формуле

$$\sigma_1 = \frac{Ek_E\delta\left(\frac{r_{гн}}{r_{\min}} - 1\right)k_\delta k_\sigma}{(2r_{гн} + \delta)(1 - \mu^2)}.$$

Здесь $\mu$ — коэффициент Пуассона; $\delta$ — толщина стенки обода зубчатого венца гибкого колеса; $k_\delta$ — коэффициент, учитывающий увеличение жесткости обода из-за наличия зубьев; $k_\sigma$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений изгиба, возникающей во впадинах зубьев.

Величины $k_\sigma$ для ряда полимерных материалов определялись экспериментально, как отношение условного предела выносливости, полученного на гладких цилиндрических оболочках, к такому же пределу для гибких зубчатых колес. Экспериментальные значения $k_\sigma$, учитывающие неодинаковую чувствительность разных полимеров к концентрации напряжений, оказались во всех случаях ниже

значений, полученных методом фотоупругости. Осредненные величины $k_\sigma$, рекомендуемые для поверочного расчета, даны ниже.

| Материал | $k_\sigma$ |
|---|---|
| Полиамид П-68 | 1,45—1,55 |
| Полиамид П-68ВС | 1,2—1,3 |
| Поликапроамид (капрон) | 1,45—1,55 |
| Капролон | 1,6—1,7 |
| Полиформальдегид | 1,5—1,6 |
| Композиция 6ЭИ-60 | 1,95—2,15 |
| Компаунд 6ЭИ-60 М30 | 1,8—2,0 |
| Компаунд 6ЭИ-60Г30 | 1,7—2,1 |

Указанные выше напряжения наиболее опасны в начальный период работы волновой передачи. С течением времени они заметно уменьшаются вследствие протекания в полимерном материале реакционных процессов. Поэтому в случае значительных напряжений ($\sigma_1 \geqslant 7$ *кгс/см*$^2$), возникающих при деформировании гибкого колеса генератором волн, целесообразна длительная (50—75 *ч*) приработка колес при постепенно повышаемой внешней нагрузке. К деформационным напряжениям изгиба стенки добавляются местные напряжения изгиба зубьев, вызываемые приложенной нагрузкой

$$\sigma_2 = \frac{2M_{ж}k}{d^3_{дж}k_z q y}.$$

Коэффициент $k$ учитывает неравномерность распределения по зубьям передаваемого окружного усилия и принимается равным 1,5—2,0. Значения коэффициентов формы зубьев $y$ для применяемых укороченных профилей с выбранным смещением исходного контура приведены ниже:

| $z$ | 80 | 120 | 160 | 200 | 240 | 280 | 320 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $y$ | 0,63 | 0,70 | 0,73 | 0,78 | 0,81 | 0,835 | 0,858 |

Максимальные местные напряжения кручения возникают в поперечном сечении стенки в месте перехода от зубчатого венца к гладкой цилиндрической поверхности.

$$r_{max} = \frac{M_{ж}k_\tau}{2\pi r^2_{гн}\delta_1},$$

где $k_\tau$ — коэффициент концентрации напряжений кручения; $\delta_1$ — толщина стенки гибкого колеса за пределами зубчатого венца.

При подсчете величины допускаемого напряжения используются рекомендации, приведенные в гл. I.

Допускаемое напряжение при циклическом изгибе $[\sigma_u]$ определяется по зависимости

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_{-1}k_T k_в k_\omega k_ц k_D k_{техн}}{k_\sigma},$$



где $\sigma_{-1}$ — условный предел выносливости на базе $10^7$ циклов нагружения.

В случае отсутствия сведений о значениях $\sigma_{-1}$, полученных на оболочках, можно с определенными допущениями пользоваться результатами испытаний на выносливость при симметричном или консольном изгибе вращающихся цилиндрических образцов. Сведения о численных значениях коэффициентов, учитывающих различные эксплуатационные факторы, приведены ниже.

Коэффициент $k_T$, учитывающий температурный режим работы передачи, выбирается из табл. III.3. Влияние влагосодержания на прочность полимерного гибкого колеса учитывается коэффициентом $k_в$.

Для определения значения $k_в$ А. Н. Раевский предлагает следующую зависимость:

$$k_в \approx 1 - \frac{2{,}5W}{100},$$

где $W$ — влагосодержание пластмассы в процентах.

Из рекомендуемых материалов в наибольшей степени изменение влагосодержания характерно для различных видов полиамидных смол. В обычных условиях влагосодержание полиамидов колеблется от $^1/_3$ до $^2/_3$ максимального. Значения максимального водопоглощения приведены ниже.

| Полиамиды | Максимальное водопоглощение в % |
|---|---|
| Полиамид П-68 | 3,3—3,7 |
| Полиамид П-68ВС | 1,2—1,5 |
| Капрон | 10—11 |
| Капролон В | 6,5—7,0 |

Так как условные пределы выносливости определялись при частоте деформирования $\omega = 100$ *гц*, то при рабочих частотах, отличных от принятой, необходимо вводить соответствующую корректировку. Примерные величины коэффициента частоты нагружения $k_\omega$ имеют следующие значения:

| $\omega$ в *гц* | $k_\omega$ |
|---|---|
| 10 | 2,0 |
| 50 | 1,2 |
| 100 | 1,0 |
| 200 | 0,7 |
| 400 | 0,3 |

Коэффициент $k_ц$ учитывает расчетный срок службы передачи и подсчитывается по формуле

$$k_ц = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_ц}}.$$

Число циклов нагружения за весь срок службы $N_ц = 120\ n\tau$, где $n$ — число *об/мин* генератора волн; $\tau$ — срок службы передачи в *ч*.

Масштабный коэффициент $k_D$ назначается с учетом отклонения диаметральных размеров проектируемых гибких колес от диаметра испытанных образцов.

| $D$ в *мм* | $k_D$ |
|---|---|
| 20—40 | 1,2—1,0 |
| 40—60 | 1,0 |
| 60—100 | 1,0—0,9 |
| 100—150 | 0,9—0,7 |
| 150—250 | 0,7—0,55 |

Технология изготовления гибких колес оценивается коэффициентом $k_{техн}$. Выбор его в первом приближении может быть сделан по табл. III.5.

*Таблица III.5*

**Численные значения коэффициента $k_{техн}$ для различных материалов**

| Способ изготовления колес | Полиамиды | Полиформальдегид | Композиционные материалы типа 6ЭИ-60 |
|---|---|---|---|
| Литье или прессование заготовок с последующей механической обработкой и нарезание зубьев | 1,0 | 1,0 | 1,0 |
| То же с промежуточной термической обработкой | 1,2 | 1,0 | 1,3 |
| Литье или прессование колес с последующим зубонарезанием | 1,3 | 1,1 | 1,5 |
| Литье или прессование полностью готовых колес | 1,4 | 1,2 | 1,7 |

Допускаемое напряжение $[\tau_к]$ на данном этапе исследования впредь до накопления достаточного количества опытных данных рекомендуется принимать несколько заниженным и равным 0,35 $[\sigma_u]$. Тогда условия поверочного расчета гибкого колеса из пластмассы могут быть представлены в виде

$$\sigma_1 + \sigma_2 \leqslant [\sigma_u]; \quad \tau_{max} \leqslant [\tau_к].$$

Далее необходим поверочный температурный расчет передачи. Температура в зоне контакта зубьев при установившемся режиме длительной работы не должна превышать 65° С для полиамидов, 75° С для полиформальдегида и 85—100° С для эпоксидно-наволочных реактопластов. Приближенно нагрев полимерного колеса может быть оценен, исходя из рассмотрения вида потерь, получающихся во время работы.



Повышение температуры рабочей поверхности пластмассовых зубьев гибкого колеса, происходящее вследствие действия сил трения скольжения в зоне контакта, подсчитывается по формуле

$$\Delta t_{тр} = \frac{2M_{ж} f v_{ск}}{d_{ср} \cos \alpha_{ср} \varkappa S},$$

где $f$ — коэффициент трения скольжения пластмассы по металлу, назначаемый с учетом удельного давления и средней скорости скольжения $v_{ск}$; $\varkappa$ — коэффициент теплопередачи (при естественном отводе тепла $\varkappa = 12 \div 21$ *вт/м²·град*); $S$ — площадь поверхности редуктора, с которой осуществляется отвод тепла.

В случае значительного тепловыделения целесообразно возможно большую часть поверхности редуктора подвергнуть обдуву. Тогда

$$S = (\varkappa_1 S_1 + \varkappa_2 S_2).$$

Здесь $S_1$ — площадь поверхности естественного отвода тепла; $S_2$ — площадь поверхности, подвергающейся обдуву; $\varkappa_1$, $\varkappa_2$ — коэффициенты теплопередачи с площади ($\varkappa_2 \approx 14\sqrt{v}$, где $v$ — окружная скорость крыльчатки в *м/сек*).

Повышение температуры стенки гибкого колеса во впадине зуба вследствие гистерезисного разогрева (пластмассы деформируются в значительной мере неупруго) находится из уравнения

$$\Delta t_г = \frac{\pi\omega (\sigma_1 + \sigma_2)^2 J(T) V}{\varkappa S'}.$$

Здесь $\omega$ — частота деформирования колеса генератором волн в *гц*; $J(T)$ — податливость, зависящая от температуры внешней среды в *см²/кгс*; $V$ — деформируемый объем; $S'$ — площадь поверхности гибкого колеса.

Повышение температуры на внутренней поверхности стенки гибкого колеса, соприкасающейся с наружным кольцом генератора волн, происходящее вследствие потерь на трение качения в генераторе, может быть подсчитано по формуле

$$t_к = \frac{M_{ж}\omega_{ж} \frac{k}{R_0}\left(\frac{d_{вн}}{d_{тк}} - 1\right)\left(1 + \frac{2}{z_г}\right)(\sin \alpha_{ср} + f \cos \alpha_{ср})}{(1 - f \operatorname{tg} \alpha_{ср})\varkappa S} \qquad \text{(III.25)}$$

где $\omega_{ж}$ — угловая скорость (в *1/сек*) ведомого жесткого колеса; $k$ — коэффициент трения качения (0,006—0,008 для шариков); $R_0$ — радиус основной окружности жесткого колеса; $f$ — коэффициент трения скольжения в зацеплении; $d_{вн}$ — диаметр внутренней поверхности гибкого колеса; $d_{тк}$ — диаметр тел качения в генераторе волн; $z_г$ — число зубьев гибкого колеса.

Как показывают расчеты, потери на трение качения и связанное с ними повышение температуры невелики и составляют не более 2—3% от общего нагрева полимерного колеса.

В случае приближенной оценки теплового баланса гибкого колеса специальных расчетов по формуле (III.25) можно не производить, приняв $t_к$ равной 3% температуры окружающей среды. Значения $J(T)$ даны в табл. III.6.

*Таблица III.6*

**Величина податливости полимеров в** $см^2/кгс$

| Материал | Температура в °С | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 20 | 40 | 60 | 80 |
| Полиамид П-68 | 27 | 45 | 120 | 200 |
| Поликапроамид (капрон) | 32 | 70 | 150 | 170 |
| Полиамид П-68ВС | 15 | 21 | 52 | 140 |
| Капролон В | 7 | 16 | 48 | 88 |
| Полиформальдегид | 5 | 12 | 35 | 60 |
| Композиция 6ЭИ-60 | 3 | 5 | 16 | 36 |

Условие теплового баланса длительно работающей передачи может быть представлено в виде

$$\Delta t_{тр} + \Delta t_г + \Delta t_к + t \leqslant [t]. \qquad \text{(III.26)}$$

В случае невыполнения условия (III.26) должны предприниматься необходимые меры (увеличение поверхности теплоотдачи, введение вентиляционного обдува, применение жидкой смазки и т. д.) или, если это возможно, должен быть облегчен эксплуатационный режим работы волновой передачи.

К. п. д. (теоретическое значение) для волновой передачи, работающей в режиме редуктора, подсчитывается

при неподвижном гибком колесе по формуле

$$\eta = \frac{1}{1 - \psi(1 - i^г)};$$

при неподвижном жестком колесе

$$\eta = \frac{1 - \psi}{1 + |i^{ж}|\psi};$$

Здесь $i^г$ и $i^{ж}$ — передаточные числа в относительном движении (относительно гибкого или жесткого колеса); $\psi$ — коэффициент потерь в относительном движении (относительно генератора волн).



Величина $\psi$ находится по зависимости

$$\psi = \frac{1}{R_0(1 - f\,\mathrm{tg}\,\alpha_{ср})}\left[\frac{fnk_\Delta m_y}{2\cos\alpha_{ср}} + \right.$$

$$\left. + \mu\left(\frac{d_{вн}}{d_{тк}} - 1\right)\left(1 + \frac{2}{z_г}\right)(\sin\alpha_{ср} + f\cos\alpha_{ср})\right],$$

где $n$ — число волн деформации; $k_\Delta$ — см. рис. III.10.

При конструировании полимерных звеньев волновой зубчатой передачи следует иметь в виду, что жесткие колеса, применяемые в волновых передачах, не имеют принципиальных отличий по конструкции от обычных эвольвентных колес с внутренними зубьями. Это относится как к колесам, изготовленным из металлов, так и к колесам из неметаллических материалов. В случае изготовления их из неметаллических материалов для повышения жесткости и размерной стабильности рекомендуется применение наружной металлической арматуры. Исключение может быть сделано лишь для весьма жестких материалов, отличающихся к тому же малой и стабильной по величине усадкой (например, АГ-4).

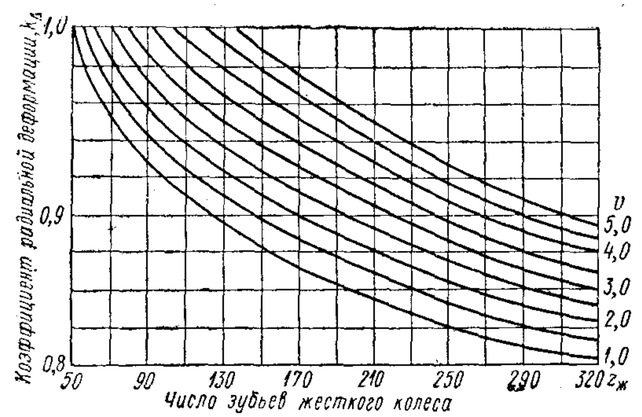



Рис. III.10. Графики для определения величины $k_\Delta$

Выбор того или иного вида конструкции колеса тесно связан с предлагаемой технологией его изготовления. На рис. III.7 приведены некоторые рациональные типовые конструкции полимерных и металлополимерных гибких колес. Если гибкие колеса получают из предварительно отлитой или отпрессованной трубчатой заготовки с помощью механической обработки, предпочтителен первый вариант конструкции (рис. III.7, *I*). Последующие три варианта приемлемы для получения готовых колес методом литья под давлением или прессованием.

Во всех представленных вариантах исполнения гибких колес участок расположения зубьев имеет более толстую стенку, нежели гладкая часть детали. Получаемая разностенность в случае литья или прессования готовых колес не должна составлять более 30% от толщины стенки в гладкой части. Переходы от поверхности выступов зубьев с целью уменьшения концентрации напряжений и улучшения технологичности колес рекомендуется выполнять при помощи радиусных закруглений или конусных поясков. Со стороны деформируемого торца желательно наличие гладкого цилиндриче-

ского пояска, способствующего перераспределению напряжения кручения в стенке и напряжений изгиба зубьев. Для литых или прессуемых колес расчетная величина толщины стенки обода $\delta_1$ должна быть откорректирована в зависимости от высоты стенки (длина гибкого колеса $L$) перерабатываемого полимера и способа его переработки. В гл. I и II приводятся формулы, используя которые можно определить наименьшие значения толщин стенок колес, изготовляемых как из термопластов, так и из реактопластов. Наружные и внутренние поверхности стенок гибких колес (рис. III.7, *I*) имеют технологические уклоны, необходимые для свободного выема изделия из пресс-формы. Наличие уклонов стенки при переходе от зубчатого венца к шлицевой втулке способствует повышению долговечности работы полимерных колес. Рекомендации по выбору величин технологических уклонов для изделий типа тонкостенных станков можно найти в гл. VII. При конструировании мест соединения пластмассы и металла необходимо предусмотреть на металлической поверхности наличие нескольких равномерно расположенных углублений, накатки или рифления глубиной от 1 *мм* и более.

Рекомендации по выбору толщины наружного кольца $\delta_к$ в зависимости от толщины стенки металлического гибкого колеса $\delta$ не могут быть распространены на генераторы для передач с полимерными колесами. Для указанного случая рекомендуется соотношение $0{,}5\delta < \delta_к < 1{,}0\delta$. В передачах общего назначения при наличии смазки с успехом могут эксплуатироваться пластмассовые дисковые генераторы волн.

В кинематических передачах при отсутствии жидкой смазки для снижения момента инерции быстровращающихся деталей ведущего вала перспективным является использование металлополимерного генератора волн. Такой генератор может быть сконструирован с напряженным или с ненапряженным внутренним металлическим кольцом, которое напрессовывается в первом случае на полимерный кулачок, а во втором на полимерный цилиндрический диск. При серийном изготовлении волновых редукторов генератору с напряженным внутренним кольцом следует отдать предпочтение, так как кулачок для него может быть получен в пресс-форме известными методами литья или прессования. Для опытного изготовления при отсутствии пресс-форм можно механической обработкой получить пластмассовый цилиндрический диск, на который затем напрессовывается внутреннее металлическое кольцо, имеющее требуемую форму упругой линии гибкого колеса. С целью повышения надежности крепления диска к валу внутрь пластмассы запрессовывается металлическая втулка или сам вал.

Для звеньев волновых передач характерны циклические изменения возникающих напряжений при сравнительно невысокой скорости относительного движения зубьев. Критериями оценки свойств материалов при их выборе для изготовления звеньев передачи должны быть усталостная прочность, износостойкость, антифрикционные



свойства, теплостойкость, размерная стабильность. В зависимости от конструкции и назначения передачи преобладающими могут быть разные критерии, однако во всех случаях должны предъявляться высокие требования к усталостной прочности материала, обеспечивающей длительную работоспособность гибких звеньев. На усталостные свойства пластмасс влияют многие факторы, поэтому литературные данные по усталости полимеров, полученные на различных образцах при различных внешних условиях и режимах испытаний, требуют тщательной корректировки в случае использования их в качестве расчетных величин. То же самое относится к характеристикам трения и износа в полимерных и малополимерных кинематических парах. На основании исследований [4], а также рассмотрения и сопоставления обширных литературных данных могут быть рекомендованы некоторые марки пластмасс для использования их в узлах волновых передач. Рекомендуемые материалы не исчерпывают всей номенклатуры пластмасс, выпускаемых отечественной промышленностью.

## § 3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные пластмассовые колеса можно применять при температуре менее 90° С, скоростях скольжения не выше 3 *м/сек* и нагрузках не выше 30 *кгс/см*$^2$ для текстолитовых колес и колес из ДСП и 15—18 *кгс/см*$^2$ — для колес из полиамида. При конструировании червячных передач могут быть использованы приведенные выше рекомендации по выбору основных конструктивных параметров в зубчатых передачах.

Расчет основных конструктивных параметров можно осуществлять по следующим формулам:

$$[\sigma_u] \geqslant \frac{5 \cdot 10^4 N k \cdot 1{,}5 m_н}{n \operatorname{tg} \alpha b (0{,}5t)^2 r}; \qquad \text{(III.27)}$$

$$m \geqslant 10 \sqrt{\frac{450 N k \eta}{y z_ч n_ч c L \psi [\sigma]_u}};$$

$$L = 0{,}127 \sqrt{\left(\frac{z_ч + 2\varepsilon}{\cos \alpha}\right)^2 - z_ч \operatorname{tg} \alpha + \frac{4\varepsilon}{\sin 2\alpha}}; \qquad \text{(III.28)}$$

$$c = 0{,}25 \frac{160}{200 + 197v}.$$

Здесь $N$ — номинальная мощность червячной передачи в *квт*; $k$ — коэффициент режима работы (выбирается по табл. III.7); $n_ч$ — число оборотов червяка в минуту; $r$ — радиус начальной окружности червяка; $\alpha$ — угол подъема винтовой линии червяка в *град*; $m_н$ — модуль зуба в нормальном сечении в *см*; $b$ — длина зуба у основания в *см*; $t$ — шаг между зубьями в *см*; $\eta$ — к. п. д. пере-

дачи, выбираемый по рис. III.11; $y$ — коэффициент формы зуба; $z_ч$ — количество зубьев пластмассового червячного колеса; $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение на изгиб в *кгс/см²* (см. гл. I); $L$ — коэффициент степени перекрытия; $\varepsilon$ — коэффициент высоты головки зуба, принимаемый равным 1 или 0,8; $c$ — коэффициент скорости; $v$ — окружная скорость в *м/сек*.

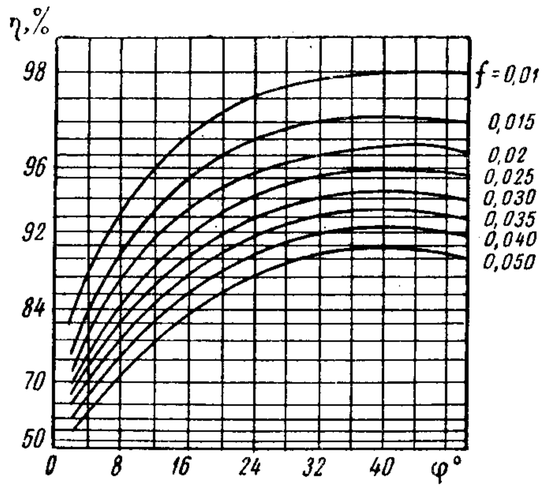



Рис. III.11. Графики для определения коэффициента $\eta$

Наиболее перспективным является конструктивное оформление червячных пластмассовых передач в виде глобоидных, так как при этом получается большой выигрыш в нагрузочной способности передачи за счет увеличения площади контакта зубьев червяка и колеса. Расчет глобоидных червячных передач можно производить в первом приближении по общеизвестным формулам с учетом рекомендаций, приведенных для зубчатых передач.

Для обеспечения работоспособности и технологичности глобоидных пар применяются следующие постоянные величины геометрических параметров (рис. III.12):

$\alpha_1$ — профильный угол впадины витка червяка; $\alpha_1 = 20°$ совпадает с общепринятым углом зацепления зубчатых передач и является для глобоидных передач оптимальным (при $\alpha_1 > 20°$ увеличиваются габариты передачи, при $\alpha_1 < 20°$ сокращается число зубьев колеса, охватываемых червяком);

*Таблица III.7*

**Коэффициент $k$ режима работы червячных передач**

| Характеристика работы механизма | $k$ |
|---|---|
| Передачи с небольшими нагрузками, делительные механизмы, механизмы подач и подобные им | 1,0—1,25 |
| Передачи, работающие с равномерной нагрузкой без толчков, нереверсивные передачи трансмиссий, редукторы | 1,25—1,5 |
| Передачи для главных механизмов, работающих без толчков, реверсивные передачи при малых нагрузках | 1,5—1,75 |
| Передачи, работающие с толчками и реверсивные при средних нагрузках, передачи грузоподъемных машин | 1,75—2,25 |
| Передачи приводов, работающих с неравномерной нагрузкой с толчками и ударами | 2,25—3 |



$f$ — коэффициент высоты зуба; $f = 0,8$ принимается меньшим 1 для усиления зубьев колеса и уменьшения изгибающего момента; величина $f = 0,8$ дает возможность, не нарушая технологичности

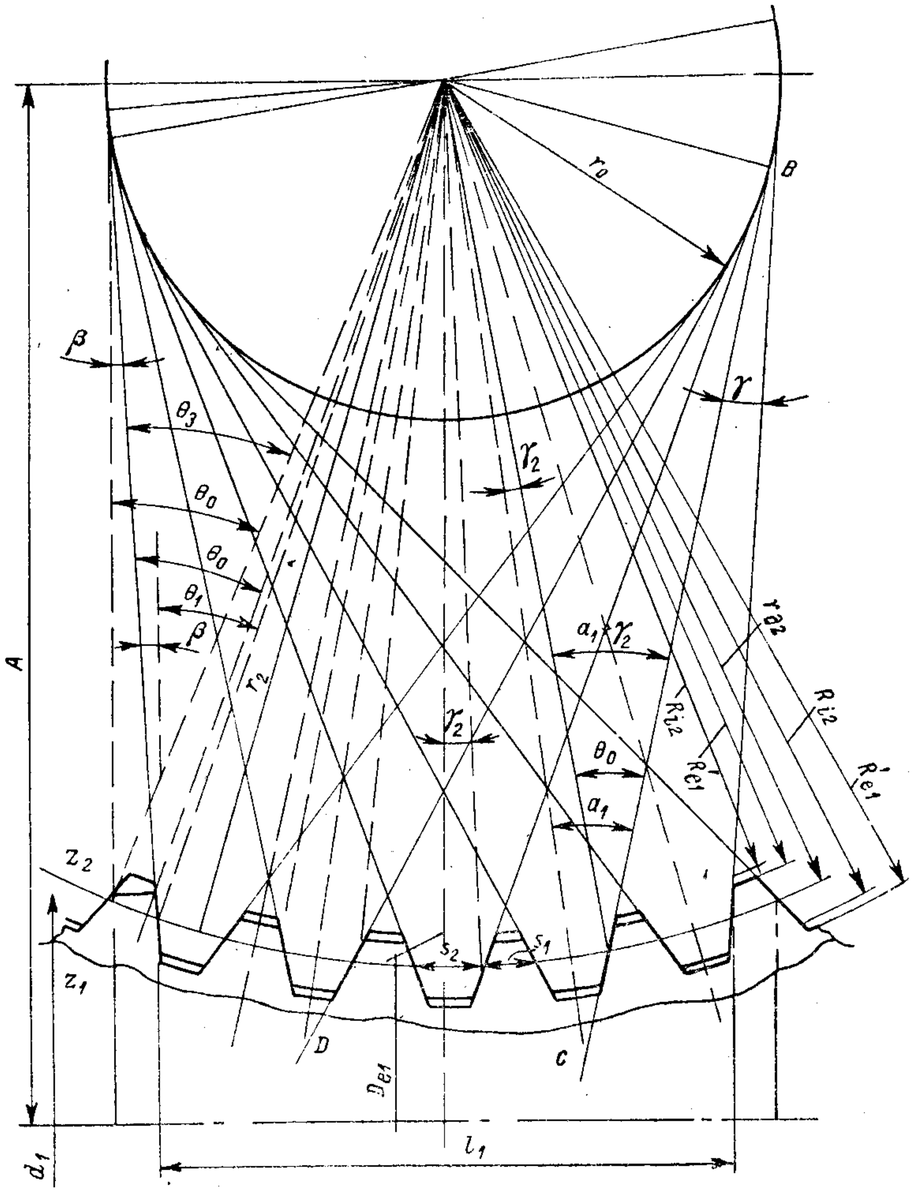



Рис. III.12. Схема геометрических параметров глобоидных передач

изготовления формы для литья под давлением шестерни из пластмассы, усилить зубья у корня, приняв коэффициент разнотолщинности $u > 1$ (см. ниже);

$c$ — коэффициент радиального зазора; $c = 0,2$ позволяет сделать достаточно большим радиус $r$ выкружки у основания зуба колеса и витка червяка и тем самым уменьшить концентрации напряжений в этих местах;

$z_1$ и $z_2$ — соответственно числа заходов червяка и зубьев колеса;
$A$ — межосевое расстояние.

Величины $z_1$, $z_2$ и $A$ выбираются по конструктивным соображениям. Если значения этих геометрических параметров не укладываются в нормализованные ряды, разработанные для глобоидных передач с большими межосевыми расстояниями и передаточными числами ($A_{min} = 150$ *мм*, $z_{2min} = 28$), следует использовать метод геометрического подобия для установления линейных размеров передачи при сохранении требуемых угловых размеров.

Далее при расчете принимаются во внимание следующие параметры:

$q$ — отношение величины диаметра делительной окружности червяка в горловом сечении $D_c$ к модулю $m$;

$u$ — коэффициент разнотолщинности или отношение толщины зуба колеса по дуге делительной окружности $S_2$ к толщине витка червяка $S_1$ при плотном зацеплении $u = 1{,}1$; этот параметр — один из основных, влияющих на прочность зуба колеса и на расчет как самой передачи, так и инструмента для ее изготовления;

$z$ — число зубьев колеса, полностью охватываемых червяком. Это число нечетное, что и обеспечивает требуемое плотное зацепление глобоидной пары; $z > 1$ принимается для увеличения нагрузочной способности шестерни;

$r$ — радиус выкружки у основания зуба (обычно $r = 0{,}15$ *мм*);

$a$ — коэффициент, зависящий от величины $r$ и уменьшающий концентрацию напряжений у основания зуба колеса;

$k$ — коэффициент режима работы.

Геометрический расчет зацепления производится в следующей методической последовательности.

**Расчет основных параметров передачи**

Модуль передачи

$$m = \frac{2A}{z_r + q}. \qquad \text{(III.29)}$$

Радиус делительной окружности колеса в средней плоскости

$$r_{\partial 2} = \frac{1}{2} m z_r.$$

Угол между центровой линией и радиусом колеса, проходящим через точку пересечения делительной окружности с касательной к профильной окружности, перпендикулярной оси червяка,

$$\theta = \alpha_1 + \gamma_2,$$

где

$$\gamma_2 = \frac{360}{z_r} \frac{u}{2(1+u)}$$



($\gamma_2$ — половина угловой толщины зуба колеса на делительной окружности при плотном зацеплении).

Диаметр профильной окружности (в *мм*)

$$d_0 = 2r_{\partial 2} \sin \theta_0.$$

**Расчет червяка**

Радиус окружности выступов витков червяка в средней плоскости колеса в *мм*

$$R'_{e1} = r_{\partial 2} - 0{,}8m.$$

Радиус окружности впадины витков червяка в средней плоскости колеса в *мм*

$$R'_{i1} = r_{\partial 2} + m.$$

Величина $q$ — отношение диаметра делительной окружности червяка в горловом сечении к модулю

$$q = \frac{2A}{m} - z_2.$$

Угол подъема винтовой линии червяка на делительном глобоиде (в осевой плоскости червяка)

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q}.$$

Диаметр окружности выступов витков червяка в горловом сечении в *мм*

$$D_{e1} = 2(A - R'_{e1}).$$

Угловой шаг зубьев в средней плоскости

$$\gamma = \frac{360}{z_2}.$$

Угол между касательной к профильной окружности, перпендикулярной оси червяка, и первой образующей червяка

$$\beta = \alpha_1 - \gamma.$$

Угол между центровой линией и радиусом колеса, проходящим через точку пересечения делительной окружности и первой образующей червяка,

$$\theta_1 = \theta_0 - \beta.$$

Угол между первой образующей и радиусом колеса, проходящим через точку, лежащую на окружности радиуса $R'_{e1}$ на расстоянии $\frac{e_1}{2}$ от центровой линии $\theta_3$,

$$\sin \theta = \frac{r_0}{R'_{e1}}.$$

Угол между центровой линией и радиусом колеса, проходящим через точку, лежащую на окружности радиуса $R'_{e1}$ на расстоянии $\frac{e_1}{2}$ от центровой линии $\theta_2$ ($\theta_2$, иначе — половина угла обхвата колеса червяком по окружности выступов витка червяка)

$$\theta_2 = \theta_3 - \beta.$$

Длина нарезанной части червяка

$$l_1 = 2R'_{e1} \sin \theta_2.$$

Наибольший диаметр червяка в *мм*

$$d_1 = 2(A - R'_{e1}\cos \theta_2).$$

Полная высота зуба колеса или витка червяка в *мм*

$$h = R'_{i1} - R'_{e1}.$$

**Расчет колеса**

Радиус окружности выступов зубьев колеса в средней плоскости колеса в *мм*

$$R_{e2} = r_{\partial 2} + 0{,}8\ m.$$

Радиус окружности впадин зубьев колеса в средней плоскости колеса в *мм*

$$R_{i2} = r_{\partial 2} - m.$$

Ширина обода венца колеса $B$

$$B \leqslant 2(A - R'_{i1}).$$

Расчет зацепления на прочность производится с учетом того, что в постоянном контакте с червяком находится минимум два зуба колеса, а сосредоточенная нагрузка приложена на делительном диаметре колеса.

Тогда напряжение изгиба одного зуба колеса при приложении к нему всей нагрузки можно определить по формуле

$$\sigma_2 = \frac{1{,}8M_2 \cos \lambda}{z_2 m^2 B\left(\frac{u}{1+u} + 0{,}6 \operatorname{tg} \alpha_1\right)} \leqslant [\sigma]_{24}, \qquad \text{(III.30)}$$

где $M_2$ — крутящий момент на валу колеса в *кгс·см*, а проверка прочности глобоидного червяка в горловом сечении на изгиб может быть осуществлена по формуле

$$\sigma_1 = \frac{M_\varepsilon}{0{,}1d^3_{\partial 1}} \leqslant [\sigma]_u,$$

где $M_\varepsilon$ — приведенный момент, зависящий от изгибающего и крутящего моментов на валу червяка.



Так как опора червяка расположена на одинаковом расстоянии от горловины червяка (худший случай нагружения), то приведенный момент может быть определен по формуле

$$M_\varepsilon = 2{,}6M_2 \sqrt{\left(\frac{k'}{2}\right)^2 + 1}.$$

Коэффициент 2,6 учитывает концентрацию напряжений. Коэффициент $k'$ определяется по формуле

$$k' = \sqrt{\left(\frac{l}{d_\partial}\right)^2 + \frac{0{,}364\frac{l}{d_{\partial 1}} + \eta}{\operatorname{tg}^2 \lambda}}.$$

## § 4. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В машиностроении ремни из пластмасс (особенно из полиамидов) нашли широкое распространение в ременных передачах. Применение пластмассовых ремней обеспечивает не только увеличение передаваемой мощности в сравнении с хлопчатобумажными, кожаными, прорезиненными и другими ремнями, но дает возможность использовать ременные передачи в условиях агрессивной среды. Кроме того, передачи с пластмассовыми ремнями характеризуются мягкой безударной работой. В табл. III.8 приведены сравнительные данные по применению различных ремней, причем наибольшие преимущества имеют пластмассовые ремни.

*Таблица III.8*

**Нагрузочная способность передач с ремнями из различных материалов**

| Тип ремня | Максимальная мощность в *квт* | Окружная скорость в *м/сек* | Передаточное отношение $i$ | Работоспособность при ударной нагрузке | Отношение натяжения ветвей при $\alpha = 180°$ С | Допускаемая температура эксплуатации в °С | | Долговечность в годах |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | от | до | |
| Кожаный | 350 | 7,5—30 | 3 | Хорошая | 2,5—3,5 | —34 | +49 | 5—10 |
| Прорезиненный | 140 | 7,5—30 | 3 | Хорошая | 2—3 | —40 | +60 | 3—5 |
| Многослойный кардановый | 350 | 7,5—50 | 3 | Средняя | 2,5—3 | —40 | +60 | 3—5 |
| Со стальными тросиками | 700 | 7,5—50 | 3 | Плохая | 2,5—3 | —40 | +60 | 3—5 |
| Пластмассовый из нейлона | 130 | 7,5—60 | 6 | Отличная | 2,5—5 | —40 | +71 | 3—5 |

Площадь сечения пластмассового ремня определяется по следующим формулам:

$$F = b\delta \frac{102N}{N_0 k_1 k_2 k_3 k_4}; \qquad F = \frac{102N}{v p_0 k_1 k_2 k_3 k_4}, \qquad \text{(III.31)}$$

где $F$ — площадь сечения ремня; $N$ — передаваемая мощность; $v$ — скорость скольжения ремня; $N_0$, $p_0$ — соответственно удельные мощность и окружное усилие, передаваемое пластмассовыми ремнями при начальном натяжении ремня $\sigma_0 = 18$ *кгс/см*$^2$ и угле обхвата 180° при основной работе (значения $N_0$ и $p_0$ приведены в табл. III.9); $\delta$ — толщина ремня (рекомендуется при малых скоростях скольжения ремня до 30 *м/сек* $\delta \leqslant 2{,}5\%$, а при скоростях более 30 *м/сек* $\delta \leqslant 2\%$ от диаметра меньшего шкива); $k_1$ — коэффициент угла обхвата, равный $k_1 = 1 \cdot 0{,}003\ (180° - \alpha)$; $\alpha$ — угол обхвата меньшего шкива в *град*; $k_2$ — коэффициент скорости, равный $k_2 = 1{,}04 - 0{,}0004v^2$ (при $v \leqslant 10$ *м/сек* $k_2$ принимается равным 1); $k_3$ — коэффициент режима и длительности работы; рекомендуемые значения $k_3$ приведены в табл. III.10 (при реверсивном частом пуске, повышенной влажности среды и наличии натяжного ролика величину $k_3$ необходимо уменьшить на 0,1 в сравнении с данными, приведенными в табл. III.10); $k_4$ — коэффициент, учитывающий род и расположение передачи; ориентировочные его значения даны в табл. III.11; $b$ — ширина ремня.

*Таблица III.9*

**Удельные мощности и усилия, передаваемые пластмассовыми ремнями (начальное натяжение ремня $\sigma_0 = 18$ *кгс/см*$^2$, угол обхвата 180° при спокойной односменной работе и скорости $v$ в *м/сек*)**

| Толщина ремня $\delta$ в *мм* | $N_0$ в *квт/мм* | | | | | | | $p_0$ в *кгс* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $v = 1$ | $v = 5$ | $v = 10$ | $v = 15$ | $v = 20$ | $v = 25$ | $v = 30$ | $v = 30$ |
| 2 | 0,007 | 0,04 | 0,07 | 0,09 | 0,11 | 0,13 | 0,14 | 0,3 |
| 3 | 0,009 | 0,05 | 0,10 | 0,13 | 0,16 | 0,18 | 0,19 | 0,4 |
| 4 | 0,012 | 0,07 | 0,13 | 0,17 | 0,21 | 0,25 | 0,26 | 0,48 |
| 5 | 0,018 | 0,09 | 0,16 | 0,21 | 0,26 | 0,29 | 0,3 | 0,56 |

Диаметр меньшего шкива выбирают конструктивно или по формуле

$$D_1 = (1150 \div 1400) \sqrt[3]{\frac{N}{n_{max}}}; \quad D_2 = iD_1,$$

где $n_{max}$ — число оборотов в минуту более быстро вращающегося вала передачи.



*Таблица III.10*

**Коэффициент режима и длительности работы $k_3$**

| Наименование машины | Характер нагрузки | Электродвигатель трехфазного тока, однофазный, трехфазный с пуском через трансформатор или с переключением со звезды на треугольник, электродвигатель постоянного тока шунтовой; паровая машина или двигатель внутреннего сгорания с четырьмя и более цилиндрами; турбина | | | Электродвигатель переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском или с двойной беличьей клеткой; электродвигатель постоянного тока сериесный; одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Количество смен работы | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
| Электрические генераторы легкие; насосы и компрессоры центробежные; ленточные транспортеры; станки токарные, сепараторы, легкие грохоты | Легкая пусковая нагрузка до 120% нормальной. Почти постоянная рабочая нагрузка | 1 | 0,87 | 0,72 | 0,84 | 0,73 | 0,60 |
| Электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки, цепные транспортеры; станки фрезерные, дисковые пилы, прядильные, бумажные, пищевые и кондитерские машины; тяжелые грохоты, вращающиеся печи | Пусковая нагрузка до 150% нормальной. Незначительные колебания рабочей нагрузки | 0,92 | 0,80 | 0,66 | 0,78 | 0,68 | 0,56 |
| Поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа; транспортеры винтовые, скребковые; станки строгальные; долбежные; заточные; прессы винтовые и эксцентриковые с относительно тяжелым маховиком; ткацкие машины | Пусковая нагрузка до 200% нормальной. Значительные колебания рабочей нагрузки | 0,84 | 0,73 | 0,60 | 0,71 | 0,62 | 0,51 |

*Продолжение табл. III.10*

| Наименование машины | Характер нагрузки | Электродвигатель трехфазного тока, однофазный, трехфазный с пуском через трансформатор или с переключением со звезды на треугольник, электродвигатель постоянного тока шунтовой; паровая машина или двигатель внутреннего сгорания с четырьмя и более цилиндрами; турбина | | | Электродвигатель переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском или с двойной беличьей клеткой; электродвигатель постоянного тока сериесный; одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Количество смен работы | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
| Подъемники, экскаваторы, драги; прессы винтовые и эксцентриковые; молоты; бегуны, мельницы шаровые, дробилки; лесопильные рамы | Пусковая нагрузка до 300% нормальной. Неравномерная или ударная нагрузка | 0,78 | 0,68 | 0,56 | 0,61 | 0,53 | 0,44 |

Расчетная долговечность пластмассового ремня определяется следующим образом:

$$T = \frac{T_0}{u} k_i k_N,$$

где $T$ — расчетная долговечность пластмассового ремня в *ч*; $T_0$ — долговечность пластмассового ремня при передаточном отношении $i = 1$. Значения $T_0$ для ремней из полиамидов даны в табл. III.12; $k_i$ — коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа (табл. III.13); $k_N$—коэффициент, характеризующий режим работы: $k_N = 1$ — при постоянном режиме работы, $k_N = 2$ при переменном режиме работы (нагрузка меняется от нуля до максимума).

*Таблица III.11*

**Значения коэффициента $k_4$**

| Характеристика передач | $k_4$ при угле наклона передач к горизонту | | |
|---|---|---|---|
| | 0—60° | 60—80° | 80—90° |
| Открытая | 1,0 | 0,9 | 0,8 |
| Перекрестная | 0,9 | 0,8 | 0,7 |
| Полуперекрестная, а также угловая с направляющими роликами | 0,8 | 0,7 | 0,6 |

Дополнительные величины, необходимые для расчета долговечности пластмассового ремня, определяются следующим образом:

$$u = \frac{1000v}{L}; \quad i = \frac{D_2}{D_1};$$

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \sigma_ц + \frac{\sigma_n}{2},$$



*Таблица III.12*

**Долговечность пластмассовых ремней в *ч***

| Толщина ремня δ в *мм* | Отношение диаметра шкива к толщине ремня $\frac{D_1}{\delta}$ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 35 | 40 | 45 | 50 | 70 | 100 |
| 25 | 1500 | 2000 | 3000 | 4000 | 8000 | 18 000 |
| 30 | 900 | 1350 | 2000 | 2300 | 5000 | 10 000 |
| 35 | 600 | 900 | 1300 | 1500 | 3000 | 4 000 |
| 40 | 350 | 600 | 850 | 1000 | 2000 | 3 500 |
| 50 | 200 | 350 | 600 | 700 | 1300 | 1 750 |

*Таблица III.13*

**Значения коэффициента $k_i$**

| $i$ | Отношение диаметра шкива к толщине ремня $\frac{D_1}{\delta}$ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 35 | 40 | 45 | 50 | 70 | 100 |
| 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 1,12 | 1,17 | 1,16 | 1,15 | 1,14 | 1,1 | 1,05 |
| 1,25 | 1,3 | 1,29 | 1,27 | 1,25 | 1,2 | 1,1 |
| 1,4 | 1,43 | 1,41 | 1,40 | 1,38 | 1,3 | 1,2 |
| 1,6 | 1,58 | 1,55 | 1,52 | 1,5 | 1,4 | 1,3 |
| 2 | 1,7 | 1,69 | 1,66 | 1,63 | 1,55 | 1,4 |
| 3 | 1,82 | 1,8 | 1,8 | 1,78 | 1,68 | 1,5 |
| 4 | 1,91 | 1,90 | 1,88 | 1,85 | 1,75 | 1,6 |

где $u$ — число пробегов ремня в секунду; $v$ — окружная скорость ремня; $L$ — длина ремня; $D_2$ и $D_1$ — диаметры наибольшего и малого шкивов; $\sigma_1$ — напряжение в ведущей ветви ремня; $\sigma_0$ — начальное напряжение ремня (рекомендуемые значения для пластмассовых ремней лежат в пределах 18—20 *кгс/см²*); $\sigma_ц$ — напряжение в ремне от центробежных сил: $\sigma_ц = \frac{\gamma v^2}{10g}$ *кгс/см²*; $\gamma$ — удельный вес пластмассового ремня; $\sigma_n$ — напряжение в ремне от полезной нагрузки:

$$\sigma_n = \frac{102N}{vF} \text{ кгс/см}^2.$$

При проектировании ременных передач (особенно неответственных) расчета на долговечность часто не производят, ограничиваясь

проверкой числа пробегов ремня, т. е. числа циклов в единицу времени. Число пробегов в секунду $u = \frac{v}{L}$ для простых небыстроходных плоскоременных передач не должно превышать 3; в крайнем случае (если допустимо снижение срока службы ремня) $u \leqslant 5$.

При расчете постоянной нагрузки число циклов нагружения для каждого сечения ремня за $T$ *ч*

$$N = 60sT = 3600\,xyT,$$

где $x$ — число шкивов в передаче; $s$ — число перегибов ремня за цикл.

Срок службы ремня (в *ч*) определяется по формуле

$$T = \frac{N_\sigma \left(\frac{\sigma_r}{\sigma}\right)^m k_i}{3600xy} = 2780\,\frac{k_i}{xy}\left(\frac{\sigma_r}{\sigma}\right)^5, \qquad \text{(III.32)}$$

где $\sigma$ — наибольшее напряжение в ремне данной передачи; $\sigma_r$ — ограниченный предел выносливости материала ремня при условном базовом числе циклов $N_\sigma = 10^7$; для прорезиненных ремней с прослойкой $\sigma_r = 60$ *кгс/см*$^2$, для прорезиненных без прослоек $\sigma_r = 70$ *кгс/см*$^2$, для хлопчатобумажных ремней $\sigma_r = 70$ *кгс/см*$^2$; $N_\sigma$ — условная база испытания ремней на выносливость: $N_\sigma = 10^7$ циклов; $m$ — показатель степени кривой выносливости; для плоских прорезиненных и хлопчатобумажных ремней $m = 5$; $k_i$ — коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения на срок службы ремня (табл. III.14).

*Таблица III.14*

**Значения коэффициента $k_i$**

| Тип ремня | Передаточное отношение | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 1,26 | 1,41 | 2 | 4 |
| Плоский | 1 | 1,3 | 1,4 | 1,7 | 1,9 |
| Клиновой | 1 | 1,6 | 1,8 | 2 | — |

При переменной нагрузке эквивалентное число циклов за $T$ *ч* работы передачи, если число оборотов при изменении нагрузки постоянно или изменяется мало, определяется по формуле

$$N_э = 60sT \sum \left(\frac{T_i}{T}\right)\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^m = 3600xyT \sum \left(\frac{T_i}{T}\right)\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^5.$$

Если число оборотов (а значит и число пробегов) изменяется при изменении нагрузки, то

$$N_э = 3600xy_{cp}T \sum \left(\frac{T_i y_i}{T y_{cp}}\right)\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^5,$$



где $\sigma_i$, $\sigma_1$ — максимальные напряжения в ремне соответственно при работе на спокойном и пусковом режиме; $y_i$ — число пробегов при работе на $i$-м режиме; $y_{cp}$ — среднее (по времени) число пробегов; допустимо вместо $y_{cp}$ подставлять число пробегов $y$ при режиме, на котором передача работает наибольшее время; $T = T_1 + T_2 + \ldots + T_n$ — число часов работы передачи за весь срок службы.

Отсюда срок службы ремня при постоянных оборотах и переменной нагрузке

$$T = \frac{N_\sigma \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_1}\right)^m k_i}{3600xy \sum \left(\frac{T_i}{T}\right)\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^m} = \frac{2780k_i}{xy} \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_1}\right)^5}{\sum \left(\frac{T_i}{T}\right)\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)}$$

и при переменных оборотах и нагрузке

$$T = \frac{2780k_i}{xy_{cp}} \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_1}\right)^5}{\sum \left(\frac{T_i y_i}{T y_{cp}}\right)\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^5}.$$

Полезная окружная сила и мощность, передаваемые клиноременной передачей, определяются по формулам

$$P = \frac{zP_0 c_\alpha c_v}{k};$$

$$N = \frac{P_0 vzc_\alpha c_v}{102k} = N_0 c_\alpha c_v z\ ,$$

где $z$ — число ремней в передаче.

Расчет клиноременных передач можно вести не по допускаемым напряжениям, а по допускаемой полезной нагрузке $P_0$, так как количество и профили ремней стандартизованы и немногочисленны.

Диаметр малого шкива в передаче с известной длиной ремня $L$ и требуемым передаточным отношением $i$ можно определять по формуле

$$r = \frac{L - 2A\cos\alpha}{\pi(i+1) + 2\alpha(i-1)},$$

где $r$ — радиус меньшего шкива; $\alpha$ — угол обхвата шкива ремнем.

Диаметр и число оборотов большого шкива рассчитывают по формулам

$$D_2 = D_1 i = \frac{D_1 n_1 (1 - \xi)}{n_2}.$$

и

$$n_2 = n_1 (1 - \xi).$$

Скорость ремня при выбранных параметрах

$$v = \frac{\pi Dn}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек},$$

где $D$ — в *мм*, $n$ — в *об/мин*.

Задавшись в соответствии с требованиями конструкции межосевым расстоянием $A$, определяют длину ремня. При известных геометрических параметрах передачи (радиусах шкивов $R$ и $r$, межцентровом расстоянии $A$) длину ремня $L$ для открытых прямых передач и $L'$ для перекрестных передач двусторонним клиновым ремнем определяют по формулам

$$L = 2A\left[\frac{\pi(R+r)}{2A} + \sqrt{1-\left(\frac{R-r}{A}\right)^2} + \frac{R-r}{A}\,\frac{1}{\sin\left(\frac{R-r}{A}\right)}\right].$$

$$L' = 2A\left[\frac{\pi(R+r)}{2A} + \sqrt{1-\left(\frac{R+r}{A}\right)^2} + \frac{R+r}{A}\,\frac{1}{\sin\left(\frac{R+r}{A}\right)}\right].$$

Применение натяжных роликов в пластмассовых ременных передачах существенно снижает долговечность ремня, так как число его изгибов за каждый пробег увеличивается до трех, причем ремень на ролике подвергается обратному перегибу, что увеличивает коэффициент асимметрии цикла напряжения в нем. Поэтому, учитывая то обстоятельство, что пластмассовые передачи хорошо работают без натяжных роликов и при больших передаточных отношениях (до шести) в конструкциях пластмассовых ременных передач не рекомендуется применять натяжные ролики.

Иногда ввиду большой прочности пластмассовых ремней их делают очень тонкими (толщиной от 0,3 до 1 *мм*). В этих случаях приведенные выше формулы для расчета площади сечения ремня и его предварительного натяжения не могут быть применены и следует пользоваться графическими зависимостями (рис. III.13 и III.14).

Находят широкое распространение также передачи с зубчатыми пластмассовыми ремнями. Они могут работать при окружных скоростях от нескольких десятков сантиметров в сутки до 80 *м/сек*. При расчете зубчатых ремней номинальные нагрузки необходимо умножить на коэффициент от 1,5 до 1,9, характеризующий условия работы ремня для приводов центрифуг, центробежных насосов, сверлильных, токарно-винторезных, расточных и шлифовальных станков, а для привода компрессоров и насосов с возвратно-поступательным движением — от 2 до 2,4. Диаметр и число зубьев шкивов можно определить в зависимости от скорости вращения, шага зубьев на ремне и расчетной нагрузки по табл. III.15 и рис. III.15. При этом следует проектировать передачу так, чтобы на меньшем



шкиве одновременно находилось в зацеплении не менее шести зубьев.

Начальное натяжение зубчатого пластмассового ремня $\sigma_н$ необходимо только для выбора зазоров в зацеплении и компенсации

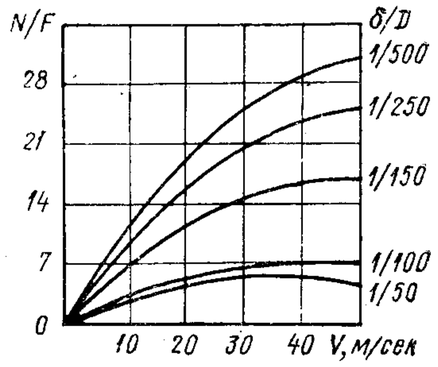



Рис. III.13. Зависимость удельной мощности, передаваемой ремнем, от окружной скорости для различных соотношений толщины ремня к диаметру меньшего шкива ($\delta = 0{,}3 \div 1$ *мм*; угол обхвата 180°)

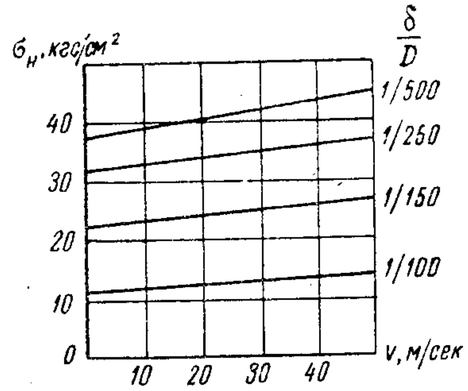



Рис. III.14. Зависимости величин начальных напряжений $\sigma_н$ ремня от окружной скорости ремня для различных отношений толщины δ ремня к диаметру меньшего шкива $D$

центробежных сил. Рекомендуемые величины $\sigma_н$ даны на рис. III.16. Расчет на долговечность не отличается от приведенного для плоских ремней, причем общее натяжение определяется как сумма начального и рабочего натяжений.

*Таблица III.15*

**Параметры шкивов зубчатых ременных передач**

| Шаг в *мм* | Скорость в *об/мин* | Диаметр шкива в *мм* | Число зубьев | Шаг в *мм* | Скорость в *об/мин* | Диаметр шкива в *мм* | Число зубьев |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5 | 3500 | 35 | 20 | 15 | 1750 | 90 | 22 |
| | 1750 | 30 | 18 | | 1000 | 80 | 20 |
| | 1000 | 25 | 16 | | 1750 | 180 | 26 |
| | 3500 | 65 | 22 | 20 | 1000 | 170 | 24 |
| 10 | 1750 | 60 | 20 | | 850 | 155 | 22 |
| | 1000 | 55 | 18 | | 1750 | 250 | 26 |
| | 3500 | 100 | 24 | 30 | 1000 | 240 | 24 |
| | | | | | 850 | 220 | 22 |

При конструктивном оформлении зубчатой пластмассовой передачи необходимо учесть некоторые рекомендации. Один из шкивов (целесообразнее меньший) следует проектировать с фланцами. При передаточном отношении менее 3 : 1 и расстоянии между центрами больше восьми диаметров меньшего шкива, а также при передаче тремя шкивами необходимо делать фланцы на двух шкивах. Если для натяжения ремня или для увеличения числа зубьев, находящихся в зацеплении, применяют натяжные ролики, то диаметр внутреннего ролика должен быть не менее диаметра меньшего шкива, а диаметр внешнего ролика — на 25—30% больше, чем диаметр меньшего шкива. Передачи с внутренними натяжными роликами при прочих равных условиях работают лучше. Наконец, зубчатые пластмассовые ремни не рекомендуется проектировать для перекрестных и полуперекрестных передач.

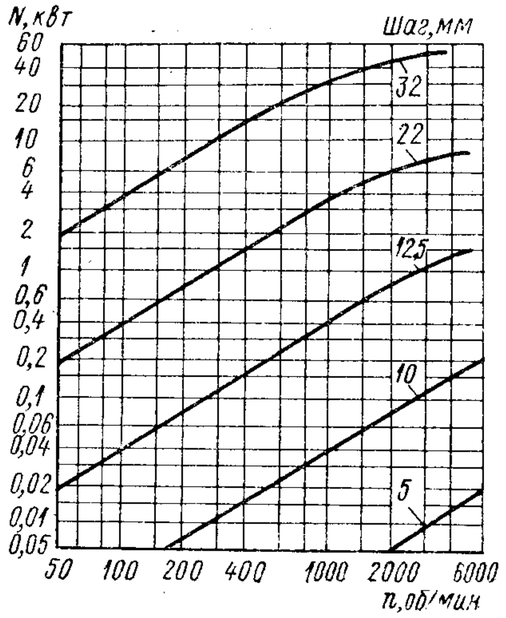



Рис. III.15. Кривые зависимости расчетной мощности, передаваемой зубчатым ремнем, от скорости вращения меньшего шкива для различных шагов

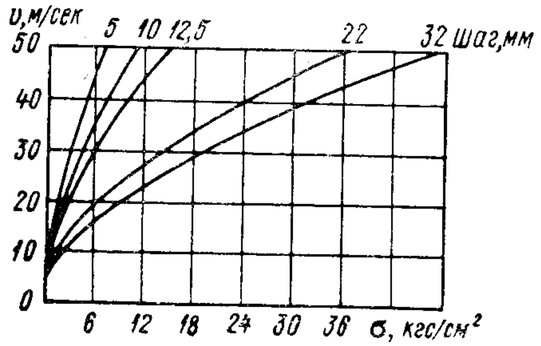



Рис. III.16. Графики для определения натяжений зубчатых пластмассовых ремней $\sigma_н$, компенсирующих центробежную силу

Кроме пластмассовых ремней, в ременных передачах могут быть использованы пластмассовые шкивы. В этом случае полезные допускаемые напряжения для ремней из кожи, тканей, прорезиненных ремней можно увеличить на 15—20% по сравнению с существующими рекомендациями.

Основные конструктивные параметры пластмассовых шкивов определяются с учетом следующих соотношений:

$$B = 1{,}1b + (10 \div 15);\ \delta_1 = 0{,}001D + 3;$$
$$d_1 = (1{,}8 \div 2{,}0)\ d;\ L = (1{,}2 \div 1{,}5)\ d;$$
$$z_c = (0{,}14 \div 0{,}16)\sqrt{D};$$
$$h \geqslant \sqrt[3]{\frac{75M}{2z_c[\sigma_u]}};\quad a = 0{,}5\ h,$$



где $B$ — ширина обода шкива; $b$ — ширина ремня; $\delta_1$ — толщина обода шкива у края; $D$ — диаметр шкива; $z_c$ — число спиц шкива (при $z_c < 3$ шкив выполняют без спиц дисковой конструкции); $d_1$ и $L$ — диаметр и длина ступицы шкива; $d$ — диаметр вала; $a$ и $h$ — малая и большая оси эллипса сечения спицы; $P$ — окружная сила в ременной передаче, определяемая величиной передаваемого крутящего момента $M$.

Большую экономию можно получить в том случае, когда в конструкциях предусмотрено применение пластмассовых шкивов (из волокнита, пресспорошка, древпластиков и текстолитовой крошки).

За основу расчетов клиноременных передач принимаются параметры, характеризующие тяговую способность и долговечность ремней. При расчете необходимо знать величину коэффициента трения ремня по шкиву и характер зависимости его от различных факторов (материала шкива, скорости скольжения, диаметра шкива, угла обхвата, натяжения, температуры и др.).

По экспериментальным данным с увеличением диаметра шкива коэффициент трения увеличивается. Для волокнитового и чугунного шкивов ⌀120 *мм* и установившихся температур в зоне трения величину коэффициента трения определяют по эмпирическим формулам

$$f = 0{,}308 + 0{,}055v;\ f = 0{,}346 + 0{,}043v.$$

Наибольшая допустимая скорость ремней ~30—35 *м/сек*. Отношение коэффициента трения пластмассовых шкивов к коэффициенту трения чугунных колеблется в пределах 0,7—1,1. Вне указанных пределов находятся коэффициенты трения капрона и органического стекла. Высокое значение коэффициентов трения капрона в паре с клиновым ремнем объясняется размягчением капрона от нагрева и образованием задиров на поверхности канавок. Износ рабочих поверхностей шкивов из органического стекла и пониженное значение коэффициента трения указывают на нецелесообразность изготовления таких шкивов. Кривые скольжения в передачах с волокнитовыми и чугунными шкивами обычно совпадают. Большинство пластмасс, применяемых для изготовления шкивов (волокнит, текстолитовая крошка, древесные пластики, пресспорошок К-18-2), обеспечивает примерно равную тяговую способность с чугунными шкивами.

При конструировании клиноременных передач основным является расчет тяговой способности. Тяговая способность характеризуется полезным напряжением σ (окружным усилием, передаваемым 1 *см*² поперечного сечения ремня); $\sigma = \frac{P}{F}$, где $P$ — допускаемое окружное усилие, $P = \sigma F z$ (здесь $z$ — число ремней); $F$ — площадь сечения ремня.

Допускаемое полезное напряжение (в *кгс/см*²) $\sigma = \sigma_0 c_1 c_2 c_3$, где $\sigma_0$ — допускаемое напряжение; $c_1$ — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата; $c_2$ — коэффициент, учитывающий

скоростной режим работы; $c_3$ — коэффициент режима и длительности работы.

Зависимость полезного напряжения от диаметра шкива $D$ и толщины ремня $\delta$ выражается следующей эмпирической формулой:

$$[\sigma] = \alpha - \omega \frac{\delta}{D},$$

где $\alpha$ и $\omega$ — коэффициенты, зависящие от типа ремня.

Величину коэффициентов и допускаемого напряжения принимают по изложенным выше соображениям.

Имеющиеся рекомендации о повышении на 20% полезных напряжений для передач с пластмассовыми шкивами в основном действительны только в начальный период работы передач с новыми ремнями. Такое повышение можно также допустить при использовании новых пластмассовых шкивов или металлических шкивов с канавками, покрытыми тонким слоем полиамидной смолы.

При расчете клиноременной передачи по заданному межцентровому расстоянию после выбора профиля ремня вычисляют необходимую длину ремня и округляют эту величину до ближайшего стандартного размера. После этого окончательно определяют межцентровое расстояние по формуле

$$A = \frac{2L_{cm} - \pi (D_б - D_м) + \sqrt{[2L_{cm} - \pi (D_б + D_м)]^2 - 8 (D_б - D_м)^2}}{8}$$

где $L_{cm}$ — стандартная длина ремня; $D_б$ и $D_м$ — диаметры большого и малого шкивов.

Межцентровое расстояние можно также выбирать по эмпирической формуле

$$A = A_1 + \frac{L_{cm} - Lp}{2},$$

где $A_1$ — заданное межцентровое расстояние; $L_p$ — расчетная длина ремня;

$$L_p = 2l + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{l};$$

здесь $\Delta_1 = \pi\left(\frac{D_б + D_м}{2}\right)$; $\Delta_2 = \left(\frac{D_б - D_м}{2}\right)^2$; $l$ — габаритный размер передачи.

Погрешность в определении межцентрового расстояния по первой формуле по сравнению со второй составляет в среднем 0,5—1,5%.

Минимально допустимый диаметр малого шкива $D_1$ может быть определен по формуле М. М. Саверина

$$D_{1\,\min} = (1000 - 1400) \sqrt[3]{\frac{0{,}74N}{n_{\max}}},$$

где $N$ — мощность в *квт*; $n$ — число оборотов в минуту.



В некоторых случаях задают параметр $v$ в *м/сек* и находят диаметр ведущего шкива $D_1$; тогда

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2}(1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0{,}1—0{,}2$ — коэффициент скольжения.

При известных диаметрах шкивов и межцентровом расстоянии $A$ определяют угол обхвата по формуле

$$\alpha = 180° - \frac{D_2 - D_1}{A} 60°.$$

## § 5. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Пластмассы могут быть использованы во всех видах фрикционных узлов. Однако решение вопроса о возможности применения пластмасс для изготовления элементов фрикционных узлов имеет свою специфику, заключающуюся в необходимости довольно точного определения условий работы, в частности, температурного режима. Температура в зоне фрикционного контакта — основной критерий оценки работоспособности пластмассового фрикционного узла, так как с изменением температуры изменяются не только коэффициент трения, износостойкость материала, но и структура материала, которая при определенной температуре может привести к разложению пластмассы. Используемые методы расчета, например фрикционных дисковых узлов, по формуле

$$M_{тр} = PfR_{ср}z, \qquad \text{(III.33)}$$

где $M_{тр}$ — расчетный тормозной момент; $P$ — максимальное значение замыкающей тормозной силы; $f$ — коэффициент трения трущихся поверхностей; $R_{ср}$ — средний радиус торцовых поверхностей трения тормоза; $z$ — число пар торцовых поверхностей трения тормоза, не могут быть применены для расчета фрикционных узлов с пластмассовыми элементами.

При расчете фрикционных узлов с пластмассовыми элементами необходимо исходить из условия, что температура в зоне фрикционного контакта не должна превышать значений, допустимых для данного вида пластмассы. Однако для прикидочных расчетов фрикционных узлов можно пользоваться допустимыми удельными значениями тормозной мощности $N_v$, которая для элементов фрикционных узлов из пластмасс с асбестовыми наполнителями составляет 50—80 *квт*, а для элементов из пластмассы типа ретинакс 80—100 *квт*. Нижние пределы $N_v$ соответствуют условиям, когда фрикционный узел конструктивно расположен в месте, неблагоприятном с точки зрения его охлаждения.

Передаваемая фрикционными передачами мощность обычно не превышает 7—25 *квт*, хотя в некоторых случаях достигает 75 *квт* и более. Передаточное число обычно составляет до 10, а в ручных

передачах приборов — до 25. К. п. д. $\eta=0{,}7—0{,}96$ (в зависимости от вида передачи). Окружные скорости катков фрикционных передач не превышают 30 *м/сек*. Преимущества фрикционных передач — простота конструкции и бесшумность работы механизма. Недостатками фрикционных передач являются:

а) значительные нагрузки на валы и опоры;

б) необходимость устройств, прижимающих тела качения друг к другу;

в) неравномерность износа поверхностей контакта тел качения и возможность повреждения их при буксовании;

г) невозможность получения постоянных передаточных отношений (вследствие проскальзывания тел качения), что ограничивает использование таких передач в машинах, где недопустимо накопление ошибок.

Фрикционные передачи различаются по взаимному расположению их валов (передачи с параллельными валами, пересекающимися валами), по профилю рабочих поверхностей тел качения (гладкие и клиновидные ) [1].

Применение клиновидного обода позволяет уменьшить силу прижатия катков (или при том же усилии прижатия увеличить передаваемую нагрузку), однако при такой конструкции значительно увеличивается их износ.

Целесообразно для ведомого колеса подбирать более износостойкий материал. В таком случае на этом колесе износ при буксовании происходит менее интенсивно.

Значения коэффициента трения и допускаемых контактных напряжений $[\sigma]$ приведены в табл. III.16 и III.17. Для сочетания материалов тел качения текстолит—сталь $[q]=40 \div 80$ *кгс/см²*, фибра по стали или чугуну всухую $[q] = 35 \div 40$ *кгс/см²*, резина по чугуну или стали $[q] = 10—30$ *кгс/см²*.

Передаточное число фрикционных передач с цилиндрическими катками

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)}.$$

Так как величина коэффициента $\varepsilon$, учитывающего проскальзывание, мала (0,05—0,02), можно принимать с достаточной для практики точностью $i \approx \frac{D_2}{D_1}$.

В передачах с клиновидным ободом колес с достаточной для инженерных расчетов точностью в качестве расчетных следует принимать средние диаметры катков. Для передач с валами, пересекающимися под углом 90° с коническими катками,

$$i = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} = \operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{ctg} \alpha_1,$$

где $D_1$ и $D_2$ — средние диаметры меньшего и большего конических катков; $\alpha_1$ и $\alpha_2$ — половины углов при вершине меньшего и большего конусов.



*Таблица III.16*

**Значения коэффициента трения $f$ для фрикционных передач**

| Материал рабочих поверхностей тел качения | Коэффициент $f$ |
|---|---|
| Сталь по текстолиту или фибре всухую | 0,20—0,25 |
| Сталь или чугун по коже всухую | 0,20—0,35 |
| Сталь по ферродо всухую | 0,30—0,35 |
| Сталь или чугун по дереву всухую | 0,30—0,50 |
| Сталь по материалу на асбестовой основе всухую | 0,30—0,35 |
| Бумага по чугуну или стали всухую | 0,20—0,30 |
| Резина по бумаге | 0,4 |
| Резина по чугуну или стали | 0,45—0,60 |

*Таблица III.17*

**Ориентировочные значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma]$ для фрикционных передач при начальном касании тел качения по линии [1]**

| Материал тел качения и условия работы | $[\sigma]$ в *кгс/см²* |
|---|---|
| Сталь по стали при достаточной смазке | *HB* 25—30 |
| Сталь по стали, закаленной при отсутствии смазки и малых скоростях скольжения | 8000 |
| Чугун по чугуну при достаточной смазке | *HB* 15—18 |
| Текстолит по стали | 800—1000 |

[1] При касании в точке значения, приведенные в таблице, увеличиваются на 50%.

При расчете нормального давления на поверхности тел качения фрикционной передачи исходят из того, что сила трения $F$, возникающая между поверхностями контакта, должна быть больше передаваемого окружного усилия:

$$F = \beta P;$$

где $P = \frac{102N}{v}$ *квт*; $\beta$ — коэффициент запаса, учитывающий колебания нагрузки (например, в период пуска), изменение коэффициента трения и т. д.; в силовых передачах $\beta = 1{,}25—1{,}5$, в передачах приборов $\beta \leqslant 3$.

Отсюда величина нормального давления на рабочих поверхностях фрикционных тел качения

$$Q = \frac{F}{f} = \frac{\beta P}{f} = \frac{\beta \cdot 102N}{fv} = \frac{\beta \cdot 102N_1 60 \cdot 100}{f \pi D_1 n_1}, \qquad \text{(III.34)}$$

где $N_1$ — мощность на ведущем валу в *квт*; $f$ — коэффициент трения (см. табл. III.16); $D_1$ — диаметр меньшего катка в *см*; $n_1$ — число оборотов меньшего катка в *об/мин*.

Основные размеры тел качения (катков) фрикционных передач определяются:

1) расчетом рабочих поверхностей на выносливость по контактным напряжениям $[\sigma]$ для катков, изготовленных из металлов;

2) условным расчетом по допускаемой нагрузке $[q]$ для катков, изготовленных из пластмасс и резины. Расчет по нагрузке $[q]$ применяется и для приближенного расчета металлических тел качения.

**Расчет по контактным напряжениям**

Для передач с параллельными валами и гладким ободом межосевое расстояние в *см* определяется по формуле

$$A = (i \pm 1)\sqrt{E\frac{\beta}{\psi f}\frac{N_1}{in_1}\left(\frac{131}{[\sigma]}\right)^2}. \qquad \text{(III.35)}$$

Для передач с параллельными валами и клиновидным ободом при угле наклона боковой поверхности канавки $\alpha = 15°$ и высоте клинового выступа $h = 0{,}04D_1$

$$A = (i \pm 1)\sqrt[3]{E\frac{\beta}{zf}\frac{N_1}{in_1}\left(\frac{163}{[\sigma]}\right)^2(i \pm 1)}, \qquad \text{(III.36)}$$

где $z$ — число канавок на поверхности катков (в формуле знак плюс для внешнего и знак минус для внутреннего касания колес).

Для лобовых передач диаметр катка в *см*

$$D_1 = \sqrt[3]{E\frac{\beta}{\psi_л f}\frac{N_1}{n_1}\left(\frac{261}{[\sigma]}\right)^2}. \qquad \text{(III.37)}$$

Для передач с пересекающимися валами и коническими катками конусное расстояние в *см*

$$L = \sqrt{i^2+1}\sqrt{E\frac{\beta}{\psi_к f}\frac{N_1}{in_1}\left[\frac{131}{[\sigma](1-0{,}5\psi_к)}\right]^2}. \qquad \text{(III.38)}$$

В формулах (III.35) — (III.38) приняты следующие обозначения: $\psi$, $\psi_л$, $\psi_к$ — коэффициенты ширины катков: $\psi = \frac{b}{A}$; $\psi_л = \frac{b}{D_1}$; $\psi_к = \frac{b}{L}$.

Рекомендуется принимать $\psi = 0{,}2 \div 0{,}4$, $\psi_к = 0{,}2 \div 0{,}30$, $\psi_л = 0{,}2 \div 1$. При этом необходимо учитывать, что большие значения $\psi$ и $\psi_к$ допустимы только при высокой точности изготовления и монтажа, а увеличение $\psi_л$ приводит к увеличению скольжения и, следовательно, износа. $E$ — приведенный модуль упругости материала катков в *кгс/см²*; $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ ($E_1$ и $E_2$ — модули упругости материала первого и второго катков); $[\sigma]$ — допускаемое контактное напряжение на поверхности катков в *кгс/см²* (табл. III.17); $N_1$ — мощность на ведущем валу в *квт*.

**Расчет по удельной нагрузке**

Для передач с параллельными валами и цилиндрическими гладкими колесами межосевое расстояние в *см* определяется по формуле

$$A = 315\sqrt{\frac{\beta}{\psi f}\frac{N_1}{n_1}\frac{(i \pm 1)}{[q]}}.$$



Для передач с параллельными валами и клиновидным ободом при $\alpha = 15°$ и $h = 0{,}04$

$$A = 764\,(i \pm 1)\sqrt{\frac{\beta}{zf}\frac{N_1}{n_1}\frac{1}{q}},$$

где $z$ — количество клиновидных канавок на ободе.

Для передач с пересекающимися валами и коническими колесами конусное расстояние в *см*

$$L = 315\sqrt{\frac{\beta}{\psi_л f}\frac{N_1}{n_1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{(1-\psi_к)[q]}}.$$

Для лобовых передач значение диаметра ведущего колеса в *см*

$$D_1 = 443\sqrt{\frac{\beta}{\psi_л f}\frac{N_1}{n_1}\frac{1}{[q]}}.$$

Для передач с параллельными валами и гладким ободом фрикционных колес усилие нажатия в *кгс*, которое должно создавать нажимное устройство, определяют по формуле

$$S = Q = \frac{F}{f} = \frac{\beta P}{f} = 97\,500\frac{\beta N_1(i \pm 1)}{fn_1 A}.$$

Для передач с параллельными валами и клиновидным ободом с одним выступом ($z = 1$) из условия равновесия для клиновидного колеса

$$S = 2Q\sin\alpha = 97\,500\frac{\beta N_1(i \pm 1)}{fn_1 A}\sin\alpha,$$

где $\alpha$ — величина угла наклона клина.

Для лобовых передач усилие прижатия (в *кгс*) равно

$$S = Q = \frac{\beta P}{f} = 195\,000\frac{\beta N_1}{fn_1 D_1}.$$

Для передач с пересекающимися осями и коническими катками нормальное усилие в *кгс*

$$Q = \frac{\beta P}{f} = 195\,000\frac{\beta N_1}{fn_1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{(2L-b)},$$

а усилие прижатия в *кгс*

$$S_1 = Q\sin\alpha_1 = 195\,000\frac{\beta N_1}{fn_1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{(2L-b)}\sin\alpha_1;$$

$$S_2 = Q\sin\alpha_2 = 195\,000\frac{\beta N_1}{fn_1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{(2L-b)}\sin\alpha_2.$$

Из приведенных выражений видно, что нажимное устройство следует устанавливать на малом катке, так как $S_1 < S_2$ при $\alpha_1 < \alpha_2$.

Рекомендуется диаметр меньшего катка фрикционных передач с цилиндрическими катками принимать $D_1 \geqslant (4—5)\, d_1$, а в передачах с коническими катками $D_{1ср} = (3—6)\, d_1$, где $d_1$ — диаметр вала малого катка.

Ориентировочно диаметр вала $d_1$ в *см* может быть определен по формуле

$$d_1 = (13 \div 16) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}},$$

где $N_1$ — мощность в *квт*; $n_1$ — число оборотов вала малого катка в минуту.

При увеличении диаметра катка уменьшается необходимое усилие нажатия катков, поэтому при отсутствии жестких требований к габаритным размерам и весу передачи диаметр $D_1$ желательно увеличивать. Однако при этом следует учитывать, что окружная скорость $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ не должна превышать 10 *м/сек*.

Высота клиновидной канавки

$$h = (0{,}04 \div 0{,}06)\, D_1 \leqslant (10 \div 15)\ мм.$$

Величину угла наклона клина $\alpha$ чаще всего берут равной 15°. Длина боковой стороны канавки $b = \frac{h}{\cos \alpha}$.

Зазор между вершиной выступов и дном канавок $\alpha = 5 \div 6$ *мм*.

Ширина клиновидных колес (катков)

$$B = 2z\,(h \operatorname{tg} \alpha + \delta),$$

где $\delta$ не менее 0,5 *см* для колес из чугуна и не менее 0,3 *см* для колес из стали.

Допускаемое число канавок $[z] \leqslant 5$.

Расчет числа канавок можно производить и по формуле

$$z = \frac{P \cos \alpha}{2\,[q]\, hf} \leqslant [z].$$

Составной частью расчета является расчет на нагрев, который дает возможность исключить отрицательные явления (заедание, задиры), возникающие при перегреве на поверхностях трения и в подшипниках закрытых передач.

Расчет сводится к определению необходимой поверхности охлаждения (поверхности корпуса). Расчетные формулы и порядок расчета такой же, как и при расчете зубчатых и червячных передач. В заключение производится определение к. п. д. передачи, выраженного через значения мощностей

$$\eta = \frac{N_1 - N_n}{N_1} = 1 - \frac{N_n}{N_1},$$



где $N_1$ — мощность на ведущем валу; $N_n$ — мощность, расходуемая на различные потери (гистерезис при перекатывании колес, упругое скольжение, потери в подшипниках, геометрическое скольжение).

К. п. д. может быть определен и через коэффициенты трения, диаметры валов и колес передачи:

$$\eta = \frac{1 - \frac{f_1 d_2}{f D_2}}{1 + \frac{f_1 d_1}{f D_1}},$$

где $f_1$ — коэффициент трения в опорах (при опорах качения $f_1$ — приведенный коэффициент трения); $f$ — коэффициент трения на поверхностях тел качения; $d_1$, $d_2$ — диаметры цапф валов, несущих катки диаметром $D_1$ и $D_2$.

При выборе конструкции вариатора необходимо учитывать, какой диапазон регулирования и какая схема регулирования передаточного числа должны быть применены в вариаторе.

Существуют три схемы регулирования:

1) диаметр ведущего рабочего тела $D_1 = \text{const}$, а диаметр ведомого $D_2 = \text{var}$;

2) диаметр ведущего рабочего тела $D_2 = \text{var}$, а диаметр ведомого $D_1 = \text{const}$;

3) диаметры ведущего и ведомого тела $D_1 = \text{var}$ и $D_2 = \text{var}$.

Вариатор с $D_2 = \text{var}$ выбирают в том случае, когда режим работы привода, в который включен вариатор, такой, что момент на входном валу вариатора $M_1 = \text{const}$. Вариаторы с $D_1 = \text{var}$ используются при работе в приводах с постоянной нагрузкой на выходе, т. е. когда $M_2 = \text{const}$. Вариаторы с $D_1 = \text{var}$ и $D_2 = \text{var}$ могут применяться в любом случае, при этом достигается наибольший диапазон регулирования.

Величина диапазона регулирования

$$I = \frac{i_{\max}}{i_{\min}},$$

где $i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}}$; $i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}}$; $n_1$ — число оборотов входного вала вариатора (постоянное или близкое к нему) в минуту; $n_{2\min}$, $n_{2\max}$ — наименьшее и наибольшее числа оборотов ведомого вала, достигаемые регулированием вариатора при числе оборотов входного вала $n_1$.

Значения диапазона регулирования $I$ для первой и второй схем регулирования обычно не превышают 4, для третьей $I = 12 \div 16$.

При первой схеме регулирования

$$I = \frac{D_{2\,\max}}{D_{2\,\min}};$$

при второй

$$I = \frac{D_{1\,\max}}{D_{1\,\min}};$$

при третьей

$$I = \frac{D_{1\,\max}}{D_{1\,\min}} \frac{D_{2\,\max}}{D_{2\,\min}},$$

что при симметричном регулировании ($D_{1\max} = D_{2\max}$; $D_{1\min} = D_{2\min}$) дает

$$I = \left(\frac{D_{1\,\max}}{D_{1\,\min}}\right)^2 = i^2_{\max}.$$

Вариаторы с жесткими рабочими телами выполняются мощностью до 20—30 *квт*. Вариаторы мощностью до 10 *квт* могут работать в условиях сухого трения между рабочими телами. При больших мощностях и длительной непрерывной работе должна быть обеспечена смазка рабочих тел. При этом, если задан срок службы передачи, величину допускаемых напряжений следует определять с учетом рекомендаций, приведенных в гл. I.

При конструировании вариаторов следует стремиться к снижению величины упругого и геометрического скольжения. Величина упругого скольжения определяется материалом тел качения и составляет для пары сталь—текстолит примерно 1%, для пары сталь—резина около 3%. Величина геометрического скольжения

$$\varepsilon = \frac{1+\beta}{\frac{2\beta}{\psi} \pm 1}\left[1 - \left(i_x \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\right)^{\pm 1}\right], \qquad \text{(III.39)}$$

где $\psi = \frac{b}{l}$ ($l$ — длина образующей короткого конуса до середины линии контакта; $b$ — длина линии контакта); $\beta$ — коэффициент запаса сцепления вариатора; $\alpha_1$ и $\alpha_2$ — углы конусов; $i_x$ — переменное передаточное число.

В этой формуле знаки плюс относятся к ведущему длинному конусу (имеющему бóльшую образующую), знаки минус к ведущему короткому конусу. Под ведущим коротким подразумевается конус, вершина которого расположена на образующей ведомого; при длинном ведущем конусе вершина ведомого конуса расположена на образующей ведущего.

Если известны значения $\alpha_1$, $\alpha_2$, $\psi$ и задано допускаемое значение $\varepsilon = \varepsilon_{\max}$, предельное передаточное число

$$i_{пред} = \left[1 - \varepsilon \frac{\frac{2\beta}{\psi} \pm 1}{1+\beta}\right]^{\pm 1} \frac{\sin\alpha_2}{\sin\alpha_1}. \qquad \text{(III.40)}$$



При заданных значениях $\alpha_1$, $\alpha_2$, $i_{\max}$, $\varepsilon_{\max}$ допустимая величина коэффициента $\psi = \frac{b}{l}$ составляет

$$\frac{1}{\psi} = \frac{1}{2\beta}\left\{\frac{1+\beta}{\varepsilon}\left[1 - \left(\frac{i_x \sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\right)^{\pm 1}\right] \pm 1\right\}. \qquad \text{(III.41)}$$

Максимальные значения относительной скорости геометрического скольжения для пары текстолит по стали или чугуну — 0,015—0,03. При кратковременной работе допускается скольжение, равное 0,07—0,1. Для пар тел качения, работающих в масле, скольжение допускается до 0,1—0,2.

Лобовые вариаторы применяются в силовых передачах и в приборах для передачи малых мощностей (до 4 *квт*) и выполняются с ведущим колесом или с ведущим диском. Их недостатки: значительное скольжение, а следовательно, большой износ поверхностей фрикционных тел и малый к. п. д., не превышающий 0,8—0,85. Преимущества лобовых вариаторов — простота конструкции и возможность реверсирования. Диапазон регулирования в реверсируемых вариаторах $I <$ (3—4).

Расчет конструктивных параметров лобовых вариаторов рекомендуется вести по следующей схеме.

1. Выбирают материал катка диска и коэффициент ширины, рекомендуемый для ограничения скольжения $\psi_л = 0{,}05$—$0{,}2$.

2. Рассчитывают диаметр катка в *см*. Если вариатор работает с постоянной мощностью $N_1$, то

$$D_1 = 52\sqrt{\frac{E}{\psi_i f\,[\sigma]^2_{пов}}\beta\frac{N_1}{n_1}}; \qquad \text{(III.42)}$$

при постоянном моменте $M_2$ на выходе

$$D_1 = 1{,}02\sqrt{\frac{E}{\psi i^2\,[\sigma]^2_{пов}}\beta M_2}. \qquad \text{(III.43)}$$

В выражения (III.42) и (III.43) следует подставлять при ведущем диске

$$\beta = i_{\max} = \frac{D_{2\,\max}}{D_1},$$

а при ведомом диске

$$\beta = i_{\min} = \frac{D_{2\,\min}}{D_1}.$$

Величину $\psi_л = \frac{b}{R_{2\min}}$ (где $R_{2\min}$ — минимальный расчетный радиус диска) выбирают в указанных выше пределах или подсчитывают по формуле (III.41), которая для лобовых вариаторов имеет вид

$$\psi = \frac{2\beta}{\left(\frac{1+\beta}{\varepsilon} \pm 1\right)}.$$

3. Определяют диаметр диска

$$D_{2\,max} = i_{max} D_1; \quad D_{2\,min} = \frac{D_{2\,max}}{I}.$$

4. Определяют ширину линии контанкта

$$b = \psi R_{2\,min} = \psi \frac{D_{2\,min}}{2}.$$

5. Находят усилие прижатия по формуле. Нажимное устройство на вариаторах, работающих с $N_1 = \text{const}$, устанавливают на ведущем валу, а на вариаторах, работающих с $M_2 = \text{const}$, — на ведомом валу.

Конусный вариатор типа ВЕБО используется для передачи небольших мощностей (до 3—5 *квт*) при окружных скоростях до 15 *м/сек*.

При расчете вариатора типа ВЕБО рекомендуется принимать $i_{max} \leqslant 1{,}5$. В крайнем случае $i_{max} \leqslant 2$; $i_{min} = 0{,}65 \div 0{,}70$, тогда диапазон регулирования $I = \frac{i_{max}}{i_{min}} = 2{,}5 \div 3$. Углы конусов $\alpha_1 = 80 \div 85°$, $\alpha_2 = 83 \div 90°$, угол между осями валов $\gamma = \alpha_2 - \alpha_1 = 3 \div 5°$. Коэффициент ширины

$$\psi = \frac{b}{l} = \frac{b \sin \alpha_2}{R_2}$$

принимают равным $\frac{1}{6} - \frac{1}{7}$ при $i_{max} = 1{,}5$ и $\frac{1}{8} - \frac{1}{10}$ при $i_{max} = 2$.

Если задано $i_{max}$ и выбрана величина скольжения $\varepsilon$, находят $i_{пред}$ по формуле (III.40). Допустимые значения для длительной непрерывной работы 3% и для работы с перерывами 7%.

Прижатие тел качения осуществляется пружинами или осевым усилием, возникающим при установке за фрикционной парой передачи с косыми зубьями, угол наклона которых и направление обеспечивают необходимое усилие нажатия (во втором случае реверсирование невозможно).

Последовательность расчета усилия прижатия рекомендуется проводить по следующей схеме.

1. Согласно приведенным рекомендациям выбирают значения углов $\alpha_1, \alpha_2$ и коэффициента $\varepsilon$ и материал тел качения. Коэффициент $\beta$ выбирается согласно указаниям на стр. 131.

2. По значениям $\alpha_1, \alpha_2$ и максимальному передаточному отношению $i_{max}$ находят коэффициент ширины $\psi$ по формуле (III.41).

3. Рассчитывают диаметр ведомого барабана в *см*:

$$D_2 = 52 \sqrt[3]{\frac{\beta N_1 i_x^2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_2}{f n_1 \psi} \left(1 - \frac{\cos \alpha_2}{i_x \cos \alpha_1}\right) \frac{E_{пр}}{[\sigma]^2_{пов}}}.$$

В этой формуле $i_x = i_{max}$.



4. Находят ширину линии контакта в *см*:

$$b = \frac{\psi R_{2\,min}}{\sin \alpha_2} = \frac{\psi D_{2\,min}}{2 \sin \alpha_2};$$

5. Определяют значение

$$D_{1\,min} = \frac{D_2}{i_{max}(1 - \varepsilon)};$$

$$D_{1\,max} = \frac{D_2}{i_{min}(1 - \varepsilon)}.$$

6. Рассчитывают усилие прижатия тел качения, которое при $N_2 = \text{const}$ переменное.

$$S_{max} = \frac{2\beta M_1 i_{max}}{f \sin \alpha_2 D_2}.$$

Если для создания осевого усилия применяют косозубую цилиндрическую передачу, то

$$S \leqslant P_{oc} = P_{ш} \operatorname{tg} \gamma,$$

где $P_{oc}$ — осевая сила в косозубой паре; $P_{ш}$ — окружное усилие зубчатой шестерни; $\gamma$ — угол наклона косого зуба.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. М., «Машиностроение», 1965.

2. Пронин Б. А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. М., «Машиностроение», 1964.

3. Белый В. А., Свириденюк А. И., Щербаков С. А. Зубчатые передачи из пластмасс. Минск, «Наука и техника», 1965.

4. Ермаков В. А. Зубчатые колеса из неметаллических материалов. М., «Машиностроение», 1966.

ГЛАВА IV

# ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ И КАЧЕНИЯ

## § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Одной из эффективных областей применения пластмасс является изготовление из них ответственных деталей подшипников скольжения и качения. К преимуществам пластмассовых подшипников скольжения относятся следующие: низкая стоимость; простота технологического процесса сборки; низкие потери на трение; высокая износостойкость; хорошая демпфирующая способность; возможность эксплуатации без смазки.

О преимуществах пластмассовых подшипников можно судить по данным табл. IV.1.

Наиболее широкое применение пластмассы нашли в конструкциях подшипников скольжения различных типов. Выбор основных конструктивных параметров пластмассовых подшипников скольжения сводится к определению величины зазора между сопрягаемыми поверхностями вала и подшипника. Величину зазора назначают, исходя из условий обеспечения нормальной работы соединения в заданных условиях эксплуатации. Так, в случае работы соединения в режиме сухого, граничного, полужидкостного трения величина зазора должна определяться из условия, чтобы возникающие контактные напряжения в рабочей зоне не превышали допустимых для данного материала.

При работе соединения в режиме жидкостного трения величина зазора должна определяться из условий обеспечения некоторого минимального слоя смазки между трущимися поверхностями и отчасти из условия теплоотвода. Расчет зазора в данном случае можно производить существующими методами, основанными на теории гидродинамического трения. Рекомендации по областям применения и выбору посадок в пластмассовых подшипниках приведены в гл. VII.

Температура эксплуатации, окружающая среда, величина и характер приложения нагрузки существенно влияют на изменение зазора в пластмассовом подвижном соединении вследствие специфики физико-механических свойств пластмасс (см. гл. I).

Так, например, пластмассовые детали при воздействии температуры изменяют размеры на величину в 5—10 раз большую, чем металлические детали. Обладая специфической особенностью адсорбировать влагу воздуха, масло, бензин, детали из пластмасс набухают и также изменяют размеры. Даже при нормальной температуре у деталей из пластмасс могут существенно изменяться размеры под нагрузкой вследствие ползучести.



Кроме того, изменение наружного (внутреннего) диаметрального размера пластмассового элемента узла трения может происходить из-за натяга по внутреннему (наружному) диаметральному размеру.

Таким образом, в отличие от металлических соединений в пластмассовых подвижных соединениях необходимо различать сборочные и эксплуатационные зазоры. Между ними может наблюдаться существенная разница, игнорирование которой при определенных условиях может привести к выходу из строя (например, к заклиниванию) подвижного пластмассового соединения. Поэтому при проектировании подвижного соединения с применением деталей из пластмасс необходимо четкое представление о соотношении между сборочными и эксплуатационным зазорами.

Расчет и конструирование пластмассовых подшипников скольжения необходимо производить в такой последовательности:

1) расчет оптимальной величины эксплуатационного зазора;

2) расчет теплового режима в узле трения и установление необходимости его охлаждения;

3) определение величины сборочного зазора в соединении.

Исходными данными для расчета обычно являются: диаметр и длина соединения, а также толщина вкладыша, заданные по конструктивным соображениям, связанным с условиями компоновки узла или с условиями обеспечения устойчивости пластмассового элемента при его запрессовке в металлическую обойму или напрессовке на вал; нагрузка на подшипник и число оборотов вала; вид смазки (минеральные или консистентные масла, вода или отсутствие смазки).

Иногда длина соединения (подшипника) не задается и тогда ее выбирают, исходя из допускаемых удельных нагрузок в том или ином узле машины, а также из условий оптимальной нагруженности соединения и условий теплоотвода. При этом необходимо учитывать, что с уменьшением длины соединения уменьшается его несущая способность, а при увеличении длины соединения экспоненциально возрастают потери на трение, уменьшается истечение смазки из соединения и ухудшаются общие условия теплоотдачи. В результате при одном и том же зазоре и режиме работы длинные соединения нагреваются более сильно, чем короткие. Оптимальные отношения длины соединения к диаметру находятся в пределах 0,6—0,9.

Наиболее трудоемкая часть расчета пластмассовых подшипников скольжения — определение величины эксплуатационного зазора в соединении, т. е. определение основных конструктивных соотношений элементов подшипника, рассмотрению которых и посвящены последующие параграфы главы.

*Таблица IV.1*

**Сравнительные данные подшипников скольжения из различных материалов**

| Показатель | Порошковые металлы, пропитанные маслом | | | Бронза с графитовым наполнителем | Углеграфиты | | | Полиамиды | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Бронза | Железо | Алюминий | | простые | с добавкой тефлона | с добавкой бронзы | обычные | с графитовым наполнителем |
| $p_{max}$ в *кгс/см²* (при $v = 0$) | 595 | 1400 | 595 | 1400 | 14—35 | 35—70 | 70 | 24,5 | 24,5 |
| $v_{max}$ в *м/мин* (при длительной работе) | 360 | 240 | 360 | 90 | 60—150 | 150—450 | 300—750 | 60—120 | 60—120 |
| $pv$ в *кгс/см²·м/мин* при долговечности 10 000 *ч* | 500 | 500 | 500 | 600 | 300 | 240 | 300 | 40—60 | 60—120 |
| Коэффициент трения | 0,05—0,25 | 0,15—0,35 | 0,05—0,25 | 0,04—0,10 | 0,10—0,30 | 0,10—0,20 | 0,12—0,25 | 0,20—0,40 | 0,10—0,25 |
| Допустимая температура на рабочей поверхности в °С | 65—150 | 65—150 | 65—150 | 315 | 340—400 | 150—205 | 315 | 205 | 205 |
| Сопротивление влаге | Хорошее | Плохое | Хорошее | Хорошее | Отличное | Хорошее | Хорошее | Удовлетворительное | Удовлетворительное |
| Сопротивление коррозии | Плохое | Плохое | Удовлетворительное | Плохое | Хорошее | Удовлетворительное | Плохое | Хорошее | Хорошее |

## § 2. РАСЧЕТ НЕСМАЗЫВАЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Расчет несмазываемых подшипников скольжения сводится к определению величины зазора из условия прочности пластмассового вкладыша и теплового расчета, обеспечивающего нормальную работу узла трения.

Исходными данными для расчета являются диаметр и длина шейки вала, нагрузка на подшипник и число оборотов вала. Указанные величины известны, как правило, из эксплуатационных условий и технических требований, предъявляемых к узлу трения.

Основные конструктивные размеры подшипника определяются из формулы

$$S = (0{,}05 \div 0{,}07)\, d_в, \qquad \text{(IV.1)}$$

где $S$ — толщина стенки; $d_в$ — диаметр вала.

Диаметр гнезда под вкладыш подшипника

$$D_{гн} = d_в + 2S. \qquad \text{(IV.2)}$$



| Ацеталь | | Фторопласты | | | Термореактивные пластмассы | | Дерево, пропитанное воском |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Наполненный | | | | | |
| обычный | наполненный тефлоном | низкой теплопроводности | высокой теплопроводности | с ориентированными волокнами | волокнистые | фенопласты, аминопласты | |
| 56 | 56 | 10,5 | 70 | 4200 | 350 | 280 | 77 |
| 150 | 300 | 300 | 300 | 60 | 750 | 300 | 300 |
| 40—60 | 80—160 | 200—340 | 180—700 | 100—1000 | 600 | 400 | 160 |
| 0,15—0,35 | 0,05—0,20 | 0,10—0,25 | 0,10—0,25 | 0,02—0,25 | 0,10—0,20 | 0,02—0,10 | 0,07—0,18 |
| 150 | 150 | 260 | 260 | 260 | 120 | 190 | 70 |
| Хорошее | Хорошее | Хорошее | Хорошее | Хорошее | Удовлетворительное | Хорошее | Плохое |
| Хорошее | Хорошее | Хорошее | Хорошее | Хорошее | Удовлетворительное | Хорошее | Хорошее |

Найденный диаметр гнезда округляется до значения, предусмотренного рядом предпочтительных чисел, с целью изготовления отверстия при помощи инструмента в соответствии с действующими ГОСТами.

Внутренний диаметр подшипника при запрессованном вкладыше

$$d_{пр} = d_в + \Delta,$$

где $d_{пр}$ — внутренний диаметр вкладыша после запрессования; $\Delta$ — рекомендуемая величина сборочного зазора в сопряжении вал—вкладыш, определяемая по ГОСТ 11710—66 (см. гл. VII).

Наружный диаметр вкладыша находится из соотношения

$$D = D_{гн} + \delta, \qquad \text{(IV.3)}$$

где $\delta$ — рекомендуемая величина натяга, определяемая согласно рекомендациям в гл. VI.

Для определения величины усадки внутреннего диаметра вкладыша при его запрессовке в гнезде имеем

$$I_{пр} = \delta \frac{D_{гн}}{d_{пр}}.$$

Внетренний диаметр вкладыша в свободном состоянии

$$d = d_{пр} + I_{пр}.$$

Как показала практика, подшипники скольжения из пластмасс следует отнести к классу тихоходных: чем выше число оборотов вала, тем меньше нагрузка, которую способен выдержать подшипник (например, при скорости вращения 3 *об/мин* подшипник из полиамида может выдержать диаметральное давление до 350 *кгс/см*$^2$, а при скорости вращения 1500 *об/мин* диаметральное давление должно быть снижено до 5 *кгс/см*$^2$).

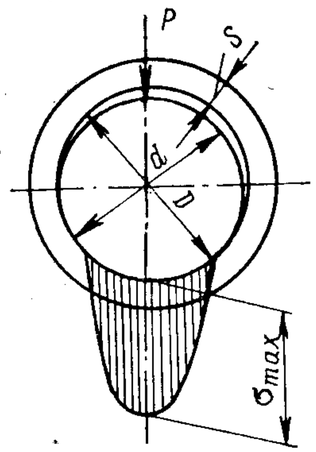



Рис. IV.1. Расчетная схема несмазываемого подшипника скольжения

При расчете пластмассовых подшипников скольжения ввиду значительной разницы между модулями упругости полимера и стали корпус подшипника можно считать абсолютно жестким по отношению к вкладышу.

Узлы трения с применением в качестве антифрикционного материала пластмасс характеризуются наличием больших зазоров между валом и вкладышем. Однако несмотря на большую величину зазора как следствие мягкого полимера контакт между валом и вкладышем происходит по площадке значительной величины, что приводит к небольшой концентрации напряжений в зоне контакта. Это обстоятельство обеспечивает значительную грузоподъемность пластмассового подшипника при сравнительно невысокой прочности самого полимера.

Опасным сечением пластмассового вкладыша является середина зоны контакта (рис. IV.1), где наблюдается деформация стенки $U_0$ и небольшие напряжения радиальные $\tau_r$, тангенциальные $\tau_\theta$ и осевые $\tau_z$.

Возникшая при работе подшипника сила трения представляет интегральную сумму элементарных сил трения, лежащих во всей зоне контакта.

Таким образом, сила трения и момент трения зависят от величины нормальных давлений, коэффициента трения и величины угла контакта.

Значение величины угла контакта зависит от ряда параметров. В частности, угол контакта увеличивается при увеличении силы нагружения, толщины стенки, а также при уменьшении величины зазора в сопряжении вал — вкладыш и в значительной степени зависит от модуля упругости материала вкладыша. Таким образом, угол контакта необходимо определять по характеристике, зависящей от всех упомянутых выше параметров одновременно. Анализ напряженного состояния вкладыша позволяет определить эту характеристику в виде



$$L = \frac{PS}{2EBl}, \qquad \text{(IV.4)}$$

где $L$ — относительная характеристика зоны контакта; $P$ — нагрузка; $S$ — толщина стенки вкладыша; $E$ — эффективный модуль упругости; $B$ — радиус гнезда вкладыша; $l$ — длина подшипника.

$$L = \sin\beta - \frac{\beta}{\cos\beta} - \frac{4\sin\beta}{3(\pi - \beta)}(\operatorname{tg}\beta - \beta),$$

где $\beta$ — половина угла контакта.

Для упрощения в табл. IV.2 приведены значения $L$ в зависимости от $\beta$.

Ввиду того, что модуль упругости полимера зависит от времени действия нагрузки, температуры и влажности, эффективный модуль упругости рассчитывают по рекомендациям гл. I.

При оценке работоспособности подшипника значительный интерес представляют наибольшие величины напряжений, деформаций и прогибов вкладыша.

Радиальная деформация стенки вкладыша, т. е. перемещение вала под нагрузкой

$$U_{cm} = \frac{\Delta}{2}\left(\frac{1}{\cos\beta} - 1\right).$$

Наибольшая относительная деформация материала вкладыша

$$\varepsilon = \frac{\Delta\beta}{2RS}\left(\frac{1}{\cos\beta} - 1\right).$$

Радиальное напряжение

$$\tau_r = \frac{P}{RLl}\left(\frac{2}{3}\frac{\operatorname{tg}\beta - \beta}{\pi - \beta} + \frac{1}{\cos\beta} - 1\right). \qquad \text{(IV.5)}$$

Тангенциальное напряжение

$$\tau_\theta = \frac{1}{3}\tau_r. \qquad \text{(IV.6)}$$

Осевое напряжение

$$\tau_z = \frac{2}{3}\tau_r = 2\tau_\theta. \qquad \text{(IV.7)}$$

Расчет эквивалентных и допускаемых напряжений необходимо производить, используя рекомендации, приведенные в гл. I.

*Таблица IV.2*

**Угловые характеристики и коэффициенты полиамидных вкладышей**

| Угловые градусы | β в *рад* | Вкладыш сплошной | | Вкладыш с разрезом | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $-L$ | $+z$ | $-L$ | $+z$ |
| 0 | 0 | 0 | | | |
| 1 | 0,0174533 | $0{,}355\cdot10^{-5}$ | | $0{,}353\cdot10^{-5}$ | |
| 2 | 0,0349066 | $2{,}871\cdot10^{-5}$ | 0,5 | $2{,}837\cdot10^{-5}$ | 0,5 |
| 3 | 0,0523599 | $9{,}742\cdot10^{-5}$ | | $9{,}580\cdot10^{-5}$ | |
| 4 | 0,0698132 | $23{,}23\cdot10^{-5}$ | | $22{,}72\cdot10^{-5}$ | |
| 5 | 0,0872665 | $45{,}68\cdot10^{-5}$ | | $44{,}41\cdot10^{-5}$ | |
| 6 | 0,104720 | $79{,}45\cdot10^{-5}$ | | $76{,}80\cdot10^{-5}$ | |
| 7 | 0,122173 | $127{,}1\cdot10^{-5}$ | | $122{,}1\cdot10^{-5}$ | 0,500 |
| 8 | 0,139626 | $194{,}0\cdot10^{-5}$ | | $182{,}5\cdot10^{-5}$ | |
| 9 | 0,157080 | $274{,}0\cdot10^{-5}$ | | $260{,}3\cdot10^{-5}$ | |
| 10 | 0,174533 | 0,003787 | | 0,003577 | |
| 11 | 0,191986 | 0,005080 | | 0,004770 | |
| 12 | 0,209439 | 0,006648 | 0,502 | 0,006206 | 0,502 |
| 13 | 0,226893 | 0,008524 | | 0,007910 | |
| 14 | 0,244346 | 0,10174 | | 0,007910 | |
| 15 | 0,261799 | 0,01332 | | 0,01222 | |
| 16 | 0,279253 | 0,01631 | | 0,01487 | |
| 17 | 0,296706 | 0,01975 | 0,504 | 0,01789 | 0,503 |
| 18 | 0,314159 | 0,02366 | | 0,02131 | |
| 19 | 0,331612 | 0,02810 | | 0,02515 | |
| 20 | 0,349066 | 0,03310 | | 0,02945 | |
| 21 | 0,366519 | 0,03871 | | 0,03423 | |
| 22 | 0,383972 | 0,04497 | 0,506 | 0,03952 | 0,510 |
| 23 | 0,401426 | 0,05193 | | 0,04536 | |
| 24 | 0,418879 | 0,05966 | | 0,05178 | |



*Продолжение табл. IV. 2*

| Угловые градусы | β в *рад* | Вкладыш сплошной | | Вкладыш с разрезом | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $-L$ | $+z$ | $-L$ | $+z$ |
| 25 | 0,436332 | 0,06819 | | 0,05882 | |
| 26 | 0,453786 | 0,07759 | | 0,06651 | |
| 27 | 0,471239 | 0,08791 | 0,511 | 0,07489 | 0,510 |
| 28 | 0,488692 | 0,09923 | | 0,08401 | |
| 29 | 0,506145 | 0,1116 | | 0,09389 | |
| 30 | 0,0523599 | 0,1251 | | 0,1046 | |
| 31 | 0,541052 | 0,1396 | | 0,1162 | |
| 32 | 0,558505 | 0,1559 | 0,516 | 0,1287 | 0,514 |
| 33 | 0,575959 | 0,1733 | | 0,1421 | |
| 34 | 0,593412 | 0,1922 | | 0,1566 | |
| 35 | 0,610865 | 0,2126 | | 0,1722 | |
| 36 | 0,628318 | 0,2348 | | 0,1889 | |
| 37 | 0,845772 | 0,2587 | 0,522 | 0,2086 | 0,519 |
| 38 | 0,663225 | 0,2645 | | 0,2260 | |
| 39 | 0,680678 | 0,3126 | | 0,2465 | |
| 40 | 0,698132 | 0,3427 | 0,529 | 0,2686 | 0,525 |
| 50 | 0,872665 | 0,8071 | 0,548 | 0,5916 | 0,540 |
| 60 | 1,047198 | 1,7962 | 0,572 | 1,228 | 0,558 |
| 70 | 1,22173 | 4,063 | 0,614 | 2,632 | 0,580 |
| 80 | 1,396264 | 11,88 | — | 7,056 | — |

В случае работы подшипника в динамическом режиме определение динамической угловой характеристики зоны контакта подшипника производится по формуле

$$L_\partial = \frac{k_\partial SP}{2E_\partial (b - U_{cm}) Bl}.$$

По угловой характеристике определяют половину угла контакта при динамических нагрузках, пользуясь табл. IV.2. Далее расчет $\tau_r$, $\tau_\theta$, $\tau_z$ и $\tau_{экв}$ аналогичен приведенному выше.

Часто при проектировании пластмассовых деталей конструктора интересует не долговечность детали при выбранных расчетных

напряжениях, а обратная задача: при заданной долговечности детали определить исходные расчетные допускаемые напряжения. Для решений этой задачи необходимо использовать рекомендации, приведенные в гл. I.

После расчета подшипника на прочность переходят к рассмотрению теплового режима работы подшипника. Основная цель теплового расчета — определение максимальной температуры, возникающей при работе подшипника, и сравнение ее с температурой, допускаемой для данного вида пластмассы.

Если работа подшипника предполагается прерывистой, причем время цикла незначительное, то подшипник целесообразно рассчитывать по методу постоянного нагрева, т. е. определить температуру подшипника, возникающую только за время цикла его работы.

Однако подшипники с прерывистым циклом работы встречаются весьма редко. Расчет подшипника, работающего непрерывно, производится следующим образом.

Определяют количество выделяемого тепла:

$$Q = 0{,}883 f d P n z, \qquad \text{(IV.8)}$$

где $f$ — коэффициент трения в паре сталь—пластмасса; $d$ — диаметр вала в *м*; $P$ — полная нагрузка на подшипник в *кгс*; $n$ — число оборотов вала в минуту; $z$ — угловой коэффициент, определяемый для вкладыша с разрезом:

$$z_p = \frac{\beta \operatorname{tg} \beta}{L}.$$

Для сплошного вкладыша

$$z_c = \frac{3\pi + \beta}{3(\pi - \beta)} \cdot \frac{\beta - \operatorname{tg} \beta}{L}.$$

Приближенно можно принимать $z_p = 0{,}510$ и $z_c = 0{,}565$ или более точно по табл. IV.2.

Рассматривая тепловой баланс подшипника скольжения, работающего при установившемся режиме, и представляя, что тепло, выделяющееся в зоне трения, отводится в окружающую среду с некоторой поверхности $F$, получим

$$Q = \pi d l a_{пр} \Delta t;$$

$$\Delta t = t_n - t_0, \qquad \text{(IV.9)}$$

где $D$, $d$, $l$ — геометрические размеры подшипника; $t_n$ — температура в зоне трения подшипника в °С; $t_0$ — температура окружающей среды в °С; $a_{пр}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи в *ккал/(м² · ч · град)*;

$$a_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{2\lambda_1} d \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{a_n \psi_n}} + a_в \psi_в;$$



здесь $\lambda_1$ — коэффициент теплопроводности пластмассового вкладыша в *ккал/(м² · ч · град)*; $a_n$, $a_в$ — коэффициенты теплоотдачи с поверхности корпуса подшипника и вала в *ккал/(м² · ч · град)*; $\psi_n$, $\psi_в$ — коэффициенты развитости поверхности корпуса подшипника и вала $\left(\psi_n = \frac{F_n}{F};\ \psi_в = \frac{F_в}{F}\right.$, где $F_n$, $F_в$ — поверхности корпуса подшипника и вала, участвующие в теплообмене с окружающей средой, в $м^2$).

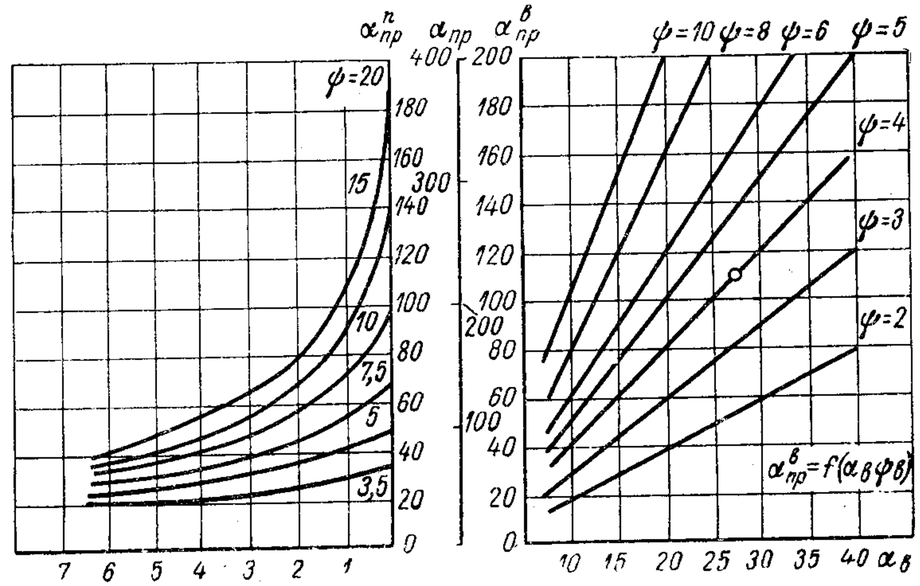



Рис. IV.2. Номограммы для определения $\alpha_{пр}$

С целью облегчения подсчета $a_{пр}$ рекомендуется пользоваться номограммой (рис. IV.2), справедливой для $a_в = 15{,}6 v^{0{,}36}$ и для материалов вкладышей с $\lambda_1 = (4 \div 6)\ 10^{-5}$ *ккал/(см · сек · град)*.

Из уравнений (IV.8) и (IV.9) имеем

$$t_n = \left(\frac{268 P v f}{d l a_{пр}} + t_0\right).$$

Рекомендуется, чтобы полученное значение $\Delta t$ не превышало 20—30° С для подшипников с вкладышами из термопластов и 40—50° — из реактопластов. Иначе производят корректировку размеров и конструкции подшипника или замену материала.

## § 3. РАСЧЕТ СМАЗЫВАЕМЫХ ПЛАСТМАССОВЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В РЕЖИМЕ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Расчетные зависимости смазываемых подшипников скольжения выведены из рассмотрения гидродинамического режима работы подвижного соединения и оценки тепловой напряженности конструкции.

Гидродинамические зависимости позволяют рассчитать распределение давлений, несущую способность подшипника, моменты трения и расход смазки. Тепловые расчеты конструкций дают возмож-

ность в свою очередь определять среднюю температуру подшипника. Поскольку при этом учитываются только геометрические размеры соединения и свойства смазки, то известные и хорошо разработанные [1; 2] способы гидродинамических расчетов вполне приемлемы. Однако при расчете пластмассовых подшипников, работающих в режиме жидкостного трения, необходимо учитывать значительные деформации материала вкладыша под нагрузкой, так как в результате деформации форма зазора изменяется, что ведет к изменению гидродинамических характеристик и несущей способности смазочного слоя [2; 3]. С учетом влияния контактных деформаций материала вкладыша на гидродинамическую грузоподъемность подшипника расчет величины полной грузоподъемности подшипника, толщины и температуры смазочного слоя можно определить по следующей схеме [1].

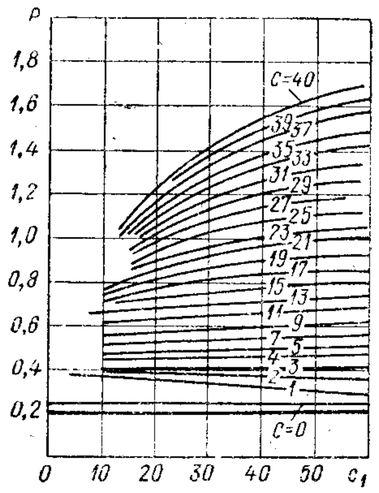



Рис. IV.3. Номограммы к расчету коэффициента $c_1$

Для расчета гидродинамической несущей способности задают радиус цапфы вала $r$, длину подшипника $L$, толщину пластмассового вкладыша $\delta$, скорость скольжения $v$, модуль упругости материала вкладыша $E$, среднюю температуру смазки $t^0_{ср}$, относительный зазор $\psi = \frac{R-r}{r}$ (где $R$ — радиус вкладыша; $r$ — радиус вала), минимальную толщину смазочного слоя $h_{\min}$ и среднюю вязкость масла $\nu$.

Безразмерный коэффициент режима работы

$$c_1 = \frac{\psi r}{h_0} - 1,$$

где $h_0 = (1 \div 1{,}4)h_{\min}$ — толщина смазочного слоя в сечении, в котором $\frac{dP}{dz} = 0$ ($z$ — безразмерная координата зоны трения в направлении, обратном движению).

Основной режимный параметр $B$, масштабный параметр $B_1$ и безразмерный коэффициент деформации $c$ вычисляют по формулам

$$B = \frac{6\nu v_r}{h_0^2}\sqrt{\frac{2h_0}{\psi r}}; \quad B_1 = r\sqrt{\frac{2}{c_1+1}}; \quad c = \frac{\delta B}{Eh_0}.$$

По коэффициентам $c$ и $c_1$ находят безразмерную нагрузку на единицу длины вкладыша $L$ по рис. IV.3 и затем определяют гидродинамическую несущую способность

$$P_0 = rB\sqrt{\frac{2}{c_1+1}}P.$$



Полная грузоподъемность подшипника $P_1 = P_0 L$.

Для определения толщины смазочного слоя задаются величинами $r$, $L$, $\delta$, $\psi$, $E$, $v$, $P_1$, $t$ и сортом смазки. Определяют среднюю вязкость масла по кривой зависимости вязкости масла от температуры (рис. IV.4, *а*).

Находят значения параметров $I_1$ и $I_2$:

$$I_1 = \frac{6\sqrt{2}\,\delta\nu v}{E\psi^3 r^2}; \quad I_2 = \frac{P_1\psi^2}{12\nu v L}.$$

Вычислив $I_1$ и $I_2$ по рис. IV.4, *б*, определяют параметр $I_3$, затем из выражения

$$h_0 = \sqrt[3]{\left(\frac{P_1\delta}{ELI_3}\right)^2 \frac{\psi}{2r}}$$

вычисляют толщину смазочного слоя. Приближенную величину $h_{\min}$ находят по формуле

$$h_{\min} = 1{,}625\left(\frac{\delta}{E}\right)^{0,18}\left(\frac{L}{P_1}\right)^{0,44}(\nu v)^{0,62}\frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}}.$$

При определении температуры смазочного слоя для подсчета задаются параметрами $r$, $L$, $\delta$, $\psi$, $E$, $v$, $P_1$, $h_{\min}$ и сортом смазки.

Зная параметры $c_1$ и $I_3$ (рис. IV.4, *в*), находят безразмерную нагрузку на единицу длины $P$ (безразмерную грузоподъемность).

Средняя вязкость масла

$$\nu = \frac{P_1 h_0 \psi}{12 v_r L P}.$$

Зная вязкость данного масла по графику зависимости вязкости масла от температуры (рис. IV.4, *а*), находим среднюю температуру масла в подшипнике.

В случае, если результаты расчета не удовлетворяют предъявляемым требованиям, расчет повторяют, варьируя при этом материалом вкладыша $E$, $\psi$, $h_0$ или сортом смазки.

Если при расчете перепад температур окажется недопустимым ($\Delta t^\circ \geqslant 40^\circ$), необходимо предусмотреть дополнительное охлаждение узла трения.

Если полученное количество смазки, необходимое для охлаждения, превышает то количество смазки, которое может вытечь через зазор в подшипнике, следует в конструкции пластмассовой втулки предусмотреть специальные канавки для вывода из подшипника этого дополнительного количества смазки.

Общее количество смазки (в *л/ч*), вытекающее через зазор, определяется по формуле

$$I_3 = 60\left(7p_{уд} + \frac{50p_c}{\varphi}\right)\frac{\Delta_0^3 d}{4Lv_t};$$

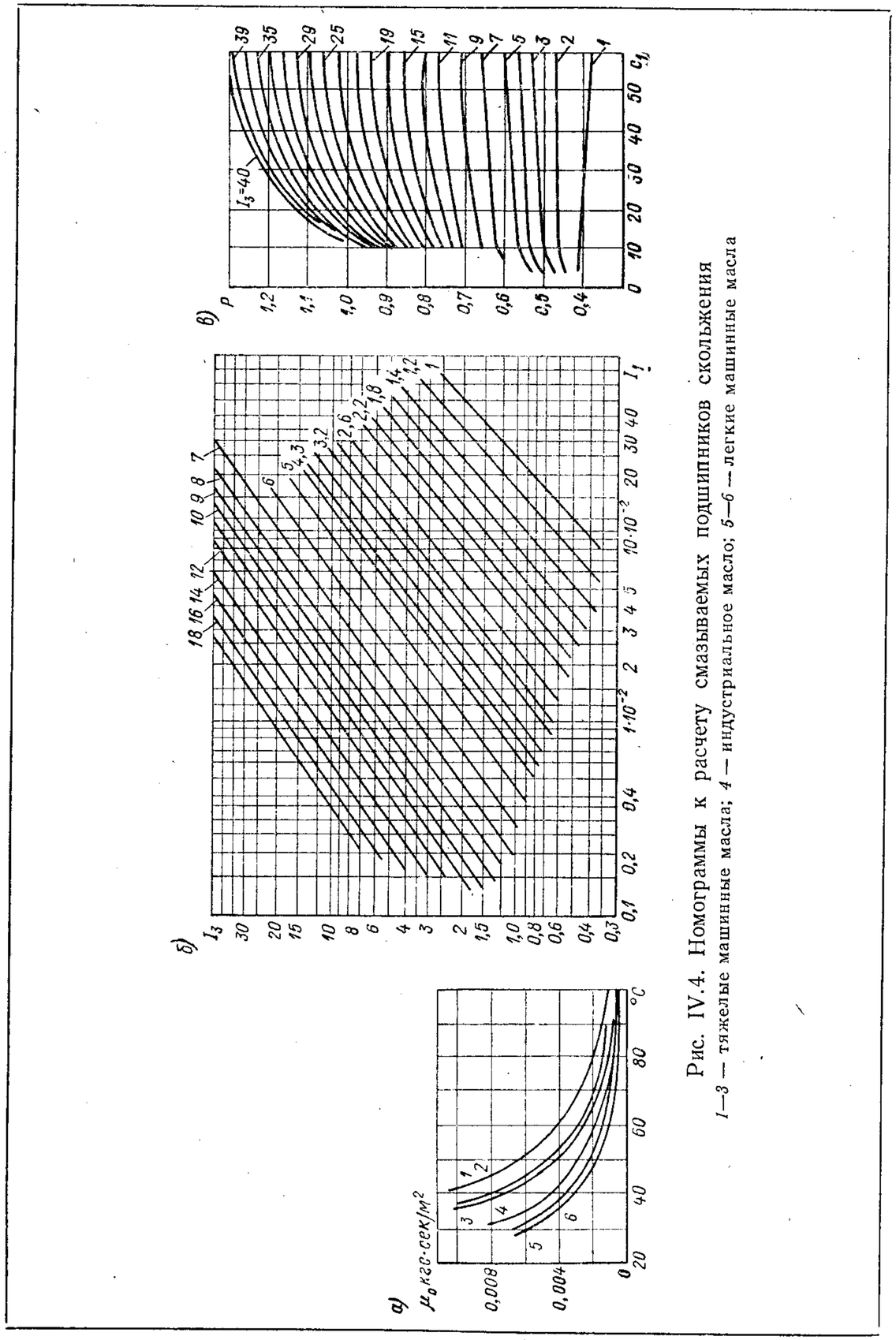



Рис. IV.4. Номограммы к расчету смазываемых подшипников скольжения
*1—3 — тяжелые машинные масла; 4 — индустриальное масло; 5—6 — легкие машинные масла*



где $\nu_t$ — вязкость смазки в подшипнике при температуре эксплуатации; $p_c$ — давление смазки на входе; $\varphi$ — отношение расстояния от края канавки (или кармана) до края подшипника к общей длине подшипника (при отсутствии канавок $\varphi = 0{,}5$).

Сечение канавок для вывода части смазки, которая не может пройти через зазор с нужной скоростью, определяется по формуле

$$F = \frac{G_0 - G_з}{90\varphi_0 \sqrt{p_c}},$$

где $\varphi_0$ — коэффициент истечения (принимается значение, равное 0,6, если канавка для выпуска сделана к торцу подшипника, и 1,0, если канавка сделана в корпусе и выводит смазку в специальную магистраль).

## § 4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ, СМАЗЫВАЕМЫХ ВОДОЙ

При эксплуатации пластмассовых подшипников скольжения, смазываемых водой, имеющей незначительную динамическую вязкость, значение числа Рейнольдса существенно (на два-три порядка) отличается от того критического, которое характеризует работу подшипника с ламинарным течением смазки в зазоре (смазка водой может способствовать наступлению турбулентного режима).

Число оборотов $h$, при котором возникает турбулентность в смазочном слое, прямо пропорционально динамической вязкости смазки и обратно пропорционально величине $r^2\,\psi$.

Особенности расчета пластмассовых подшипников с турбулентным течением смазки обусловливаются спецификой распределения скоростей и численными значениями напряжений трения.

Анализ процесса показывает, что течение смазки по рабочим параметрам тождественно ламинарному режиму течения в подвижном соединении, работающем в тех же условиях, но имеющем скорость на величину $\frac{k_x}{12}$ бóльшую, чем скорость ламинарного режима, и отношение $\left(\frac{l}{d}\right)$, равное $\left(\frac{l}{d}\right)\sqrt{\frac{k_z}{k_x}}$, где $k_x$ и $k_z$ — коэффициенты подобия.

Таким образом, если при заданной скорости и вязкости смазки соединение работает в турбулентном режиме, оно может нести нагрузку бóльшую, чем в случае работы в ламинарном режиме, теоретически на 12—15%. Экспериментально было достигнуто повышение несущей способности пластмассовых подшипников, смазываемых водой, на 8—12%.

Повышение несущей способности пластмассовых подвижных соединений за счет изменения режима течения смазки имеет большое практическое значение, так как расширяет возможности их применения. При этом возникает задача возможно более точного определе-

ния условий перехода от ламинарного к турбулентному течению смазки в зазоре.

На рис. IV.5 и IV.6 приведены основные закономерности для определения числа Re и потерь на трение. С помощью графиков можно корректировать результаты расчетов. Например, для подшипника

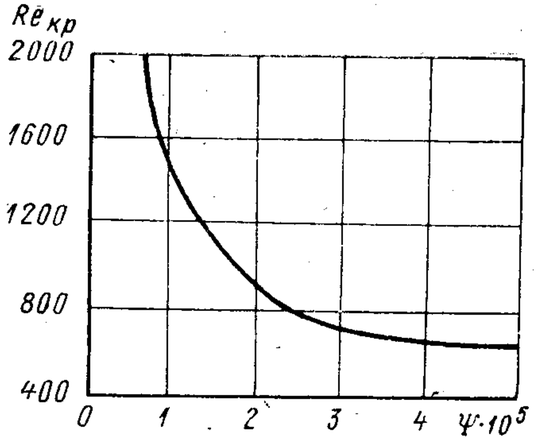



Рис. IV.5. Зависимость числа Re от относительного зазора ψ

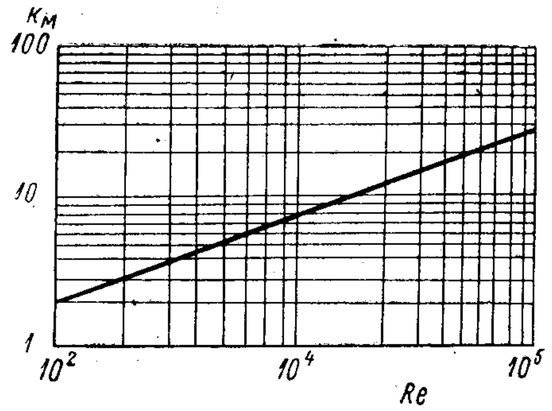



Рис. IV.6. Зависимость $k_{тм}$ от Re и ψ

с размерами $R = 3{,}5$ *см*, $l = 5$ *см* при $\psi = 0{,}04$, смазываемого водой ($\nu = 10^{-6}$ *м²/сек*), и $n = 400$ *об/мин* получаем

$$\mathrm{Re} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}035^2 \cdot 0{,}04}{30 \cdot 10^{-6}} = 2050.$$

Вычисленное значение Re значительно превышает критическое, определяемое по рис. IV.5 и равное $\mathrm{Re}_{кр} = 650$. Следовательно, подшипник будет работать в турбулентном режиме и потери на трение будут больше, чем при ламинарном в $k_M$ раз. В нашем случае для Re = 2050 получаем $k_M = 3$, т. е. потери на трение в турбулентном режиме течения будут в три раза большими, чем при ламинарном режиме течения смазки.

В остальном методика расчета пластмассовых подшипников скольжения, смазываемых водой, не отличается от расчета обычных подшипников с ламинарным течением смазки в зазоре.

## § 5. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПЛАНОК

В качестве материалов для направляющих планок применяются текстолит марок ПТ и Б, капрон, кордоволокнит. Применение пластмасс предотвращает заедание трущихся поверхностей. Однако малый модуль упругости, склонность к разбуханию, малые теплопроводность и прочность ограничивают возможности их применения.

Пластмассовые планки в связи с их незначительной прочностью, в частности на изгиб, прикрепляют к металлическим выступам стола, суппорта, ползуна. Толщина направляющих обычно не превышает



8—12 *мм*, в станках средних размеров 5—8 *мм*, а при их приклеивании к станине в легких станках составляет 2—4 *мм*. Ширина направляющих равна ширине граней стола (станины).

Планки из текстолита в сочетании с чугуном применяют, например, для направляющих тяжелых станков, где относительно небольшая жесткость подвижных узлов приводит к значительной неравномерности распределения давления на направляющих и к опасности заедания.

Крепление направляющих к станине в тяжелых станках и оборудовании производят с помощью винтов (из латуни или оцинкованных стальных) и предохранительных шпилек. Винтовое крепление вызывает необходимость применения направляющих увеличенной толщины.

При относительно небольших скоростях передвижения деталей по направляющим (например, направляющие токарных, фрезерных, сверлильных станков) последние приклеивают к станине. Применение клеевого соединения дает возможность уменьшить толщину направляющих.

Для тяжелых станков и оборудования при небольших скоростях скольжения давление на пластмассовые направляющие $p_{\max} \leqslant \leqslant 10$ *кгс/см²*, при больших скоростях $p_{\max} \leqslant 4$ *кгс/см²*.

В легких станках и оборудовании при небольших скоростях скольжения $p_{\max} \leqslant 20 \div 25$ *кгс/см²*, при больших скоростях $p_{\max} \leqslant \leqslant 8 \div 10$ *кгс/см²*.

Для шлифовальных станков $p_{\max} \leqslant 0{,}5 \div 0{,}8$ *кгс/см²*.

При подсчете величины $p_{\max}$ исходят из сведений о силах и моментах, обусловленных технологическим процессом и приложенных к подвижной детали; неизвестными являются величины реакции и место их приложения к сопряженной поверхности, силы трения и движущая сила.

После определения сил реакции и точек их приложения по длине направляющей находят эпюру распределения давления по номинальной длине сопряженных поверхностей, а также максимальное давление на направляющих.

Величины $p_{\max}$ в зависимости от эпюры распределения давления на направляющих можно определить по формулам:

при прямоугольной эпюре давления

$$p_{\max} = p = \mathrm{const}; \quad p = \frac{N}{bL};$$

при трапецеидальной эпюре давления

$$p_{\max} = p\left(1 + \frac{6\varepsilon}{b}\right);$$

при треугольной эпюре $\varepsilon = \frac{b}{L}$

$$p_{\max} = 2p.$$

В случае двузначной эпюры давления

$$p_{max} = \frac{4}{3} p \frac{1}{1 - 2\frac{\varepsilon}{b}},$$

где $N$ — номинальное усилие, действующее на направляющую; $b$ — ширина направляющей; $L$ — длина пластмассовой направляющей; $\varepsilon$ — расстояние между центром давления и центром направляющей.

Во всех случаях должно быть соблюдено условие

$$p_{max} \leqslant HB\ (0{,}25—0{,}30)$$

($HB$ — твердость пластмассовых направляющих).

В карусельных станках в результате больших скоростей выделяется значительное количество тепла, отвод которого от направляющих затруднен вследствие специфической (замкнутой) конструкции последних. Отвод тепла улучшается выполнением на поверхности направляющей системы смазочных канавок.

Направляющие из пластмасс, кроме станков, применяют также в гибочных и правильных прессах, формовочных машинах, в поршневых двигателях.

## § 6. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ, ЭКСПЛУАТАЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Процесс эксплуатации подвижных соединений сопровождается сложными физико-химическими явлениями, количественная оценка которых во многих случаях противоречива.

Величина зазора пластмассовых подшипников скольжения зависит от износа силовых трансформаций, воздействия теплового поля, водовлагонасыщения и других факторов, часть из которых уже была рассмотрена выше. Однако работа подвижного соединения во многом зависит от динамики изменения зазора в соединении из-за износа.

Свойства пары материалов при износе могут характеризоваться соотношением скоростей изнашивания

$$\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{U_1}{U_2}. \qquad \text{(IV.10)}$$

Значение $\psi$ зависит от законов изнашивания и может быть функцией скоростей скольжения и удельных давлений на поверхности трения.

Законы изнашивания должны для данных условий определять соотношения между скоростью изнашивания каждого из сопряженных материалов ($\gamma_1$ и $\gamma_2$), удельным давлением на поверхности трения ($p$) и скоростью относительного скольжения:

$$\gamma = f(p_1 v).$$



Специфика расчета сопряжения вал—вкладыш обусловливается тем, что только у одного тела создаются условия равномерного износа для точек, расположенных на общей траектории относительного перемещения тел.

Для сопряжения вал—вкладыш могут быть приняты степенные законы изнашивания:

$$\gamma_1 = k_1 p^{mp_1} v^{mv_1};$$

$$\gamma_2 = k_2 p^{mp_2} v^{mv_2},$$

где $k_1$ и $k_2$ — коэффициенты, характеризующие скорость изнашивания.

Можно получить экспериментальные численные значения коэффициентов $k_1$, $k_2$, $mp$, $mv$ с помощью простых испытаний (на примере напряжения).

Так, для капрона имеем:

| $k_1$ | $k_2$ | $mp_1$ | $mp_2$ | $mv_1$ | $mv_2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,272 | 12,9 | —0,74 | 0,76 | —0,34 | 1,77 |

Износ подшипника будет равен

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2}\left(\cos\alpha - \frac{k_1 \sin\alpha_0 v^{mv_1 - mv_2}}{\pi k_2 + \alpha_0 k_1 v^{mv_1 - mv_2}}\right).$$

И тогда линейный износ можно получить из следующих формул:

$$\left.\begin{aligned} U_1 &= \gamma_{1-2} \frac{k_1 \sin\alpha_0 v^{mv_1 - mv_2}}{\pi k_2 + \alpha_0 k_1 v^{mv_1 - mv_2}} t; \\ U_2 &= \gamma_{1-2}\left(\cos\alpha - \frac{k_1 \sin\alpha_0 v^{mv_1 - mv_2}}{\pi k_2 - \alpha_0 k_1 v^{mv_2 - mv_1}}\right) t. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IV.11)}$$

Таким образом приведенные уравнения полностью описывают динамику изменения зазора в подшипнике скольжения. Кроме того, эти формулы позволяют определять срок службы подшипников. Действительно, если ограничить допустимое увеличение зазора $\Delta_{доп}$, гарантирующего нормальную работу соединения за каким-то пределом (обычно 60—80%), то срок службы определится следующим образом:

$$\Delta_{доп}\ (60—80\%)\ \Delta p = U_1 + U_2;$$

$$U_1 + U_2 = (0{,}6 \div 0{,}8)\ \Delta p.$$

Подставив в полученное выражение значения для $U_1$ и $U_2$ из уравнений (IV.11), получим

$$\gamma_{1-2}\frac{k_1 \sin\alpha_0 v^{mv_1-mv_2}}{\pi k_2+\alpha_0 k_1 v^{mv_1-mv_2}}t+$$

$$+\gamma_{1-2}\left(\cos\alpha-\frac{k_1\sin\alpha_0 v^{mv_1-mv_2}}{\pi k_2+\alpha_0 k_1 v^{mv_1-mv_2}}\right)t=$$

$$=\gamma_{1-2}t\cos\alpha=(0{,}6\div 0{,}8)\,\Delta p,$$

откуда

$$t=\frac{(0{,}6-0{,}8)\,\Delta p}{\gamma_{1-2}\cos\alpha}.$$

Или при $\alpha=0$

$$t=\frac{(0{,}6-0{,}8)\,\Delta p}{\gamma_{1-2}}.$$

Полученные уравнения показывают зависимость износа сопряжения от материала ($k_1$ и $k_2$), режима работы ($P$ и $h$), размеров $l_0$ и $\alpha_0$ и дает возможность выбрать значения этих параметров.

Формула для $t$ показывает, например, что при данных законах изнашивания $\gamma_{1-2}$ не зависит от радиуса цилиндра $R$. Это объясняется тем, что с увеличением радиуса пропорционально возрастает скорость скольжения $v$ и уменьшается среднее удельное давление $p=\frac{P}{2l_0k}$, что, однако, не изменяет скорости изнашивания $\gamma$. Умножив в формулах (для $\gamma_{1-2}$) числитель и знаменатель на $k$ и обозначив через $A$ коэффициент, зависящий от $\alpha_0$, $k_1$ и $k_2$, получим

$$\gamma_{1-2}=Ap_{cp}^{mp}v^{mv}. \qquad \text{(IV.12)}$$

Отсюда видно, что износ сопряжения тесно связан с характеристикой $pv$, которая широко используется для расчета подшипников скольжения.

Обычно характеристику $pv$ связывают с температурным режимом работы сопряжения. При $pv=\text{const}$ и постоянном коэффициенте $k$ наблюдается одинаковое выделение тепла при трении сопряженных тел. Формула (IV.12) показывает, что при данных законах износа расчет по характеристике $pv$ будет обеспечивать не только данный режим, но и сохранение скорости изнашивания сопряжения при равных режимах работы.

Уравнение теплового баланса пластмассового подвижного соединения обладает тем замечательным свойством, что позволяет производить расчеты по определению допустимых режимов эксплуатации. Действительно, максимальная рабочая температура для пластмасс известна и не превышает 60—180° С.



При работе соединения в режиме жидкостного трения получаем следующие значения $\Delta t_c$ ($\Delta t=10°$ С) по толщине слоя $\Delta t_m=60°$ С.

При работе соединения в остальных случаях $\Delta t_m=40°$ С.

Тогда можно записать, что

$$p=\frac{0{,}37\,dl\,\Delta t}{vf}a_{1np};$$

$$v=\frac{0{,}37\,dl\,\Delta t}{pf}a_{1np};$$

$$\Delta t_n=\frac{268pvf}{dla_{1np}};$$

$$a_{1\,np}=a_{np}+\frac{cG_c}{\pi\,dl},$$

где $c$ — теплоемкость масла в *ккал/кг·град*; $G_c$ — часовой расход масла. Остальные обозначения приведены на стр. 142.

При повышении температуры эксплуатации (особенно в моменты пуска) всегда происходит нарушение равновесия контактных и внутренних напряжений элементов соединения. Восстановление указанного равновесия при окончании действий теплового импульса будет происходить за счет внутреннего диаметра вала. При многократных изменениях температуры исходный упругий натяг может полностью исчезнуть, а из-за уменьшения внутреннего диаметра пластмассовой втулки возможно заклинивание вращающегося в ней вала.

Для того чтобы избежать этих явлений, выше было рекомендовано учитывать возможные температурно-влажностные напряжения. Однако даже при таком подходе к проектированию пластмассового подшипника все же не удается избежать снятия натяга, обусловленного пиковыми тепловыми ударами, столь характерными при запуске или остановке вращательного движения одного из элементов подвижного соединения. Используя рекомендации работы [5], можно решить и эту задачу.

Приведенные выше зависимости позволяют определить оптимальные условия работы подшипников скольжения как по максимальной несущей способности или надежности в работе, так и по минимальным потерям на трение, минимальному нагреву, максимальному сроку службы.

Существуют следующие условия оптимума для определения размеров подшипников.

1. Надежность и максимальная долговечность работы подшипника скольжения. Эти условия предъявляются подшипникам, работа которых характеризуется редкими запусками и остановками. У подшипников, работающих в подобных условиях, износ в основном происходит во время работы в гидродинамическом режиме, и естественно возникает необходимость увеличить как можно больше срок эксплуатации узла трения и в то же время обеспечить надежность его работы.

В подобных конструкциях минимальная толщина слоя смазки должна быть как можно больше и в этом случае оптимальный эксцентриситет находится в следующих пределах: $\frac{R-r-h_{\min}}{R} = 0{,}3 \div 0{,}45$.

2. Условие для обеспечения минимального нагрева. Нагрев подшипника, как известно, зависит от количества образующегося тепла (следовательно, от момента трения) и в то же время от возможностей его отвода, в особенности от расхода смазки. Это условие соответствует $\frac{R-r-h_{\min}}{R} = 0{,}47$.

## § 7. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

В конструкциях подшипников качения детали из пластмасс находят применение в качестве тел качения, сепараторов, а в отдельных случаях в качестве колец. К факторам, способствующим применению пластмасс в качестве деталей подшипников качения, относятся: химическая стойкость, отсутствие искрообразования, бесшумность

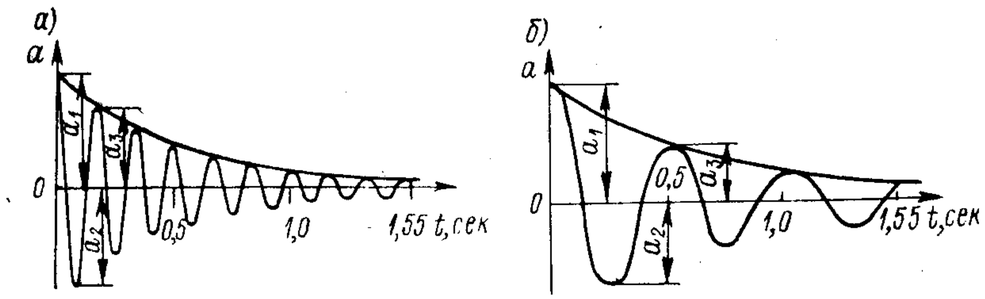



Рис. IV.7. Кривые амплитуд затухания ударных нагрузок в подшипниках качения: *а*— со стальными шариками; *б* — с пластмассовыми шариками

в работе, уменьшение веса подшипника, меньшие требования к точности изготовления пластмассовых подшипников качения, отсутствие надобности в термообработке металлических колец, способность выдерживать значительные ударные нагрузки. Например, кривые затухания колебаний, вызванные ударной нагрузкой, в подшипниках качения с металлическими пластмассовыми шариками (рис. IV.7) показывают высокую демпфирующую способность пластмассовых подшипников качения. Подсчет демпфирующей способности по формуле

$$D = \ln \frac{a_1}{a_3} \sqrt{4\pi^2 + \left(\ln \frac{a_1}{a_3}\right)^2},$$

где $D$ — демпфирующая способность подшипника качения; $a_1$ и $a_3$ — амплитуды затухания, дает следующие результаты: для подшипников качения с шариками из полиформальдегида $D = 0{,}01$; для подшипников качения со стальными шариками $D = 0{,}05$—$0{,}055$.



Наряду с высокой демпфирующей способностью подшипники качения с шариками из пластмассы выгодно отличаются от обычных низкой (в 2,5 раза меньше) частотой собственных колебаний (1,8—2 *гц*). Применение подшипников качения с пластмассовыми шариками перспективно в случаях, характеризуемых небольшими числами оборотов (до 15—20 *об/мин*), но при значительных окружных скоростях (до 140—160 *м/мин*) с небольшими по величине, но ударными по характеру нагрузками (до 150—200 *кгс*). Такие режимы работы характерны для узлов сельскохозяйственных, текстильных и бытовых машин, автомобилей, в счетно-решающих устройствах.

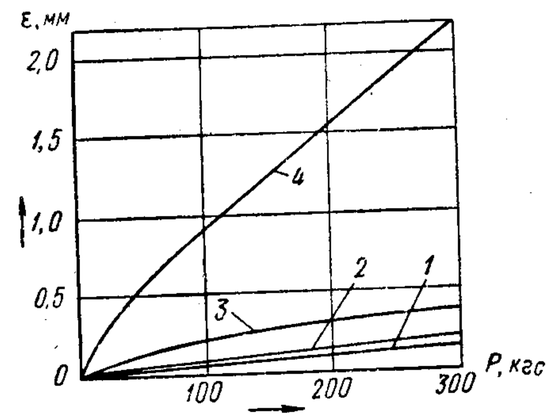



Рис. IV.8. Кривые деформации (в зависимости от приложенной нагрузки) шариков ∅ 16 *мм*:

*1* — из стали; *2* — из стекла; *3* — из керамики; *4* — из полиамида

Нагрузочная способность подшипников с пластмассовыми телами качения ограничивается большой деформацией шариков. Характерные зависимости деформации шариков из различных материалов от нагрузки приведены на рис. IV.8; они показывают, что деформация пластмассовых шариков в шестьдесять раз превосходит деформацию стальных, стеклянных, керамических шариков. Однако с увеличением деформации увеличивается и площадь контакта, а следовательно, при низких значениях допускаемых контактных напряжений нагрузочная способность пластмассовых шариков все же значительна. Это обстоятельство делает неприемлемыми существующие формулы для расчета нагрузочной способности пластмассовых тел качения. Для ориентировочных расчетов нагрузочной способности можно использовать следующую формулу:

$$p = q \frac{R}{d_{ш}^2 z \cos\beta} + n \frac{k_1 A}{d_{ш}^2 z \sin\beta} \leqslant k;$$

$$k = \frac{P}{d_{ш}^2}; \quad q = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \cos i \frac{360}{z}}; \quad n = \frac{z}{2} \leqslant \frac{z}{4}.$$

Здесь $p$ — удельная нагрузка на наиболее нагруженный шарик в *кгс/см²*; $q$ — коэффициент распределения радиальной нагрузки; $R$, $A$ — радиальная и осевая составляющие нагрузки на подшипник в *кгс* (при расчете радиальных подшипников составляющую $A$ можно полагать равной нулю); $n$ — коэффициент, учитывающий эксцентричность приложения осевой нагрузки; определяется по графикам (рис. IV.9) в зависимости от величины относительного эксцентриситета

$e = \frac{l}{r}$ ($l$, $r$ — соответственно расстояние между осью подшипника и линией действия осевой силы на подшипник и центром шарика); $k_1$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки из-за разности размеров шариков; значения $k_1$ определяются по графикам рис. IV.10; $d_ш$ — диаметр шарика в *см*; $z$ и $z_1$ — соответственно общее число шариков и число шариков в нагруженной зоне подшипника; $\beta$ — угол контакта; $P$ — допустимая нагрузка на пластмассовый шарик; $k$ — коэффициент грузоподъемности пластмассового шарика, определяемый по рис. IV.11.

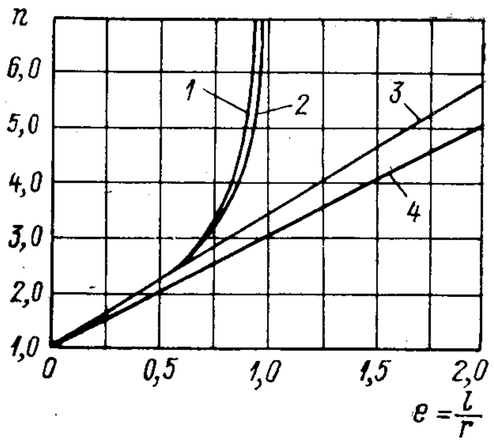



Рис. IV.9. Графики для определения коэффициента $n$ в зависимости от величины $e$:

*1, 2* — соответственно для шариковых и роликовых однорядных подшипников; *3, 4* — для шариковых и роликовых двухрядных подшипников

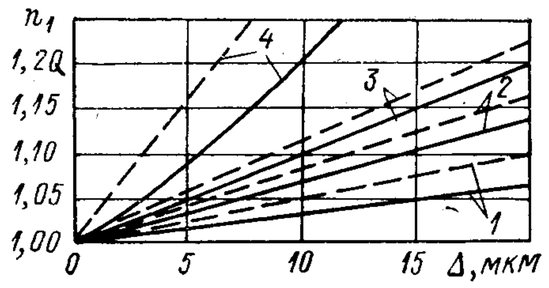



Рис. IV.10. Влияние разности $\Delta_1$ в размерах пластмассовых шариков ($d$ = =25,4 *мм*) на распределение нагрузки при разных радиусах желоба:

$r$ = 12,83 *мм* (штриховые линии), $r$=13,3 *мм* (сплошные линии); *1, 2, 3, 4* — для шариков из полиформальдегида, полиамида, поликарбоната и меловолокнита

В приведенных выше зависимостях формула для определения коэффициента $q$ выведена в работе [5] в предположении существования линейной зависимости деформация — сила для случая контакта пластмассовых шариков со стальными желобами, что, как видно из рис. IV.8, реально лишь при значительных нагрузках (свыше 50 *кгс*). При более точном расчете необходимо учитывать величину первоначального зазора в подшипнике и нелинейность зависимости деформации от нагрузки. При прикидочных ориентировочных расчетах можно считать, что грузоподъемность пластмассовых подшипников качения ниже в три-восемь раз, чем грузоподъемность стальных такой же конструкции и размеров.

Долговечность подшипников с пластмассовыми телами качения зависит от вида и величины нагрузки, окружной скорости, конструкции подшипников, технологии изготовления и материала пластмассовых тел качения. Точные данные, позволяющие оценить долговечность пластмассовых подшипников качения, отсутствуют. Для ограниченного типа пластмасс и ограниченного интервала нагрузок анализ данных [5] о долговечности пластмассовых подшипников качения показывает, что долговечность увеличивается с увеличением



нагрузки, окружной скорости и с уменьшением отношения радиуса желоба кольца $\tau_ж$ к диаметру шарика $d_ш$ до 0,515. Последнее объясняется уменьшением проскальзывания поверхности шарика по поверхности желоба и, следовательно, уменьшением потерь на трение. Уменьшение отношения $\tau_ж$ к $d_ш$ ниже 0,515 не рекомендуется вследствие того, что в этих случаях при нагружении подшипника может наблюдаться врезание пластмассового шарика в желоб дорожки кольца.

Абсолютные значения долговечности испытанных шариков показывают, что они могут выдержать от 2 до 5 млн. циклов нагрузок 40 *кгс* с вероятностью разрушения от 1 до 50%. Это соответствует примерно работе шарикоподшипника средних размеров в течение 800—1500 *ч* со скоростью 1000 *об/мин* под нагрузкой 60 *кгс*. При нагрузке на подшипник в 1000 *кгс* при том же уровне вероятности разрушения он может проработать от 120 до 300 *ч*.

Полученные величины долговечности далеки от сроков работы стальных шарикоподшипников, однако они имеют вполне реальное значение и можно предвидеть возможности применения пластмасс в этих трудных условиях работы.

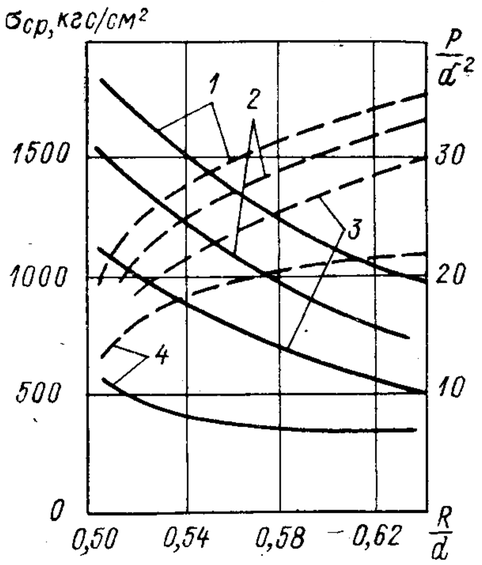



Рис. IV.11. Допускаемые нагрузочные параметры (штриховые линии) и коэффициент грузоподъемности (сплошные линии) при расчете пластмассовых подшипников качения:

*1, 2, 3, 4* — соответственно для шариков из полиформальдегида, полиамида, поликарбоната, меловолокнита

Точность изготовления пластмассовых тел качения вследствие их большой упругости может быть в четыре-пять раз ниже, чем металлических тел качения. Для обеспечения равномерного нагружения в случае, если пластмассовые тела качения используются как разделительные, рекомендуется их выполнять с диаметром на 0,2—0,3 *мм* меньшим, чем диаметры несущих тел качения.

Использование в подшипниках качения тел качения из пластмассы позволяет применять дорожки из легких металлов или твердых пластмасс, в частности из алюминия, магния, текстолита. Применение указанных материалов способствует дальнейшему снижению веса подшипника (до 60—80% в сравнении со стальными).

Иногда применение пластмассовых тел качения требует создания особых конструкций, способствующих увеличению грузоподъемности подшипника за счет увеличения площади контакта. К числу таких конструкций относятся так называемые проволочные подшипники качения. Их грузоподъемность несколько выше, чем у обычных шарикоподшипников; это объясняется линейным контактом тел качения

(как у роликовых подшипников) в связи с тем, что радиусы шариков и желобов дорожек качения проволочных колец равны. Увеличение числа контактов (равное числу проволочных колец) тела качения и дорожек также способствует увеличению грузоподъемности пластмассовых подшипников качения. Кроме того, пластмассовые проволочные подшипники качения имеют ряд преимуществ при эксплуа-

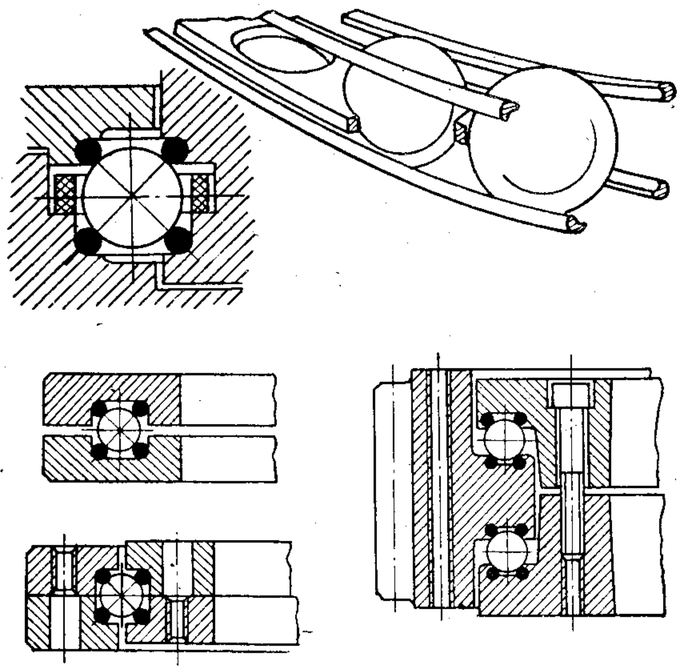


Рис. IV.12. Принципиальная схема конструкции проволочного пластмассового подшипника качения и примеры их конструктивного исполнения

тации; сравнительно низкую чувствительность к влиянию грязи, пыли, к качеству применяемой смазки; возможность легкой замены отдельных изношенных деталей (проволочных колец, тел качения, сепаратора). Некоторые конструкции проволочных пластмассовых подшипников скольжения приведены на рис. IV.12.

Кроме тел качения в подшипниках качения, пластмассы можно применять для изготовления деталей сепараторов, особенно для высокоскоростных подшипников качения. Малый удельный вес пластмасс способствует не только снижению общего веса подшипника, но и уменьшению инерционных нагрузок в подшипнике, а высокие антифрикционные свойства и износостойкость способствуют улучшению условий работы подшипника и узла машины в целом. В качестве материалов для изготовления сепараторов подшипников качения можно применять слоистые пластики с графитовыми наполнителями, волокниты, полиамиды, фенопласты.

При проектировании подшипников качения с пластмассовыми сепараторами необходимо учитывать низкую теплостойкость пласт-



масс и размерную нестабильность, которую можно уменьшить термообработкой (например, кипячением в воде или выдержкой в горячем масле при температуре 80° С). Применение пластмасс в качестве материала для сепараторов дает возможность конструировать новые их формы. Для примера на рис. IV. 13 показан неразъемный сепаратор из полиамида. Тело качения вводится в гнездо сепаратора через отверстие, имеющее меньший диаметр, чем у тела качения. Использование в данном случае упругих свойств материала значительно упростило конструкцию сепаратора. Особенно удачно применение пластмасс в качестве сепараторов подшипников качения волновых передач.

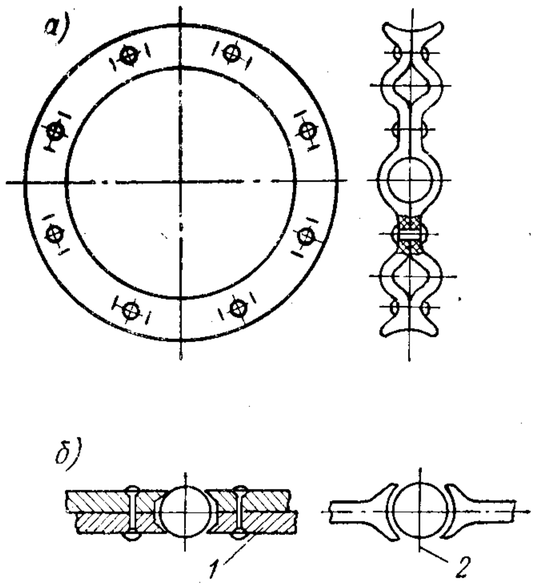



Рис. IV.13. Примеры конструкций пластмассовых сепараторов: *а* — прессованный сепаратор с сечением постоянной толщины; *б* — способы закрепления шариков:

*1* — металлический сепаратор; *2* — пластмассовый сепаратор

Подшипники качения кулачковых волновых генераторов в случае использования в них сепараторов обычной конструкции имеют повышенные потери на трение. Ввиду повышенной гибкости колец подшипников кулачковых генераторов они характеризуются бóльшим, чем в обычных подшипниках, различием в величине сил трения в нагруженных и ненагруженных зонах. При работе в подшипнике образуются неравномерные зазоры между телами качения и сепараторами и неравномерное нагружение последних. Кроме того, в передачах, работающих в высоком вакууме, сепараторы обычных конструкций приводят к высоким пусковым моментам привода, увеличивающим износ и создающим неравномерные рабочие характеристики волновых передач. Применение в подшипниках пластмассовых сепараторов позволяет исключить описанные недостатки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Альшиц И. Я., Анисимов И. Ф., Благов Б. И. Проектирование деталей из пластмасс. М., «Машиностроение», 1969.

2. Раевский А. Н. Полиамидные подшипники. М., «Машиностроение», 1967.

3. Прасолов П. Ф. К расчету грузоподъемности опор с пластмассовыми шариками. — «Вестник машиностроения», 1963, № 10.

4. Платонов В. Ф. Подшипники из полиамидов. М., Машгиз, 1961.

ГЛАВА V

# УПЛОТНЕНИЯ И АМОРТИЗАТОРЫ

## § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Во многих конструкциях машин и агрегатов можно применять пластмассовые уплотнения и прокладки различных типов (рис. V.1), амортизаторы и т. д., выбор которых производится с учетом основных требований:

1) обеспечения необходимой герметичности при достаточно длительном сроке службы;

2) высоких антифрикционных свойств и износостойкости при работе со смазкой и без смазки;

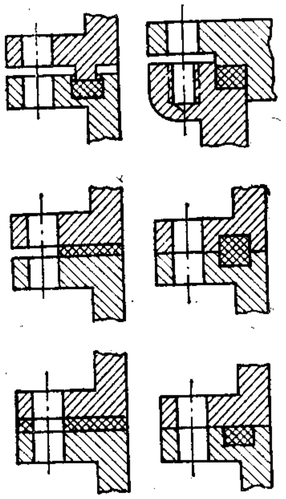


Рис. V.1. Примеры конструкций уплотнительных узлов с пластмассовыми уплотнителями

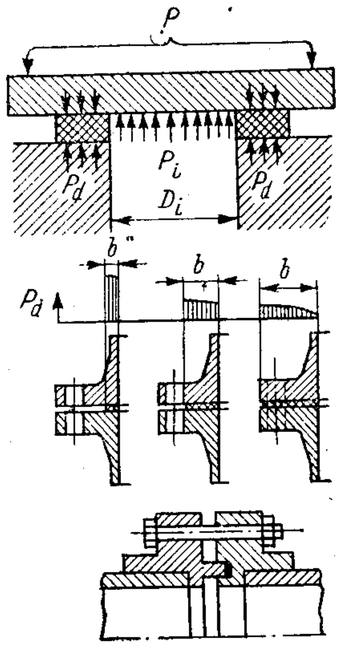



Рис. V.2. Типы и расчетная схема уплотнительного узла с применением плоских прокладок

3) обеспечения незначительного износа подвижных деталей уплотнения;

4) высокой термической и химической стойкости;

5) простоты изготовления и эксплуатации конструкций уплотнительного узла.

Степень удовлетворения перечисленным требованиям при проектировании уплотнительного узла существенно влияет на его работоспособность. Так, первое требование обеспечивает пригодность эксплуатации уплотнения в заданных условиях. Низкие антифрикционные свойства уплотнений вызывают при их эксплуатации большие потери на трение и, следовательно, высокие температуры контактируемых поверхностей, что сильно влияет на срок службы и надежность уплотнительного узла.



В качестве материалов для изготовления деталей уплотнений можно применять пластмассы типа фторопластов, полихлорвинила, капрона, текстолита и т. д. К главным факторам, определяющим выбор материала и конструкции уплотнения для заданной рабочей среды в зависимости от условий работы, относятся: скорость и направление относительного перемещения деталей уплотнительного узла; природа и температура уплотняющей среды; допустимая утечка (относительная герметичность).

## § 2. ПРОКЛАДКИ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ СТЫКОВ

Основные конструктивные параметры уплотнительных узлов, предназначенных для герметизации стыков фланцевых соединений трубопроводов, крышек, арматуры (рис. V.2), определяются из следующих соотношений:

$$P = P_d + P_i; \tag{V.1}$$

$$P_a = \frac{p_d \pi}{4}(D_a^2 - D_i^2);$$

$$\frac{P}{P_i} = n; \quad P_i = \frac{p_i \pi}{4} D_i^2 = P_d = \frac{4(p - p_i)}{\pi (D_a^2 - D_i^2)},$$

где $P$ — уплотняющее усилие (усилие затяжки болтов); $P_d$, $P_i$ — контактное и внутреннее усилия в соединении; $D_a$ и $D_i$ — внешний и внутренний диаметры уплотняющей прокладки; $n$ — коэффициент уплотнения; $p_d$, $p_i$ — внутреннее и контактное давления в соединении.

Коэффициент уплотнения $n$ для пластмассовых уплотнений имеет сравнительно низкие значения: $n = 2$ при давлении $p_i = 10$ *кгс/см*$^2$ и $n = 3$ при давлении $p_i = 50$ *кгс/см*$^2$.

Основной характеристикой уплотнений с помощью прокладок является отношение $\frac{p_d}{p_i}$, рекомендуемая величина которого для плоских широких прокладок находится в пределах 2—4, для прокладок, помещенных в широкой канавке, 3—6 и для прокладок в узких канавках — 3—8. Так как с течением времени в силу ползучести и релаксации напряжений герметичность в соединении может падать, то для определения начальной величины $P_d$ можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в гл. I. Пользуясь этими рекомендациями, можно определить и срок надежной службы уплотнительного соединения.

Для предотвращения выдавливания в стыковой зазор материала уплотнения прокладки размещаются в канавках, поперечное сечение

которых должно быть примерно на 25—30% меньше поперечного сечения уплотнения. Толщину пластмассовой прокладки $h$ для уплотнения фланцевого соединения можно примерно определить, используя следующие рекомендации.

| | $h$ в мм |
|---|---|
| При внутренних диаметрах прокладки до 75 мм | 0,1 |
| При внутренних диаметрах прокладки до 75—125 мм | 0,5 |
| При внутренних диаметрах св. 125 мм | 6,5—7 |

Часто в гидропроводах сельскохозяйственного машиностроения, станкостроения и т. д. применяют прокладки в виде колец круглого сечения (особенно из фторопласта-4). Расчет колец круглого сечения

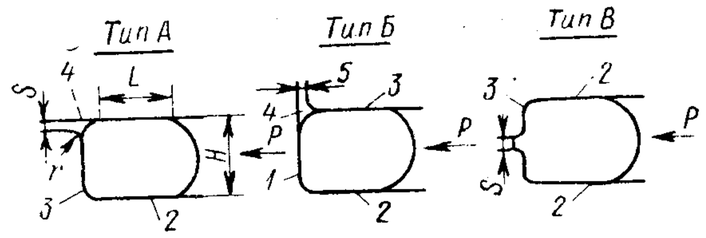



Рис. V.3. Поперечные сечения основных типов уплотнений с пластмассовыми кольцами круглого сечения

имеет свою специфику, так как нормальное напряжение любой величины непосредственно не влияет на прочность уплотнения вследствие того, что сжатие кольца происходит в замкнутом объеме (рис. V.3) и деформация сжатия отсутствует. Лимитирующим напряжением в данном случае будет напряжение сдвига $\tau$. На рис. V.3 даны поперечные сечения основных типов подвижных и неподвижных уплотнений с одним кольцом в прямоугольной канавке. На рисунке показаны: замыкающая поверхность *1*, являющаяся продолжением зазора $s$, в которой выдавливается кольцо (в типе В такой поверхности нет); дно канавки *2*, стенка канавки *3*, опасный угол канавки *4*, равный 20°; длина контакта кольца $L$; фаска на стенки канавки $f\times45°$; радиус закругления стенки канавки $r$; высота канавки $H$.

Расчет уплотнений необходимо производить по следующим исходным уравнениям.

1. В случае режима работы без сдвига в зазор:

для уплотнений типа А

$$ph_1 = \frac{0{,}209Gd}{1-0{,}66\mu\varepsilon}\left(1+1{,}27\sqrt{\varepsilon}\right); \qquad (V.2)$$

для уплотнений типа Б

$$ph_1 = 0{,}532Gd\,(1-\varepsilon), \qquad (V.3)$$



где $G$ — модуль сдвига; $d$ — диаметр кольца; $p$ — рабочее давление; $\mu$ — коэффициент Пуассона; $\varepsilon = \frac{\varepsilon - H}{d}$ — предварительный натяг кольца по высоте канавки.

В формулах (V.2) и (V.3) минимальная толщина слоя уплотнения, при которой не происходит сдвига материала на закрепление или фаску, для уплотнений типов А и Б равна $h_1 = s + r$ или $h_1 = s + f$, где $s$ — зазор при данных условиях с учетом несоосности посадки.

Величина $s$ определяется суммой величины радиального или диаметрального зазора посадки, среднеарифметической высоты неровностей и упругой деформации металлических деталей под давлением.

2. В случае режима работы, предполагающего сдвиг кольца:

для уплотнений типа А

$$ph_2 = \frac{0{,}196\tau d}{1-0{,}66\mu\varepsilon}\left(1+1{,}27\sqrt{\varepsilon}\right);$$

для уплотнений типа Б

$$ph_2 = 0{,}566\tau d\,(1-\varepsilon);$$

для уплотнений типа В, имеющих два сечения среза,

$$ph_2 = \frac{0{,}393\tau d}{1-0{,}66\mu\varepsilon}\left(1+1{,}27\sqrt{\varepsilon}\right),$$

где $\tau$ — максимальное напряжение сдвига.

При этом толщина сдвигаемого слоя равна:

для уплотнений типа А

$$h_2 = s + r\,[1-\sin(\gamma-47°)];$$

для уплотнений типа Б

$$h_2 = s + r\,[1-\sin(\gamma-43°)];$$

для уплотнений типа В

$$h_2 = s + 2r\,(1-\sin\gamma),$$

где $\gamma$ — угол деформации сдвига от напряжения $\tau$.

Если применяется фаска $f\times45°$, то для всех давлений $h_2$ — сумма величин $s$ и $f$ в уплотнениях типов А и Б и $h_2 \approx s$ в уплотнениях типа В с фаской.

Для объективной оценки условий работы кольца необходимо пользоваться коэффициентом запаса $n = \frac{p_к}{p}$, где $p_к$ — критическое давление, при котором начинается сдвиг кольца в зазор.

Величина $n$ имеет значения для статического давления в пределах от 1,2 до 1,5 и для вибрационного давления от 1,8 до 2,5. Эксплуатация уплотнения в режиме, предусматривающем сдвиг кольца в зазор, приводит к быстрому разрушению кольца. Поэтому в ответственных случаях следует рассчитывать уплотнение в режиме, гарантиру-

ющем отсутствие сдвига кольца в зазор. Для этого целесообразно применять защитные шайбы, устанавливаемые на стенки канавки со стороны зазора. Прочность и работоспособность уплотнения увеличиваются при уменьшении зазора или отсутствии радиуса закругления (или фаски) стенки канавки; при увеличении поперечного кольца или количества последовательно работающих звеньев; при уменьшении пульсации давления, увеличении коэффициента запаса $n$; при направлении сил трения против сил давления; наконец, при увеличении отношения прочности к модулю упругости пластмассового кольца.

## § 3. РАДИАЛЬНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

В гидросистемах станков, компрессоров, кузнечно-прессового оборудования цехов можно применять уплотнения радиального типа в виде колец из текстолита и фторопласта (рис. V.4). При расчете размеров уплотнений необходимо исходить из условия обеспечения требуемого удельного давления, создаваемого кольцом, вследствие сжатия его при монтаже. В этом случае основные конструктивные параметры определяют, используя следующее соотношение между размерами кольца и удельным давлением, оказываемым кольцом на стенки цилиндра:

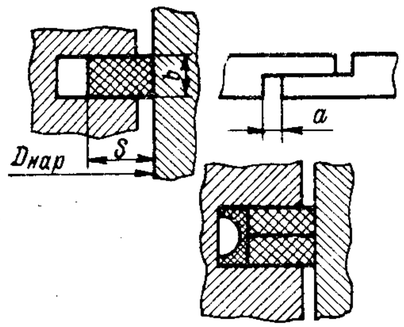



Рис. V.4. Текстолитовые пружинящие кольца

$$p = \frac{E\frac{f}{D}}{7 \cdot 0{,}8\left(\frac{D}{t} - 1\right)}, \qquad (V.4)$$

где $p$ — удельное давление (примерно 1,5—2 *кгс/см²*); $E$ — модуль упругости в *кгс/см²*; $f$ — разность между зазорами в стыке свободного кольца и кольца, обжатого до размеров цилиндра; $D$ — внешний диаметр кольца; $t$ — радиальная толщина кольца.

Ширину кольца выбирают для диаметров менее 150 *мм* в пределах 1—1,5, а для диаметров более 150 *мм* по следующей эмпирической формуле:

$$b = 1{,}5 \cdot 0{,}027D_{нар} + 5.$$

Радиальная толщина кольца $t$ составляет:
для диаметров менее 500 *мм* $t = 0{,}04D_{нар} + 1$;
для диаметров более 500 *мм* $t = 0{,}04D_{нар}$.

Стыковой зазор, имеющий важное значение при использовании таких колец, равен $a = 1{,}5 \cdot 0{,}001D_{нар}$.

Напряжения изгиба кольца $\sigma'_u$, возникающие при сжатии его во время монтажа поршня в цилиндр и при растяжении во время монтажа кольца на поршень $\sigma''_u$, можно определить по формулам

$$\sigma'_u = 3p\frac{D}{t}\left(\frac{D}{t} - 1\right);$$



$$\sigma''_u = \sigma'_u k\left(9{,}4\frac{t}{f} - 1\right)\frac{D}{D-t},$$

где $k$ — коэффициент, учитывающий условия монтажа (для пластмассовых колец и манжет он колеблется в пределах 0,8—0,9).

Обычно в уплотнительных соединениях с помощью пластмассовых колец или манжет применяют не менее двух-трех колец (манжет). Потери на трение при этом определяются по следующим формулам:

при уплотнении пластмассовыми кольцами

$$F = \pi D b f (z p_к + p); \qquad (V.5)$$

при уплотнении пластмассовыми Ш-образными манжетами

$$F = \pi d h p f z; \qquad (V.6)$$

при уплотнении шевронными манжетами

$$F = f\pi\, dlp, \qquad (V.7)$$

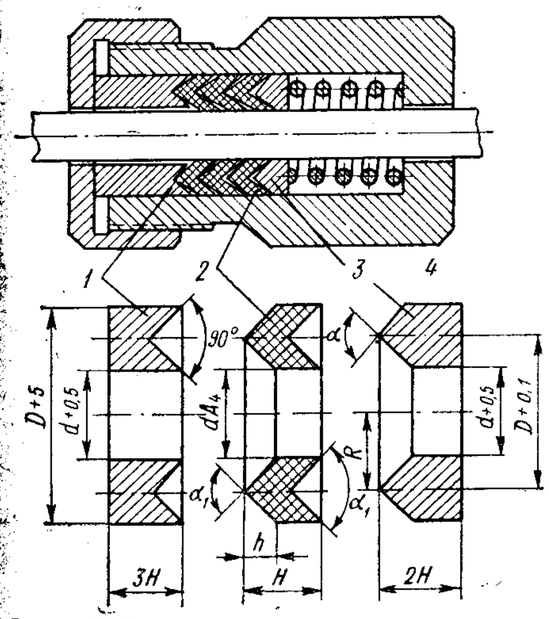



Рис. V.5. Уплотнительные манжетные кольца из фторопласта-4:

*1, 3* — металлические упорное и распорное кольца; *2* — уплотнительные манжеты из фторопласта-4; *4* — корпус

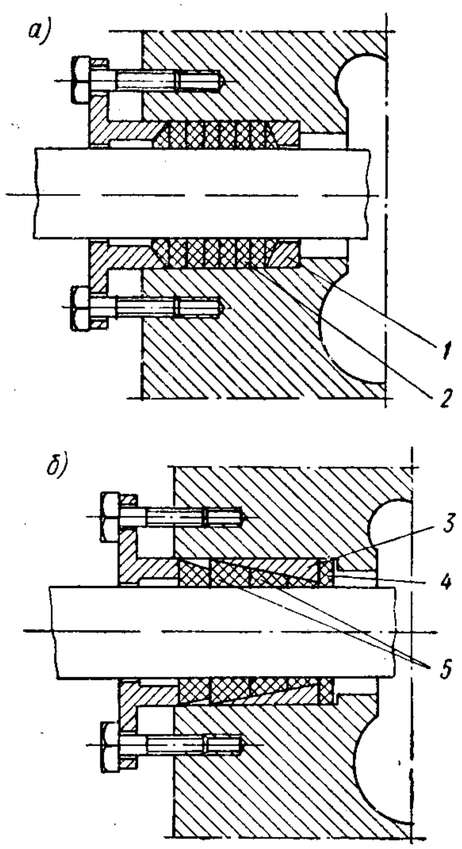



Рис. V.6. Пример старой (*а*) и новой (*б*) конструкций уплотнения центробежного насоса:

*1* — упорное кольцо; *2* — асбесто-графитовые уплотнительные кольца; *3* — коническая втулка; *4* — резиновая прокладка; *5* — капроновые уплотнительные кольца

где $F$ — сила трения; $D$ — диаметр цилиндра (вала) в *см*; $b$ — ширина кольца в *см*; $f$ — коэффициент трения уплотняющего материала; $z$ — число колец (манжет); $p_к$ — удельное (контактное) давление кольца на стенки цилиндров; $p$ — давление уплотняемой среды; $h$ — высота активной части манжет в *см*; $l$ — длина уплотняемой поверхности в *см*.

Во многих случаях конструкции пластмассовых манжет отличаются лишь размерами (рис. V.5), но иногда применение пластмас-

*Таблица V.1*

**Число колец и усилие пружины в конструкциях фторопластовых уплотнений**

| Давление в *кгс/см²* | Усилие пружины в *кгс* для диаметров проволоки | | | | Число колец |
|---|---|---|---|---|---|
| | 4 *мм* | 6 *мм* | 8 *мм* | 10 *мм* | |
| До 10—12 | 8 | 15 | 30 | 40 | 3—4 |
| » 12—60 | 12 | 25 | 45 | 40 | 5—6 |
| Более 60 | 25 | 40 | 70 | 100 | 8—10 |

*Таблица V.2*

**Пределы допустимых режимов работы для радиальных уплотнений из различных пластмасс**

| Пластмассы | При смазке | | | | Без смазки | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $p_{уд}$ | $v$ | $t$ | $f$ | $p_{уд}$ | $v$ | $t$ | $f$ |
| Смола 68 | 30—35 | 25 | 80 | 0,02—0,03 | 20 | 10 | 40 | 0,08—0,14 |
| Смола АК-7 | 30—35 | 25 | 80 | 0,02—0,03 | 20 | 10 | 40 | 0,08—0,14 |
| Капролактам | 15—20 | 5 | 40 | 0,06—0,04 | 10 | 2,5 | 20 | 0,20—0,35 |
| Капрон | 20—25 | 10 | 70 | 0,04—0,08 | 15 | 3 | —40÷50 | 0,15—0,34 |
| Фторопласт-3 | 10 | 15 | —40÷80 | 0,04—0,05 | 3,5 | 10 | —40÷50 | 0,07—0,08 |
| Фторопласт-4 | 15 | 30 | —60÷250 | 0,026—0,03 | 5 | 15 | —50÷60 | 0,05—0,06 |
| Полиэтилен низкого давления | 6—8 | 4 | —40÷125 | 0,026 | — | — | — | — |
| Полиэтилен высокого давления | 6—8 | 4 | —60÷80 | 0,026 | — | — | — | — |
| Полихлорвинил | 300 | 1 | 0—60 | 0,01—0,02 | 2 | 2,5 | 0—60 | — |
| Текстолит | 100 | 30 | 100 | 0,06—0,1 | 14,0 | 12 | 50 | 0,2—0,25 |



совых уплотнений требует существенного изменения конструкции всего уплотнительного узла (рис. V.6). На рис. V.5 показано уплотнение с фторопластовыми кольцами, изготовленными прессованием или токарной обработкой и имеющими шевронную форму. В средней части профиля колец создается наиболее слабое сечение, позволяющее получить значительно бо́льшую деформацию под действием небольших сил, создаваемых пружиной.

Для получения слабого сечения в кольцах принимают: $\alpha = 90°$; $\alpha_1 = 80°$; $D = 2{,}5d$; $H = \frac{D-d}{2}$; $h = 0{,}3d$; $k = 0{,}845d$.

Сила натяжения пружины при допускаемом напряжении для фторопласта, равном 0,65 *кгс/см²*, определяется из соотношения $p = 0{,}13d^2n$, где $n$ — число колец.

Необходимое число колец и усилие пружины для фторопластового уплотнения приведены в табл. V.1.

На рис. V.6 приведены для сравнения старая и новая конструкции уплотнения центробежного насоса, работающего в моющей машине с каустическим раствором. Асбесто-графитовая набивка очень быстро выходила из строя из-за вымывания графита. В новой конструкции уплотнения имеется упорное кольцо, в которое устанавливается резиновая прокладка для создания амортизации при работе уплотнения. В нижнюю втулку вставлены капроновые полукольца, разрезанные под углом 180°. Это уплотнение увеличило срок службы уплотнительного узла более чем в 10 раз.

В тех случаях, когда пластмассы применяются в качестве уплотнений в подвижных узлах, работоспособность их определяется также физико-механическими свойствами материалов. Пределы допустимых режимов эксплуатации пластмассовых уплотнений приведены в табл. V.2.

## § 4. САЛЬНИКОВЫЕ НАБИВКИ

Наиболее простой и доступный способ использования пластмасс для уплотнений — применение стружки этих материалов в качестве сальниковых набивок. Можно использовать стружку, являющуюся отходом при механической обработке резанием различных деталей из пластмасс и имеющуюся на производстве в достаточных количествах.

Изготовление колец набивки можно осуществлять непосредственно в сальниковой камере аппарата, причем усилие формования можно определять по величине затяжки гаек с помощью мерного ключа.

Для увеличения непроницаемости набивки в сальниковой камере очень часто между отдельными ее кольцами помещают прокладки, вырезанные из тонкого листового (0,5—1 *мм*) фторопласта или полиэтилена по размеру сальника.

Иногда для улучшения теплоотвода между отдельными кольцами набивки засыпают тонкий слой (2—3 *мм*) чешуйчатого графита, это улучшает антифрикционные свойства набивки и увеличивает срок ее службы.

С успехом применяется рыхлая набивка, представляющая собой смесь мелконарезанной стружки фторопласта-4 и чешуйчатого графита. Такая смесь засыпается непосредственно в сальниковую камеру аппарата и сдавливается нажимной втулкой; затем насыпается следующая порция. Полная рабочая высота достигается за два-три приема.

Указанные набивки имеют много преимуществ. Обеспечивая хорошее качество уплотнения, они пригодны для сальников любых размеров и форм. В случаях их использования нет необходимости иметь в запасе на складе набивки различных размеров, как при применении набивок, выпускаемых промышленностью. Кроме того, не следует при износе набивки извлекать ее полностью, достаточно дополнить сальник некоторым количеством свежей набивки и продолжать работу. Длительность эффективной работы набивки зависит непосредственно от чистоты обработки поверхности вала и сальниковой камеры. Рекомендуется чистоту поверхности вала предусматривать по 8-му классу. При меньшей чистоте набивка вначале будет быстро изнашиваться, полируя рабочие поверхности, что влияет на сокращение общей продолжительности уплотнения. Набивка неподвижна относительно расточки камеры сальника, и ее поверхность может быть обработана с меньшей чистотой, однако не ниже 6-го класса.

При более грубой обработке может потребоваться значительное усилие затяжки набивки для создания плотности неподвижного контакта. Это может привести к сильному обжатию вала, что увеличивает потери на трение и повышает вероятность прихватывания и сгорания обычных набивок. Однако это не опасно для набивок описываемого типа, и в ряде случаев можно допустить класс чистоты обработки сальниковой камеры по 4-му классу.

Наибольшее распространение в технике нашли сальниковые набивки из фторопласта-4, и поэтому на их проектировании следует остановиться подробнее.

Выбор основных геометрических параметров сальника в основном зависит от конструктора и диктуется конкретными условиями работы узла и конструктивными особенностями всей машины в целом.

Установив высоту набивки $h$ и ширину ее $b_н$, диаметр уплотняемого вала $D$, материал и чистоту обработки поверхности вала и сальниковой камеры, а также зная условия работы уплотнения (давление среды $p_0$ и число оборотов вала $n_в$), приступают к расчету.

Для набивки из стружки фторопласта-4, работающей в условиях смазки и без смазки, формула для определения коэффициента бокового давления имеет вид

$$\lg k = \frac{\lg\left(7{,}57 p_г^{-0{,}1} h^{0{,}1}\right)}{\lg\left(1{,}31 \cdot 10^{-3} b_н^{-0{,}9} p_г^{0{,}1}\right)}, \qquad \text{(V.8)}$$

а для рыхлой набивки (из смеси стружки фторопласта-4 и графита) $k = 3{,}2 b_н^{0{,}6} h^{0{,}17}$.



В приведенных формулах $p_г$ — давление герметичности до 70 *кгс/см²*; $b_н$ — ширина набивки до 2 *см*; $h$ — высота набивки в сальнике до 8 *см*.

При значении $p_г > 3$ *кгс/см²* коэффициент бокового давления следует определять для $p_г = 3$ *кгс/см²*, так как при этих значениях давление герметичности $k$ практически не меняется.

При определении коэффициента бокового давления необходимо учитывать следующее: $p_г = 3$ *кгс/см²* при давлении среды $p_0 < 3$ *кгс/см²*; $p_г = p_0$ *кгс/см²* при давлении среды $p_0 > 3$ *кгс/см²*.

Далее следует определить величину осевого давления в набивке, соответствующего данному давлению герметичности:

$$p_у = \frac{p_г}{k}. \qquad \text{(V.9)}$$

Для учета влияния характера поверхности вала и сальниковой камеры необходимо знать значение величин $kf_в$ и $kf_к$, где $f_в$ и $f_к$ — соответственно коэффициенты статического трения набивочного материала, возникающего на поверхностях набивка—вал и набивка—камера.

Произведения $kf_в$ и $kf_к$ определяются с помощью уравнения вида

$$kf = ap_у^b. \qquad \text{(V.10)}$$

Значения коэффициента $a$ и показателя $b$ не являются постоянными и зависят от высоты набивки $h$.

Так, для набивки из стружки фторопласта-4, работающей в условиях смазки и без смазки, формулы для определения коэффициента $a$ и показателя степени $b$ имеют вид:

$$a = qh^2 + mh + n; \quad b = q_1 h^2 + m_1 h + n_1. \qquad \text{(V.11)}$$

Аналогичные формулы для рыхлой набивки (из смеси стружки фторопласта-4 и графита)

$$a = 10^{mh+n}; \quad b = m_1 h + n_1.$$

Зависимости (V.11) получены при изменении переменных: осевого давления в набивке от 2 до 200 *кгс/см²*, высоты набивки в сальнике до 8 *см*.

Коэффициенты, входящие в приведенные выше уравнения, зависят от состояния поверхности, материала вала и сальниковой камеры. Значения этих коэффициентов приведены в табл. V.3.

По формулам (V.11) можно определять значения $k_1 f_в$ и $k_1 f_к$, соответствующие ширине набивки $b_н = 0{,}0175$ *м*, при которой проводились эксперименты. При наличии другой ширины эти значения пересчитываются по указанной ниже схеме.

По одному из уравнений табл. V.3 вычисляется значение коэффициента бокового давления, соответствующее ширине набивки

*Таблица V.3*

**Численные значения параметров формул (V.8) и (V.11)**

| Характеристика поверхности | $q$ | $m$ | $n$ | $q_1$ | $m_1$ | $n_1$ | Материал набивки |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Сталь, ▽8 | 1920 | —175 | 13 | —20,7 | 1,65 | —0,37 | Набивка из стружки фторопласта-4, работающая в условиях смазки |
| Сталь, ▽6 | 2240 | —190 | 8,1 | —35,6 | 2,80 | —0,30 | |
| Сталь, ▽4 | 2400 | —215 | 7,9 | —45,0 | 4,00 | —0,26 | |
| Чугун, ▽6 | 2320 | —205 | 7,9 | —40,7 | 3,50 | —0,28 | |
| Сталь, ▽8 | 411 | —28,6 | 1,09 | —35,4 | 2,37 | —0,176 | Набивка из стружки фторопласта-4, работающая без смазки |
| Сталь, ▽6 | 406 | —30,3 | 1,20 | —34,6 | 2,40 | —0,147 | |
| Сталь, ▽4 | — | — | — | — | — | — | |
| Чугун, ▽6 | 391 | —32,6 | 1,42 | —31,4 | 2,42 | —0,141 | |
| Сталь, ▽8 | — | —5,0 | 0,38 | — | 0,77 | —0,247 | Рыхлая набивка (смесь стружки фторопласта-4 и графита) |
| Сталь, ▽6 | — | —10,4 | 0,87 | — | 1,56 | —0,292 | |
| Сталь, ▽4 | — | —18,3 | 1,60 | — | 2,75 | —0,360 | |
| Чугун, ▽6 | — | —16,7 | 1,40 | — | 2,50 | —0,342 | |

$b_н = 0{,}0175$ *м* (обозначим его через $k_1$). Тогда новые истинные значения для $k_2 f_в$ и $k_2 f_к$ будут

$$k_2 f_в = \frac{k_1 f_в}{k_1} k_2;\ k_2 f_к = \frac{k_1 f_к}{k_1} k_2. \qquad (V.12)$$

Значения этих величин позволяют вычислять необходимое усилие нажима по формуле

$$p_н = \frac{\pi}{4}(D_к^2 - D_в^2)\frac{p_г}{k} \exp \frac{4(D_к k f_к + D_в k f_в) h}{D_к^2 - D_в^2}, \qquad (V.13)$$

где $p_н$ — необходимое усилие нажима; $D_в$ — диаметр вала; $D_к$ — диаметр сальниковой камеры; $h$ — высота набивки; $p_г$ — давление герметичности; $k$ — коэффициент бокового давления; $e$ — основание натуральных логарифмов; значения $kf_в$, $kf_к$ определяются по формуле (V.12).

Для оценки силы трения, возникающей в сальнике, необходимо знать значения коэффициента кинетического трения, определяемые по следующим формулам:

а) для набивки из стружки фторопласта-4, работающей в условиях смазки,

$$f_{кин} = 11{,}6 p_y^{-0{,}34} v^{0{,}17},$$



где $p_y = 0{,}25 \cdot 10^3 \div 6 \cdot 10^3$ *кгс/м²*; $v = 0{,}05 \div 0{,}35$ *м/сек*;

б) для набивки из стружки фторопласта-4, работающей без смазки,

$$f_{кин} = 200 p_y^{-0{,}43} v^{0{,}40},$$

где $p_y = 0{,}25 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^3$ *кгс/м²*; $v = 0{,}05 \div 0{,}18$ *м/сек*;

в) для рыхлой набивки (смесь стружки фторопласта-4 и графита)

$$f_{кин} = 7{,}6 p_y^{-0{,}26} v^{0{,}16},$$

где $p_y = 0{,}4 \cdot 10^3 \div 6 \cdot 10^3$ *кгс/м²*; $v = 0{,}05 \div 0{,}35$ *м/сек*.

*Таблица V.4*

**Рекомендуемые сочетания рабочих поверхностей вала и сальниковой камеры**

| Материал и чистота поверхности вала | Материал и чистота поверхности сальниковой камеры |
|---|---|
| Сталь, ▽8 | Сталь, ▽8<br>Сталь, ▽6<br>Сталь, ▽4<br>Чугун, ▽6 |
| Сталь, ▽6 | Сталь, ▽6<br>Сталь, ▽4<br>Чугун, ▽6 |

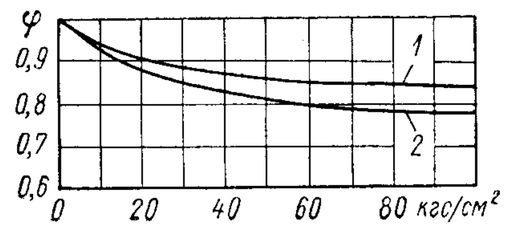



Рис. V.7. Зависимость величины φ от давления нажимной втулки:

*1* — для стружки из фторопласта-4; *2* — смесь фторопласта-4 и графита

Величина силы трения определяется по уравнению

$$T = \frac{\pi D_в f_{кин} p_г (D_к^2 - D_в)^2}{4(D_к k f_к + D_в k f_в)} \left(\exp \frac{4(D_в k f_в + D_к k f_к) h}{D_к^2 - D_в^2} - 1\right), \qquad (V.14)$$

где $f_{кин}$ — коэффициент трения между набивкой и вращающимся валом (значения других величин указаны выше).

Это уравнение позволяет вычислить потери мощности на трение по известной формуле $N = Tv$.

По предлагаемой методике можно производить расчеты при любых значениях ширины набивки, высоты ее и диаметра вала (в пределах применимости эмпирических зависимостей), а также с учетом различного сочетания характера поверхности вала и сальниковой камеры (табл. V.4).

Необходимо учесть, что вал, обработанный по 6-му классу, со временем шлифуется самой набивкой и, таким образом, коэффициент кинетического трения по своим значениям приближается к тем величинам, которые он имеет в случае работы вала с чистотой 8-го класса.

Во всех приведенных зависимостях фигурирует действительная высота набивки $h$, т. е. высота, которую приобретает набивка при определенном нажимном усилии. Поэтому чтобы определить высоту сальниковой камеры, необходимо к первоначальной высоте $h_0$ (высота до приложения нагрузки) прибавить некоторую величину для направления нажимной втулки.

Таким образом,

$$H = h_0 + 2{,}5b_н = h\frac{1}{\varphi} + 2{,}5b_н, \qquad \text{(V.15)}$$

где $\varphi$ — коэффициент, учитывающий усадку набивки (рис. V.7).

## § 5. ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ

Торцовые уплотнения по своим эксплуатационным качествам выгодно отличаются от всех прочих уплотнений вращающихся валов. Так, потери мощности на трение в торцовых уплотнениях составляют лишь 10—15% потерь мощности в сальниковых уплотнениях. Основной узел, обеспечивающий работоспособность такого уплотнения, — уплотнительные кольца, трение которых и создает герметичность узла. Надежность работы торцового уплотнения во многом определяется физико-механическими свойствами материалов уплотнительных колец, в частности пластмасс.

Конструктивные размеры пластмассовых элементов в торцовых уплотнителях определяются по уравнению

$$p_{уд} = \frac{F - T \pm \frac{\pi}{12} p\left(D_2^2 + D_2D_1 + D_1^2 - 3d^2\right)}{\frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_1^2\right)}, \qquad \text{(V.16)}$$

где $p_{уд}$ — среднее удельное давление в паре контакта; $p$ — перепад давления в жидкости, работающей в зазоре пары трения; $F$ — сила пружины; $T$ — сила трения кольца по валу; $d$, $D_1$, $D_2$ — диаметры вала и вращающегося кольца пары трения (знак плюс берется для внутренних, знак минус — для внешних торцовых уплотнений).

Как видно из выражения (V.16), значения удельных давлений существенно зависят от значений величин $D_1$, $D_2$, $d$ и, следовательно, соответствующим подбором этих значений можно обеспечить оптимальные условия для работы торцового уплотнения. В большинстве случаев отношение площади, на которую действует давление жидкости (прижимающее подвижной элемент пары к неподвижному), к площади прилегающих поверхностей колеблется в пределах 0,3—0,4 для жидкостей малой вязкости и до 0,6 для жидкостей большой вязкости. Это отношение называют коэффициентом разгрузки:

$$k = \frac{D_1^2 - d^2}{D_1^2 - D_2^2}.$$



Иногда с целью создания торцового уплотнения с любой степенью гидравлической разгрузки применяют сильфоны (чаще всего из фторопласта, полихлорвинила и полиамидов), конструктивные размеры которых определяются решением следующего уравнения:

$$p_{уд} = \frac{F + \frac{\pi}{12} p\left[D_2^2 + D_2D_1 + D_1^2 - 1{,}5\left(d_2^2 - d_1^2\right)\right]}{\frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_1^2\right)}, \qquad \text{(V.17)}$$

где $F$ — сила упругости сильфона (или сильфона и пружины); $d_1$, $d_2$ — соответственно наименьший и наибольший диаметры гофры сильфона.

Сильфонные пластмассовые уплотнения применяются для небольших величин давления среды (3—5 *ат*) и, как правило, устанавливаются с пружинками.

Однако выполнением соотношений (V.16) и (V.17) расчет и выбор основ конструктивных параметров пластмассовых торцовых уплотнений не заканчивается. Для обеспечения надежной работоспособности уплотнительного узла необходимо проверить выбранную конструкцию на влияние максимальной температуры в зоне трения. Для этого следует провести анализ теплового режима работы торцового уплотнения, используя следующие уравнения:

$$Q \leqslant Q_p \leqslant 8{,}43 f_{v,T} P;\ Q = Q_1 + Q_2;$$
$$f_{v,T} = k_T\left(f_{v_0T_0} + \Delta f_v\right);$$
$$\left(t_n - \frac{B^2}{A^2}\right) A\lambda\left[\exp(AL) - \exp(-AL)\right] = \alpha_3 x; \qquad \text{(V.18)}$$

$$Q_1 = \lambda FA\,\frac{x\left[\exp(AL) + \exp(-AL)\right] - 2\alpha_3\left(\frac{B^2}{A^2} - t_{c_3}\right)}{Ax\left[\exp(AL) + \exp(-AL)\right] + \alpha_3\left[\exp(AL) - \exp(-AL)\right]};$$

$$Q_2 = \lambda' FA'\,\frac{t_n\left[\exp(A'L') + \exp(-A'L')\right] - 2t_к - 2\frac{B_1^2}{B_2^2}\left[\exp(A'L') - 1\right]}{\exp(A'L') - \exp(-A'L')};$$

$$A = \sqrt{\frac{2(\alpha_1 R + \alpha_2 r)}{\lambda(R^2 - r^2)}};\quad B_{1,2} = \sqrt{\frac{2\alpha_{1,2} R t_{c_1} + \alpha_{1,2} t_{c_2}}{\lambda(R^2 - r^2)}},$$

где $f_{v,T}$ — коэффициент трения скольжения; $f_{v_0,T_0}$ — коэффициент трения при скорости скольжения 0,05 *м/сек* и температуре 40° С; $\Delta f_v$ и $k_t$ — соответственно поправочные коэффициенты на скорость скольжения и на температуру; $Q$ — количество тепла, возникающее при трении между уплотнительными кольцами, в *ккал/ч*; $Q_1$ — количество тепла, перешедшее во вращающееся уплотнительное кольцо, в *ккал/ч*; $Q_2$ — количество тепла, перешедшее в неподвижное кольцо, в *ккал/ч*; $\lambda$ и $\lambda'$ — коэффициенты теплопроводности вращающегося и неподвижного колец в *ккал/м²·град*; $\alpha_1$ и $\alpha_2$ — соответственно

коэффициенты теплоотдачи по наружной, внутренней и нерабочей торцовой поверхностям в *ккал/м²·град*; $F$ — поверхность трения в $см^2$; $R$ и $r$ — наружный и внутренний радиусы колец в *мм*; $L$ и $L'$ — длины (толщины) вращающегося и неподвижного уплотнительного колец в *мм*; $t_п$, $t_к$, $t_{с1}$, $t_{с2}$ и $t_{с3}$ — температуры на поверхности трения, корпуса механизма, среды снаружи кольца, внутри кольца и среды со стороны нерабочего торца в °С.

## § 6. АМОРТИЗАТОРЫ

Срок службы применяемых в технике резиновых амортизаторов незначителен, особенно если на них попадают смазка, бензин и т. д. Но так как почти все машины имеют смазываемые детали, то при использовании для гашения вибраций в конструкциях резиновых амортизаторов приходится предусматривать их защиту от смазки или горючего (гибкие и жесткие кожухи, козырьки, покрытие специальными лаками и т. д.). Эта необходимость отпадает при использовании пластмассовых амортизаторов, наилучшим материалом для которых являются термопласты. Способность пластмасс гасить механическую энергию объясняется гистерезисными и релаксационными явлениями (см. гл. I).

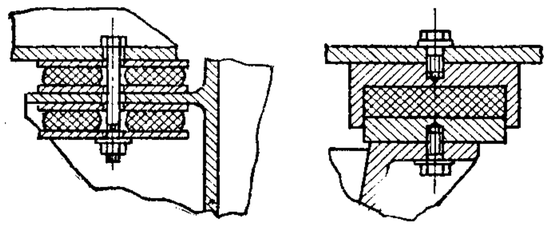


Рис. V.8. Примеры конструкций пластмассовых упругих прокладок

Из пластмасс в основном можно изготовлять амортизаторы следующих групп:

1) упругие прокладки — виброгасители (рис. V.8);

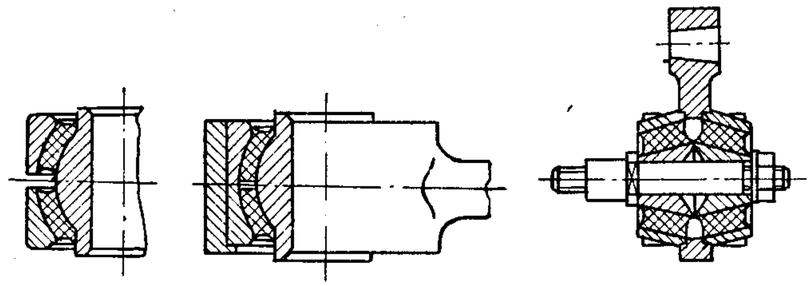


Рис. V.9. Примеры упругих универсальных (сферических) шарниров с пластмассовыми амортизаторами

2) упругие универсальные (сферические) шарниры в рычажных системах с ограниченными угловыми и линейными перемещениями (рис. V.9).

Поскольку амортизированный с помощью пластмассовых элементов механизм или узел машины обладает (хотя и в ограниченной области) шестью степенями свободы, то для правильного выбора



основных конструктивных параметров пластмассовых амортизаторов необходимо рассчитывать их характеристики как для каждого вида деформации, так и для возможных сочетаний нескольких видов деформаций.

Основные расчетные формулы для определения характеристик сдвига и сжатия пластмассового амортизатора прямоугольной формы (рис. V.10) имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} Q &= Gab\frac{f}{h} \leqslant [\sigma]_{сж}\, ab; \\ P &= Ekab\frac{\Delta h}{h} \leqslant [\sigma]_{сж}\, ab, \end{aligned}\right\} \quad (V.19)$$

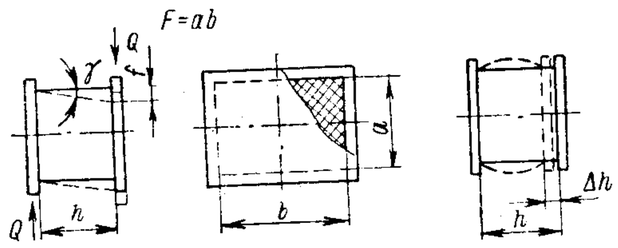



Рис. V.10. Расчетная схема для определения характеристик сдвига и сжатия пластмассовых прямоугольных амортизаторов

где $Q$ и $P$ — соответственно сдвигающая и сжимающая амортизатор силы; $E$ и $G$ — модули упругости и сдвига; $a$, $b$, $h$ — размеры пластмассового амортизатора (рис. V.10); $f$ — линейная деформация сдвига; $\Delta h$ — прогиб амортизатора; $k$ — коэффициент формы, определяемый по рис. V.11.

В случае, если на амортизатор действует усилие $P$ под углом $\alpha$ (рис. V.12), для расчета характеристик сдвига и сжатия амортизатора прямоугольной формы получим соотношения

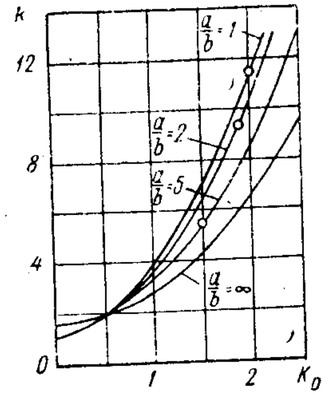



Рис. V.11. Графики для определения коэффициентов формы $k$

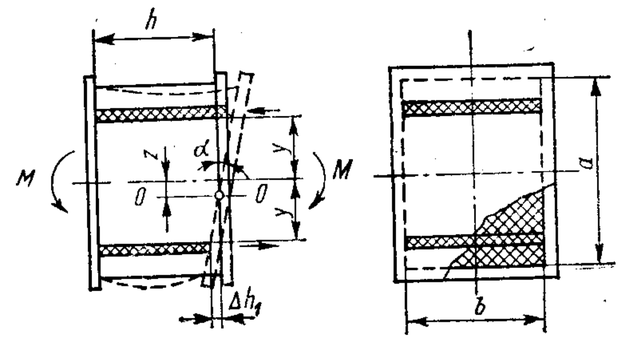



Рис. V.12. Расчетная схема к уравнениям (V.20)

$$\left.\begin{aligned} R &= \frac{Ekab}{h-\Delta S\cos\beta}\Delta S\cos\alpha\cos\beta + \frac{Gab}{h}\Delta S\sin\alpha\sin\beta; \\ R &= \frac{Ekab}{h-\Delta S\cos\alpha}\Delta S\cos^2\alpha + \frac{Gab}{h}\Delta S\sin^2\alpha \end{aligned}\right\} \quad (V.20)$$

для направленного амортизатора.

Характеристики перекоса и кручения (рис. V.13) пластмассовых амортизаторов прямоугольной формы можно определить по следующим упрощенным формулам:

$$\left.\begin{aligned} L &= \frac{a^2\alpha}{8h};\quad M = \frac{Ek'a^2b\alpha}{12h};\\ M_к &= \frac{Gab\,(a^2+b^2)}{12h}\,\varphi, \end{aligned}\right\} \qquad (V.21)$$

где $M$ — момент, ось действия которого параллельна одной из осей симметрии и опорным поверхностям амортизатора (действие его показано на рисунке); $L$ — смещение нейтральной оси перекоса амортизатора; $\alpha$ — угол перекоса амортизатора в *рад*; $k'$ — коэффициент формы при перекосе амортизатора ($k' = 0{,}6 \div 0{,}8$); $M_к$ — внешний крутящий момент, закручивающий амортизатор; $\varphi$ — угол закручивания.

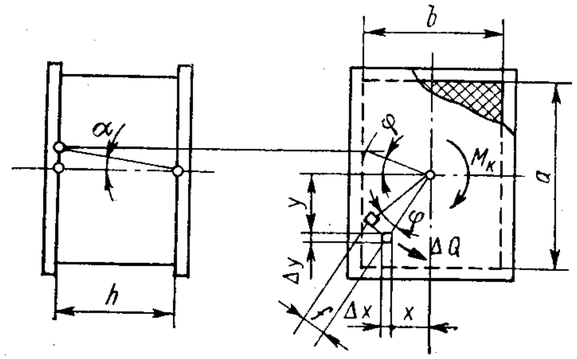



Рис. V.13. Расчетная схема для определения характеристик перекоса и кручения пластмассовых амортизаторов

Приведенные выше формулы абсолютно справедливы лишь для незначительных величин деформаций $\Delta h$, $L$, $\alpha\varphi$ и, строго говоря, требуют уточнения при больших деформациях пластмассовых (например, из пенопласта) амортизаторов. Однако вследствие того, что при существующем уровне технологии изготовления пластмасс и их исходные механические свойства имеют существенный разброс, превышающий иногда $\pm 15\%$, использование указанных формул возможно во всех случаях. При этом ошибка будет в пределах 3—5%, что вполне допустимо.

Величины допускаемых напряжений для некоторых видов пластмасс приведены в табл. V.5. При расчете комбинированных металлопластмассовых амортизаторов допускаемые напряжения необходимо выбирать с учетом прочности крепления пластмассы к металлу. Допускаемые напряжения для пластмассовых амортизаторов при действии динамических нагрузок, как видно из таблицы, в два раза и более ниже. Это объясняется тем, что поглощенная пластмассовым амортизатором механическая энергия превращается в тепловую и вследствие низкой теплопроводности пластмасс температура амортизатора может существенно повыситься при действии многократных нагружений, что ведет к снижению нагрузочной способности пластмассового амортизатора.

Характеристики симметричных амортизаторов других видов (круглых шайб, втулок, конусов) можно рассчитать также по приведенным выше или аналогичным формулам. Например, при расчете



*Таблица V.5*

**Допускаемые напряжения для пластмассовых амортизаторов**

| Характер деформаций | Допускаемые напряжения в *кгс/см²* | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | при статической нагрузке | | | при ударной кратковременной нагрузке | | | при длительной динамической нагрузке | | |
| | Полиизобутилен | Поликарбонат | Пенопласт | Полиизобутилен | Поликарбонат | Пенопласт | Полиизобутилен | Поликарбонат | Пенопласт |
| Растяжение | 10—20 | 25—30 | 5—8 | 10—15 | 35—50 | 5—10 | 5—10 | 20—30 | 3—5 |
| Сжатие | 30—50 | 50—70 | 10—12 | 25—50 | 60—80 | 8—12 | 10—15 | 25—35 | 3—5 |
| Параллельный сдвиг | 10—20 | 40—60 | 5—8 | 10—20 | 50—70 | 5—10 | 3—5 | 20—25 | 3—5 |
| Сдвиг с поворотом | 20 | 35—50 | 15 | 20 | 40—50 | 10 | 3—10 | 10—15 | 3—5 |
| Сдвиг со скручиванием | 20 | 35—50 | 15 | 20 | 35—40 | 10 | 3—5 | 10—15 | 3—5 |

характеристик пластмассовых амортизаторов, имеющих форму шайб, в формулах (V.17)—(V.20) необходимо лишь вместо площади прямоугольного амортизатора подставить величину площади шайбы, т. е. вместо произведения $ab$ подставить $\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}$, где $D$ и $d$ — соответственно наружный и внутренний диаметры пластмассовой шайбы.

Расчет комбинированной системы с пластмассовыми амортизаторами можно производить обычными методами.

Долговечность пластмассовых амортизаторов зависит от качества и вида материала, конструктивного оформления, величины и характера приложения нагрузки, величины деформаций амортизатора и условий эксплуатации (температура среды и т. д.). В среднем можно считать, что срок службы пластмассовых амортизаторов в 1,2—1,5 раза выше, чем срок службы резиновых амортизаторов аналогичной конструкции. При проектировании пластмассовых амортизаторов можно пользоваться теми же рекомендациями, что и при проектировании резиновых амортизаторов. Например, следует по возможности избегать источников концентрации напряжений, так как они резко снижают долговечность пластмассового амортизатора. Назначая размеры пластмассовых амортизаторов, нужно выполнить условие, согласно которому между амортизируемыми деталями и основанием не должно быть непосредственного контакта при различных видах нагружения. Необходимо также учитывать изменения формы и размеров пластмассовых амортизаторов в результате деформаций от нагружения, чтобы, например, проходящая через амортизатор деталь (болт на рис. V.8) не зажималась деформированным амортизатором. При конструировании пластмассовых амортизаторов

должна быть известна технология их изготовления. Форма амортизаторов должна быть возможно простой, а при изготовлении их литьем или прессованием должны быть предусмотрены уклоны. Наконец, при конструировании пластмассовых амортизаторов необходимо учитывать, что степень деформации существенно зависит от вида нагружения: наибольшие деформации получаются под действием нагрузок, вызывающих напряжения сдвига, наименьшие — при нагрузках, вызывающих напряжения сжатия. Поэтому амортизаторы сдвига характеризуются сравнительно низкой грузоподъемностью, но обладают большой гибкостью, а амортизаторы сжатия, наоборот, отличаются большой грузоподъемностью, но малой гибкостью. Кроме того, гибкость амортизатора зависит от толщины амортизатора; с уменьшением толщины амортизатора она увеличивается.

Технология сборки конструкций с пластмассовыми амортизаторами аналогична технологии сборки конструкций с резиновыми амортизаторами.

## § 7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

***Пример 1.*** Спроектировать сальниковое уплотнение при следующих исходных данных. Давление среды $p_0$ —35 *ат*, число оборотов вала $n_в$ — 68 *об/мин*, диаметр вала $D_в$ — 0,07 *м*, диаметр сальниковой камеры $D_к$ — 0,098 *м*, высота набивки $h$ — 0,084 *м*, материал вала — сталь (▽8), материал сальниковой камеры — сталь (▽6).

Набивка изготовлена из стружки фторопласта-4, работает в условиях смазки.

Решение

1. Определяем коэффициент бокового давления. Поскольку $p_0 > 3 \cdot 10$ *кгс/см*$^2$, то $p_г = p_0 = 35$ *кгс/см*$^2$. Ширина набивки в нашем случае

$$B_н = \frac{D_к - D_в}{2} = \frac{0{,}098 - 0{,}07}{2} = 0{,}014 \ м.$$

Так как $p_г = 34{,}3$ *кгс/см*$^2$, что больше значения 30 *кгс/см*$^2$, коэффициент бокового давления следует вычислять для последнего значения.

Имеем:

$$\lg k = \frac{\lg (7{,}57 p_г^{-0,1}) h^{0,1}}{\lg (1{,}31 \cdot 10^{-3} b_н^{-0,9}) p_г^{0,1}} = \frac{(7{,}57 \cdot 3 \cdot 10^6)^{-0,1} \cdot 0{,}084^{0,1}}{(1{,}31 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}014^{-0,9})\, 30^{0,1}} = -0{,}2175,$$

откуда $k = 0{,}606$.

2. Определяем $p_y$ по формуле (V.9)

$$p_y = \frac{p_г}{k} = \frac{34{,}3}{0{,}606} = 56{,}6 \ кгс/см^2.$$

3. Далее определяются $kf_в$ и $kf_к$. Поскольку вал по условию задачи выполнен из стали с чистотой обработки поверхности по 8-му классу, по табл. V.3 находим соответствующие коэффициенты и расчет ведем по формулам (V.11).

Таким образом,

$$a = qh^2 + mh + n = 1920 \cdot 0{,}084^2 - 175 \cdot 0{,}084 + 13 = 11{,}85;$$

$$b = q_1 h^2 + m_1 h + n_1 = -20{,}7 \cdot 0{,}084^2 + 1{,}65 \cdot 0{,}084 - 0{,}37 = -0{,}378,$$



Аналогично для сальниковой камеры имеем:

$$a = qh^2 + mh + n = 2240 \cdot 0{,}084^2 - 190 \cdot 0{,}084 + 8{,}1 = 7{,}95;$$

$$b = q_1 h^2 + m_1 h + n_1 = -35{,}6 \cdot 0{,}084^2 + 2{,}8 \cdot 0{,}084 - 0{,}30 = -0{,}316.$$

Далее по формуле (V.10) получаем:

$$kf_в = a p_y^b = 11{,}85 \cdot 56{,}6^{-0,378} = 0{,}033;$$

$$kf_к = a p_y^b = 7{,}95 \cdot 56{,}6^{-0,316} = 0{,}0583.$$

Как указано выше, эти значения соответствуют ширине набивки $b_н = 0{,}0175$ *м* и для случая $b_н = 0{,}014$ *м* следует произвести перерасчет.

Коэффициент бокового давления при $b_н = 0{,}0175$ *м* согласно формуле (V.8) равен 0,645.

Таким образом, истинные значения $k_2 f_в$ и $k_2 f_к$, соответствующие условиям задачи по формуле (V.12),

$$k_2 f_в = \frac{0{,}033}{0{,}645} \cdot 0{,}606 = 0{,}031;$$

$$k_2 f_к = \frac{0{,}0583}{0{,}645} \cdot 0{,}606 = 0{,}0548.$$

4. Усилие нажима вычисляется по уравнению (V.13):

$$p_н = \frac{\pi}{4} (D_к^2 - D_в^2) \frac{p_г}{k} \exp \frac{4h (D_к f_к k + D_в f_в k)}{D_к^2 - D_в^2} =$$

$$= 0{,}785 (0{,}098^2 - 0{,}07^2) = \frac{34{,}3}{0{,}606} \exp \frac{4 \cdot 0{,}084 (0{,}098 \cdot 0{,}0548 + 0{,}07 \cdot 0{,}03)}{0{,}098^2 - 0{,}07^2} =$$

$$= 3655 \ кгс.$$

5. Определяем коэффициент кинетического трения. Так как при $n_в = 68$ *об/мин* скорость $v = 0{,}25$ *м/сек*, то

$$f_{кин} = 11{,}6 p_y^{-0,34} v^{0,17} = 11{,}6 \cdot 56{,}6^{-0,34} \cdot 0{,}25^{0,17} = 0{,}0463.$$

6. Силу трения, возникающую в сальнике, определяем по уравнению (V.14).

$$T = \frac{\pi D_в f_{кин} p_г (D_к^2 - D_в^2)}{4 (D_к f_к k + D_в f_в k)} \left[ \exp \frac{4h (D_к f_к k + D_в f_в k)}{D_к^2 - D_в^2} - 1 \right] =$$

$$= \frac{3{,}14 \cdot 0{,}07 \cdot 0{,}0463 \cdot 34{,}3 (0{,}098^2 - 0{,}07^2)}{4 (0{,}098 \cdot 0{,}0548 + 0{,}07 \cdot 0{,}031)} \times$$

$$\times \left[ \exp \frac{4 \cdot 0{,}084 (0{,}098 \cdot 0{,}0548 + 0{,}07 \cdot 0{,}03)}{0{,}098^2 - 0{,}07^2} - 1 \right] 9{,}8 = 397 \ кгс$$

7. Потеря мощности на трение вычисляется по формуле

$$N = Tv = \frac{3892}{9{,}81 \cdot 102} \cdot 0{,}25 = 0{,}973 \ квт.$$

8. Высота расточки сальниковой камеры (без учета фонарного кольца) вычисляется по формуле (V.15)

$$H = h \frac{1}{\varphi} + 2{,}5 b_н = 0{,}084 \cdot \frac{1}{0{,}84} + 2{,}5 \cdot 0{,}014 = 0{,}135 \ м.$$

По графику (рис. V.7) $\varphi = 0{,}84$.

***Пример 2.*** Определить максимально допустимое давление внутри аппарата, если для уплотнения выхода вала применено торцовое уплотнение с кольцами из фторопласта-4 и стали 40Х и задана максимальная температура на поверхности трения ($t_n = 125°$ С и $n = 375$ *об/мин*).

Дополнительные данные: внутренний диаметр колец $d$ — 42 *мм*, наружный $D$ — 52 *мм*, высота (длина) $L$ — 10 *мм*; вращающееся кольцо — сталь 40Х; коэффициент теплопроводности фторопласта-4 $\lambda_ф = 0{,}25$ *ккал/м·ч·град*; коэффициент теплопроводности стали 40Х $\lambda_{ст} = 40{,}8$ *ккал/м·ч·град*; коэффициент теплопроводности масла $\lambda_м = 16{,}8 \cdot 10^{-2}$ *ккал/м·ч*; плотность масла 89 *кгс·сек²/м⁴*; вязкость масла $12{,}8 \cdot 10^{-3}$ *кгс·сек/м²*; критерий Прандтля $Pr = 0{,}14$; $Pr^{0,4} = 0{,}457$; коэффициент теплоотдачи по поверхности колец в окружающую среду определяется из уравнения

$$\alpha = c \frac{x}{d} Re^n Pr^{0,4},$$

где $c$ и $n$ — коэффициенты, зависящие от величины критерия Re. Значения коэффициентов приведены в табл. V.6.

*Таблица V.6*

**Значения коэффициентов $c$ и $n$**

| Критерий | $c$ | $n$ |
|---|---|---|
| 5—80 | 0,93 (0,81) | 0,40 |
| 80—5000 | 0,715 (0,625) | 0,46 |
| 5000 | 0,226 (0,197) | 0,60 |

Для газов одинакового атомного веса критерий Прандтля — величина постоянная, и расчетные формулы упрощаются. Значения коэффициентов $c$ (в скобках) и $n$ приведены в табл. V.6.

Определим коэффициент теплоотдачи для следующих случаев.

1. Для вращающегося кольца:

а) по внутренней поверхности

$$d = 42 \text{ мм}; \quad Re = \frac{v\,dc}{\mu};$$

$$Re_{42} = \frac{0{,}6 \cdot 42 \cdot 89}{12{,}8 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^{-3} = 176;$$

по табл. V.6 находим значение $n = 0{,}46$ и определяем $Re_{42}^{0,46} = 10{,}74$;

б) по наружной поверхности

$$Re_{52} = \frac{0{,}6 \cdot 52 \cdot 89}{12{,}8 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^{-3} = 216; \quad Re_{52}^{0,46} = 11{,}8;$$

$$\alpha_{42} = 0{,}715 \frac{16{,}8 \cdot 10^{-2} \cdot 10{,}74 \cdot 0{,}457}{0{,}042} \cdot 10^3 = 14{,}0 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{град};$$

$$\alpha_{52} = 0{,}715 \frac{16{,}8 \cdot 10^{-2}}{0{,}052} \cdot 11{,}8 \cdot 0{,}457 \cdot 10^3 = 12{,}5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град}.$$

2. Для неподвижного кольца:

$$Re_{42} = 88; \quad Re_{52} = 108; \quad Re_{42}^{0,46} = 7{,}852; \quad Re_{52}^{0,46} = 8{,}61.$$

Соответственно

$$\alpha'_{42} = 0{,}715 \frac{16{,}8 \cdot 10^{-2}}{0{,}042} \cdot 7{,}852 \cdot 0{,}457 = 10{,}3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$\alpha'_{52} = 0{,}715 \frac{16{,}8 \cdot 10^{-2}}{0{,}052} \cdot 8{,}61 \cdot 0{,}457 = 9{,}1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град}.$$



*Таблица V.7*

**Значения коэффициентов $f_{v_0 T_0}$ и формулы для определения $\Delta f_v$**

| Материал | $f_{v_0 T_0}$ | Формула для определения $f_v$ | Коэффициенты $A$ | Коэффициенты $B$ | Скорость скольжения в *м/сек* | Условия смазки |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Фторопласт | 0,08<br>0,018 | $\Delta f = \frac{v - v_0}{Av + B}$ | 4<br>12 | 0,7<br>3 | 0,05—1,0<br>0,05—2,1 | Без смазки<br>Минеральное масло |
| Полиэтилен НД | 0,13<br>0,04 | $\Delta f = \frac{v - v_0}{Av + B}$ | 2<br>4,5 | 0,8<br>3,6 | 0,05—1,0<br>0,05—2,1 | Без смазки<br>Минеральное масло |
| Капролон В | 0,265<br>0,093 | $\Delta f_v = Av$ | 0,125<br>0,02 | —<br>— | 0,05—1,0<br>0,05—2,1 | Без смазки<br>Минеральное масло |
| Волокнит | 0,26<br>0,13 | $\Delta f_v = Av$ | 0,004<br>0,005 | —<br>— | 0,05—1,0<br>0,05—2,1 | Без смазки<br>Минеральное масло |

*Таблица V.8*

**Значения коэффициента $k_T$**

| Материал | Температура эксплуатации в °С | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 25 | 40 | 60 | 80 | 100 |
| Фторопласт | 1,02 | 1,0 | 0,96 | 0,92 | 0,90 |
| Волокнит | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,06 | 1,06 |
| Капролон В | 1,01 | 1,0 | 1,0 | 1,07 | 1,17 |
| Полиэтилен НД | 0,845 | 1,0 | 1,12 | 1,30 | 1,63 |

Поверхность трения равна

$$F = \frac{\pi}{\lambda} (D^2 - d^2) = \frac{3{,}14}{\lambda} [(0{,}052)^2 - (0{,}042)^2] = 7{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Определим коэффициенты $A$ и $A'$ в формулах (V.18).

$$A = \sqrt{\frac{2(\alpha_1 R + \alpha_2 r)}{\lambda (R^2 - r^2)}} = \sqrt{\frac{2(12{,}5 \cdot 0{,}026 + 14 \cdot 0{,}021)}{40{,}8 (0{,}026^2 - 0{,}021^2)}} = \sqrt{130{,}5} \approx 11{,}4;$$

$$A' = \sqrt{\frac{2(\alpha' R + \alpha_2 r)}{\lambda'(R^2 - r^2)}} = \sqrt{\frac{2(9{,}1 \cdot 0{,}026 + 10{,}3 \cdot 0{,}021)}{0{,}25(0{,}026^2 - 0{,}021^2)}} = \sqrt{15\,600} = 125;$$

$$Q_2 = \lambda' F A' \frac{t_n[\exp(A'L') + \exp(-A'L') - 2t_к - 2\frac{B_1^2}{A_1^2}}{\exp(A'L') - \exp(-A'L')} =$$

$$= 0{,}25 \cdot 7{,}4 \cdot 10^{-4} \cdot 125 \frac{125 \cdot 3{,}78 - 2 \cdot 40 - 2 \cdot 40 \cdot 2{,}49}{3{,}24} = 1{,}39 \text{ ккал/ч};$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = 5{,}56 \text{ ккал/ч}.$$

По заданным условиям работы пары трения определяем коэффициент трения по формуле (V.18) и табл. V.7 и V.8:

$$f_{v,\,т} = k_т (f_{v_0,\,т_0} + \Delta f_v) = 1 \left(0{,}018 + \frac{0{,}6 - 0{,}05}{12 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}3}\right) = 0{,}072.$$

Общее количество тепла $Q$, выделившееся при трении, равно

$$Q = 8{,}43 f_{v,\,т} v P.$$

Так как количество тепла $Q$, которое может быть передано уплотнительными кольцами в окружающую среду без опасности перегрева колец, известно, то находим

$$P = \frac{Q}{8{,}43 v f_{v,\,т}} = \frac{5{,}56}{8{,}43 \cdot 0{,}072 \cdot 0{,}6} \approx 15{,}35 \text{ кгс}.$$

Нагрузка, приходящаяся на единицу поверхности уплотнительных колец,

$$q = \frac{P}{F} = \frac{15{,}35}{7{,}4} = 2{,}08 \text{ кгс/см}^2.$$

Величина $q$ уравновешивает гидродинамическое давление внутри уплотнительных колец. Так как обычно давление внутри аппарата для масел составляет 0,5—0,7 гидродинамического давления, то получим

$$p_{ап} = \frac{q}{0{,}6} = \frac{2{,}08}{0{,}6} \approx 3{,}5 \text{ кгс/см}^2.$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Испытание и расчет деталей из пластмасс. Труды ЛИАП, вып. 52. Л., 1967.
2. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М., «Машиностроение», 1965.
3. Мирзоев Р. Г. Пластмассовые детали машин и приборов. М—Л., «Машиностроение», 1970.

ГЛАВА VI

# РАСЧЕТ, ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И СБОРКА РАЗЪЕМНЫХ И НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Часто при решении технологических задач необходимо обеспечить фиксированное положение одной детали относительно другой или же передать силовую нагрузку с одной детали на другую. В этих случаях широкое распространение нашли разъемные механические соединения (прессовые, резьбовые и т. д.) и неразъемные соединения (сварные, клеевые).

Специфика проектирования и применения пластмассовых неразъемных соединений отличается от общеизвестных лишь технологией их соединения, тогда как проектирование и применение механических соединений весьма своеобразно.

Сварка или склеивание деталей из пластмасс требует тщательного выполнения технологического процесса, а иногда и специального оборудования. Поэтому в технике довольно широкое распространение имеют механические соединения деталей из пластмасс; их осуществление не требует больших затрат и специального оборудования, повреждения в них легче заметить и устранить.

Механические соединения — единственный способ соединения пластмассовых деталей в следующих случаях:

1) при соединении деталей сравнительно толстых сечений, если к ним приложены сосредоточенные местные срезающие усилия;

2) при соединении различных по физическим свойствам деталей, работающих в различных температурных режимах;

3) при нагружениях в зоне соединения, вызывающих появление сильной концентрации напряжений в зоне клеевого или сварного шва.

Наиболее широкое применение в технике нашли следующие способы механических соединений: соединения с натягом, шпоночные и шлицевые, заклепочные, а также различные типы резьбовых и болтовых соединений.

Особенность работы пластмассовых механических соединений заключается в том, что они не находятся в условиях чистой релаксации напряжений. Поэтому при их расчете нельзя пренебрегать изменениями размеров деталей соединения в направлении действия силы даже в тех случаях, когда изменение их размеров ограничено. Это означает, что нельзя судить о величине падения напряжений в соединении лишь по величине пластической деформации, так как сумма упругих и пластических деформаций детали может быть непостоянной.

На рис. VI.1 показана схема работы пластмассового механического соединения. В абсолютно жесткой раме $A$ имеется деталь и звено $з$,

которые представляют собой элементы соединения, ограничивающие изменения размеров детали $D$. Учитывая постоянство размера $l$, можно записать, что

$$\Delta l_{Dy} + \Delta l_{зy} + \Delta l_{Dn} + \Delta l_{зn} = \text{const}, \qquad \text{(VI.1)}$$

где $\Delta l_{Dy}$ и $\Delta l_{зy}$ — упругие деформации детали и звена; $\Delta l_{Dn}$ и $\Delta l_{зn}$ — пластические деформации детали и звена.

Для первых двух членов уравнения (VI.1)

$$\Delta l_{Dy} + \Delta l_{зy} = \frac{P_D l_D}{F_D L_D} + \frac{P_з l_з}{F_з E_з}$$

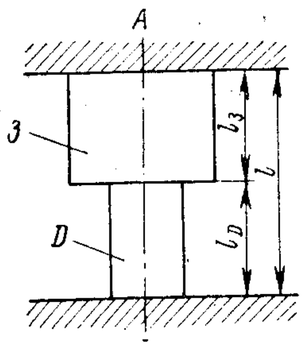



Рис. VI.1. Схема работы пластмассового механического соединения:

$A$ — жесткая рама; $D$ — пластмассовая деталь; $з$ — звено

или вследствие равенства усилий $P_D$ и $P_з$ после некоторых преобразований окончательно получим

$$\Delta l_{Dy} + \Delta l_{зy} = \frac{\sigma_D l_D}{E_D}\left(1 + \frac{U_з}{U_D}\right),$$

где $l_D$ и $l_з$ — длина детали и звена; $F_D$, $F_з$ — площади поперечного сечения детали и звена; $E_D$, $E_з$ — модули упругости материала детали и звена; $U_D = \frac{l_D}{E_D F_D}$ и $U_з = \frac{l_з}{E_з F_з}$ — податливость детали и звена; $\sigma = \frac{P_D}{F_D}$ — напряжение детали.

Полагая, что темп уменьшения напряжений при релаксации за определенное время и при определенной температуре зависит от величины начального напряжения, и учитывая, что при релаксации напряжений увеличение пластических деформаций идет за счет уменьшения упругих деформаций, получим следующие соотношения для определения $\Delta l_{Dn}$:

$$\Delta l_{Dn} = k_{Dn}\Delta l_{Dn}; \quad \Delta\sigma'_D = kD_p\sigma_{0D};$$

$$\Delta l'_{Dn} = \Delta l'_{Dy} = \frac{\Delta\sigma' D l_D}{E_D}; \quad \sigma_{0D} = \frac{P_{0D}}{F_D},$$

откуда

$$\Delta l_{Dn} = \frac{k_{Dn}k_{Dp}P_{0D}l_D}{E_D F_D}$$

и аналогично

$$\Delta l_{зn} = \frac{k_{зn}k_{зp}P_{0з}l_з}{E_з F_з},$$

где $\Delta\sigma'$ — релаксационное падение напряжений; $\sigma_{0D}$ — начальное напряжение в детали; $P_{0D}$ и $P_{0з}$ — начальное усилие в детали и звене; $k_{Dn}$ и $k_{зn}$ — коэффициенты, показывающие во сколько раз



пластические деформации в рассматриваемом случае отличны от таковых при чистой релаксации напряжений; $k_{Dp}$ и $k_{зp}$ — постоянные, учитывающие сопротивление релаксации напряжений детали и звена; $\Delta l'_{Dn}$, $l'_{зn}$ — соответственно увеличение пластических и уменьшение других деформаций при релаксации напряжений.

С учетом приведенных выражений и после некоторых преобразований уравнение (VI.1) примет вид

$$\Delta l'_{Dn}k_{Dn}\left(1 + m\frac{U_з}{U_D}\right) + \frac{\sigma_D l_D}{E_D}\left(1 + \frac{U_з}{U_D}\right) = \text{const}$$

или

$$\varepsilon'_{Dn}k_{Dn}\left(1 + m\frac{U_з}{U_D}\right) + \frac{\sigma_D l_D}{E_D}\left(1 + \frac{U_з}{U_D}\right) = \text{const},$$

где $m = \frac{k_{зn}k_{зp}}{k_{Dn}k_{Dp}}$ — коэффициент, учитывающий, во сколько раз сопротивление пластическим деформациям меньше у звена, чем у детали; $\varepsilon'_{Dn} = \frac{\Delta l'_{Dn}}{l_D}$ — относительная пластическая деформация детали.

После дифференцирования полученного выражения по времени получим

$$\frac{d\sigma_D}{dt} = \frac{d\varepsilon'_{Dn}}{dt}k_{Dn}E_D\frac{U_D + mU_з}{U_D + U_з}.$$

Данное выражение существенно отличается от уравнения чистой релаксации напряжений, которое для данного случая имеет вид

$$\frac{d\sigma'_D}{dt} = -\frac{d\varepsilon'_{Dn}}{dt}E_D.$$

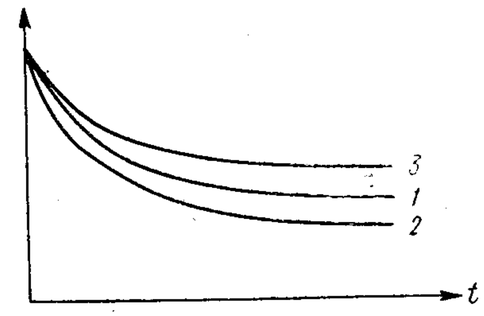



Рис. VI.2. Кривые падения напряжений в пластмассовом механическом соединении

Разница между напряжением при чистой релаксации и падением напряжений в случае, когда ограничивающие элементы ненамного жестче детали, выразится следующим образом:

$$\Delta\frac{d\sigma_D}{dt} = \frac{d\sigma'_D}{dt} - \frac{d\sigma_D}{dt} = -\frac{d\varepsilon'_{Dn}}{dt}E_D - \frac{U_D(1 - k_{Dn}) + U_з(1 - k_{Dn}m)}{U_D + U_з}.$$

Из анализа приведенных выражений можно сделать следующие выводы:

1) при равенстве сопротивлений пластическим деформациям звена и детали усилия в соединении падают так же, как и при чистой релаксации напряжений, и не зависят от соотношения податливости детали и звена (рис. VI.2, кривая *1*), т. е. при $m = 1$ $\Delta\frac{d\sigma_D}{dt} = 0$;

2) при сопротивлении пластическим деформациям звена меньшем, чем у детали, усилия в соединении уменьшаются быстрее, чем при чистой релаксации напряжений (кривая 2), т. е. при $m > 1$ $\Delta \frac{d\sigma_D}{dt} < 0$;

3) при сопротивлении пластическим деформациям звена большем, чем у детали, усилия в соединении уменьшаются медленнее, чем при чистой релаксации напряжений (кривая 3), т. е. при $m < 1$ $\Delta \frac{d\sigma_D}{dt} > 0$.

Указанные выводы необходимо учитывать при расчете пластмассовых механических соединений; так как в определенных случаях (например, при соединении пластмассовых листов металлическими болтами или напрессовке пластмассовой втулки на металлическую деталь) релаксация напряжений увеличивается на 15—20%, что значительно влияет на прочность и долговечность соединения.

## § 2. ПРЕССОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Простейшим механическим соединением является прессовое соединение пластмассовых деталей или соединение их с металлическими деталями. При расчете прессовых пластмассовых соединений можно исходить из тех же соображений, что и при расчете металлических соединений с гарантированным натягом:

1) обеспечение неподвижности (прочности) соединения при действии заданной осевой силы $P$ или заданного крутящего момента. По этому условию рассчитывается минимально допустимый натяг в соединении $\Delta_{н\,min}$;

2) обеспечение нормальной работы соединения, т. е. соблюдение такого условия, при котором напряжения на сопрягаемых поверхностях детали не превосходили бы некоторых значений, допустимых для материала этих деталей. По этому условию рассчитывается максимально допустимый натяг в соединении.

Величина коэффициента сцепления $f$ поверхностей при трении гладких (полученных отливкой или чистовой механической обработкой) пластмассовых поверхностей друг о друга равна 0,15—0,25; при трении гладких поверхностей пары пластмасса—сталь $f = 0{,}05 \div 0{,}15$; при трении пары пластмасса—сталь с грубо обработанными или накатанными поверхностями $f = 0{,}2 \div 0{,}5$.

Однако при изменении влажности и температуры среды в деталях возникают температурно-влажностные напряжения и деформации, которые могут превзойти допустимые и вызвать либо разрушение детали (в случае хрупких пластмасс), либо пластические деформации (в случае термопластов). В последнем случае нарушается равновесие контактных и внутренних напряжений элементов соединения. Восстановление указанного равновесия при окончании действия температурно-влажностных напряжений происходит за счет внутреннего



диаметра втулки (для случая на рис. VI.3). При многократных изменениях температуры и влажности исходный упругий натяг полностью исчерпывается, а из-за уменьшения внутреннего диаметра пластмассовой втулки возможно, например, заклинивание вращающегося в ней вала.

Чтобы избежать этого, необходимо при расчете посадок с натягом учитывать возможные температурно-влажностные напряжения, которые можно определить при рассмотрении задачи о составных цилиндрах.

Пусть влажность окружающей среды изменилась на $\Delta W$, а температура на $\Delta t$. Тогда пластмассовая втулка (рис. VI.3, *а*) будет иметь относительные деформации растяжения и сжатия. По поверхности соприкосновения втулки и корпуса относительная деформация втулки в тангенциальном направлении $\varepsilon_в$ определится следующим образом:

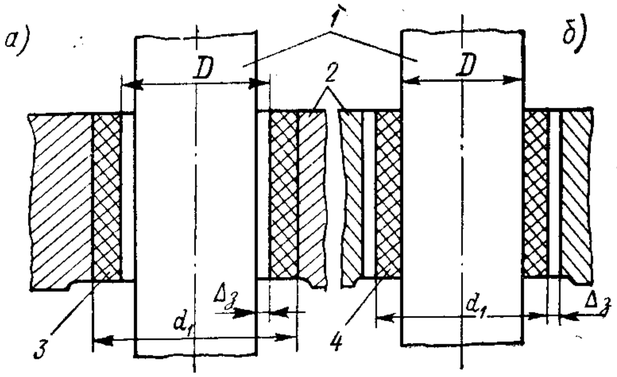



Рис. VI.3. Типовые примеры конструкций пластмассовых прессовых соединений: *а*, *б*— запрессовка втулки в гнездо и на вал:

*1* — вал; *2* — корпус; *3* — пластмассовый вкладыш; *4* — пластмассовая облицовка

$$\varepsilon_в = \alpha_в \Delta t + \beta_в \Delta W + \frac{|U_в|}{D}, \qquad \text{(VI.2)}$$

где $\alpha_в$, $\beta_в$ — коэффициенты линейного теплового расширения и набухания материала втулки; численные значения $\alpha$ и $\beta$ для различных марок пластмасс приведены в справочниках; $U_в$ — радиальные перемещения точек внешней цилиндрической поверхности втулки.

Относительная деформация корпуса в тангенциальном направлении $\varepsilon_к$ при том же изменении температуры со стороны втулки определится из выражения

$$\varepsilon_к = \alpha_к \Delta t + \beta_к \Delta W + \frac{|U_к|}{D}, \qquad \text{(VI.3)}$$

где $\alpha_к$ и $\beta_к$ — коэффициенты линейного теплового расширения и набухания материала корпуса; $U_к$ — радиальные перемещения точек внутренней цилиндрической поверхности радиуса $\frac{D}{2}$.

Используя формулу для радиального перемещения точек составных толстостенных цилиндров (втулки и корпуса), вызванного радиальным давлением $P$, получим

$$\left.\begin{aligned} |U_в| &= \frac{P}{E_в}\left(\frac{d^2 + D^2}{D^2 - d^2} - \mu_в\right); \\ |U_к| &= \frac{P}{E_к}\left(\frac{D^2 + D_1^2}{D_1^2 - D^2} + \mu_к\right), \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VI.4)}$$

где $E_в$, $E_к$ и $\mu_в$, $\mu_к$ — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов втулки и корпуса.

Подставляя значения для радиальных перемещений из выражений (VI.4) в уравнения (VI.2) и (VI.3) и учитывая, что $\varepsilon_в = \varepsilon_к$ при совместном деформировании втулки и корпуса, получим

$$\alpha_в \Delta t + \beta_в \Delta W - \frac{P}{E_в} c_1 = \alpha_к \Delta t + \beta_к \Delta W + \frac{P}{E_к} c_2; \qquad \text{(VI.5)}$$

$$c_1 = \frac{d^2 + D^2}{D^2 - d^2} - \mu_в; \quad c_2 = \frac{D^2 + D_1^2}{D_1^2 - D^2} + \mu_к,$$

откуда получим следующее выражение для радиального давления:

$$P = E_в \frac{(\alpha_в - \alpha_к)\,\Delta t + (\beta_в - \beta_к)\,\Delta W}{\frac{E_в}{E_к} c_2 + c_1}. \qquad \text{(VI.6)}$$

Зная значения радиального давления и используя известные формулы для толстостенных цилиндров, можно определить радиальные и тангенциальные напряжения $\sigma_r$ и $\sigma_\tau$, возникающие во втулке при изменении ее влажности и температуры, а также радиальные перемещения любой точки втулки:

$$(\sigma_r)_в = \frac{D^2 P}{D^2 - d}\left(\frac{d^2}{r} - 1\right);$$

$$(\sigma_\tau)_в = -\frac{D^2 P}{D^2 - d}\left(\frac{d^2}{r} - 1\right);$$

$$(U_r)_в = -\frac{PD^2}{F_в (D^2 - d^2)}\left[(1 - \mu_в)_2 + \frac{(1 + \mu_в)\, d^2}{r}\right].$$

Аналогично для радиального и тангенциальных напряжений, а также радиальных перемещений корпуса получим

$$(\sigma_r)_к = \frac{D_1^2 P}{D_1^2 - D}\left(\frac{D^2}{r} - 1\right); \quad (\sigma_\tau)_к = \frac{D_1^2 p}{D_1^2 - D^2}\left(\frac{D^2}{r} - 1\right); \qquad \text{(VI.7)}$$

$$(U_r)_к = \frac{PD_1^2}{E_к (D_1^2 - D^2)}\left[(1 - \mu_к)_2 + \frac{(1 + \mu_к D^2)}{r}\right]. \qquad \text{(VI.8)}$$

В формулах (VI.7) и (VI.8) $r$ — означает радиус точки, для которой определяются напряжения и перемещения. В случае $r = \frac{d}{2}$ формула (VI.8) примет вид

$$(U_d)_в = \frac{2Pd^2 D}{E_в (D^2 - d^2)}. \qquad \text{(VI.9)}$$

Если в формулу (VI.9) подставить значение для $P$ из выражения (VI.6), то получим уменьшение внутреннего диаметра вследствие температурно-влажностных деформаций. Когда корпус изготовляется



из металла, значениями напряжений и перемещений, подсчитанных по формулам (VI.7) и (VI.8), можно пренебречь, а выражение (VI.6) вследствие того, что коэффициент набухания равен нулю и отношение $\frac{E_в}{E_м}$ существенно мало в сравнении с единицей, упростится и примет следующий вид:

$$P = E_в \frac{(\alpha_в - \alpha_к)\,\Delta t + \beta\,\Delta W}{c_1}.$$

Снижение работоспособности пластмассовых прессовых соединений в связи с релаксацией напряжений и ползучестью материалов сопрягаемых деталей ограничивает возможности применения этих соединений. Поэтому чаще неподвижность соединения создается, кроме натяга, еще и другими конструктивными элементами (насечка сопрягаемых поверхностей, фиксирование винтом или шпонкой). Общие рекомендации по расчету и применению неподвижных посадок по ГОСТ 11710—66 приведены в гл. VII.

## § 3. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Основные конструктивные параметры шпоночных соединений определяются из следующих соотношений:

для напряженных врезных клиновых шпонок и клиновых шпонок на лыске

$$M_к \leqslant \frac{1}{12}[\sigma]_{см} b^3 l \frac{b + 6ft}{b - 3fh}; \qquad \text{(VI.10)}$$

$$t = y + 0{,}5D;$$

для ненапряженных шпоночных соединений с призматическими шпонками

$$M_к \leqslant 0{,}25hlD\ [\sigma]_{см};$$

$$M_к \leqslant 0{,}5blD\ [\tau]_{ср};$$

$$M_к \leqslant \frac{0{,}17Db^2 l\,[\sigma]_и}{h};$$

для соединений с сегментными шпонками

$$M_к \leqslant 0{,}5lcD\ [\sigma]_{см};$$

$$M_к \leqslant 0{,}5lbD\ [\tau]_{ср};$$

$$M_к \leqslant \frac{0{,}17Db^2 l\,[\sigma]_и}{h};$$

для соединений с торцовыми шпонками

$$M_к \leqslant 0{,}5lhD_1\left(1 - \frac{l}{D}\right)^2 [\sigma]_{см}.$$

В приведенных формулах $M_к$ — крутящий момент; $[\sigma]_{см}$ — допускаемые напряжения смятия; $[\sigma]_{см}$ можно принимать равным $0{,}2\sigma_{в\,сж}$ в соединениях пластмассовых деталей с металлическими и $[\sigma]_{см} = (0{,}4 \div 0{,}5)\,\sigma_{в\,сж}$ при соединении пластмассовых деталей; $f$ — коэффициент трения; $b$, $l$, $h$ — ширина, длина и высота шпонки; $y$ — глубина шпоночного паза на валу; $D$ — диаметр вала; $[\tau]_{ср}$, $[\sigma]_{и}$ — соответственно допускаемые напряжения среза и изгиба (см. гл. I); $c$ — выступающая часть шпонки; $c \approx t + h - D$.

В тех случаях, когда приведенные выше соотношения не соблюдаются, необходимо предусматривать увеличение числа шпонок или применение шлицевых соединений, основные конструктивные параметры которых рекомендуется определять из следующих соотношений:

при прямобочном профиле зубьев

$$l \geqslant \frac{10M_к}{[(D_в - d_A) - 2(f + r)(D_в + d_A)\,z\,[\sigma]_{см}};$$

при эвольвентном профиле зубьев с центрированием по боковым сторонам

$$l \geqslant \frac{2{,}5M_к}{z^2m^2\,[\sigma]_{см}};$$

при эвольвентном профиле зубьев с центрированием по наружному диаметру

$$l \geqslant \frac{3M_к}{z^2m^2\,[\sigma]_{см}},$$

где $D_в$, $d_A$ — внутренний и наружный номинальные диаметры окружности выступов; $l$ — рабочая длина зубьев; $m$, $z$ — модуль и число зубьев; $f$, $r$ — ширина фаски и радиус скругления шлицевого профиля.

В зависимости от назначения шпоночного соединения может потребоваться неподвижное или подвижное соединение шпонки с валом или ступицей. Выбор и назначение допусков и посадок на шпоночные соединения см. гл. VII.

## § 4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Все большее распространение получают пластмассы в качестве материала для изготовления крепежных деталей, особенно гаек. Пластмассовые болты имеют сравнительно невысокую прочность и могут применяться лишь в малонагруженных соединениях. Крепежные детали изготовляют из различных материалов: фенопласта, монолита, волокнита, капрона, полипропилена, поликарбоната и др.

При определении основных конструктивных параметров резьбовых деталей надо учитывать следующее:



1) нагрузка по виткам резьбы (рис. VI.4) пластмассовых деталей распределяется более равномерно ввиду их большой упругости. В результате, несмотря на низкие величины допускаемых напряжений, резьбовые соединения характеризуются довольно высокой прочностью на срез (рис. VI.5).

2) прочность стенки пластмассовой гайки обычно ниже прочности ее витков на срез и значительно ниже прочности стального болта на разрыв.

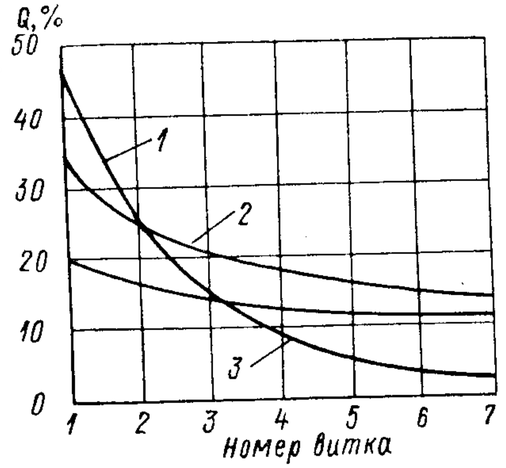



Рис. VI.4. Кривые распределения нагрузки по виткам резьбы:

*1* — для стальной гайки; *2* — для гайки из реактопластов; *3* — для гайки из термопластов

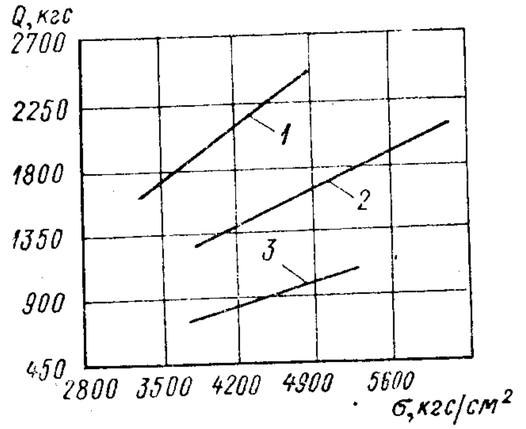



Рис. VI.5. Зависимость срезывающего усилия, выдерживаемого пластмассовым резьбовым соединением (болт стальной, гайка полиамидная), от растягивающих напряжений, получаемых затяжкой соединения:

*1* — ⌀ 10 *мм*; *2* — ⌀ 2—8 *мм*; *3* — ⌀ 3—6 *мм*

У металлических резьбовых соединений, наоборот, наименее прочная деталь соединения — болт. Поэтому при проектировании резьбовых соединений пластмассовой гайки и металлического болта необходимо рассчитывать гайку с учетом напряжений, возникающих при эксплуатации соединения в ее стенке. Это можно сделать, используя следующие соотношения для наиболее напряженной верхней точки основания первого витка со стороны приложения нагрузки (рис. VI.6):

$$\left.\begin{aligned} \sigma_\theta &= P_{zi}\frac{\omega^2+1}{\omega^2-1}; \quad P_{zi} = \frac{Q\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2}-\rho\right)}{k\pi d_0 S}; \\ \sigma_p &= \frac{Q\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2}-\rho\right)}{\pi d_0 S}; \quad \omega = \frac{D}{d_0}; \\ \sigma_z &= \frac{4(Q-Q_1)}{\pi\left(D^2-d_0^2\right)}; \quad \tau_{cp} = \frac{Q_1}{\pi d_0 t}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VI.11)}$$

где $P_{zi}$ — расчетное усилие для $i$-го витка; $\sigma_\theta$, $\sigma_p$, $\sigma_z$ и $\tau_{cp}$ — распорные, радиальносжимающие, осевые сжимающие и касательные напряжения среза в рассматриваемой точке резьбы гайки; $Q$ и $Q_1$ — общая осевая нагрузка, испытываемая гайкой, и нагрузка на первый виток. Величина $Q_1$ может быть подсчитана с использованием рис. VI.4; $D$, $d_0$ — наружный и внутренний диаметры гайки; $t$ — толщина стенки гайки; $S$ и $\alpha$ — шаг и угол профиля резьбы. Для основной метрической резьбы $\alpha = 60°$; $\rho$ — угол трения, равный $\rho = \operatorname{arctg} f$ ($f$ — коэффициент трения по поверхности контакта витков гайки и болта; так как обычно $f = 0{,}15 \div 0{,}2$, то $\rho = 8 \div 9$); $k$ — коэффициент приведения радиального давления, неравномерно распределенного по длине свинчивания, к расчетному давлению, равномерно распределенному по длине свинчивания болта с гайкой. Рекомендуемые значения коэффициента приведены в табл. VI.1.

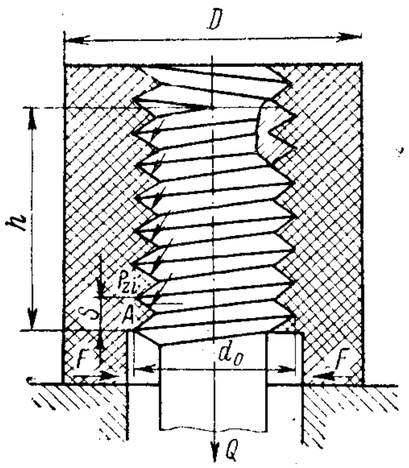



Рис. VI.6. Расчетная схема для определения основных конструктивных параметров пластмассовых резьбовых соединений

Работоспособность пластмассовой гайки можно оценивать по энергетической теории прочности, если гайка изготовлена из термопластов, и по первой теории прочности, если гайка изготовлена из реактопластов. В последнем случае можно использовать также критерии прочности, разработанные К. Н. Каном, для получения более точных результатов.

*Таблица VI.1*

**Значения коэффициента приведения радиального давления в резьбовом соединении**

| Число витков гайки $z$ | Значения $k$ для гаек | |
|---|---|---|
| | из реактопластов | из термопластов |
| 1—4 | $z$ | $z + 4$ |
| 5—6 | $z + 1$ | $z + 2$ |
| 7—8 | $z + 0{,}5$ | $z + 1$ |
| 9—10 | $z$ | $z + 0{,}5$ |
| 11—12 | $z - 1$ | $z$ |
| 13 | 12 | 12 |

При конструировании пластмассовых резьбовых соединений надо учитывать следующие рекомендации:

1) оптимальное отношение наружного диаметра гайки к диаметру резьбы $\frac{D}{d_0}$ должно быть 2,25—2,5 для резьб до М18 и 2,0—2,25 для резьб от М20 до М42;

2) оптимальное число витков с основной метрической резьбой пластмассовых гаек должно быть: $z = 8 \div 10$ при $\frac{D}{d_0} = 1{,}5$; $z = 10 \div 12$ при $\frac{D}{d_0} = 1{,}5 \div 2$ и $z = 12 \div 13$ при $\frac{D}{d_0} = 2{,}0 \div 2{,}5$;

3) оптимальным профилем пластмассовых резьб является профиль, срезанный на 0,45 высоты от вершины остроугольного профиля и закругленный по вершинам выступов (см. гл. VII.4);

4) оптимальные значения шага резьбы находятся в пределах 1,5—3 *мм* (см. гл. VII. 4).



Иногда пластмассовые резьбовые соединения образуются с использованием запрессованных или ввинченных в пластмассовую деталь металлических втулок, имеющих внутреннюю резьбу для винта. Данные типы соединения представляют частный случай рассмотренных типов, поэтому приведенные рекомендации могут быть использованы при их расчете.

Необходимо учитывать, что шаг резьбы менее 1 *мм* может быть рекомендован только для резьбовых изделий из термопластов. Для резьбовых изделий из реактопластов шаг менее 1 *мм* не рекомендуется в связи с тем, что в процессе изготовления резьбового изделия витки обильно насыщаются смолой, что значительно снижает прочность пластмассового резьбового соединения. Наибольшей прочностью обладают резьбовые изделия с шагом резьбы 1,5—3 *мм*.

Применение резьбы с особо крупным шагом можно рекомендовать в крепежных соединениях, так как в этом случае компенсационные зазоры незначительно снижают прочность резьбового соединения. Взаимозаменяемость резьб см. гл. VII.

## § 5. СОЕДИНЕНИЯ С ЗАПРЕССОВАННОЙ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ АРМАТУРОЙ

Пластмассовые изделия с металлической арматурой — один из самых распространенных типов изделий в приборостроении. Специфика расчета и конструирования таких изделий обусловливается особенностями их изготовления. Изделие изготовляется прессованием или литьем под давлением в форме, в которой до поступления материала устанавливается необходимая арматура (типовые примеры приведены в гл. VIII). При остывании изделия на боковых поверхностях арматуры возникают радиальные напряжения вследствие неравномерной усадки и теплового сжатия тела арматуры и детали.

При неправильном выборе конструктивных параметров радиальные напряжения могут быть столь значительными, что изделие разрушается еще в процессе остывания. Поэтому основные конструктивные параметры изделий с металлической арматурой необходимо определять с учетом упомянутых выше напряжений, для чего рекомендуется пользоваться следующими соотношениями:

$$\sigma_\theta = p_r \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1}; \quad \sigma_r = -p_r; \quad \tau_{cp} = \frac{p_1}{\pi d \sum h_в};$$

$$p_r = \frac{\psi E}{\mu + \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1}}; \quad p_1 = p - F;$$

$$F = p_r (\pi d \sum h_n f' + \pi d_1 \sum h_в f),$$

где $p_r$ — радиальное давление на боковых поверхностях арматуры, возникающее при остывании детали; $p$ — общая нагрузка, приложенная к арматуре; $p_1$ — составляющая общей нагрузки, воспринимаемая кольцевыми выступами детали; $F$ — сила трения на боковых поверхностях арматуры; $\sigma_\theta$, $\sigma_r$ — соответственно распорное и радиальносжимающее напряжения в теле пластмассовой детали в результате действия давления $p_r$; $\tau_{ср}$ — касательные напряжения среза, возникающие в основаниях выступов арматуры в результате действия силы $p$; $E$ и $\mu$ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона пластмассы; $\beta = \frac{D}{d_0}$ — отношение наружного диаметра пластмассовой детали к диаметру арматуры; $\psi = Q + \alpha\ \Delta t$ — коэффициент натяга с учетом усадки материала и уменьшения деформации арматуры за счет изменения температуры ($Q$ — коэффициент усадки материала детали; $\alpha$ — коэффициент линейного расширения материала арматуры; $\Delta t = t_{нач} - t_{кон}$ — разность температур арматуры в начале и в конце остывания); $d$ и $d_1$ — наружные диаметры арматуры и кольцевой канавки (рис. VI.7); $\sum h_n$, $\sum h_в$ — суммарная высота поясков арматуры и выступов детали; $f'$, $f$ — коэффициенты трения на поверхности поясков и на поверхности канавки.

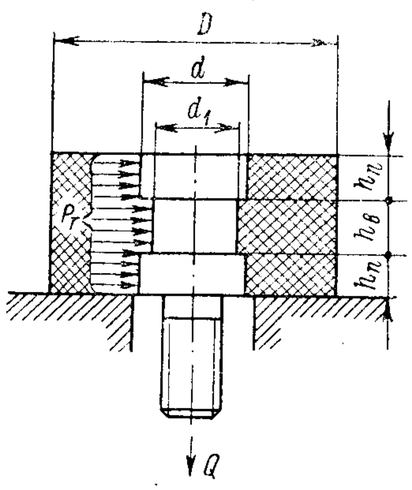



Рис. VI.7. Расчетная схема для определения основных конструктивных параметров пластмассовых изделий с металлической арматурой

Величина $f' = f$ при отсутствии накатки на поясках арматуры, имеющей целью увеличить механическое сцепление арматуры с телом детали. В случае, если накатки на поясках не предусматривается, величина $f'$ определяется по формуле

$$f' = \frac{f}{\sin\frac{\varphi}{2}},$$

где $f$ — коэффициент трения по плоскости; $\varphi$ — профильный угол накатки (например, для прямой накатки $\varphi = 90^\circ$).

Оценку работоспособности изделия с металлической арматурой необходимо производить так же, как и резьбового соединения, причем главные напряжения подсчитываются по следующим формулам:

$$\sigma_1 = \sigma_\theta;$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}\left[\sigma_r + \sqrt{\sigma_r^2 + 4\tau_r^2}\right];$$

$$\sigma_3 = \frac{1}{2}\left[\sigma_r - \sqrt{\sigma_r^2 + 4\tau_r^2}\right].$$



При конструировании изделий с металлической арматурой необходимо руководствоваться сведениями, изложенными в гл. VIII, с учетом следующих рекомендаций.

1. При тонкой стенке $\left(\frac{D}{d} < 2\right)$ сила трения на поверхности арматуры весьма мала вследствие малости давления $p_r$, поэтому основная часть приложенной к арматуре нагрузки воспринимается кольцевым выступом детали. В результате в основании выступа возникают значительные касательные напряжения среза $\tau_r$, вызывающие появление значительных по величине главных нормальных напряжений $\sigma_2$ и $\sigma_3$. Первое главное нормальное напряжение $\sigma_1 = \sigma_\theta$ при малой толщине стенки тоже весьма велико. Поэтому у тонкостенных деталей даже незначительная внешняя нагрузка создает в материале стенки опасное напряженное состояние, вызывающее разрушение детали. Для увеличения выдерживаемой нагрузки в таких деталях целесообразно увеличивать площадь среза кольцевого выступа за счет увеличения высоты выступа $h_в$.

2. При увеличении отношения $\frac{D}{d}$ до 3 весьма заметно возрастают боковые давления $p_r$ и, следовательно, сила трения, удерживающая арматуру в детали. Поэтому детали с толстыми стенками $\frac{D}{d} > 2{,}5$ выдерживают большую нагрузку главным образом за счет увеличения силы сцепления арматуры с деталью и в некоторой мере за счет уменьшения распорных напряжений $\sigma_\theta$.

3. Увеличение отношения $\frac{D}{d}$ свыше 3 приводит к весьма незначительному увеличению силы трения $F$; распорные напряжения $\sigma_\theta$ уменьшаются при этом тоже незначительно. Поэтому конструирование детали с отношением $\frac{D}{d} > 3$ практически нецелесообразно.

## § 6. СОЕДИНЕНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКОВ

При создании конструкций из стеклопластиков огромную роль играет применение надлежащих соединений отдельных деталей. При этом большое значение имеет рациональное использование расположения материала в соединении. Прочность стеклопластика при его растяжении в направлении, перпендикулярном расположению слоев, во много раз меньше прочности при растяжении вдоль слоев. Таким образом, имеются выгодные и невыгодные направления действия сил (рис. VI.8). Нормальными считаются такие условия, при которых силы действуют по направлениям, параллельным слоям материала.

Одно из важных преимуществ конструкции из стеклопластика — соединение деталей во многих случаях аналогично сварке металлов и осуществляется при помощи основного материала. Главное требование ко всем соединениям заключается в том, чтобы действующие на пластик силы не вызывали его расслоения и отрыва слоев.

В случае приформовки к основной конструкции деталей, подверженных сдвигу, рекомендуется между соединяемыми поверхностями укладывать слой пропитанного смолой стеклоткани, который благодаря беспорядочному распределению отдельных волокон обеспечивает более высокую прочность соединения в направлении усилий сдвига. Так, для соединения, показанного на рис. VI.9, конструкцию целесообразно укреплять не изнутри, благодаря растяжению, а снаружи. При внутреннем расположении усиливающего слоя воздействие указанных напряжений вызывает его отрыв от обшивки. Такое соединение должно изготовляться особенно тщательно с величиной приформовки не менее 50 *мм*. Если кромки листов соединения не имеют скоса и не стыкуются, то их необходимо покрывать смолой (для предохранения пластика от проникновения воды и расслоения).

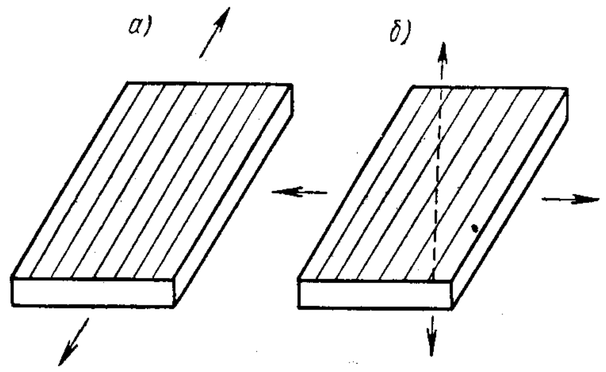



Рис. VI.8. Характер загрузки пластины из стеклопластика: *а* — нагрузка параллельна слоям (правильное направление действующих сил); *б* — нагрузка перпендикулярна слоям (неправильное направление действующих сил)

На рис. VI.10 показаны варианты конструкций с U-образным стыком или со скошенными кромками. На рис. VI.11 изображено соединение аналогичной конструкции с той лишь разницей, что стыковой шов проходит не по горизонтальной, а по вертикальной стенке. Выбор типа соединения зависит также от принятой технологии формования. Соединение, показанное на рис. VI.10, может быть применено в тех случаях, когда обшивка формуется в разъемной матрице, тогда как соединение, изображенное на рис. VI.11, может применяться при формовании корпуса в неразъемной матрице. Соединения, приведенные на рис. VI.10 и VI.11, могут быть выполнены без дополнительных приформовок армирующим слоем стеклоткани с наружной стороны. Если же по каким-либо соображениям приформовка не выполнена, то нужно применять U-образный шов, обеспечивающий получение более надежного соединения. Во всех случаях приформовка должна быть по крайней мере равнопрочна с наиболее слабой из соединяемых деталей.

На рис. VI.12 показано обычно применяемое в конструкциях коробчатого типа (кожухах и т. п.) соединение, которое не нуждается в повышенной точности изготовления и сборке соединяемых деталей. Болтовое соединение здесь может быть заменено клеевым. Для этой цели между фланцами укладывают пропитанный смолой стеклоткат и соединение стягивают струбцинами, которые снимают только после окончания процесса полимеризации шва. Затем кромки фланцев



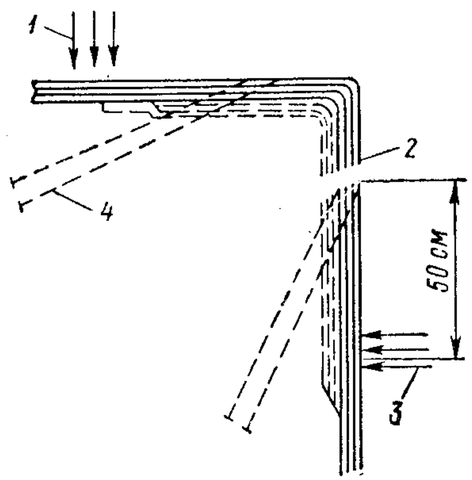



Рис. VI.9. Стыковое соединение стеклопластиковых листов:

*1* — нагрузка на горизонтальный лист; *2* — стык; *3* — нагрузка на борт; *4* — характер деформации

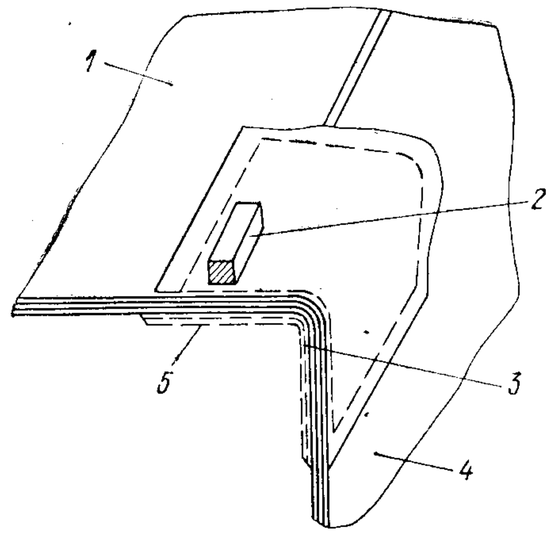



Рис. VI.10. Стыковое соединение со стыком по горизонтальному листу:

*1* — палуба; *2* — деревянный брус; *3* — приформовка; *4* — борт; *5* — стык

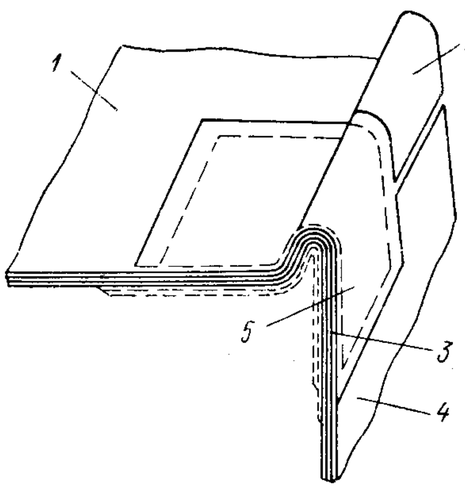



Рис. VI.11. Соединение при помощи отформованного комингса:

*1* — горизонтальный лист; *2* — комингс; *3* — стык; *4* — борт; *5* — приформовка

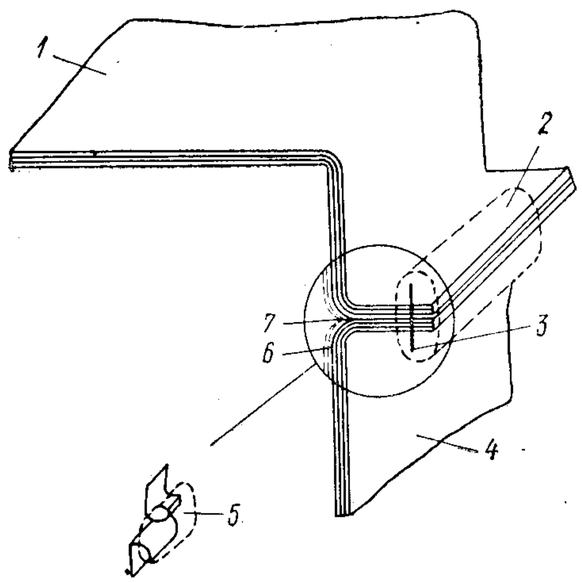



Рис. VI.12. Фланцевое соединение путем установки на фланце резинового привального бруса:

*1* — горизонтальный лист; *2* — резиновый привальный брус; *3* — сквозные болты; *4* — борт; *5* — второй вариант крепления привального бруса; *6* — приформовка; *7* — слой стеклоткани

запиливают и, если необходимо, с внутренней стороны заклеивают слоем стеклоткани, пропитанной смолой.

Резьбовые соединения в трехслойной конструкции могут выполняться только при соблюдении дополнительных требований, поскольку легкий заполнитель не может удерживать винт или деформируется при слишком тугой затяжке гаек на болтах. В этих случаях в местах прохода болта или винта через заполнитель вклеивают бобышки или вставки. Для изготовления вставок применяются: фанера, твердые породы дерева, смола с наполнителями и металл. Однако более приемлемый для таких условий тип соединения — сквозной болт с втулкой, которая воспринимает создаваемую при затяжке болта нагрузку; при этом заполнитель трехслойной конструкции полностью разгружается. Иногда для увеличения опорной поверхности требуется местное подкрепление наружных оболочек пластины.

Тяжелые детали можно крепить к трехслойным конструкциям при помощи сквозных болтов, причем в пространство между оболочками следует вклеивать бобышки из монолитного стеклопластика таких размеров, которые позволяют распределять нагрузку на большую поверхность трехслойной конструкции.

Часто присоединение деталей (особенно металлических) осуществляется с помощью винтов. Они обязательно должны вворачиваться по направлению, перпендикулярному слоям пластика. Вворачивание винтов в торец совершенно недопустимо, поскольку это приводит к расслоению пластика, в связи с чем такое соединение обладает весьма малой прочностью.

Прочность соединения винта с пластиком зависит от типа пластика, типа винта, глубины ввертывания его, диаметра направляющего отверстия и направления действия сил.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Суровяк И., Худзински А. Пластмассы в машиностроении. М., Машгиз, 1965.
2. Конструкционные пластмассы в машиностроении. Пер. с чешск. М., «Машиностроение», 1969.
3. Мотовилин Г. В. Прочность клеевых соединений. ЛДНТП, 1965.
4. Шанников В. М., Москалев Н. Д., Кан К. Н. Расчеты на прочность деталей из термореактивных пластмасс с резьбой и металлической арматурой. ЛДНТП, 1963.
5. Цыплаков О. Г. Проектирование и изготовление крупногабаритных изделий из стеклопластиков. Л., «Судостроение», 1967.

# ГЛАВА VII

# ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

## § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В процессе изготовления пластмассовых деталей возникают погрешности, зависящие от колебаний параметров процессов переработки, неточностей оборудования и формующего инструмента, методов измерения и многих других причин случайного характера. По условиям, предъявляемым к эксплуатации или изготовлению деталей, эти погрешности являются либо недопустимыми, либо допустимыми. В последнем случае величина погрешности ограничивается предельными размерами или предельными отклонениями, разность между которыми называется допуском размера. Например,

$$\delta P = P_{нб} - P_{нм} \text{ или } \delta P = \text{В. О}P - \text{Н. О}P.$$

Здесь $P$ — размер, а индексы *нб* и *нм* относятся соответственно к наибольшему и наименьшему предельным размерам; В. О и Н. О — соответственно верхнее и нижнее отклонения от номинального размера.

Поле допуска определяется величиной допуска и его расположением относительно номинального размера.

Взаимное расположение двух полей допусков соединяемых друг с другом деталей характеризует их посадку, которая может быть подвижной (с зазором), переходной (при частично перекрывающихся полях допусков сопрягаемых деталей могут быть в сопряжениях и зазоры и натяги), неподвижной (с натягом). Определения, относящиеся к допускам и посадкам, приведены в ГОСТ 7713—66. Допуск посадки подсчитывают, зная допуски отверстия и вала

$$\delta П = \delta A + \delta B,$$

где $П$, $A$ и $B$ — соответственно посадка, отверстие и вал.

Рассмотрим структуру допуска на размеры деталей из пластмасс.

Перед проектированием механизмов или машин прежде всего устанавливаются функциональные требования к ним (мощность, производительность, точность и т. д.). Эти функциональные требования определяют конструкцию изделия в целом, а также отдельных сопряжений или деталей. Разрабатывая конструкцию какого-либо сопряжения, необходимо не только определить материал деталей, рассчитать их размеры, установить необходимость механической и термической обработки, но и правильно выбрать посадку и допуск для данного сопряжения.

Установленный таким образом функциональный допуск посадки $\delta_ф П$ должен обеспечить требуемую надежность и долговечность данного механизма, машины или сопряжения.

С этой целью величина $\delta_ф П$ должна быть разделена на две части: одна часть используется для компенсации погрешностей непосредственно в процессе сборки (допуск $\delta_{сб} П$), а другая часть идет на создание запаса точности (допуск $\delta_{э.т} П$):

$$\delta_ф П = \delta_{сб} П + \delta_{э.т} П.$$

Гарантированный запас точности подвижных сопряжений или кинематических пар является эксплуатационным допуском зазора. Он должен определяться исходя из допустимого изменения выходных эксплуатационных параметров машины, а также обеспечения ее надежности и долговечности.

Гарантированный запас точности неподвижных сопряжений является эксплуатационным допуском натяга и должен определяться исходя из возможного увеличения рабочих нагрузок, скорости, ускорений, повышения рабочей температуры, изменения размеров с течением времени и т. д.

Необходимо, чтобы в начале эксплуатации неподвижного сопряжения (при наибольшем действительном натяге) была обеспечена механическая прочность соединяемых деталей, а в конце установленного срока его эксплуатации (при наименьшем действительном натяге) — надежность восприятия нагрузки без разъединения сопряжения.

Установленный конструктором допуск $\delta_{сб} П$, в свою очередь, разделяется на две части: одну — для охватываемой поверхности $\delta_{сб} B$, а другую — для охватывающей $\delta_{сб} A$.

При делении допуска $\delta_{сб} П$ на две части необходимо учитывать технологические особенности изготовляемых деталей.

Кроме того, следует помнить, что назначенный конструктором допуск $\delta_{сб}$ (иногда он называется конструктивным $\delta_к$ и в дальнейшем будет обозначаться буквой $\delta$ без индекса) должен ограничивать все погрешности, которые могут быть у деталей, поступающих на сборку ($\Delta_{общ}$), т. е. $\delta \geqslant \Delta_{общ}$, а

$$\Delta_{общ} = \Delta_т + \Delta_{ук} + \Delta_х,$$

где $\Delta_т$ — технологическая погрешность, возникающая в процессе изготовления деталей из пластмасс (например, литьем под давлением и прессованием); $\Delta_{ук}$ — погрешность за счет технологических уклонов, которая определяется из соотношения $\Delta_{ук} = 2H \operatorname{tg} \alpha$ (см. рис. VII.1); $\Delta_х$ — погрешность, возникающая при хранении деталей.

Погрешность $\Delta_{ук}$ входит в полную технологическую погрешность ($\Delta_{полн} = \Delta_т + \Delta_{ук}$). Учитывая, что погрешность $\Delta_{ук}$ свойственна не всем размерам и не зависит от рассматриваемого размера, она выделена в особую группу.

Если отдельные элементы детали не имеют технологических уклонов, то необходимо соблюдение неравенства $\delta \geqslant \Delta_т + \Delta_х$.



В некоторых случаях практически погрешность $\Delta_х$ может не учитываться, например для неответственных размеров. Тогда $\delta \geqslant \Delta_т$.

Технологическая погрешность, в свою очередь, является суммарной и включает в себя такие погрешности, как погрешность изготовления оформляющих деталь элементов пресс-форм, погрешность, возникающую за счет колебания усадки, и т. д.

Для ограничения технологической погрешности введено понятие технологического допуска $\delta_т$, причем $\delta_т \geqslant \Delta_т$, а $\delta \geqslant \delta_т$.

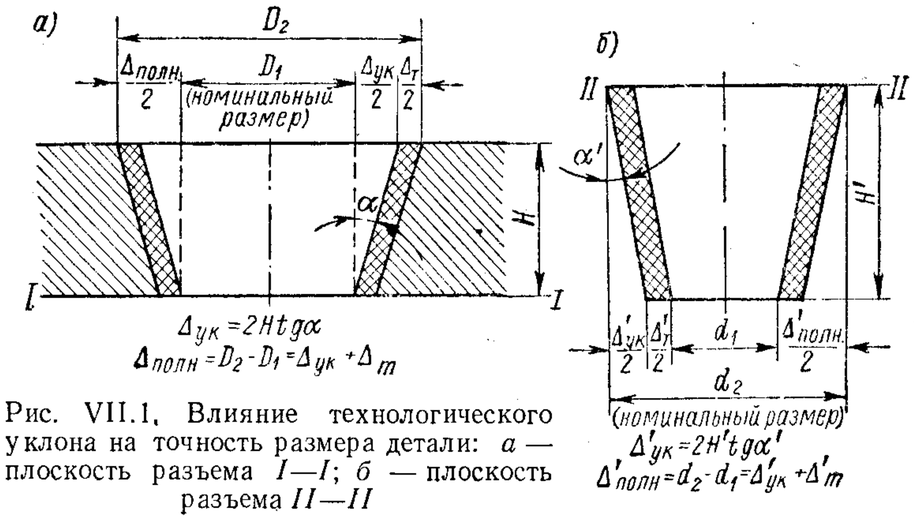



Рис. VII.1. Влияние технологического уклона на точность размера детали: *а* — плоскость разъема *I—I*; *б* — плоскость разъема *II—II*

Технологические допуски предназначаются:

1) для оценки точности изготовления деталей из пластмасс литьем под давлением и прессованием;

2) для установления допусков на межоперационные размеры и расчета припусков на отдельные элементы заготовок, подвергающиеся механической обработке;

3) для расчета оформляющих деталь элементов пресс-форм.

Специфика размерной взаимозаменяемости деталей из пластмасс обусловливается рядом факторов конструктивного и технологического порядка, например особенностями методов изготовления, изменением размеров во время эксплуатации из-за значительного теплового расширения, водо- и маслопоглощения, усадки при изготовлении и в период работы, ползучести, больших деформаций при действии даже допускаемых нагрузок. Все это требует определенного подхода к решению задач взаимозаменяемости. Дело в том, что детали, в соответствии с предъявляемыми к ним функциональными требованиями, могут иметь различное назначение. Свое назначение деталь выполняет в соединении с другими деталями узла машины или прибора. Следовательно, по этому признаку не все детали и не все размеры одной детали должны быть одинаковыми по точности (см. табл. VII.1). Но и достижимая точность размеров пластмассовой детали различна.

Классификация размеров деталей по технологическому признаку

*Таблица VII.1*

**Эксплуатационные признаки размеров пластмассовых деталей**

| Наименование группы размеров | Характерные особенности | Требования, предъявляемые к точности изготовления | Примеры |
|---|---|---|---|
| I. Сопрягаемые ответственного назначения | Определенная посадка и определенные эксплуатационные показатели | Высокие (2а—4-й классы) | Сопряжения типа вал—отверстие, в подшипниках скольжения и т. д. |
| II. Несопрягаемые ответственного назначения | Определенные эксплуатационные показатели | Высокие (3—4-й классы) | Размеры пера пропеллера и других деталей специального назначения |
| III. Сопрягаемые неответственного назначения | Определенная посадка | Невысокие в зависимости от конкретных условий (5-й класс) | Посадочные места некоторых крышек и корпусов |
| IV. Несопрягаемые неответственного назначения («свободные») | — | Невысокие, в соответствии с экономически целесообразной точностью изготовления (7—10-й классы) | Несопрягаемые размеры, а также размеры элементов, подвергающихся дополнительной обработке методами со снятием стружки |

приведена в табл. VII.2, из которой видно, что наиболее точно получаются размеры элементов, расположенных в одной части формы (рис. VII.2). Из приведенных в табл. VII.2 групп размеров посадочными, т. е. сопрягаемыми, являются в основном размеры группы I. Размеры групп II и III чаще всего несопрягаемые, но они могут входить в размерные цепи, влияя таким образом на точность сборки.

Детали из пластмасс условно по сложности можно разделить на три группы.

Группа I объединяет плоскостные монолитные детали. Разностенность, выраженная как отношение наибольшей толщины стенки детали к ее наименьшей толщине, не должна превышать 2. К этой группе относятся также детали типа втулок с толщиной стенок 3—5 *мм* и отношением длины к диаметру не более 2.



Группа II включает в себя полые детали в виде коробок, стаканов простой формы. Допускается толщина стенок при прессовании до 10 *мм* и при литье до 6 *мм*. Разностенность не должна превышать при прессовании 3, а при литье под давлением 4.

Группа III объединяет полые детали сложной геометрической формы. Разностенность может в отдельных случаях превышать при прессовании 3, а при литье под давлением 4.

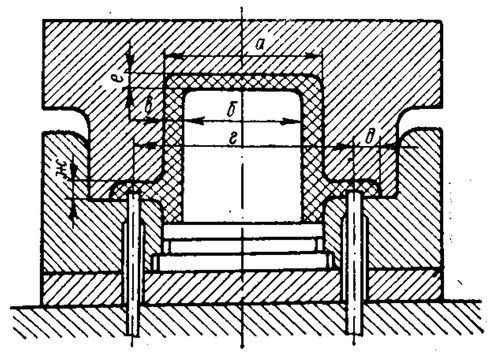



Рис. VII.2. Схема расположения элементов пластмассовой детали при изготовлении ее в металлической форме

С увеличением габаритных размеров деталей точность понижается. Это связано с увеличением деформирования детали при ее извлечении из пресс-формы, а также с увеличивающейся неравномерностью охлаждения детали.

Пластмассы значительно отличаются по своим механическим свойствам от металлов, а также друг от друга.

С целью разработки оптимальных методов расчета и номенклатуры посадок в соединениях деталей из пластмасс все материалы могут быть сгруппированы по величине отношения модуля упругости $E$ к пределу текучести $\sigma_т$.

*Таблица VII.2*

**Технологические признаки размеров пластмассовых деталей**

| Характеристика групп размеров (рис. VII.2) | Примеры размеров | Точностные возможности изготовления |
|---|---|---|
| I. Размеры элементов, оформляемых поверхностями одной части формы (размеры *а*, *б*, *г*) | Размеры диаметров отверстий и валов. Размеры глубины глухих отверстий | Высокие (до 3-го класса) |
| II. Размеры элементов, оформляемых поверхностями двух или более частей формы (размеры *е*, *ж*) | Размеры, зависящие от толщины облоя | Невысокие (4-й класс и грубее) |
| III. Размеры элементов, оформляемых подвижными частями формы, за исключением размеров группы II (размеры *в*, *д*) | Размеры, определяющие, например, толщину стенок и др. | Невысокие (5-й класс и грубее) |

Примечания: 1. При оценке точностных возможностей в данной таблице не учтены технологические уклоны.
2. Размеры каждой группы можно подразделить на размеры, зависящие от износа (*а*, *б*, *в*), и размеры, не зависящие от износа (размер *г*) пресс-форм.

| Материал | $\frac{E}{\sigma_T}$ |
|---|---|
| Сталь | 600 |
| Стеклотекстолит, асботекстолит, стекловолокнит и др. | 300 |
| Текстолит, волокнит, пресспорошки К-18-2 и др. | 150 |
| Полиамидные смолы марок АК-7, П-68, полипропилен, поликарбонат и др. | 75 |
| Поликапролактам и др. | 50 |

Такое группирование позволяет точнее учитывать специфику пластмасс при расчете величин натягов и зазоров и при определении прочности соединения с натягом и подвижности соединения с зазором деталей из пластмасс друг с другом и с металлическими деталями.

## § 2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ

Применение стандартных посадок общесоюзной системы (ОСТ) не всегда обеспечивает надежную работу соединений с деталями из пластмасс. В некоторых случаях происходит заклинивание (в соединениях с зазором) или проворачивание (в соединениях с натягом). Поэтому в ГОСТ 11710—66 «Допуски и посадки деталей из пластмасс», кроме полей допусков, установленных системой ОСТ, вводится ряд новых полей допусков [1].

Схема расположения полей допусков в системе основного отверстия (СА) приведена на рис. VII.3. Градация интервалов номинальных диаметров принята такой, как для посадки *ТХ* по ОСТ 1012. Применение этой мелкой градации необходимо в связи с высокой чувствительностью пластмасс к колебаниям температуры и к изменению других условий эксплуатации.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований соединений с натягом деталей из пластмасс друг с другом и с металлическими деталями показали, что величина наименьшего натяга $H_{нм}$ так же, как и в соединениях металлических деталей, должна иметь линейную зависимость от диаметра

$$H_{нм} = \alpha d + c,$$

где $d$ — диаметр соединения в *мм*; $c$ — коэффициент, учитывающий погрешности геометрической формы и шероховатость поверхности сопрягаемых деталей ($c = 30 \div 60$ *мкм*); $\alpha$ — коэффициент, характеризующий физико-механические свойства материалов сопрягаемых деталей; представляет собой отношение величин $\frac{E}{\sigma_T}$ для материалов сопрягаемых деталей.

[1] ГОСТ 11710—66 утвержден в качестве рекомендуемого до 1/I 1974 г., после чего обязательной будет редакция стандарта ГОСТ 11710—71.



Если соединяются пластмассовая и металлическая детали, то в зависимости от марки пластмассы коэффициент $\alpha$ должен быть равен $2\left(\frac{600}{300}\right)$; $4\left(\frac{600}{150}\right)$; $8\left(\frac{600}{75}\right)$ и $12\left(\frac{600}{50}\right)$.

Для $\alpha = 12$ рекомендуется образовывать посадку путем комбинирования этих новых полей допусков между собой или с полями допусков предпочтительного применения системы ОСТ. Для соединений со значениями $\alpha = 2; 4; 8$ вводятся новые поля допусков.

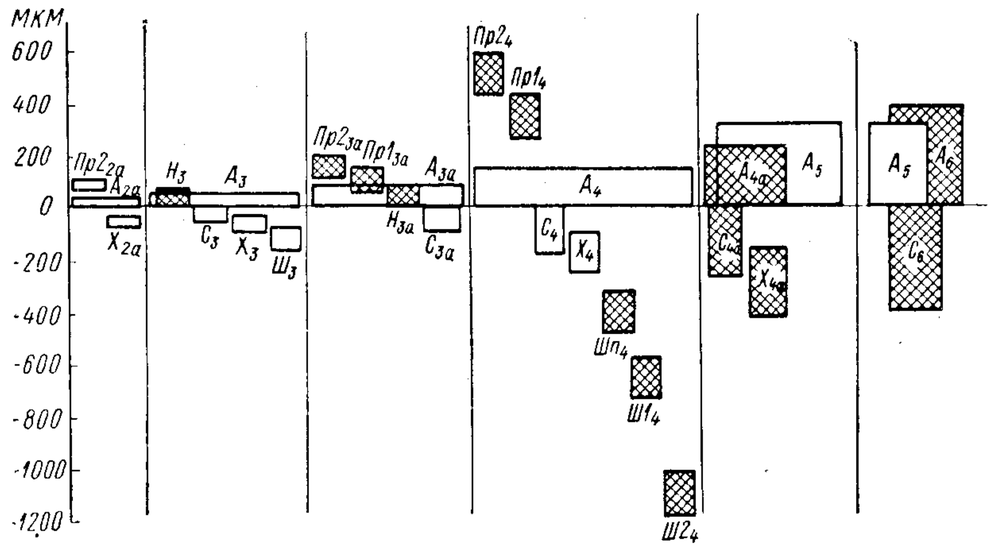



Рис. VII.3. Схема расположения полей допусков в посадках по системе отверстия (для номинальных размеров 30—40 *мм*; заштрихованы новые поля допусков по ГОСТ 11710—66)

Для обеспечения посадок с натягом в соединениях с деталями из жестких пластмасс (характеризующихся величиной относительного удлинения при растяжении до 1,5%) следует применять поля допусков $Пр3_3$, $Пр3_{2а}$ системы ОСТ, а также вновь введенное поле допуска $Пр1_{3а}$.

Комбинирование полей допусков рекомендуется применять при образовании посадок с натягом в соединениях деталей из пластмасс с деталями из пластмасс.

В системе допусков и посадок ОСТ переходные посадки установлены в 1, 2 и 2а классах точности. Детали из пластмасс таких классов точности практически не изготовляются (из-за технологических особенностей материалов), да это и нецелесообразно, так как высокая чувствительность пластмасс к колебаниям условий эксплуатации и нестабильность качества материала пластмасс вызывает в процессе эксплуатации существенные изменения действительных размеров. Величины этих изменений значительно превышают допуски, предусмотренные в указанных классах точности.

Поэтому вводится дополнительная (для всех марок пластмасс) переходная посадка, обозначенная *Н* (напряженная) в классах

точности 3, 3а с односторонним расположением поля допуска относительно номинального размера.

Поля допусков $Пр2_{2а}$, $Пр1_{3а}$ могут быть использованы для образования переходных посадок для деталей из пластмасс с относительно низким модулем упругости.

Особенностями физико-механических свойств пластмасс, существенно влияющими на характер соединений с зазором, являются величины коэффициентов линейного расширения (бо́льшие, чем у стали), гигроскопичность и ползучесть.

Установлены оптимальные величины относительных зазоров (в *мм*) в соединениях с деталями из пластмасс:

| Для пары пластмасса — пластмасса | Для пары пластмасса — металл | Диапазон размеров в *мм* |
|---|---|---|
| 0,07 | 0,04 | От 1 до 18 |
| 0,06 | 0,03 | Св. 18 до 100 |
| 0,02 | 0,15 | » 100 » 500 |

Приведенные значения величин относительных зазоров в соединениях с деталями из пластмасс значительно больше, чем в соединениях металлических деталей. Это объясняется необходимостью учитывать при проектировании пластмассовых соединений с зазором изменения зазора в процессе эксплуатации за счет колебания рабочей температуры и влажности.

Зазоры в пластмассовых соединениях необходимо назначать значительно бо́льшими, чем в металлических соединениях, также с целью улучшения теплового режима работы.

ГОСТ 11710—66 рекомендует:

1) для образования посадок с относительными зазорами, меньшими или равными 0,04; 0,01; 0,003, соответственно в диапазонах размеров от 1 до 18 *мм*, свыше 18 до 100 *мм*, свыше 100 до 500 *мм* использовать стандартные поля допусков $С_{2а}$, $Х_{2а}$, $С_3$, $Ш_3$, $С_{3а}$, $С_4$, $Х_4$, $Л_4$, $Шп_4$;

2) для образования посадок с относительными зазорами, бо́льшими чем 0,04; 0,01; 0,003, соответственно в диапазонах размеров от 1 до 18 *мм*, свыше 18 до 100 *мм*, свыше 100 до 500 *мм* использовать вновь вводимые поля допусков $Ш1_4$, $Ш2_4$.

При использовании полей допусков $Ш1_4$, $Ш2_4$ величины наименьших зазоров в соединении имеют следующую зависимость от диаметра:

$$З_{нм} = \beta \sqrt[3]{d_{ср}} + kd_{ср},$$

где $\beta$ — коэффициент подвижности ($\beta = 160$ для $Ш1_4$ и 250 для $Ш2_4$); $k$ — коэффициент, учитывающий изменение зазора в пластмассовом соединении в процессе эксплуатации ($k = 1$ для $Ш1_4$ и 2 для $Ш2_4$).

Важным для обеспечения взаимозаменяемости является правильное расположение полей допусков.



Для сопрягаемых размеров в гладких цилиндрических сопряжениях поля допусков располагаются в соответствии со знаками и величинами отклонений, установленных для выбранной посадки.

Для несопрягаемых размеров поля допусков должны располагаться «в тело» или симметрично.

При симметричном расположении поля допуска величины предельных отклонений берутся равными половине соответствующей величины допуска и проставляются со знаками $\pm$.

Для межоперационных размеров заготовок, получаемых литьем под давлением или прессованием (а также для несопрягаемых неответственных размеров), рекомендуется следующее расположение полей допусков:

а) одностороннее «в тело» — для размеров элементов деталей, оформляемых в одной части пресс-формы, при этом для охватывающих поверхностей (типа отверстий) поле допуска располагается в плюс от номинального размера, а для охватываемых поверхностей (типа валов) поле допуска располагается в минус от номинального размера;

б) симметричное — для размеров элементов деталей, зависящих от подвижных частей пресс-формы;

в) одностороннее в плюс — для размеров элементов деталей, оформляемых в двух и более частях пресс-формы вдоль направления замыкания пресс-формы.

При наличии технологических уклонов на отдельных поверхностях детали их направление должно совпадать с направлением поля допуска «в тело».

Условия размерного контроля предусматривают обеспечение определенного времени выдержки деталей после формования. Оно назначается в зависимости от класса точности контролируемого размера, но не более 24 *ч*. Детали должны выдерживаться при температуре $+ (20 \pm 2)^\circ$ С. Соблюдение этих условий гарантирует определенный уровень взаимозаменяемости.

Выбор классов точности для сопрягаемых пластмассовых деталей производят исходя из эксплуатационных требований, основываясь на опыте конструктора и результатах расчета необходимой величины зазора или натяга в сопряжении.

Выбор классов точности для несопрягаемых неответственных размеров детали производится только на основании учета технологических возможностей, а именно величины колебания расчетной усадки при формовании (7-й класс точности ОСТ при величинах усадки 0,1—0,16%, 8-й — при 0,16—0,25%; 9-й — при 0,25—0,40%; 10-й — при колебании усадки свыше 0,4%).

Более сложным даже для опытного конструктора является выбор посадок. Известен метод прецедентов, когда отыскивается однотипное решение, ранее использованное; метод подобия, когда устанавливаются аналогичные предыдущим конструктивные признаки и условия эксплуатации проектируемого узла, и, наконец, метод расчетный.

В современных условиях основой расчетного метода является принцип функциональной взаимозаменяемости. Его использование сводится к следующему:

1) установлению функциональных параметров, в том числе размеров;

2) определению функциональной зависимости эксплуатационных показателей от функциональных параметров;

3) нахождению по предельным допускаемым значениям эксплуатационных показателей предельных значений функциональных параметров;

4) установлению оптимальных показателей долговечности и надежности детали на основе учета величины изменения размера во времени;

5) вычислению отклонений размера, определяющих конструктивный допуск.

На практике, как правило, сочетается метод подбора стандартной посадки с последующим проверочным расчетом.

Для подбора стандартной посадки следует использовать рекомендации, приведенные в приложении к ГОСТ 11710—66.

Расчет посадок в сопряжениях с деталями из пластмасс производится в соответствии с расчетными схемами для ряда типовых исходных условий.

Формулы для расчета приведены в табл. VII.3 и табл. VII.4 соответственно для соединения с натягом и зазором.

Формулы в табл. VII.3 и VII.4 выведены на основании определенных допущений.

Например, в основу метода расчета натягов в соединениях, где применяются детали из термопластов, положены следующие допущения: материал в пластическом состоянии несжимаем; удлинение вдоль оси $z$ отсутствует; материал идеально пластичен; в неподвижных соединениях типа металл—пластмасса деформируется только пластмассовая деталь; область упругих деформаций (точнее сумма упругих и мгновенных пластических деформаций) распространяется до наружной поверхности пластмассового кольца, запрессованного в корпус.

В основу метода расчета натягов в соединениях с деталями из реактопластов положено условие, что коэффициент Пуассона равен 0,27—0,30, а также что область условно упругих деформаций относится только к внутренней поверхности запрессованного кольца. Прочность соединения с натягом зависит от следующих факторов: геометрических параметров деталей и соединений (толщины стенки, длины, диаметра, величины натяга, геометрической формы и шероховатости поверхности); условий эксплуатации (времени, температуры и среды); технологических условий обеспечения соединения (скорости запрессовки, наличия смазки, применения охлаждения или нагревания при запрессовке); физико-механических свойств материалов соединяемых деталей.



*Таблица VII.3*

**Формулы для расчета натягов в гладких сопряжениях деталей из пластмасс и металла**

| Характеристика пластмассовых деталей | Знак разности температур $t_p - t_0$ | Допускаемые предельные величины натяга | |
|---|---|---|---|
| | | $H_{нб}$ | $H_{нм}$ |
| Охватываемая деталь из термопластичных пластмасс | Положительный | $2{,}3\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}\frac{R^2}{r}\left(\frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}-\mu\right)\lg\frac{R}{r}-2Rt_{нм}\alpha_{пл}-k_в-\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ | $0{,}6\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}r\left(1+\frac{3r^2}{R^2}\right)+\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ |
| | Отрицательный | $2{,}3\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}\frac{R^2}{r}\left(\frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}-\mu\right)\lg\frac{R}{r}-k_в-\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ | $0{,}6\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}r\left(1+\frac{3r^2}{R^2}\right)+2Rt_{нм}\alpha_{пл}+\frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ |
| Охватывающая деталь из термопластичных пластмасс | Положительный | $2{,}3\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}\frac{R^2}{r}\left(\frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}+\mu\right)\lg\frac{R}{r}-2Rt_{нм}\alpha_{пл}-\frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ | $0{,}6\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}r\left(3+\frac{r^2}{R^2}\right)+2Rt_{нм}\alpha_{пл}+k_в+\frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ |
| | Отрицательный | $2{,}3\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}\frac{R^2}{r}\left(\frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}+\mu\right)\lg\frac{R}{r}-2Rt_{нм}\alpha_{пл}-\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ | $0{,}6\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}r\left(3+\frac{r^2}{R^2}\right)+k_в+\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}$ |

*Продолжение табл. VII.3*

| Характеристика пластмассовых деталей | Знак разности температур $t_p - t_0$ | Допускаемые предельные величины натяга | |
|---|---|---|---|
| | | $H_{нб}$ | $H_{нм}$ |
| Охватываемая деталь из термореактивных пластмасс | Положительный | $1{,}12\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}} r\left(0{,}7+1{,}3\frac{r^2}{R}\right) - 2rt_{нм}\alpha_{пл} - k_в - \sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_E^2}$ | $H_{нб} - \delta B - \delta A$ |
| | Отрицательный | $1{,}12\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}} r\left(0{,}7+1{,}3\frac{r^2}{R}\right) - k_в - \sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_E^2}$ | |
| Охватывающая деталь из термореактивных пластмасс | Положительный | $1{,}12\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}} r\left(1{,}3+0{,}7\frac{r^2}{R}\right) - \sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_E^2}$ | $H_{нб} - \delta B - \delta A$ |
| | Отрицательный | $1{,}12\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}} r\left(1{,}3+0{,}7\frac{r^2}{R}\right) - 2rt_{нм}\alpha_{пл} - \sqrt{\alpha_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_E^2}$ | |

Примечание. $\sigma_{тпл}$, $E_{пл}$ — предел текучести и модуль упругости пластмассы в *кгс/см²*; $\mu$ — коэффициент Пуассона; $\alpha_{пл}$ — коэффициент линейного расширения материала пластмассовой детали ($\alpha_{пл_{нм}}$ — наименьшее его значение); $R$, $r$ — радиусы наружной и внутренней поверхностей пластмассовой детали в *мм*; $t_{нм} = (t_p - t_0)$ — разность между рабочей $t_p$ и нормальной $t_0$ при 20° температурами в °С; $k_в$ — компенсация изменения размера пластмассовой детали вследствие водо- или маслопоглощения; $k_п$ — компенсация изменения размера пластмассовой детали вследствие ползучести; $\Delta_t$, $\Delta_\alpha$, $\Delta_в$, $\Delta_п$, $\Delta_н$, $\Delta_E$ — погрешности сопрягаемого размера детали из пластмасс, вызванные нестабильностью рабочей температуры, коэффициента линейного расширения, водо- или маслопоглощением, ползучестью, изменением величин натяга и модуля упругости. При расчете суммарной погрешности эти величины необходимо квадратично суммировать, так как они являются случайными величинами, рассеивание которых подчиняется закону нормального распределения (остальные обозначения пояснены в примечании к табл. VII.4).



*Таблица VII.4*

**Формулы для расчета зазоров в гладких сопряжениях деталей из пластмасс и металла**

| Характеристика пластмассовых деталей | Условия сборки | Допускаемые предельные величины зазора | |
|---|---|---|---|
| | | $З_{нм}$ | $З_{нб}$ |
| Охватываемая и охватывающая детали из термопластичных пластмасс | Запрессовка (без механической обработки после запрессовки) | $\frac{2P}{rl}\frac{s}{k_{з\,нб}}\left(\frac{k_{2\,нб}}{k_{1\,нб}}-1\right)\frac{1}{E_{пл}} + 2st_{нм}\alpha_{пл_{нм}}\left(2+\frac{s}{r}\right) + \alpha_в\, dt_{нм} + k_в + \frac{R}{r}H_{нб} + k_п + \frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_н^2+\Delta_E^2}$ | $\frac{2P}{rl}\frac{s}{k_{з\,нм}}\left(\frac{k_{2\,нм}}{k_{1\,нм}}-1\right)\frac{1}{E_{пл}} - \frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_н^2+\Delta_E^2} - \delta_{з.\,и}$ |
| | Напыление или механическая обработка после запрессовки | $\frac{2P}{rl}\frac{s}{k_{з\,нб}}\left(\frac{k_{2\,нб}}{k_{1\,нб}}-1\right)\frac{1}{E_{пл}} + 2st_{нм}\alpha_{пл_{нб}}\left(2+\frac{s}{r}\right) + \alpha_в\, dt_{нм} + k_п + k_в + \frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_E^2}$ | $\frac{2P}{rl}\frac{s}{k_{з\,нм}}\left(\frac{k_{2\,нм}}{k_{1\,нм}}-1\right)\frac{1}{E_{пл}} - \frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_п^2+\Delta_E^2} - \delta_{з.\,и}$ |

*Продолжение табл. VII.4*

| Характеристика пластмассовых деталей | Условия сборки | Допускаемые предельные величины зазора | |
|---|---|---|---|
| | | $з_{нм}$ | $з_{нб}$ |
| Охватывающая и охватываемая детали из термореактивных пластмасс | Запрессовка (без механической обработки после запрессовки) | $0{,}00934r\sqrt{\frac{\mu' n}{2r}\frac{l}{l+2r}-2(R_{zA}+R_{zB})+2st\alpha_{пл}\left(2+\frac{s}{r}\right)}+\frac{R}{r}H_{нм}+k_в+k_n+\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_н^2+\Delta_n^2}+\frac{\delta A+\delta B}{2}$ | $0{,}00934r\sqrt{\frac{\mu' n}{2r}\frac{l}{l+2r}-2(R_{zA}+R_{zB})+2st\alpha_{пл}\left(2+\frac{s}{r}\right)}+\frac{R}{r}H_{нб}+k_в+k_n+\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_н^2+\Delta_n^2}-\frac{\delta A+\delta B}{2}-\delta_{з.и}$ |
| | Напыление или механическая обработка после запрессовки | $0{,}00934r\sqrt{\frac{\mu' n}{2r}\frac{l}{l+2r}-2(R_{zA}+R_{zB})+2st\alpha_{пл}\left(2+\frac{s}{r}\right)}+k_в+k_n+\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2}+\frac{\delta A+\delta B}{2}$ | $0{,}00934r\sqrt{\frac{\mu' n}{2r}\frac{l}{l+2r}-2(R_{zA}+R_{zB})+2st\alpha_{пл}\left(2+\frac{s}{r}\right)}+k_в+k_n+\frac{1}{2}\times\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2}-\frac{\delta A+\delta B}{2}-\delta_{з.и}$ |

Примечание. $\mu'$ — динамический коэффициент вязкости масла; $d$, $l$ — соответственно диаметр и длина сопряжения в *мм*; $s$ — толщина стенки пластмассовой детали в *мм*; $P$ — полная нагрузка, действующая на подшипник, в *кгс*; $n$ — скорость вращения вала в *об/мин*; $k_1$, $k_2$, $k_3$ — коэффициенты, зависящие от угла контакта (охвата) $2\varphi_0$; минимальные значения при угле контакта $2\varphi_0 = 30°$: $k_{1\,нм} = 0{,}025$, $k_{2\,нм} = 0{,}045$ и $k_{3\,нм} = 0{,}007$; максимальные значения при $2\varphi_0 = 70°$: $k_{1\,нб} = 0{,}28$, $k_{2\,нб} = 0{,}5$ и $k_{3\,нб} = 0{,}133$; $R_{zA}$, $R_{zB}$ — высоты неровностей поверхностей отверстия и вала в *мм*; $\delta A$, $\delta B$ — допуски на неточность изготовления отверстия и вала; они могут выбираться по 2а, 3, 3а и 4-му классам точности исходя из учета условий эксплуатации и технологических возможностей; $\delta_{з.и}$ — запас на износ сопрягаемых деталей (остальные обозначения пояснены в примечании к табл. VII.3).



В основу метода расчета зазоров в соединениях типа металл—пластмасса также приняты упрощающие допущения:

1) корпус, в который запрессована пластмассовая втулка, или вал, на который напрессовывается втулка, не деформируется под действием нагрузки, т. е. металлические детали принимаются абсолютно жесткими;

2) передача нагрузки вала на подшипник происходит по направлению, нормальному к поверхности соприкосновения вала с подшипником, т. е. по радиальному направлению;

3) упругое смятие полимерной втулки пропорционально соответствующему нормальному напряжению;

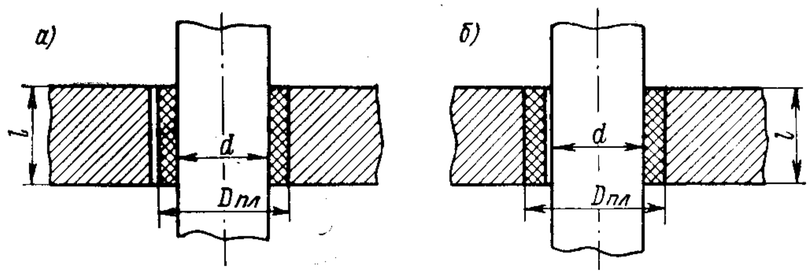



Рис. VII.4. Типовые сопряжения деталей из пластмасс (металлический вал — пластмассовый вкладыш): *а* — неразъемное соединение; *б* — подвижное соединение

4) величиной перемещения полимерного материала из зоны давления в окружном направлении можно пренебречь, так как основная часть материала перемещается в осевом направлении и только незначительная часть идет на увеличение угла охвата вала.

При этом, так же как и при исследованиях посадок с натягом, установлено, что на определенность подвижной посадки влияют: геометрические параметры детали и соединения, в том числе величина натяга, возникающая при запрессовке или напрессовке пластмассовой втулки по одному из диаметров; условия эксплуатации (кроме температуры, среды и времени — радиальное давление, скорость скольжения); физико-механические свойства материалов соединяемых деталей.

При расчете посадок особое внимание приходится обращать на определение величин погрешностей $\Delta_t$, $\Delta_\alpha$, $\Delta_в$, $\Delta_n$, $\Delta_н$, $\Delta_E$. Эти величины устанавливаются опытным путем, а величина погрешности от температурной деформации $\Delta_t$ может быть рассчитана с учетом типа сопряжения (см. рис. VII.4, *а*):

$$\pm \Delta_t = dt_{нм}(\alpha_{пл} - \alpha_м),$$

где $\Delta_t$ — величина компенсации температурной деформации в *мм*; $\alpha_{пл}$, $\alpha_м$ — коэффициенты линейного расширения соответственно пластмассовой и металлической деталей.

Учитывая, что $t_{нм} = t_p - t_0$, имеем при $t_p > t_0$, что величина $\Delta_t$ будет положительной. Если $t_p < t_0$, то будем иметь отрицатель-

ный знак. В общем случае при расчете посадок величину $\Delta_t$ следует брать с противоположным знаком.

В соединении вида, изображенного на рис. VII.4, *б*, вследствие малой теплопроводности пластмасс внутренняя поверхность пластмассовой детали нагревается сильно, а наружная незначительно. При этом поверхность отверстия металлического корпуса (или обоймы) также нагревается незначительно, поэтому величиной температурной деформации металлического корпуса можно пренебречь. Кроме того, если пренебречь величиной деформации детали из пластмассы в осевом направлении, то расчет величины компенсации температурной деформации можно провести исходя из изменения площади поперечного сечения пластмассовой втулки после нагрева:

$$\Delta_t = d_{пл} - \sqrt{D_{пл}^2 - 4s\,(D_{пл} - s)\,(1 + 2\alpha_{пл}\,\Delta t)}\,,$$

где $d_{пл}$ — внутренний диаметр пластмассовой втулки при нормальной температуре в *мм*; $D_{пл}$ — наружный диаметр пластмассовой втулки в *мм*; $s$ — толщина стенки в *мм*.

Из приведенной формулы после преобразований и упрощений выражения, стоящего в ее правой части, получим

$$\Delta_t = 4st_{нм} - \alpha_{пл}\,\frac{d_{пл} + s}{2}.$$

Величина компенсации размера от водо- или маслопоглощения определяется гигроскопичностью пластмасс. Эта величина зависит от типа материала. Например, полиамиды и фенольноформальдегидные смолы являются полярными материалами, легко взаимодействующими с полярными жидкостями, в частности с водой. В то же время пластмассы этого типа довольно стойки по отношению к воздействию масла и бензина. Полипропилен, наоборот, стоек к действию воды, но изменяет размеры и вес при воздействии масла и бензина.

При водопоглощении происходит заметное увеличение объема пластмассовой детали. С увеличением содержания влаги на 1 % по весу размеры изменяются примерно на 0,33—0,38%. Подобные данные устанавливаются экспериментально. Например, в результате экспериментов получено, что изменения размеров при водопоглощении пластмасс (детали в виде цилиндров со сплошным сечением диаметром $d$) имеют следующие величины. Для поликапролактама $\Delta_в = 0{,}02\ d$; для материала марки волокнита $\Delta_в = (0{,}03 \div 0{,}007)\ d$; для стекловолокнита марки АГ-4 $\Delta_в = (0{,}001 \div 0{,}002)\ d$.

Стабилизация размеров деталей из поликапролактама при хранении в масле или в бензине наступает примерно через десять суток, а при хранении на воздухе размеры детали постоянно изменяются в зависимости от колебаний влажности и температуры воздуха.

Максимальная величина изменения размера деталей из поликапролактама после пребывания в масле составляет $\Delta_в \approx 0{,}002d$. Изменение размеров деталей типа втулок из поликапролактама вследствие поглощения влаги из воздуха определяется по формуле $\Delta_в = 0{,}03s$.



При помещении в воду пластмассовых втулок, запрессованных в металлическую обойму, срок полного насыщения (до стабилизации размера) увеличивается в 2—2,5 раза. Объясняется это тем, что скорость водопоглощения пропорциональна поверхности контакта детали со средой, поверхность же при запрессовке в обойму уменьшается почти в два раза.

Наибольшей стабильностью размеров обладает полиформальдегид, изменение размеров которого составляет всего около 0,066% от диаметра, т. е. $\Delta_в \approx 0{,}7 \cdot 10^{-3} d$.

Величины $\Delta_n$, $\Delta_E$ могут быть определены с учетом сведений, приведенных в гл. I.

Рассмотрим примеры выбора и расчета посадок деталей из пластмасс.

***Пример 1.*** Подобрать стандартную посадку с зазором в сопряжении подшипниковой втулки из полиамидной смолы марки П-68 со стальным валом из стали 45 $\alpha_м = 1{,}1 \cdot 10^{-5}$ (рис. VII.4, *б*). Физико-механические свойства полиамидной смолы марки П-68: модуль упругости при температуре 20° С $E_{пл} = 20 \cdot 10^3$ *кгс/см²*, коэффициент линейного расширения $\alpha_{пл} = 10 \cdot 10^{-5}$, коэффициент теплопроводности $\lambda = 0{,}26$ *ккал/ч·м·град*. Коэффициент трения скольжения принимаем равным $f = 0{,}01$. Коэффициент теплопередачи от стали к воздуху $k = 10$ *ккал/м²·ч*. Коэффициент теплоотдачи для металлических подшипников скольжения с обычной конфигурацией корпуса $k_1 = 252$ *ккал/м²·ч·град*.

Подшипниковая втулка запрессована в металлический корпус. После запрессовки внутренний диаметр пластмассовой втулки растачивается, поэтому величину изменения внутреннего диаметра втулки после ее запрессовки в отверстие корпуса с натягом не учитываем. Внутренний диаметр втулки $d = 52$ *мм*, длина соединения $l = d = 52$ *мм*; принимаем оптимальную толщину стенки, равную $s = 1 + 0{,}05d = 1 + 0{,}05 \cdot 52 = 1 + 2{,}6 \approx 4$ *мм* (округляем для упрощения расчетов).

Полная загрузка на подшипник $P = 200$ *кгс*, скорость вращения вала 300 *об/мин*. Принимаем нестабильность рабочей температуры ±10° С.

В зависимости от коэффициента линейного расширения $\alpha_{пл}$, условий эксплуатации (смазка маслом, температура $t_р$ до 30° С) по приложению к ГОСТ 11710—66 подбираем посадку

$$\varnothing 52\,\frac{X_4}{B_4}\begin{pmatrix} +0{,}3 \\ +0{,}1 \\ -0{,}2 \end{pmatrix}.$$

**Поверочный расчет посадки с зазором.** Определяем удельное давление и скорость скольжения:

$$p = \frac{P}{ld} = \frac{200}{5{,}2 \cdot 5{,}2} = 7{,}4\ \text{кгс/см}^2;$$

$$V = \frac{\pi dn}{6 \cdot 100} = \frac{3{,}14 \cdot 5{,}2 \cdot 300}{6 \cdot 100} = 0{,}82\ \text{м/сек}.$$

Определяем произведение $pV$:

$$pV = 7{,}4 \cdot 0{,}82 = 6{,}06\ \text{кгс·м/см²·сек}.$$

При $pV < 2$ *кгс·м/см²·сек* подшипники могут работать без смазки. Если $2 < pV < 30$ *кгс·м/см²·сек*, необходимо обеспечить обильную смазку поверхностей трения с целью охлаждения подшипника или применять искусственное охлаждение.

При режиме работы, рассматриваемом в примере, необходимо применять смазку маслом.

Определяем разность температур подшипника и окружающей среды $t_{пл}$ по формуле

$$t_{пл} = \frac{8{,}43pVf}{kF + k_{общ}dl},$$

где $F = \frac{6\pi d^2}{100^2} = \frac{6 \cdot 3{,}14 \cdot 5{,}2^2}{100^2} = 0{,}05\ м^2$;

$$k_{общ} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{252} + \frac{1}{0{,}26}} = 52{,}5\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Тогда окончательно имеем:

$$t_{пл} = \frac{8{,}43 \cdot 7{,}4 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}01}{10 \cdot 0{,}05 + 52{,}5 \cdot 0{,}052 \cdot 0{,}052} = \frac{13{,}8}{0{,}5 + 0{,}142} = 22^\circ C.$$

Определяем среднюю рабочую температуру:

$$t_р = t_{пл} + t_0 = 22^\circ + 20^\circ = 42^\circ \text{ C}.$$

(При температуре 42° С экспериментально установлено, что наименьшее значение модуля упругости полиамидной смолы марки П-68 равно $18 \cdot 10^3$ *кгс/см*$^2$.)

Так как подшипниковая втулка после запрессовки в корпус подвергается механической обработке, принимаем наибольший угол контакта $2\varphi_0 = 70^\circ$, а наименьший $2\varphi_0 = 30^\circ$.

Определяем величины наименьшего и наибольшего расчетных зазоров $З_{нм}$ и $З_{нб}$ (по формулам табл. VII.4).

Наименьший зазор равен

$$З_{нм} = \frac{2Ps}{rlk_{знб}}\left(\frac{k_{2нб}}{k_{1нб}} - 1\right)\frac{1}{E_{пл}} + 2st_{нм}\alpha_{пл_{нм}}\left(2 + \frac{s}{r}\right) + \alpha_в dt_{нм} +$$

$$+ k_в + k_п + \frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2 + \Delta_\alpha^2 + \Delta_в^2 + \Delta_п^2 + \Delta_н^2 + \Delta_E^2} =$$

$$= \frac{2 \cdot 200 \cdot 4}{2{,}6 \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}133}\left(\frac{0{,}5}{0{,}28} - 1\right)\frac{1}{18 \cdot 10^3} + 2 \cdot 4\,(32^\circ - 20^\circ) \cdot 9 \cdot 10^{-5}\left(2 + \frac{4}{26}\right) +$$

$$+ 1{,}1 \cdot 10^{-5} \cdot 52\,(32^\circ - 20^\circ) + 0 + 0 + \frac{1}{2}\sqrt{0{,}034^2 + 0{,}007^2 + 0{,}007^2} =$$

$$= 0{,}039 + 0{,}017 + 0{,}007 + 0{,}018 = 0{,}081\ мм.$$

При расчете выше величину $\Delta_в$ принимаем равной нулю, так как подшипник работает при смазке маслом, а полиамидные смолы являются маслостойкими. Величину $\Delta_п$ также принимаем равной нулю, так как полиамидные смолы марок П-68 и АК-7 почти не обнаруживают деформацию при статическом нагружении. Прирост деформации у них составляет всего 8—12% (при нагрузках и температурах, рассматриваемых в данном примере, величина ползучести не превысит 0,004—0,005 *мм* и ею можно пренебречь).

Изменением размера отверстия в корпусе, как весьма малой величиной, пренебрегаем, т. е. $\Delta_н = 0$.

Величину $\Delta_t$ рассчитывают следующим образом:

$$\Delta_t = 2s\left(2 + \frac{s}{r}\right)\alpha_{пл}\Delta t = 2 \cdot 4\left(2 + \frac{4}{26}\right)10 \cdot 10^{-5} \cdot 20 = 0{,}034\ мм.$$



Здесь $\Delta t = 20^\circ$ С, поскольку, учитывая нестабильность рабочей температуры, равную $\pm 10^\circ$ С, получаем $t_р = 42 \pm 10^\circ$ С ($t_{р\,нм} = 32^\circ$ С; $t_{р\,нб} = 52^\circ$ С).

Величину $\Delta_\alpha$ рассчитывают, приняв колебание коэффициента линейного расширения $\Delta\alpha = \pm 1 \cdot 10^{-5}$ и $t_{пл} = 22^\circ$ С. Тогда

$$\Delta_\alpha = 2s\left(2 + \frac{s}{r}\right)t_{пл}\Delta\alpha = 2 \cdot 4\left(2 + \frac{4}{26}\right)22 \pm 1 \cdot 10^{-5} = 0{,}007\ мм.$$

Величину $\Delta_E$ рассчитывают, приняв колебание модуля упругости

$$\Delta E = \pm 0{,}1E = \pm 0{,}1 \cdot 20 \cdot 10^3 = \pm 2 \cdot 10^3\ кгс/см^2.$$

В результате получаем

$$\Delta_E = \frac{2Ps}{rlk_{знб}}\left(\frac{k_{2нб}}{k_{1нб}} - 1\right)\frac{\Delta E}{E_{пл}^2} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 4}{2{,}6 \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}133}\left(\frac{0{,}5}{0{,}28} - 1\right)\frac{4 \cdot 10^3}{(20 \cdot 10^3)^2} = 0{,}007\ мм.$$

Наибольший зазор равен

$$З_{нб} = \frac{2Ps}{rlk_{нм}}\left(\frac{k_{2нм}}{k_{1нм}} - 1\right)\frac{1}{E_{пл}} - \frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2 + \Delta_\alpha^2 + \Delta_в^2 + \Delta_п^2 + \Delta_E^2} - \delta_{з.\,и} =$$

$$= \frac{2 \cdot 200 \cdot 4}{2{,}6 \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}007}\left(\frac{0{,}045}{0{,}025} - 1\right)\frac{1}{20 \cdot 10^3} - \frac{1}{2}\sqrt{0{,}034^2 + 0{,}007^2 + 0{,}007^2} - \delta_{з.\,и} =$$

$$= 0{,}745 - 0{,}018 - \delta_{з.\,и} = 0{,}727 - \delta_{з.\,и}.$$

В связи с тем, что металлической деталью является вал, допуски назначаем по системе вала.

По таблице допусков ГОСТ 11710—66 подбираем стандартную посадку так, чтобы она обеспечивала наименьший зазор не меньше $З_{нм} = 0{,}08\ мм$ и наибольший зазор $З_{нб}$ не больше 0,727 *мм*. Такими посадками являются

$$\varnothing 52\,\frac{X_4}{B_4}\begin{pmatrix} +0{,}3 \\ +0{,}1 \\ -0{,}2 \end{pmatrix} \text{ и } \varnothing 52\,\frac{Ш_з}{B_з}\begin{pmatrix} +0{,}195 \\ +0{,}095 \\ -0{,}06 \end{pmatrix}.$$

Посадка $\frac{X_4}{B_4}$ обеспечивает наименьший зазор $З_{нм\,табл} = 0{,}1\ мм$ и наибольший $З_{нб\,табл} = 0{,}5\ мм$.

В этом случае запас на износ составляет 0,727—0,5 = 0,227 *мм*.

Посадка $\frac{Ш_з}{B_з}$ обеспечивает наименьший зазор $_{нм.\,табл} = 0{,}095\ мм$, а наименьший $З_{нб\,табл} = 0{,}21\ мм$, т. е. создается значительный запас на износ, равный 0,727 — 0,21 = 0,517 *мм*.

Таким образом, целесообразнее выбрать посадку $\varnothing 52\,\frac{Ш_з}{B_з}$, так как она обеспечивает бóльшую долговечность. В данном случае можно взять аналогичную посадку в системе отверстия, т. е. $\varnothing 52\,\frac{A_з}{Ш_з}$, так как пластмассовая втулка после сборки растачивается.

***Пример 2.*** Подобрать стандартную посадку с натягом в сопряжении подшипниковой втулки из полиамидной смолы марки П-68 с отверстием в корпусе из чугуна. Принимаются условия первого примера. Дополнительные сведения: предел текучести $\sigma_{тпл} = 3{,}5 \cdot 10^2\ кгс/см^2$. Диаметр сопряжения $D = 60\ мм$ ($R = 30\ мм$). Условия эксплуатации подшипника: рабочая температура $t_р = (42 \pm 10)^\circ$ С; по внутренней поверхности подшипник смазывается маслом, поэтому изменением размеров подшипника от водопоглощения пренебрегаем.

В случае, если бы данное соединение работало при нормальной температуре 20° С, то для исходных условий по таблицам приложения к ГОСТ 11710—66 в соединении

с натягом втулки из полиамидной смолы марки П-68 с отверстием в корпусе из чугуна следовало бы выбрать посадку $\frac{A_4}{Пр1_4}$. Но учитывая температуру эксплуатации, равную (42 ± 10)° С, которая вызывает изменение модуля упругости $E_{пл}$ до $18 \times 10^3$ *кгс/см²* и предела текучести $\sigma_{тпл}$ до $0{,}25 \cdot 10^3$ (по экспериментальным данным), посадку (ориентировочно) следует выбрать $\frac{A_4}{Пр2_4}$. Система отверстия выбирается потому, что металлической деталью является отверстие. Более точно посадку можно выбрать, проводя расчет необходимых натягов.

**Поверочный расчет посадки с натягом** (по формулам табл. VII.3). В данном примере деталь из пластмассы является охватываемой и материал относится к группе термопластичных.

Наибольший натяг равен

$$H_{нб} = 2{,}3\frac{\sigma_{т\,пл}}{E_{пл}}\frac{R^2}{r}\left(\frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}-\mu\right)\ln\frac{R}{r}-$$

$$-2Rt_{нм}\alpha_{пл}-k_в-\frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}=$$

$$=2{,}3\frac{0{,}25\cdot10^3}{18\cdot10^3}\cdot\frac{30^2}{26}\left(\frac{30^2+26^3}{30^2-26^2}-0{,}5\right)\ln\frac{30}{26}-$$

$$-2\cdot30\cdot12\cdot10\cdot10^{-5}-0-\frac{1}{2}\sqrt{0{,}034^2+0{,}007^2+0{,}007^2}=$$

$$=1{,}020-0{,}132-0{,}018=0{,}87\ мм$$

(здесь, как и в примере 1, $\Delta_в = 0$, $\Delta_n = 0$).

Наименьший натяг равен

$$H_{нм} = 0{,}6\frac{\sigma_{тпл}}{E_{пл}}r\left(1+3\frac{r^2}{R^2}\right)+\frac{1}{2}\sqrt{\Delta_t^2+\Delta_\alpha^2+\Delta_в^2+\Delta_n^2+\Delta_E^2}=$$

$$=0{,}6\frac{0{,}25\cdot10^3}{18\cdot10^3}\cdot26\left(1+3\frac{26^2}{30^2}\right)+\frac{1}{2}\sqrt{0{,}034^2+0{,}007^2+0{,}007^2}=0{,}708\ мм.$$

Допуск натяга будет

$$\delta H = H_{нб}-H_{нм}=0{,}87-0{,}708=0{,}162\ мм.$$

Разделяем величину $\delta_н$ на допуски на неточность изготовления пластмассовой втулки и отверстия в металлическом корпусе.

Точность изготовления наружного диаметра пластмассовой втулки возможно обеспечить литьем под давлением не выше чем по 4-му классу точности.

По системе ОСТ допуск на неточность изготовления по 4-му классу точности для размера $D = 60$ *мм* равен 0,2 *мм*. Следовательно, допуск на изготовление только пластмассовой втулки уже превысит допуск натяга. Но другого выхода нет, так как необходимо учитывать технологические возможности изготовления.

Диаметр отверстия в металлическом корпусе несложно изготовить по 3-му классу точности с допуском 0,06 *мм*, поэтому для отверстия принимаем допуск по $A_3$.

По таблице допусков ГОСТ 11710—66 подбираем посадку, удовлетворяющую наибольшему натягу $H_{нб} = 0{,}87$ *мм* и наименьшему натягу $H_{нм} = 0{,}708$ *мм*. Такой посадкой будет

$$\varnothing 60\frac{A_3}{Пр2_4}\begin{pmatrix}+0{,}06\\+0{,}92\\+0{,}72\end{pmatrix}.$$



Эта посадка обеспечит в соединении наибольший натяг, равный 0,92 *мм*, превышающий расчетный натяг на величину 0,92—0,87 = 0,05 *мм*, и наименьший натяг, равный 0,66 *мм*, имеющий меньшее значение по сравнению с расчетной на величину 0,708—0,66 = 0,048 *мм*.

При расчете вероятностей получения натягов оказывается, что вероятность выхода натягов за пределы расчетных не превышает 1%, поэтому вполне возможно в данном соединении выбрать посадку $\varnothing 60\frac{A_3}{Пр2_4}$.

При расчете неподвижных соединений деталей из пластмассы и металла необходимо учитывать уменьшение прочности соединения с натягом с течением времени в связи с ползучестью пластмасс и релаксацией напряжений. Поэтому необходимо рассчитывать усилие распрессовки с учетом времени и условий эксплуатации по формуле

$$P_p = P_э T^{-m},$$

где усилие запрессовки

$$P_э = 3{,}6\sigma_{тпл} l\,df\ln\frac{R}{r}.$$

Здесь $\sigma_{тпл}$ — предел текучести в *кгс/см²*; $f$ — статический коэффициент трения при запрессовке (определяется экспериментально); $T$ — время эксплуатации соединения в *ч*; $m$ — показатель степени, зависящий от марки пластмассы и условий эксплуатации (при 20° С для термопластов $m \approx 0{,}04 \div 0{,}06$; для реактопластов $m \approx 0{,}02$).

## § 3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ

Резьбовые соединения широко применяются в промышленности, особенно соединения с метрической резьбой.

Для обеспечения взаимозаменяемости пластмассовых резьбовых соединений требуются удовлетворительная свинчиваемость болта с гайкой на всей длине свинчивания и прочность или плотность резьбового соединения. Последнее зависит от конструктивных и технологических факторов, но также и от точности изготовления резьбы.

Применяемые в технике резьбы можно разделить по эксплуатационному назначению на крепежные универсального применения и специальные с узкой областью применения. Крепежные резьбы деталей из пластмасс необходимо разделить на две подгруппы: резьбы нагруженные и резьбы ненагруженные. Первые воспринимают рабочие нагрузки, вызывающие совместно с усилиями затяжки напряжения, близкие к пределу текучести или пределу прочности, вторые не испытывают значительных нагрузок, кроме небольших усилий затяжки.

В настоящее время ненагруженные резьбовые детали из пластмасс многих марок получили широкое распространение. Начинают применять пластмассы и для нагруженных резьбовых соединений, используя в первую очередь материалы с высокими механическими свойствами (реактопласты с волокнистым наполнителем, полиамиды и др.). Однако еще недостаточен опыт применения пластмассовых резьбовых деталей в нагруженных резьбовых соединениях.

Обеспечение точности резьбы пластмассовых деталей связано с рядом технологических трудностей. Отсутствие сведений по влиянию зазоров на прочность резьбового соединения деталей из пластмасс приводит к тому, что конструкторы назначают 3-й класс точности (по ГОСТ 9253—59), основываясь на опыте применения резьб на металлических деталях.

В промышленности сейчас применяются три типа резьбовых соединений: болт металлический — гайка пластмассовая; болт пластмас-

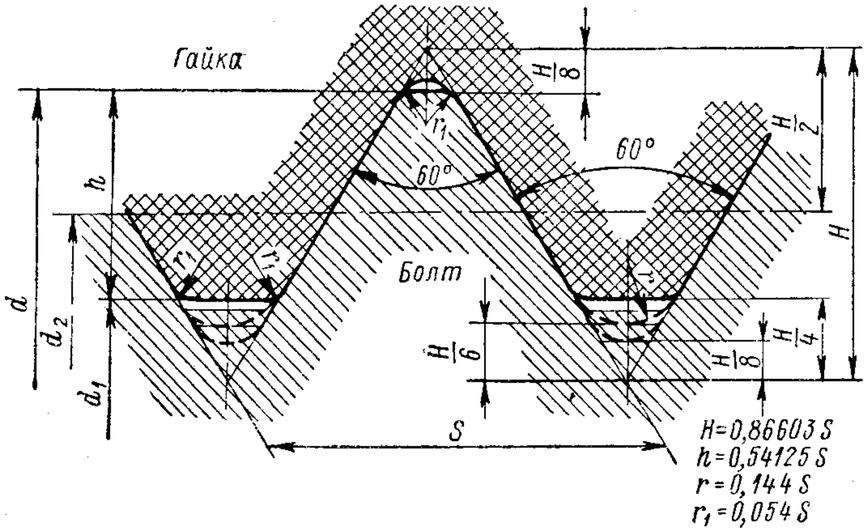



Рис. VII.5. Профиль метрической резьбы на деталях из пластмасс (по ГОСТ 11709—66)

совый — гайка металлическая; обе детали пластмассовые. В последнем случае возможны различные варианты, учитывая наличие существенно отличающихся друг от друга пластмасс по свойствам.

На метрическую резьбу деталей из пластмасс ГОСТ 11709—66 устанавливает диаметры, шаги, основные размеры, профиль и допуски для диаметров от 1 до 120 *мм* (с 1/I 1974 г. — ГОСТ 11709—71).

Профиль резьбы изображен на рис. VII.5.

Форма впадины резьбы болта настоящим стандартом не регламентируется и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной, с радиусом $r = \frac{H}{6} = 0{,}144\ S$.

Срез или закругление по внутреннему диаметру резьбы болта на расстоянии $\frac{H}{6} = 0{,}144S$ от вершины теоретического профиля резьбы является исходным при проектировании резьбообразующего инструмента. Наименьший радиус закругления или наименьшая ширина площадки (при плоскосрезанной впадине) определяется тем, что линия профиля должна располагаться на расстоянии $\frac{H}{8} = 0{,}108S$ от вершины теоретического профиля резьбы.



Форма выступов резьбы болта и гайки выполняется плоскосрезанной. Допускается также закругление кромок по выступам с радиусом не более $r_1 = \frac{H}{16} = 0{,}054S$.

Размеры диаметров резьбы с крупными и мелкими шагами установлены ГОСТ 9150—59.

Резьба с особо крупным шагом основным стандартом на резьбы (ГОСТ 9150—59) не устанавливается. Эта резьба, нарезаемая на металлических деталях, предназначаемых для свинчивания с пластмассовыми, нормируется ГОСТ 11709—66. Расположение полей допусков резьбы показано на рис. VII.6.

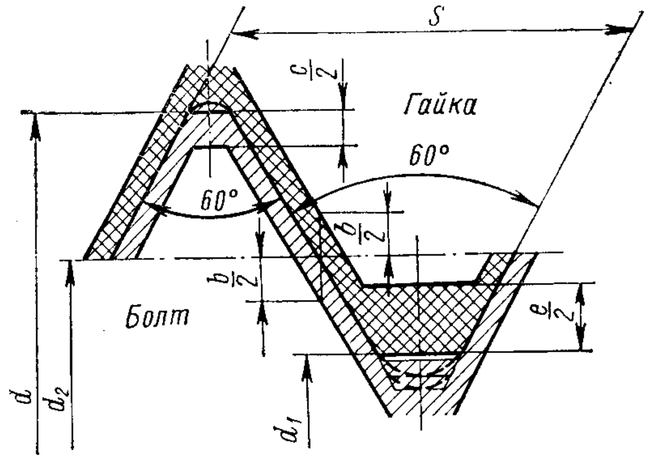



Рис. VII.6. Схема расположения полей допусков метрической резьбы на деталях из пластмасс (по ГОСТ 11709—66)

Величины допусков и отклонений даны в ГОСТ 11709—66. Сопряжения резьбовых деталей по среднему диаметру по своему типу соответствует скользящей посадке.

Отклонения отсчитываются от линии теоретического профиля резьбы в направлении, перпендикулярном к оси болта, в соответствии со знаком отклонения. Верхнее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта не нормируются. Гарантированные зазоры по этим диаметрам обеспечиваются размерами резьбовых стержней и колец.

Внутренний диаметр болта по верхней границе допуска контролируется проходным резьбовым калибром-кольцом с прямыми срезами профиля по диаметру (последний равен номинальному значению внутреннего диаметра гайки).

Наружный диаметр гайки контролируется по нижней границе допуска проходным резьбовым калибром-пробкой с наружным диаметром, равным по номинальному наибольшему диаметру резьбы болта (калибры стандартизованы ГОСТ 11952—66).

Для шага и угла профиля резьбы предельные отклонения по каждому из этих элементов в отдельности не устанавливаются. Полный допуск по среднему диаметру резьбы представляет собой сумму допуска на погрешность собственно среднего диаметра резьбы и допусков на диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля резьбы.

Класс точности резьбового соединения определяется величиной полного допуска среднего диаметра. Устанавливаются следующие классы точности: 2а, 3, 4.

Предельные отклонения всех параметров резьбы 3-го класса соответствуют ГОСТ 9253—59.

4-й класс точности основным стандартом на допуски резьбы (ГОСТ 9253—59) не устанавливается; он предназначается только для деталей из пластмасс.

Выбор класса точности для отдельных резьбовых соединений производится в зависимости от их назначения. Допускается сочетание гаек и болтов разных классов точности. Класс точности металлической детали выбирается по ГОСТ 9253—59.

Свинчиваемость резьбы деталей из пластмасс любого класса точности, полученных литьем и прессованием, обеспечивается для данного диаметра и шага выбором длины свинчивания и величины колебания усадки пластмассы.

В деталях из термореактивных материалов с порошкообразным наполнителем рекомендуется применять резьбу с шагом 1,5 *мм*. Резьба с более крупными шагами выкрашивается уже при небольших нагрузках. В нагруженных сопряжениях пластмассового болта со стальной гайкой для шагов более 1,5 *мм* целесообразно для увеличения прочности резьбового соединения уменьшать высоту профиля резьбы болта за счет уменьшения наружного диаметра. Нижнее отклонение наружного диаметра не должно выходить при этом за пределы поля допуска 4-го класса точности. Величина уменьшения наружного диаметра резьбы кольца пресс-формы по сравнению с расчетным будет равна

$$\Delta d_1 = C - \Delta d_{2\Sigma},$$

где $C$ — допуск наружного диаметра резьбы болта — принимается по 4-му классу точности; $\Delta d_{2\Sigma}$ — суммарная погрешность среднего диаметра резьбы.

Выбор резьбы с шагом менее 1,5 *мм* для нагруженных соединений из термореактивных материалов не рекомендуется, так как витки такой резьбы, значительно насыщенные смолой, имеют меньшую прочность на срез.

Из термопластичных материалов может быть получена резьба с практически любым шагом. Наиболее прочными являются резьбы с шагами 2—3 *мм*. В случае меньших шагов может произойти соскакивание витков в сопряжении при действии относительно небольших нагрузок.

Выбор класса точности резьбы необходимо производить с учетом эксплуатационных требований, предъявляемых к резьбовому соединению, и механических свойств пластмассы данной марки. При этом должно быть учтено следующее.

1. Класс точности 2а предназначается для резьбовых деталей повышенной точности, к которым предъявляются особые требования по герметичности (при использовании специальных паст) и по соосности соединяемых деталей.



2. Класс точности 3-й рекомендуется применять для нагруженных резьбовых соединений всех типов. Не рекомендуется комбинировать хрупкие и жесткие материалы. Прочность при этом снижается в три—пять раз. Шаг резьбы пресс-формы рекомендуется корректировать.

3. Класс точности 4-й предназначается для слабонагруженных соединений с металлическими гайкой или болтом или для ненагруженных соединений всех возможных типов. В отдельных случаях (в зависимости от материала пластмассы) допускается изготовление резьбы резьбообразующими инструментами, имеющими номинальный (некорректированный) шаг.

## § 4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РАЗЛИЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ПЕРЕДАЧ

### Допуски на межосевые размеры

Система допусков и посадок на гладкие цилиндрические соединения может быть использована и для нормирования отклонений размеров, характеризующих взаимное расположение осей отверстий или

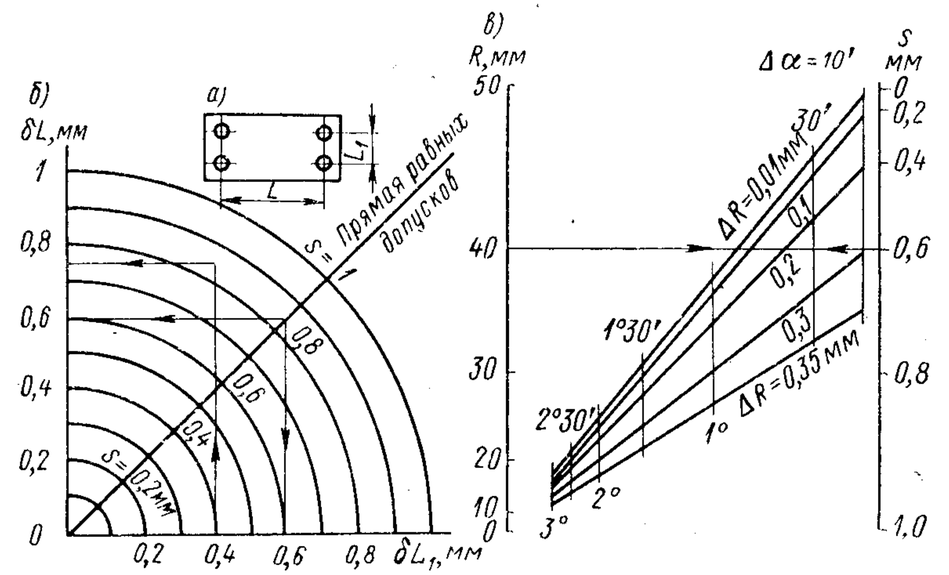



Рис. VII.7. Схема простановки межосевых размеров пластмассовой детали (*а*); номограммы для определения допусков на межосевые размеры (*б*) и допусков отверстий, расположенных по окружности (*в*)

поверхностей пластмассовой детали. На практике принимают следующие соотношения между величиной допуска и расстоянием между отверстиями $L$ (в *мм*): для высокой степени точности $\delta = 0{,}002L$, но не менее 0,2 *мм*; для нормальной степени точности $\delta = 0{,}003L$, но не менее 0,3 *мм*; для низкой степени точности $\delta = 0{,}004L$, но не менее 0,4 *мм*.

Обычно при простановке размеров по схеме, приведенной на рис. VII.7, *а*, расчет допусков на межосевые размеры ведется по

формуле $\delta=0{,}7s$, где $\delta$ — допускаемые отклонения на размеры $L$ и $L_1$; $s$ — зазор, равный разности диаметров отверстия и крепежной детали.

Так как практически невозможно изготовление пластмассовых деталей прессованием или литьем под давлением с одинаковыми допусками на различные по номинальной величине размеры, то назначение допусков на межосевые размеры пластмассовых деталей имеет свои особенности. Номограмма А. С. Смирнова на рис. VII.7, *б* позволяет назначать на межосевые размеры отверстий, расположенные по прямым линиям, неравные допуски, обеспечивающие взаимозаменяемость деталей. Например, при зазоре $s = 0{,}85$ *мм* равные допуски на размеры $L$ и $L_1$ согласно номограмме равны $\pm 0{,}6$ *мм*. Если увеличить допуск на размер $L$ до $\pm 0{,}75$ *мм*, то по номограмме определим, что при условии обеспечения взаимозаменяемости деталей допуск на размер $L_1$ необходимо назначить равным $\pm 0{,}4$ *мм*. Номограмма для определения допусков для отверстий, расположенных по окружности, представлена на рис. VII.7, *в*.

## Допуски и посадки на шпоночные и шлицевые соединения

В зависимости от назначения может потребоваться неподвижное или подвижное соединение шпонки с валом или ступицей. Принципиально при выборе и назначении допусков и посадок на шпоночные соединения можно исходить из тех же требований, что и для металлических шпоночных соединений. Однако, как уже указывалось выше, во всех случаях необходимо учитывать специфические свойства пластмасс. Так, вследствие теплового расширения пластмассового элемента шпоночного соединения оно может оказаться неподвижным даже при применении посадки $\frac{ПШ1}{B_3}$, гарантирующей наиболее подвижное соединение по втулке в металлических шпоночных соединениях. Поэтому для обеспечения заданного характера шпоночного соединения по валу или втулке необходима большая номенклатура полей допусков. Расширение номенклатуры полей допусков для образования соответствующих шпоночных соединений можно произвести за счет введения дополнительных полей допусков из системы ОСТ на сопрягаемые размеры ширины шпоночного паза вала и отверстия.

В табл. VII.5 приведены поля допусков пластмассовых шпоночных соединений (для призматических и сегментных шпонок).

Для образования подвижной посадки во втулке в шпоночных соединениях из термореактивных пластмасс можно применять посадку $\frac{ПШ1}{X_3}$, а для шпоночных соединений из термопластичных пластмасс $\frac{ПШ1}{Ш_3}$. Для образования неподвижной посадки по валу в шпоночных соединениях из термореактивных пластмасс можно принять $\frac{ПШ}{B}$; $\frac{ПШ}{H_3}$. Допускаемые отклонения непосадочных размеров шпоночных соединений можно назначать: на высоту шпонки — по $B_4$, $X_4$, $B_5$, на глубину паза вала и втулки — по $A_5$, $X_5$, на длину шпонки — по $B_7$; на длину паза вала под шпонку — по $B_8$. Допускаемые отклонения диаметра паза вала под сегментную шпонку можно принимать с плюсом (10—15% от диаметра шпонки). Допуски диаметра самой шпонки принимаются по $B_5$.



*Таблица VII.5*

**Поле допусков сопрягаемых размеров призматических и сегментных шпонок**

| Виды соединения | Поля допусков по ширине | | | Назначение посадки |
|---|---|---|---|---|
| | шпонки | паза вала | паза втулки | |
| Неподвижное напряженное по валу, скользящее во втулке | $B_3$ | $B_3$; $H_3$ | $A_3$; $X_3$ | Для индивидуального и серийного производства (общее машиностроение) |
| Неподвижное напряженное по валу, ходовое во втулке | $B_3$ | $B_3$; $H_3$ | $ПШ1$; $X_3$; $H_3$ | Для массового производства (автостроение и т. п.) |
| Неподвижное плотное по валу, ходовое во втулке | $X_3$ | $ПШ$; $H_3$ | $A_3$; $X_3$; $Ш_3$ | Для направляющих шпонок |

Аналогичным образом решаются и вопросы назначения допусков и посадок на шлицевые соединения. Основные предпосылки для выбора допусков и посадок остаются такими же, как и для металлических шлицевых соединений. Специфичным при этом является то обстоятельство, что при выборе допусков необходимо учитывать не только технологические возможности, но и изменение размеров пластмассового элемента шлицевого соединения с изменением температуры, влажности воздуха и т. д. Рекомендуемые сочетания полей допусков диаметров отверстий, валов и размеров выступов $b$ при центрировании по наружному диаметру пластмассового шлицевого соединения приведены в табл. VII.6. Рекомендуемые сочетания полей допусков при центрировании по внутреннему диаметру пластмассового шлицевого соединения приведены в табл. VII.7. Предельные отклонения полей допусков $A_3$, $A_{3a}$, $X_3$, $Ш_3$, $H_3$, берутся из соответствующих таблиц для гладких цилиндрических соединений, для полей допусков $S_2X$; $S_2П$; $S_3Л$; $U_3$; $U_4$ — по ГОСТ 1139—58. Предельные отклонения нецентрируемых диаметров можно выбирать по 4—5-му классам точности для размеров гладких цилиндрических соединений в зависимости от способа центрирования.

*Таблица VII.6*

**Рекомендуемые сочетания полей допусков отверстия и вала при центрировании пластмассового шлицевого соединения по наружному диаметру $D$ и выступам $b$**

| Элементы центрирования соединения | Поля допусков | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $D$ | Отверстие | $A_{2a}$; $A_3$; $H_3$; $H_{3a}$ | | $A_{3a}$; $H_{3a}$; $X_3$ | |
| | Вал | $C_{2a}$; $X_{2a}$; $X_3$ | $C_3$; $C_{3a}$; $X_3$ | $X_3$; $Ш_3$ | $Ш_4$ |
| $b$ | Отверстие | $U_3$ | | $U_4$ | |
| | Вал | $S_2П$; $S_2S$ | $S_3C$; $S_3X$ | $S_2X$; $S_2Л$ | $S_2Л$; $S_3Л$ |

*Таблица VII.7*

**Рекомендуемые сочетания полей допусков отверстия и вала при центрировании пластмассового шлицевого соединения по внутреннему диаметру $D_{вн}$ и выступам $b$**

| Элементы центрирования соединения | Поля допусков | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $D_{вн}$ | Отверстие | $A_2$; $A_3$; $H_3$; $X_3$ | $A_3$; $H_{3a}$; $X_{3a}$ | | |
| | Вал | $C_{2a}$; $X_{2a}$; $X_{3a}$ | $C_{2a}$ | $X_3$ | $X_3$; $Ш_3$ |
| $b$ | Отверстие | $U_2$ | $U_1$ | | |
| | Вал | $S_2X$; $S_2Л$ | $S_2C$ | $S_2X$ | $S_2Л$; $S_2Л$ |

## Допуски и посадки на зубчатые и червячные передачи

Эксплуатационные требования и взаимозаменяемость зубчатых передач обеспечиваются степенями точности и нормами гарантированного бокового зазора между неработающими профилями зубьев. Степени точности изготовления зубчатой передачи назначаются в зависимости от режима ее работы с учетом технологических возможностей изготовления передачи с заданной степенью точности. Величины



бокового зазора характеризуют вид сопряжений зубьев передачи и назначаются независимо от степени точности ее изготовления с тем, чтобы обеспечить нормальные условия сборки и работы передачи. Учитывая возможные области применения пластмассовых зубчатых передач, можно дать рекомендации по назначению степеней точности изготовления их. Приведенные в табл. VII.8 рекомендации хорошо согласуются с технологическими возможностями: 8-я степень примерно соответствует точности изготовления детали по 3-му классу точности, 9-я степень — 4-му, 10-я степень — 5-му классу точности системы ОСТ.

*Таблица VII.8*

**Рекомендуемые степени точности пластмассовых зубчатых передач**

| Степень точности | Область применения |
|---|---|
| 7, 8 | Зубчатые колеса, работающие при умеренных нагрузках и повышенных окружных скоростях до 15 *м/сек* для прямозубых и до 15—20 *м/сек* для непрямозубых передач |
| 8, 9 | Зубчатые колеса общего машиностроения, не требующие особой точности; шестерни станков, не входящие в делительные цепи; шестерни грузоподъемных механизмов малой мощности; шестерни машин с окружной скоростью до 5 *м/сек* для прямозубых и до 10 *м/сек* для косозубых передач |
| 9, 10, 11 | Зубчатые колеса неответственных передач авиа-, авто- и тракторостроения; ненагруженные передачи с окружными скоростями до 2—3 *м/сек* для прямозубых и до 3—5 *м/сек* для косозубых передач |

При выборе величины бокового зазора необходимо учитывать специфические особенности пластмасс как конструкционных материалов, в частности малую жесткость и высокие коэффициенты линейного расширения пластмасс в сравнении с металлами. Вследствие малой жесткости пластмасс прогибы зубьев (перемещение точки приложения нормального усилия) могут быть столь значительными, что их необходимо учитывать при выборе величины бокового зазора.

При расчете пластмассовых зубчатых зацеплений величину бокового зазора необходимо определять по следующим формулам:

$$c_n = c_{n1} + c_{n2} + c_{n3};$$

$$c_{n1} = A\left[(\alpha_к + \alpha_ш)\,\Delta t_к + \alpha_{кор}\,\Delta t_{кор}\right] 2 \sin \alpha;$$

$$c_{n2} = (10 \div 20)\, m; \quad c_{n3} = (0{,}4 \div 0{,}6)\, f_n,$$

где $c_n$ — величина наименьшего бокового зазора в пластмассовом зацеплении; $c_{n1}$, $c_{n2}$, $c_{n3}$ — составляющая бокового зазора соответ-

ственно компенсирующая температурные изменения размеров колес и корпуса передачи, обеспечивающая нормальные условия смазки, компенсирующая прогиб зубьев; $A$ — межцентровое расстояние; $\alpha_к$, $\alpha_ш$, $\alpha_{кор}$ — коэффициенты линейного расширения материалов колеса, шестерни и корпуса передачи; $\Delta t_к$, $\Delta t_{кор}$ — отклонения установившейся во время работы передачи температуры колес и корпуса от нормальной; $\alpha$ — угол зацепления; $m$ — модуль передачи; $f_п$ — коэффициент трения в зацеплении.

Анализ формулы показывает, что величины боковых зазоров в пластмассовых передачах при прочих равных условиях следует назначать бо́льшими, чем в металлических передачах, и поэтому необходимо в системе допусков и посадок на пластмассовые зубчатые зацепления предусматривать такие виды сопряжений, у которых величина бокового зазора больше, чем по сопряжению *Ш* (ГОСТ 1643—56). Виды сопряжений в передаче могут определяться в зависимости от назначения передачи с учетом формул для расчета $c_п$, $c_{п1}$ и $c_{п2}$. Величины зазоров для новых видов сопряжения *Ш1* и *Ш2* приведены в табл. VII.9. Специальные виды сопряжений для пластмассовых зубчатых передач *Ш*1 и *Ш*2 рекомендуется применять лишь при изготовлении передач по степеням точности, начиная с 7-й и грубее.

Большие величины боковых зазоров в пластмассовых зубчатых передачах следует по возможности обеспечивать за счет регулировки расстояний между осями рабочих валов. Увеличение бокового зазора в передаче всеми остальными способами осуществляется за счет утонения зуба, что отрицательно сказывается на его прочности.

*Таблица VII.9*

**Значения гарантированных боковых зазоров в цилиндрических зубчатых передачах**

| Виды сопряжений | Межцентровое расстояние в *мм* | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | до 50 | св. 50 до 80 | св. 80 до 120 | св. 120 до 200 | св. 200 до 320 | св. 320 до 500 | св. 500 до 800 | св. 800 до 1250 |
| | Зазоры в *мкм* | | | | | | | |
| *Х* | 85 | 105 | 130 | 170 | 210 | 260 | 340 | 420 |
| *Ш* | 110 | 210 | 260 | 340 | 420 | 530 | 670 | 850 |
| *Ш*1 | 210 | 260 | 325 | 425 | 525 | 660 | 840 | 1060 |
| *Ш*2 | 260 | 325 | 405 | 530 | 660 | 825 | 1050 | 1330 |

Все отмеченное выше относительно допусков и посадок на пластмассовые зубчатые передачи относится и к назначению допусков и посадок на пластмассовые червячные передачи. Рекомендации по выбору степеней точности для этих передач приведены в табл. VII.10.



*Таблица VII.10*

**Рекомендуемые степени точности для пластмассовых червячных передач**

| Степень точности | Область применения |
|---|---|
| 7,8 | Силовые передачи подъемных и поворотных механизмов с окружными скоростями до 3—4 *м/сек* |
| 8, 9 | Неответственные передачи с окружными скоростями до 2 *м/сек* с кратковременной периодической работой |
| 9, 10 | Неответственные передачи с окружными скоростями до 1—1,5 *м/сек* или передачи ручных приводов, не требующих постоянства передаточного отношения |

## § 5. ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Выбор рациональных величин допусков является одной из главных задач при конструировании деталей из пластмасс. Выше анализировались вопросы назначения допусков и посадок для сопрягаемых деталей.

Точность изготовления размеров деталей из пластмасс рассматривается ниже.

Величины технологических допусков пластмассовых деталей, получаемых литьем под давлением и прессованием, нормируются специальными группами точности.

Величина технологического допуска (в *мм*) определяется следующим образом:

$$\delta_m = ai_m \geqslant \Delta_{общ},$$

где $i_m = (0{,}025L + 0{,}6)$ *мкм* — единица технологического допуска; $L$ — номинальный размер детали; $a$ — число единиц допуска, принимающее в данном случае значения 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640.

Указанные значения $a$, составляющие предпочтительный ряд чисел с коэффициентом $R = 1{,}6$, позволяют образовать группы точности ГП технологических допусков для деталей из пластмасс (соответственно восемь групп от ГП-I до ГП-VIII).

Каждая группа точности нормирует величины $\delta_m$ для размеров элементов деталей, оформляемых в одной части формы. Кроме того, приводятся величины $\delta_m$ для межосевых размеров элементов деталей и элементов, оформляемых в двух и более частях формы.

Каждая группа точности назначается в основном в зависимости от колебания расчетных значений усадки пластмассы, из которой изготовляется данная деталь.

Классификация пластмасс по величине колебания значений расчетной усадки при формовании и группы точности пластмасс приведены

в табл. VII.11. В табл. VII.12 приведены величины технологических допусков групп ГП-VI—ГП-VII, которые достаточно полно охватывают номенклатуру промышленных конструкционных марок пластмасс. Величины технологических допусков других групп при необходимости могут быть подсчитаны, учитывая приведенные выше в данном параграфе формулы.

Приведенные в табл. VII.12 группы точности характеризуют экономически достижимую точность изготовления пластмассовых деталей сложной формы (подробнее см. гл. VIII), а также деталей, оформленных в многогнездных формах. Для деталей простой формы или оформляемых в одногнездных формах экономически достижимые точности выше на одну группу, чем приведенные в табл. VII.12.

Технологические допуски $\delta_m$ не включают в себя погрешности $\Delta_{ук}$, появляющиеся за счет технологических уклонов, необходимых для облегчения съема готовой детали. Полная погрешность размеров $\Delta_{общ}$, на которую оказывает влияние технологический уклон (см. рис. VII.1), определяется соответствующим уравнением (см. стр. 200), в котором величина $\Delta_m$ заменяется на $\delta_m$.

Влияние погрешностей за счет технологического уклона следует учитывать лишь при высоте деталей более 15 *мм*.

Точность формы деталей из пластмасс также должна учитываться в ряде случаев при оценке величины $\delta_m$. Особенно это относится к расположению поверхностей, касающихся арматуры. Нормирование погрешностей формы должно производиться, как известно, по ГОСТ 10356—63. Однако детали из пластмасс не всегда укладываются в соответствующие нормы.

При подсчете некоторых погрешностей формы и взаимного расположения поверхностей пластмассовых деталей целесообразно пользоваться следующими формулами, справедливыми для деталей из реактопластов.

Перекос оси отверстия: $X_1 = 0{,}005L + 0{,}1$ *мм* (нормальная точность); $X_1 = 0{,}003L + 0{,}05$ *мм* (повышенная точность);

перекос оси арматуры: $X_2 = 0{,}005L + 0{,}2$ *мм* (нормальная точность); $X_2 = 0{,}003L + 0{,}15$ *мм* (повышенная точность);

неплоскостность поверхности: $X_3 = 0{,}005L + 0{,}15$ *мм* (нормальная точность); $X_3 = 0{,}003L + 0{,}10$ *мм* (повышенная точность).

Величины технологических погрешностей должны согласовываться с теми допусками, которые устанавливаются при конструировании пластмассовой детали исходя из ее назначения и условий эксплуатации. При этом всегда должно соблюдаться неравенство

$$\delta \geqslant \Delta_{полн} = \delta_m + \Delta_{ук},$$

где $\delta$ — конструкторский допуск.

Если это неравенство не может быть обеспечено методами прессования или литья, то следует использовать ряд организационно-технических мероприятий (разбраковка деталей, селективная сборка



*Таблица VII.11*

**Классификация пластмасс по величине колебания значений расчетной усадки при формовании и назначение групп точности деталей из пластмасс**

| Колебание расчетной усадки в % | Св. 0,16 до 0,25 | Св. 0,25 до 0,40 | Св. 0, до 0,( | Св. 0,60 до 1,0 | Св. 1,0 |
|---|---|---|---|---|---|
| Группы точности для степеней изготовления: Повышенной | ГП-V ГП-VI | ГП-VI ГП-VII | ГП-VII ГП-VIII | ГП-VIII По согласованию с заказчиком | По согласованию с заказчиком |
| Группы точности для степеней изготовления: Нормальной | | | | | |
| Примерное соответствие классам точности по ОСТ | 4—5 | 5—7 | 5—7 | 7—8 | 9—10 |
| Термопласты (некоторые марки) | Полиуретан ПУ-1 Полиамиды 54, 68А и 68Б, 548 | Полистирол блочный | Полистирол эмульсионный, капрон | Этролы | Полиэтилен |

| Колебание расчетной усадки в % | До 0,1 | Св. 0,1 до 0,16 |
|---|---|---|
| Группы точности для степеней изготовления: Повышенной | ГП-III ГП-IV | ГП-IV ГП-V |
| Группы точности для степеней изготовления: Нормальной | | |
| Примерное соответствие классам точности по ОСТ | 3—3а | 3а—4 |
| Термопласты (некоторые марки) | Сополимеры полистирола МС-2, МС-3, МСН | Композиция АГ-7 |

*Продолжение табл. VII.11*

| Колебание расчетной усадки в % | | До 0,1 | Св. 0,1 до 0,16 | Св. 0,16 до 0,25 | Св. 0,25 до 0,40 | Св. 0,40 до 0,60 | Св. 0,60 до 1,0 | Св. 1,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Реактопласты (некоторые марки) | Порошкообразные | — | — | Фенопласты марок ОФП-6 ФКПМ, фаолит „ | Фенопласты марок К-18-2, К-114-35, К-211-3, К-18-56; монолиты, аминопласты марок А и Б | Фенопласты марок К-18-81, К-17-81 | — | — |
| | Волокнистые | — | Фенопласты марок К-6 и К-6Б, КФ-3 и КФ-3Н | Фенопласты марок ТВФЭ-2, АГ-4; текстолитовая крошка | Фенопласты волокнит | Прессмассы марок КМК-9, КМК-218 | — | — |



*Таблица VII.12*

**Технологические допуски деталей из пластмасс (для групп точности ГП-VI и ГП-VII)**

| Номинальные размеры по интервалам в *мм* | Технологические допуски $\delta_m$ в *мм* на размеры элементов пластмассовых деталей | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | оформляемых в одной части формы | | оформляемых в одной части формы, но зависящих от подвижных ее частей, в том числе межосевые размеры | | оформляемых в двух и более частях формы | | | | | |
| | | | | | А | | Б | | В | |
| | ГП-VI | ГП-VII | ГП-VI | ГП-VII | ГП-VI | ГП-VII | ГП-VI | ГП-VII | ГП-VI | ГП-VII |
| Св. 1 до 3 | 0,12 | 0,19 | 0,20 | 0,32 | 0,20 | 0,32 | 0,32 | 0,50 | 0,45 | 0,70 |
| Св. 3 до 6 | 0,16 | 0,25 | 0,25 | 0,40 | 0,25 | 0,40 | 0,36 | 0,55 | 0,50 | 0,80 |
| Св. 10 до 18 | 0,25 | 0,40 | 0,32 | 0,50 | 0,32 | 0,50 | 0,45 | 0,70 | 0,55 | 0,90 |
| Св. 18 до 30 | 0,32 | 0,50 | 0,40 | 0,60 | 0,40 | 0,60 | 0,52 | 0,85 | 0,60 | 1,00 |
| Св. 30 до 50 | 0,40 | 0,60 | 0,50 | 0,80 | 0,50 | 0,80 | 0,58 | 0,95 | 0,70 | 1,10 |
| Св. 50 до 80 | 0,55 | 0,90 | 0,60 | 1,00 | 0,60 | 1,00 | 0,75 | 1,15 | 0,90 | 1,40 |
| Св. 80 до 120 | 0,80 | 1,20 | 0,90 | 1,40 | 0,90 | 1,40 | 1,00 | 1,60 | 1,10 | 1,80 |
| Св. 120 до 180 | 1,10 | 1,80 | 1,10 | 1,80 | 1,10 | 1,80 | 1,10 | 1,80 | 1,20 | 2,00 |
| Св. 180 до 260 | 1,60 | 2,50 | 1,60 | 2,50 | 1,60 | 2,50 | 1,60 | 2,50 | 1,60 | 2,50 |
| Св. 260 до 360 | 2,00 | 3,20 | 2,00 | 3,20 | 2,00 | 3,20 | 2,00 | 3,20 | 2,00 | 3,20 |
| Св. 360 до 500 | 2,80 | 4,50 | 2,80 | 4,50 | 2,80 | 4,50 | 2,80 | 4,50 | 2,80 | 4,50 |

Примечание. Допуски $\delta_m$ из графы А применяются для деталей из термопластов при литье под давлением и деталей из порошкообразных реактопластов при пресс-литье; допуски $\delta_m$ из графы Б — при прямом прессовании порошкообразных реактопластов и пресс-литье волокнистых реактопластов; допуски $\delta_m$ из графы В — при прямом прессовании волокнистых реактопластов.

*Таблица VII.13*

**Точность обработки резанием деталей из пластмасс**

| Тип материала | Степень точности | Класс точности в зависимости от способа обработки | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Наружное точение | Сверление | Расточка | Фрезерование |
| Фенопласты; аминопласты; оргстекло | Повышенная | 2а | 3а | 3 | 3а |
| | Нормальная | 3 | 4 | 3а | 4 |
| АГ-4; стекловолокнит; КАСТ-3; волокнит | Повышенная | 2а | 3а | 3 | 4 |
| | Нормальная | 3 | 4 | 3а | 5 |
| Текстолит; гетинакс | Повышенная | 2а | 3а | 3 | 3а |
| | Нормальная | 3 | 4 | 3а | 4 |
| Полиэтилен; полистирол; винипласт; фторопласт | Повышенная | 3а | 3 | 3а | 4 |
| | Нормальная | 3а | 4 | 4 | 5 |

и т. д.) или добиться необходимой точности изготовления пластмассовых деталей, применив обработку резанием.

Некоторые данные об экономически достижимых классах точности при механической обработке пластмасс приведены в табл. VII.13. Сравнительно низкие классы точности изготовления пластмассовых деталей обработкой резанием объясняются невысокой жесткостью системы станок—деталь—приспособление и значительными тепловыми расширениями деталей из пластмасс вследствие нагрева в процессе обработки. Величины технологических допусков при точении и сверлении приведены в табл. VII.14 и VII.15.

***Пример.*** Определить экономически достижимую точность обработки точением детали—втулки из фторопласта-4 с наружным диаметром $D = 40$ *мм*, внутренним диаметром $d = 35$ *мм* и длиной $L = 90$ *мм*. Величина технологического допуска при обработке точением определяется по формуле $\delta_1 = \delta k_L k_b$.

Для данного примера по табл. VII.15 получим $\delta = 0{,}074$ *мм*. Так как $\frac{L}{D} = \frac{90}{40} = 2{,}25$, то из таблицы значений коэффициента находим для $\frac{L}{D}$ величину $k_L = 1{,}3$;



*Таблица VII.14*

**Технологические допуски на размеры деталей из пластмасс при точении** $\left(\frac{L}{D} \leqslant 2;\ \frac{D}{b} \leqslant 8\right)$

| Номинальные диаметры в *мм* | Стеклотекстолиты; АГ-4 | Фенопласт К-18-2 | Текстолит ПТ | Полиметилметакрилат | Гетинакс | Полистирол | Фторопласт-4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1—3 | 0,013 | 0,018 | 0,015 | 0,022 | 0,025 | 0,018 | 0,017 |
| 3—6 | 0,018 | 0,023 | 0,022 | 0,030 | 0,031 | 0,026 | 0,025 |
| 6—10 | 0,023 | 0,027 | 0,030 | 0,038 | 0,036 | 0,033 | 0,034 |
| 10—18 | 0,029 | 0,032 | 0,039 | 0,048 | 0,042 | 0,042 | 0,045 |
| 18—30 | 0,036 | 0,038 | 0,050 | 0,059 | 0,048 | 0,052 | 0,058 |
| 30—50 | 0,045 | 0,044 | 0,062 | 0,072 | 0,054 | 0,065 | 0,074 |
| 50—80 | 0,055 | 0,050 | 0,082 | 0,086 | 0,061 | 0,080 | 0,094 |
| 80—120 | 0,065 | 0,058 | 0,100 | 0,100 | 0,068 | 0,096 | 0,115 |
| 120—180 | 0,076 | 0,062 | 0,120 | 0,120 | 0,076 | 0,115 | 0,140 |
| 180—260 | 0,088 | 0,071 | 0,142 | 0,140 | 0,082 | 0,130 | 0,170 |
| 260—360 | 0,100 | 0,078 | 0,165 | 0,160 | 0,092 | 0,155 | 0,200 |
| 360—500 | 0,107 | 0,086 | 0,200 | 0,180 | 0,100 | 0,165 | 0,235 |

Значения коэффициента $k_L$

| $\frac{L}{D}$ | До 2 | До 3 | До 4 |
|---|---|---|---|
| $k_L$ | 1 | 1,3 | 1,8 |

Значения коэффициента $k_b$

| $\frac{D}{b}$ | До 8 | До 10 | До 12 | До 15 | До 18 |
|---|---|---|---|---|---|
| $k_b$ | 1 | 1,2 | 1,5 | 2,0 | 2,6 |

Примечания: 1. $D$ — обрабатываемый диаметр детали длиной $L$ (в *мм*).

2. Если отношение $\frac{L}{D} > 2$ и $\frac{D}{b} > 8$, то величины допусков, приведенные в таблице, следует умножить на коэффициенты $k_L$ и $k_b$.

*Таблица VII.15*

**Технологические допуски на размеры отверстий в деталях из пластмасс, полученных сверлением** $\left(\frac{L}{D} \leqslant 1{,}5\right)$

| Номинальные диаметры в *мм* | Фенопласт К-18-2 | Стеклотекстолиты; АГ-4 | Гетинакс | Фторопласт-4 | Полистирол | Полиметилметакрилат | Текстолит ПТ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1—3 | 0,039 | 0,038 | 0,042 | 0,060 | 0,056 | 0,039 | 0,035 |
| 3—6 | 0,044 | 0,049 | 0,051 | 0,078 | 0,074 | 0,044 | 0,047 |
| 6—10 | 0,059 | 0,060 | 0,060 | 0,096 | 0,090 | 0,060 | 0,059 |
| 10—18 | 0,071 | 0,072 | 0,070 | 0,107 | 0,110 | 0,071 | 0,072 |
| 18—30 | 0,084 | 0,088 | 0,082 | 0,120 | 0,125 | 0,084 | 0,088 |
| 30—50 | 0,098 | 0,105 | 0,096 | 0,163 | 0,160 | 0,098 | 0,102 |

Примечание. Если отношение $\frac{L}{D} > 1{,}5$, то величины допусков, приведенные в таблице, следует умножить на коэффициент $k'_L$.

Значения коэффициента $k'_L$

| $\frac{L}{D}$ | До 1,5 | До 2 | До 3 |
|---|---|---|---|
| $k'_L$ | 1 | 1,2 | 1,5 |

так как $b = \frac{D-d}{2} = 2{,}5$ *мм*, то $\frac{D}{b} = \frac{40}{2{,}5} = 16$, из таблицы значений коэффициента $k_b$ находим для $\frac{D}{b}$ величину $k_b = 2{,}6$.

Достижимая точность будет определяться величиной технологического допуска $\delta_1 = 0{,}074 \cdot 1{,}3 \cdot 2{,}6 = 0{,}25$ *мм*, что соответствует примерно 5-му классу точности ОСТ.

Точность резьбы, а следовательно, и технологические допуски на элементы резьбы зависят от многих факторов. Так, для пластмассовых резьбовых деталей, изготовляемых прессованием или литьем под давлением, структурная формула для допуска на средний диаметр резьбы имеет вид

$$\delta d_{cp} = \delta d + \delta d_\phi + \delta_{изн} + \delta_{ук} + \delta_{S\phi} + \delta_{SQ} + \delta_{S\Delta Q},$$

где $\delta d$ — составляющая допуска, учитывающая погрешность вследствие рассеяния размеров среднего диаметра резьбы из-за колебания усадки (табл. VII.16); $\delta d_\phi$ — составляющая допуска, учитывающая погрешность изготовления среднего диаметра резьбы формы; $\delta_{изн}$ — составляющая допуска, учитывающая погрешность вследствие износа резьбы формы; $\delta_{ук}$ — погрешность, вызванная технологическим уклоном формы; $\delta_{S\phi}$ — погрешность среднего диаметра резьбы, учитывающая погрешность изготовления шага резьбы формы; $\delta_{SQ}$, $\delta_{S\Delta Q}$ — погрешности среднего диаметра резьбы, учитывающие соответственно усадку и колебания усадки шага резьбы на всей длине свинчивания.



*Таблица VII.16*

**Значения составляющей $\delta d$ (в *мм*) допуска на средний диаметр резьбы деталей из пластмасс**

| Номинальный диаметр резьбы в *мм* | Колебания расчетной усадки в % | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | до 0,1 | св. 0,10 до 0,16 | св. 0,16 до 0,25 | св. 0,25 до 0,40 | св. 0,40 до 0,60 | св. 0,60 до 1,00 |
| До 3 | 0,003 | 0,005 | 0,008 | 0,012 | 0,018 | 0,030 |
| Св. 3 до 6 | 0,006 | 0,010 | 0,015 | 0,024 | 0,036 | 0,060 |
| » 6 » 10 | 0,010 | 0,016 | 0,025 | 0,040 | 0,060 | 0,100 |
| » 10 » 18 | 0,018 | 0,029 | 0,045 | 0,070 | 0,108 | 0,180 |
| » 18 » 30 | 0,030 | 0,048 | 0,075 | 0,120 | 0,180 | 0,300 |
| » 30 » 50 | 0,050 | 0,080 | 0,125 | 0,200 | 0,320 | 0,500 |
| » 50 » 80 | 0,080 | 0,128 | 0,200 | 0,320 | 0,480 | 0,800 |

Эту формулу можно представить в виде

$$\delta d_{cp} = \delta_1 + \delta_{S\phi} + \delta_{SQ} + \delta_{S\Delta Q},$$

где

$$\delta_1 = \sqrt{\delta d_\phi^2 + \delta_{изн}^2 + \delta_{ук}^2 + \delta d^2}.$$

Для определения величины $\delta_1$ можно использовать группы точности ГП (см. табл. VII.12).

Составляющая допуска $\delta_{S\phi}$ зависит от точности изготовления резьбы формы, которая, как правило, бывает высокой. Поэтому значения $\delta_{S\phi}$ находятся в пределах $\pm 0{,}01$ *мм*.

Составляющая допуска $\delta_{SQ}$ зависит не только от величины усадки, но и от ее колебания, а также от конструкции формы, которая может быть изготовлена как с увеличением размеров на величину средней усадки (с корректированным шагом), так и без увеличения (с номинальным шагом, особенно резьбовых колец). Необходимо, как указывалось, различать два вида погрешностей, возникающих вследствие усадки:

1) погрешность $\delta_{SQ}$ среднего диаметра резьбы, вызванную усадкой шага резьбы на длине свинчивания (см. табл. VII.17):

$$\delta_{SQ} = nSQ_{max},$$

где $n$ и $S$ — число ниток и шаг резьбы; $Q_{max}$ — максимальная расчетная усадка материала в %;

*Таблица VII.17*

**Значения погрешностей шага резьбы деталей из пластмасс**

| Длина свинчивания резьбы в *мм* | Максимальная усадка материала $Q_{max}$ в % | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,5 | | | | | |
| | Значения $\delta_{SQ}$ в *мм* | | | | | | | | | | | | | |
| До 3 | 0,032 | 0,037 | 0,042 | 0,047 | 0,052 | 0,057 | 0,067 | 0,077 | 0,092 | | | | | |
| Св. 3 до 5 | 0,044 | 0,052 | 0,062 | 0,071 | 0,080 | 0,089 | 0,120 | 0,125 | 0,150 | | | | | |
| Св. 5 до 8 | 0,059 | 0,073 | 0,087 | 0,100 | 0,115 | 0,130 | 0,160 | 0,185 | 0,230 | | | | | |
| Св. 8 до 12 | 0,080 | 0,100 | 0,120 | 0,140 | 0,165 | 0,185 | 0,230 | 0,270 | 0,330 | | | | | |
| Св. 12 до 16 | 0,100 | 0,130 | 0,155 | 0,175 | 0,205 | 0,240 | 0,300 | 0,330 | 0,435 | | | | | |
| Св. 16 до 20 | 0,120 | 0,160 | 0,190 | 0,225 | 0,260 | 0,300 | 0,370 | 0,345 | 0,540 | | | | | |
| Св. 20 до 25 | 0,145 | 0,190 | 0,230 | 0,275 | 0,320 | 0,360 | 0,450 | 0,530 | 0,660 | | | | | |
| Св. 25 до 30 | 0,175 | 0,225 | 0,280 | 0,330 | 0,380 | 0,430 | 0,540 | 0,640 | 0,800 | | | | | |
| Св. 30 до 40 | 0,225 | 0,295 | 0,360 | 0,430 | 0,500 | 0,570 | 0,710 | 0,850 | 1,050 | | | | | |
| Св. 40 до 50 | 0,280 | 0,365 | 0,455 | 0,540 | 0,630 | 0,710 | 0,890 | 1,060 | 1,320 | | | | | |

| Длина свинчивания резьбы в *мм* | Колебание усадки $\Delta Q$ в % | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | до 0,1 | св. 0,10 до 0,16 | св. 0,16 до 0,25 | св. 0,25 до 0,40 | св. 0,40 до 0,60 | св. 0,60 до 1,0 | 0.1 | 0,2 | | |
| | Значения $\delta_{S\Delta Q}$ в *мм* | | | | | | | | | |
| До 3 | 0,020 | 0,021 | 0,024 | 0,028 | 0,032 | 0,042 | 0,022 | 0,027 | | |
| Св. 3 до 5 | 0,021 | 0,024 | 0,028 | 0,034 | 0,042 | 0,060 | 0,026 | 0,035 | | |
| Св. 5 до 8 | 0,024 | 0,028 | 0,034 | 0,042 | 0,060 | 0,086 | 0,031 | 0,045 | | |
| Св. 8 до 12 | 0,028 | 0,034 | 0,043 | 0,060 | 0,086 | 0,120 | 0,038 | 0,059 | | |
| Св. 12 до 16 | 0,031 | 0,039 | 0,052 | 0,072 | 0,100 | 0,156 | 0,045 | 0,073 | | |
| Св. 16 до 20 | 0,034 | 0,045 | 0,060 | 0,086 | 0,120 | 0,190 | 0,052 | 0,087 | | |
| Св. 20 до 25 | 0,039 | 0,052 | 0,072 | 0,100 | 0,150 | 0,235 | 0,060 | 0,105 | | |
| Св. 25 до 30 | 0,043 | 0,058 | 0,082 | 0,120 | 0,175 | 0,280 | 0,059 | 0,120 | | |
| Св. 30 до 40 | 0,052 | 0,072 | 0,105 | 0,155 | 0,225 | 0,365 | 0,086 | 0,155 | | |
| Св. 40 до 50 | 0,060 | 0,086 | 0,125 | 0,190 | 0,280 | 0,450 | 0,105 | 0,190 | | |



2) погрешность $\delta_{S\Delta Q}$ среднего диаметра резьбы вследствие колебания усадки материала $\Delta Q$ по шагу резьбы пластмассовой детали на длине свинчивания (см. табл. VII.17):

$$\delta_{S\Delta Q} = nS\Delta Q.$$

В итоге зависимость для $\delta d_{cp}$ можно представить в виде

$$\delta d_{cp} = \delta_1 + \delta_{S\phi} nSQ_{max} + nS\Delta Q,$$

Из последней структурной формулы следует, что погрешность изготовления резьбы при прочих равных условиях зависит лишь от ее шага. Это позволяет принципиально использовать для нормирования точности резьбы пластмассовых изделий существующую систему допусков на металлические резьбовые изделия. Однако большое число факторов, влияющих на точность резьбы, приводит к столь большим погрешностям, что они могут быть соизмеримы с мелкими шагами резьбы. Поэтому ряд мелких шагов резьбы не применим для пластмассовых резьбовых деталей. Резьбовые детали из пластмасс с колебанием усадки более 0,4% не могут быть выполнены даже по грубому 3-му классу точности резьбы для металлических деталей (подробно о назначении классов точности на резьбы см. стр. 222).

При изготовлении резьбовой формы (кольца или болта) отмеченные погрешности должны компенсироваться соответствующими величинами диаметральных компенсаций $f_S$, $f_{SQ}$, $f_{S\Delta Q}$.

Так как максимальная длина свинчивания резьбы пластмассовых деталей устанавливается 50 *мм*, то значения $\delta d$ в табл. VII.16 даны до соответствующих размеров резьбы, ибо лишь в этих случаях возможно выполнение неравенства $l > 0{,}577d$.

Класс точности резьбы подбирается так, чтобы соответствующий допуск по этому классу был больше, чем рассчитанное значение $\delta d_{cp}$. При назначении класса точности резьбы необходимо установить технологически достижимую точность для данной марки пластмассы. Достижимый класс точности определяется расчетом или (для повышенной степени точности) по табл. VII.18. Для использования табл. VII.18 следует по исходным данным (шаг, диаметр, колебание усадки материала, число витков резьбы на длине свинчивания) найти зону пересечения горизонтальной графы (где даны $S$ и $d$) и вертикальной (где указаны предельные значения колебания усадки $\Delta Q$ и число витков $n$). Эта зона, отмеченная определенной штриховкой, укажет достижимый класс точности при условии изготовления резьбы в пресс-форме с корректированным шагом. При установлении достижимого класса точности в случае изготовления резьбы в пресс-форме с номинальным шагом необходимо расчетную длину свинчивания $l_{усл}$ брать больше действительной длины $l$, используя соотношение $l_{усл} = 2l\frac{Q_{max}}{\Delta Q}$ ($\Delta Q$ — максимальное колебание усадки материала).

*Таблица VII.18*

**Классы точности резьбовых пластмассовых деталей**

| s, мм | d, мм | Колебание расчетной усадки, % | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | До 0,1 | | | До 0,16 | | | До 0,25 | | | До 0,4 | | | До 0,6 | | |
| | | Класс точности при числе витков n | | | | | | | | | | | | | | |
| | | 4 | 8 | 16 | 4 | 8 | 16 | 4 | 8 | 16 | 4 | 8 | 16 | 4 | 8 | 16 |
| 0,2 | 1–1,8 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,25 | 1–2,2 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,3 | 1,4 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,35 | 1,6; 1,8; 2,5; 3; 3,5 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 2,0 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,45 | 2,2; 2,5 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,5 | 3, 4–5; 6–9; 10–16 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,7 | 4 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,75 | 6–9; 10–16 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,8 | 3; 5 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 4; 6; 7; 8–9; 10–16; 18–36 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1,25 | 8 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1,5 | 5–8; 10; 17; 18–27; 30–52; 55–80; 85–120 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1,75 | 12 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 14; 16; 18–30; 30–52; 55–80; 85–120 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2,5 | 18–22 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 24; 27; 36–52; 56–80; 85–120 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3,5 | 30; 33 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 36; 56–80; 85–120 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4,5 | 42; 45 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 48; 52 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5,5 | 56 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 64–80; 85–120 | | | | | | | | | | | | | | | |

▨ – Класс 2а ▥ – Класс 3 ▤ – Класс 4

Точность изделий, получаемых экструзией, зависит от следующих основных групп факторов: неоднородности сырья; нестабильности технологических параметров экструзии; изменения условий калибрования и охлаждения экструдата; отклонений в нормальной работе основного оборудования, вспомогательных и тянущих устройств; погрешности методов и средств контроля.



*Таблица VII.19*

**Основные элементы норм точности размеров полиэтиленовых труб, получаемых способом экструзии**

| Наименование | Значения | |
|---|---|---|
| | толщины стенки s | наружного диаметра D |
| Единица допуска | $i_s = 0{,}0375s$ *мм* | $i_D = 0{,}0036D$ *мм* |
| Минимальное значение допуска размера | $\delta s_{min} = 0{,}2$ *мм* | $\delta D_{min} = 0{,}3$ *мм* |
| Коэффициент изменения величины допуска | $R_s = 1{,}6$ | $R_D = 1{,}6$ |
| Число основных рядов технологических допусков | $N_s = 5$ | $N_D = 6$ |
| Обозначение основных рядов точности | $I_s$, $II_s$, $III_s$, $IV_s$, $V_s$ | $1_D$, $2_D$, $3_D$, $4_D$, $5_D$, $6_D$ |

Эти факторы вызывают характерные для экструзионных изделий погрешности: от разбухания $\Delta_р$; от температурной усадки материала $\Delta_{т.\,у}$; от структурной усадки материала $\Delta_{с.\,у}$; от релаксации внутренних напряжений $\Delta_\tau$; от колебания степени вытяжки $\Delta_в$.

Таким образом, можно записать:

$$\Delta_{общ_э} = \Delta_{\Sigma_{инстр}} + \sqrt{\Delta_р^2 + \Delta_{т.\,у}^2 + \Delta_{с.\,у}^2 + \Delta_\tau^2 + \Delta_в^2}\,;$$

$$\Delta_{\Sigma_{инстр}} = \sqrt{\Delta_{изг}^2 + \Delta_э^2 + \Delta_{изн}^2 + \Delta_{изм}^2}\,,$$

где $\Delta_{изг}$ — погрешность, возникающая из-за неточности изготовления формующего и калибрующего инструментов; $\Delta_э$ — погрешность, возникающая за счет эксцентричной установки дорна и мундштука; $\Delta_{изн}$ — погрешность от износа формующего и калибрующего инструментов; $\Delta_{изм}$ — погрешность методов измерения экструдата.

В реальных условиях массового производства, когда все погрешности, в том числе и инструментальные, проявляются как случайные, необходимо учитывать погрешности, вызываемые дефектами геометрической формы экструдата $\Delta_ф$. Тогда

$$\Delta_{полн_э} = \sqrt{\Delta_{общ_э}^2 + \Delta_ф^2}\,.$$

Приведенные общие зависимости для $\Delta_{общ_э}$ и $\Delta_{полн_э}$ при оценке точности различных изделий должны конкретизироваться. Прежде всего необходимо устанавливать вид связи суммарной погрешности основного размера экструдата (диаметра, толщины и т. д.) с номинальным его значением. Например, точность пластмассовых труб, изготовляемых экструзией, нормируется в соответствии с данными, представленными в табл. VII.19.

Табличные значения коэффициентов в формулах для $i_s$ и $i_D$ принимаются из такого расчета, чтобы достигнутый на современном этапе уровень точности производства соответствовал средним рядам точности ($III_s$, $IV_s$; $3_D$, $4_D$), показанным в данной таблице. Тогда появляется возможность предусмотреть ряды повышенной точности как перспективные. Исходя из этого оказалось практически достаточным принять коэффициент изменения величины технологических допусков основных рядов точности равным $R = 1{,}6$ (по пятому ряду предпочтительных чисел), что полностью соответствует установленным при стандартизации допусков рекомендациям, и ограничиться пятью рядами точности для размера толщины стенки и шестью для наружного диаметра труб.

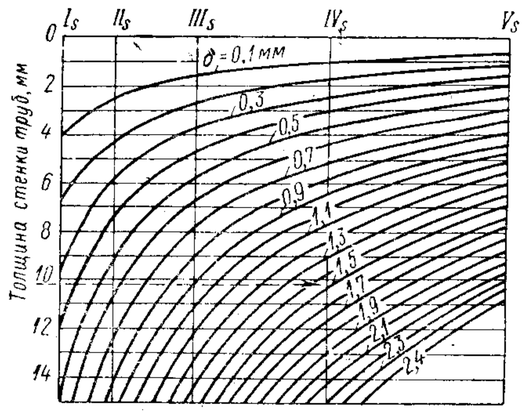



Рис. VII.8. Номограмма для определения величин технологических допусков толщины стенки труб по рядам точности

Сведения, помещенные в таблице, достаточны для графического построения или табулирования значений допусков. В области больших размеров труб и особенно при более грубых рядах точности может появиться необходимость в промежуточных рядах точности, которые в предлагаемой системе допусков легко образуются путем использования дополнительного коэффициента $R = 1{,}25$. Такие промежуточные ряды могут быть обозначены, например, следующим образом: $I_{s_1}$, $I_{D_1}$ и т. д.

Предлагаемая система технологических допусков на все размеры труб графически удобно представляется в виде номограмм. Пример такой номограммы для допусков на размеры толщины стенки труб из ПВП представлен на рис. VII.8.

Номограмма построена следующим образом. На оси ординат откладываются значения номинальных размеров толщин стенок труб, а на оси абсцисс — значения безразмерных коэффициентов $R_i$, соответствующие основным рядам точности. На номограмме непосредственно указываются ряды точности. Вертикальные линии, изображающие ряды точности, пересекаются кривыми, соединяющими границы областей равных значений допусков. Штриховой линией показано, как находится величина допуска для трубы с толщиной стенки 10 *мм*, которая, например, по ряду точности $IV_s$ равна 1,5 *мм*.

Номограмма позволяет также производить оценку соответствия заданного допуска определенному ряду точности, для чего от известного номинального значения размера проводится горизонтальная линия до пересечения двумя рядом лежащими кривыми, ограничивающими значения заданного допуска, после чего из полученных



точек пересечения проводятся вверх две вертикальные линии, которые определяют соответствующий ряд точности.

Проведя (в соответствующем масштабе) по оси абсцисс вертикальные линии с интервалом $R_j = 1{,}25$, можно построить и промежуточные ряды точности.

Точность изготовления деталей из листовых пластмасс способами объемного формования определяется технологическими особенностями, вызывающими анизотропию свойств, в том числе плотности, усадки, точности.

Точность толщины детали в значительной мере определяет степень вытяжки $f$. Она может быть подсчитана по эмпирической формуле:

$$f = 100\left(\sqrt{\frac{a_н}{a_к}} - 1\right);$$

$$a_к = \frac{a_н}{\left(\frac{L_к - L_н}{L_н} + 1\right)\left(\frac{B_к - B_н}{B_н} + 1\right)},$$

где $a_н$, $L_н$, $B_н$, $a_к$, $L_к$, $B_к$ — соответственно начальные и конечные (после вытяжки) значения толщины, длины и ширины листа.

Последнее уравнение позволяет определить соотношение между утонением листа при двумерной вытяжке и удлинением вдоль осей.

Для деталей, изготовляемых объемной формовкой из листа, можно записать уравнение для определения суммарной размерной погрешности

$$\Delta_{общ_ф} = \Delta_m + \Delta_{заг} + \Delta_{хр},$$

где $\Delta_{заг}$ — погрешность первоначальной толщины листа — заготовки.

В свою очередь, технологическая погрешность $\Delta_m$ включает в себя:

1) погрешность, возникающую за счет неточности изготовления оформляющих деталь элементов формы $\Delta_{изг.\,ф}$;

2) погрешность, возникающую за счет неточности эксплуатации формы (неплотное прилегание и пр.) $\Delta_{экспл.\,ф}$;

3) погрешности, возникающие в процессе охлаждения детали $\Delta_{охл}$, причем $\Delta_{охл} = f(\Delta_t, \Delta_v, \Delta_в)$, где $\Delta_t$ — погрешность, возникающая из-за неравномерности разогрева листа; $\Delta_v$ — погрешность из-за различия в скорости вытяжки; $\Delta_в$ — погрешность, возникающая как следствие влияния технологической операции вытяжки;

4) погрешности методов измерения $\Delta_{изм}$;

5) другие погрешности $\Delta_{др}$.

Учитывая случайную природу отмеченных погрешностей, можно записать

$$\Delta_m = \Delta_{изг.\,ф} + \Delta_{экспл.\,ф} + \sqrt{\Delta^2_{охл} + \Delta^2_{изм} + \Delta^2_{др}}.$$

После определения фактической усадки толщины стенки опытным путем оказывается возможным использовать группы точности ГП для нормирования точности этого элемента детали. Требуемая точность

габаритных размеров невысока, она соответствует допускам 8—9-го классов точности ОСТ в диапазоне размеров до 500 *мм* и выполняется на практике. Для бóльших размеров деталей из пластмасс пока норм для сравнения нет. К общим рекомендациям по повышению точности деталей, изготовляемых методами объемной формовки из листа, относятся следующие: повышение стабильности и равномерности разогрева листа с учетом расположения мест его утонения при формовании; выбор рационального значения вытяжки в зависимости от конструкции формы и условий формования; максимальный учет требований технологии при конструировании детали и формы для ее изготовления (наличие углов уклона, скруглений, достаточной опорной поверхности при закреплении листа и т. д.); подбор листовых заготовок с минимальным колебанием размеров по толщине и т. д.

Точность изготовления деталей из стеклопластиков зависит от метода формования. Например, при контактном формовании технологически совмещены два процесса — получение определенной стеклопластиковой структуры, т. е. получение конструкционного материала, а также самой детали с заданной точностью и качеством поверхности. Каждый из этих процессов является самостоятельным источником производственных погрешностей, которые соответственно можно разделить на две категории: структурные погрешности и дефекты: геометрические погрешности.

Геометрические погрешности складываются из погрешностей геометрической формы (плоскостности, овальности и их взаимного расположения; непараллельности, несоосности, эксцентричности и т. п.), погрешностей размеров, шероховатости. Структурные погрешности состоят из погрешностей армирования (выражающихся, например, в анизотропии геометрических параметров), погрешностей текстуры (например, монослойности, т. е. отсутствии прослоек связующего) и погрешностей микроструктуры (связанной с однородностью и дисперсностью распределения арматуры, наличием расслоений, газовых включений, пор и т. п.).

Точность геометрических форм и размеров после извлечения детали из формы изменяется под действием структурных напряжений в стеклопластиковых стенках, что обусловлено неоднородностью натяжения стеклоарматуры при формовании детали.

Рекомендации по нормированию точности деталей из стеклопластиков в настоящее время не разработаны.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Якушев А. И. Основы взаимозаменяемости и технические измерения. М., «Машиностроение», 1968.

2. Мягков В. Д. Допуски и посадки. Справочник, 3-е изд., М.—Л., «Машиностроение», 1966.

3. Бежелукова Е. Ф., Брагинский В. А., Воробьев Ю. А. и др. Допуски и посадки деталей из пластмасс. М., «Стандарты», 1971.

4. Брагинский В. А. Технология прессования точных деталей из термореактивных пластмасс. Л., «Химия», 1971.

ГЛАВА VIII

# ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

## § 1. ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Процесс проектирования должен обеспечивать максимальную технологичность конструкции. Это предполагает достижение минимальной стоимости, экономию материала, упрощение конструкции формующего инструмента, повышение надежности и долговечности детали. Для деталей из пластмасс это означает еще и полный учет свойств материала и особенности технологии переработки (например, при переработке учитывают характер заполнения формы расплавом полимера; при эксплуатации — высокий коэффициент линейного расширения, малую теплопроводность, свойства ползучести, релаксации).

Общая последовательность проектирования деталей представлена на рис. VIII.1. Вначале следует установить назначение детали, определить условия ее эксплуатации, выбрать подходящий материал и технологический метод изготовления, затем — разработать конструкцию детали, произвести необходимые прочностные, конструктивные и технологические расчеты, окончательно отработать конструкцию и произвести технико-экономические расчеты эффективности применения пластмассы в данной конструкции.

При проектировании деталей из пластмасс, формуемых в металлических формах, следует учитывать ряд основных рекомендаций.

Конфигурация детали должна быть такой, чтобы деталь легко оформлялась и извлекалась из формы; форма детали должна быть простой в изготовлении и удобной в эксплуатации. Иногда целесообразно изготовление вместо одной сложной двух или более простых деталей с последующей сборкой их в узел. К упрощению конструкции детали всегда следует стремиться по технологическим, эксплуатационным и экономическим соображениям. Чем проще деталь, тем дешевле оснастка, выше производительность труда, точность и качество деталей и ниже их себестоимость. С другой стороны некоторое усложнение конфигурации детали, например, благодаря введению ребер жесткости, обеспечивает большую прочность детали при минимальном весе. Введение в конструкцию детали с большими плоскими поверхностями ребер жесткости позволяет избежать коробления детали.

Деталь должна быть так спроектирована, чтобы после формования не требовалась или была бы минимальной дополнительная механическая обработка (снятие облоя).

Конструкция должна обеспечивать однородность сечений и толщины стенок детали.

Допуски на размеры деталей должны быть назначены такими, чтобы требования к точности размеров были бы рациональными.

При конструировании деталей необходимо учитывать также производственные возможности предприятия, так как конструкция

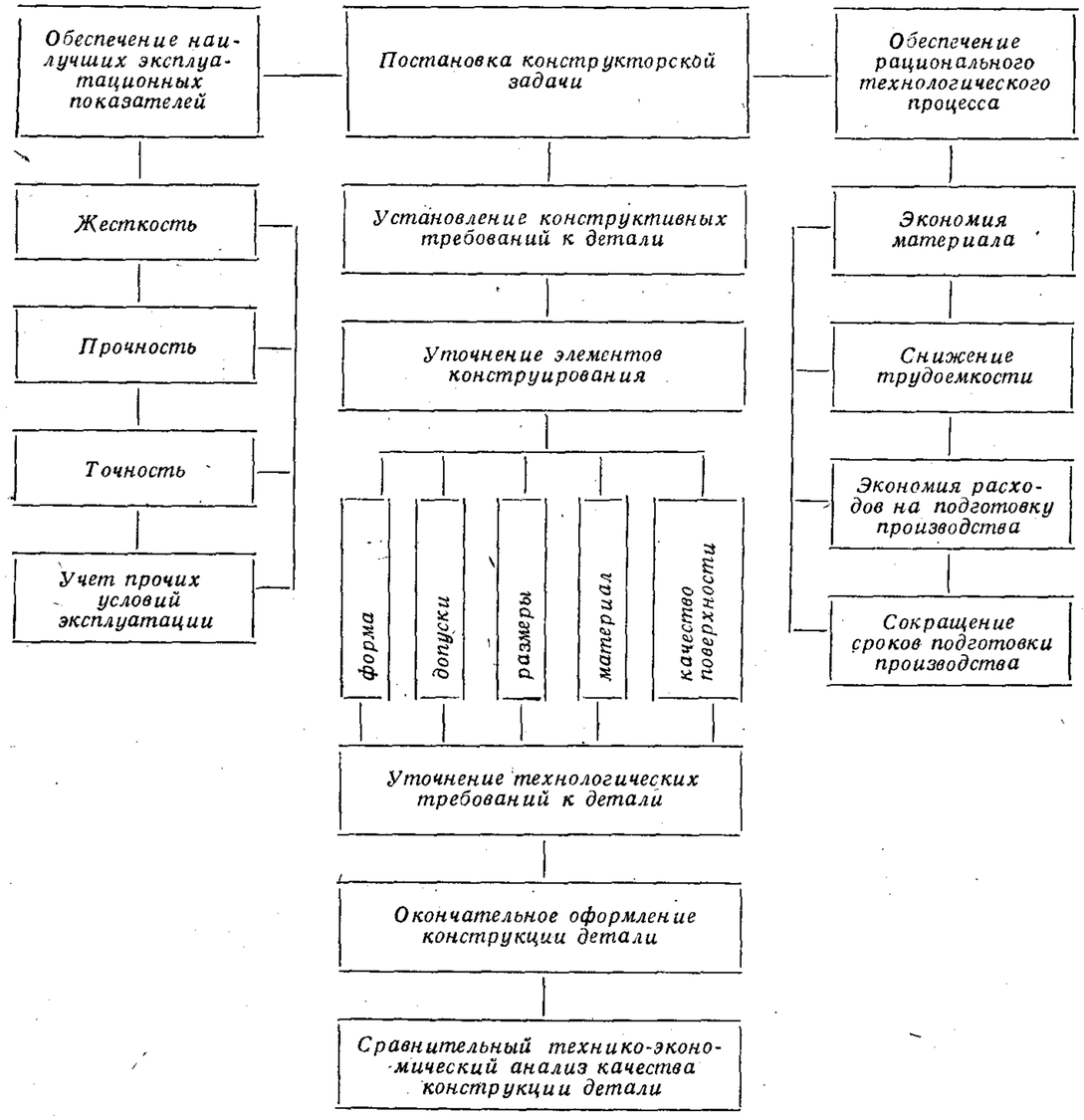



Рис. VIII.1. Последовательность проектирования детали

может быть вполне технологичной, но по ряду причин (большие габариты и вес, сложная конфигурация, требующая применения механизированных пресс-форм, и др.) на данном предприятии не может быть изготовлена.

Для определения наибольшей допускаемой площади прессуемой детали можно пользоваться формулой

$$F = \frac{P}{p_0},$$



где $F$ — площадь прессования в $см^2$; $P$ — усилие прессования в $кгс$; $p_0$ — удельное давление прессования в $кгс/см^2$.

В основном максимальная высота детали зависит от величины наибольшего расстояния между столом пресса и его подвижной траверсой. Высота детали, как правило, не должна превышать 1/7 наибольшего раствора пресса.

При литье под давлением величина площади отливки и вес детали регламентируются паспортными данными машины. В большинстве случаев площадь проекции детали на плоскость разъема литьевой формы расположена не горизонтально, а вертикально.

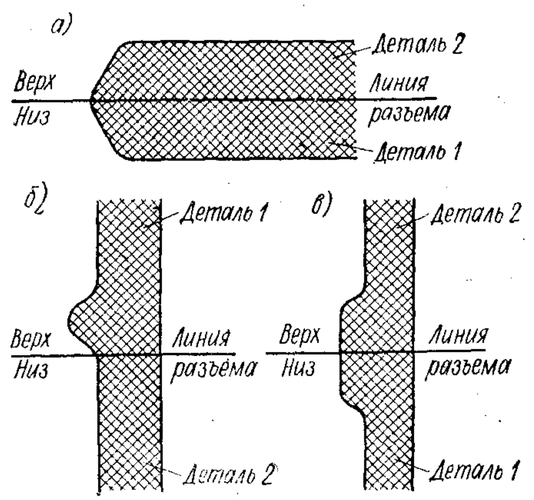



Рис. VIII.2. Варианты сопряжений деталей из пластмасс

Конструктивно - технологическая отработка чертежной документации должна производиться, как правило, с точки зрения технологической целесообразности основных параметров детали: формы, размеров, допусков, чистоты поверхности и материала, рассматриваемых как в отдельности, так и в их взаимосвязи. Необходимо выявить такое сочетание этих параметров, при котором себестоимость заданной партии деталей оказывается наименьшей, а эксплуатационные качества детали обеспечиваются наиболее полно.

Главные технологические особенности, которые должны учитываться в конструкции каждой пластмассовой детали, определяются в основном ее конфигурацией (формой) и размерами. Под формой детали понимается сочетание элементов ее конструкции: величины (толщины) стенок и дна, отверстия, уклонов, арматуры и т. д., а под размерами — рекомендуемые соотношения этих элементов в зависимости от различных исходных факторов: материала, способа переработки, габаритов детали и др.

Форма детали должна обеспечивать возможность применения неразъемных матриц и пуансонов. Изготовление деталей в пресс-формах с разъемными элементами резко повышает стоимость последних и увеличивает трудоемкость процесса изготовления.

Внешний вид и точность готового изделия в значительной степени определяются точностью изготовления и согласованностью размеров сопрягаемых деталей.

Для обеспечения подгонки одной сопрягаемой детали с другой используют различные конструктивные решения. Например, на рис. VIII.2, *а* контуры сопрягаемых по плоскости деталей выполнены под углом, на рис. VIII.2, *б* сопряжение выполнено в виде отбортовки, на рис. VII.2, *в* — в виде приливных поясков.

На выбор формы детали прежде всего влияет величина текучести прессматериала. Особенно это влияние проявляется у малотекучих термореактивных пресс-материалов (например, КМК-218, ВЭИ-12, волокнита и др.). Детали из этих пластмасс должны быть невысокие, без тонких стенок, ребер и сквозной арматуры.

При конструировании деталей, изготовляемых штамповкой, следует стремиться к созданию таких геометрических форм, при которых возможности образования трещин, ореолов и расслоений были бы

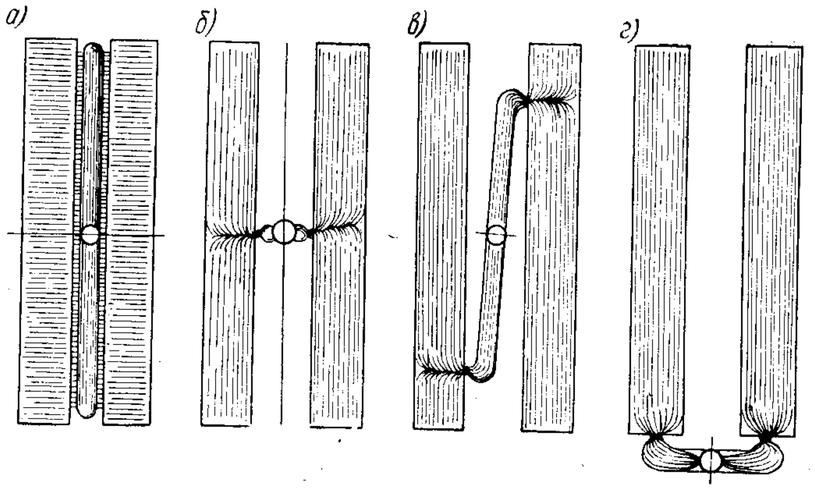



Рис. VIII.3. Варианты расположения литников при изготовлении стандартных брусков для испытания свойств пластмасс

минимальными. Наиболее технологичными формами плоских деталей из пластмасс являются круглая, овальная или любая другая, но с плавными очертаниями.

Один из важнейших принципов, который должен обязательно осуществляться на практике — конструирование пластмассовых деталей с учетом оптимального выбора характера и длины пути расплава при формовании. Это особенно важно для литья под давлением.

На рис. VIII.3, *а—г* приведены четыре возможных варианта расположения литников при изготовлении стандартных брусков для испытания физико-механических свойств пластмасс и показано, как ориентируется материал при заполнении форм. Очевидно, что если деталь при эксплуатации испытывает сжимающие нагрузки, то ее следует изготовлять по варианту *а*, если изгибающие — то по варианту *г*. Важным вопросом при этом является правильный учет образования «спаев» (мест встречи потоков расплава).

Одновременно необходимо обеспечить наиболее короткий путь потоку массы. Это главным образом требуется при литье под давлением любых деталей, особенно разнотолщинных. Чем толще стенки детали, тем больше должно быть, как правило, сечение литника, так как труднее происходит растекание массы (подробнее см. гл. X).



Влияние условий течения массы на характер и величину возникающих внутренних напряжений, на усадку и ориентацию материала отражается в анизотропии прочностных и точностных характеристик детали.

## § 2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ

Толщина стенок и дна деталей из пластмасс оказывает существенное влияние на возникновение внутренних напряжений в теле детали, на точность изготовления и время выдержки детали под давлением при формовании, т. е. на эксплуатационные и технико-экономические показатели. Разнотолщинность деталей вызывает неравномерную усадку, являющуюся причиной образования вздутий, трещин и коробления. Значительная толщина стенки вызывает большую по величине усадку, также приводящую к короблению. Все это объясняется главным образом неравномерностью протекания процессов отверждения пластмассы в форме и охлаждения деталей после их извлечения из формы.

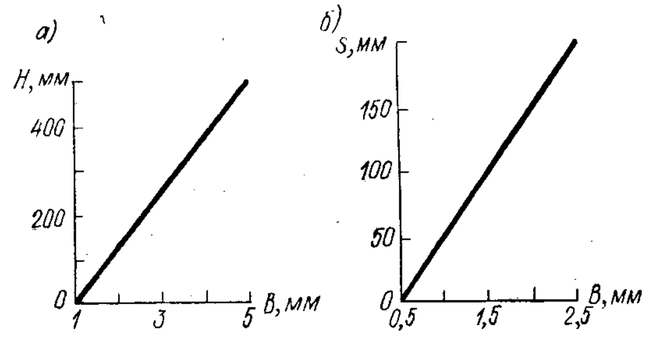



Рис. VIII.4. Определение минимальной толщины стенок деталей из пластмасс: *а* — термореактивных: *б* — термопластичных

*H* — высота детали; *B* — толщина детали; *S* — длина пути массы

Толщину стенок деталей из пластмасс назначают, как правило, в зависимости от их габаритных размеров, учитывая необходимую механическую прочность детали и текучесть данной пластмассы. В последнем случае величины минимальной толщины стенок выбирают с помощью графиков (рис. VIII.4). На графике для деталей из термореактивных порошкообразных пластмасс (фенопластов) толщина стенки определяется в зависимости от высоты прессованной детали. На графике для деталей из термопластов толщина детали определяется в зависимости от длины пути потока массы в форме.

Для определения наименьшей допускаемой толщины стенки деталей из термореактивных пластмасс можно рекомендовать также следующую эмпирическую формулу:

$$s_{\min} = \frac{2h}{L_{тек} - 20} + \frac{1}{\lg a},$$

где $s_{\min}$ — наименьшая допускаемая толщина стенки в *мм*; $h$ — предполагаемая высота стенки в *мм*; $L_{тек}$ — величина текучести по Рашигу в *мм*; $a$ — величина удельной ударной вязкости пластмассы в $кгс \cdot см/см^2$.

Эта формула дает удовлетворительные результаты расчетов при следующих параметрах: высота стенки до 160—200 *мм*, величина

текучести по Рашигу от 50 до 200 *мм*, удельная ударная вязкость прессматериала от 2,5 до 100 *кгс·см/см*$^2$.

Для определения наименьших значений толщины стенки деталей (в *мм*) из термопластов можно рекомендовать эмпирическую формулу

$$s_{min} = 0{,}8\left(\sqrt[3]{h} - 2{,}1\right).$$

Слишком тонкие стенки вызывают значительные трудности при изготовлении деталей. Однако опыт указывает на возможность получения в серийном производстве, например, у деталей из пресспорошка типа К-18-2 с диаметральными размерами до 50 *мм* и высотой до 10 *мм* толщины стенок до 0,5 *мм*. Такие же и меньшие (до 0,3 *мм*) величины получаются при пресс-литье малогабаритных деталей из волокнистых прессматериалов типа АГ-4 и литье под давлением деталей из полиамидов. Для масс холодного прессования минимальная толщина стенок должна составлять 4—6 *мм*. Толщина сплошных сечений дна и местных утолщений деталей не должна превышать 10—12 *мм*.

При конструировании деталей приходится считаться с тем фактом, что в ряде случаев невозможно обеспечить полную равнотолщинность детали (допускаемые отклонения см. в гл. VII).

Ребра жесткости на поверхности деталей из пластмасс во многих случаях способствуют обеспечению требуемой прочности детали, предохранению ее от коробления. Иногда предпочитают конструировать тонкостенные детали, но с ребрами жесткости. Сами ребра должны иметь равномерную толщину, конусность в направлении замыкания формы и закругленные внутренние и наружные края.

Наиболее часто на практике встречается форма ребра жесткости в виде усеченного конуса с углом 10°, закругленной вершиной и плавным переходом от стенки ребра к плоскости детали. Если выталкивание деталей из формы осуществляется по ребру жесткости, для чего особенно часто используются ребра по внутренней поверхности, то следует иметь в точках выталкивания местные небольшие утолщения с плоской вершиной. Высота ребер определяется их количеством и конструкцией детали. У плоских деталей высота ребра обычно равна удвоенной ширине его у основания. Высота внутренних ребер должна быть не менее чем на 0,5 *мм* меньше общей высоты детали. Это делается для упрощения последующей механической обработки поверхности, а также для того, чтобы облегчить монтаж или сборку деталей.

При конструировании деталей с ребрами жесткости следует либо вообще избегать замкнутых контуров, либо стремиться к тому, чтобы периметр замкнутых контуров ребер жесткости был по возможности минимальным, так как пластмасса, находящаяся внутри контура, не имеет возможности свободно усаживаться, что приводит, особенно при малой толщине стенок, к появлению трещин.



Радиусы закруглений на наружных и внутренних поверхностях деталей из пластмасс позволяют облегчить течение массы в форме, упростить изготовление металлической формы и уменьшить ее износ, упростить извлечение детали после формования, улучшить внешний вид. Благодаря закруглениям устраняются или заметно снижаются внутренние напряжения, уменьшаются величина и колебание усадки детали, а следовательно, повышается точность.

Особенно важны закругления на поверхности деталей из термопластов, так как при их изготовлении напор массы достаточно велик и плавные переходы между поверхностями необходимы для обеспечения максимального и быстрого заполнения формы.

Радиусы закруглений не предусматриваются, как правило, только у поверхностей, находящихся в плоскости разъема форм (при прессовании), так как закругления или фаски величиной 0,2—0,3 *мм* на этих поверхностях образуются после снятия облоя механическим путем.

Выбор величин радиусов закруглений зависит от глубины детали (рис. VIII.5), а также толщины стенки и материала детали.

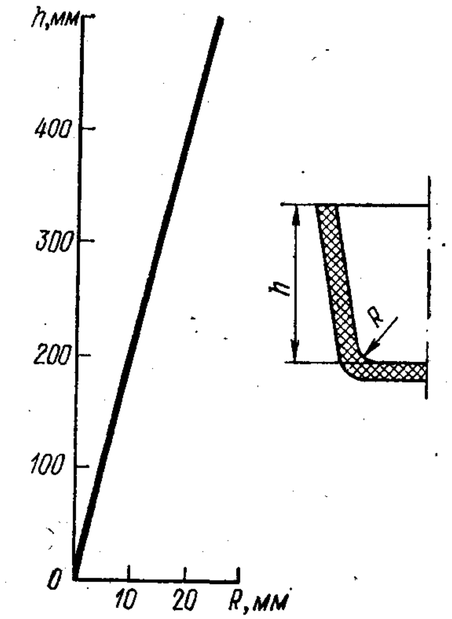



Рис. VIII.5. Рекомендуемые радиусы закругления $R$ в зависимости от глубины $h$ прессуемой детали

Оформление радиусов закруглений имеет свою специфику при изготовлении деталей из слоистых пластмасс. Для сохранения монолитного материала при штамповке форма детали должна быть круглой. При невозможности придать детали такую форму острые, прямые и тупые углы необходимо как снаружи, так и в отверстиях выполнять закругленными при определенных минимальных значениях радиусов закруглений. Радиусы закруглений здесь уменьшают последующее после штамповки пружинение материала (при вырубке детали без нагрева) или пружинение и усадку материала (при вырубке детали с нагревом), повышая точность изготовления деталей.

Торцы наружных поверхностей деталей из пластмасс не должны быть чрезмерно утолщенными, чтобы облегчить формование и извлечение детали, упростить конструкцию металлической формы. Особенно важным является правильное оформление тех торцов детали, по которым происходит выталкивание ее из формы. При выталкивании может происходить изгиб или поломка дна деталей, особенно тонкостенных. Поэтому следует упрочнять деталь в соответствующих точках выталкивания.

Опорные поверхности служат для монтажа деталей из пластмасс. Эти поверхности должны быть такими, чтобы препятствовать короблению после извлечения детали из формы и в процессе ее эксплуатации, выдерживать необходимые нагрузки и т. д. Сплошные опорные поверхности, не обеспечивающие устойчивости детали, заменяют выступами, буртиками, ножками, бобышками (особенно у деталей, имеющих значительную протяженность или площадь). Эти конструктивные элементы должны выступать над поверхностью детали не более чем на 0,3—0,5 *мм*. Лучше всего применять трехточечные опоры. Крепежные проушины и выступы должны быть достаточно прочными и жесткими, чтобы выдержать усилие, прикладываемое к детали при сборке болтами. Как правило, крепежные проушины укрепляют ребрами жесткости.

Нерациональные конструкции опорных поверхностей являются одной из причин возникновения погрешностей формы пластмассовых деталей, величины которых зависят от конфигурации и габаритов детали, а также от температурных и временных параметров процесса изготовления и характера извлечения детали из формы.

Отклонения от правильной геометрической формы плоских поверхностей — непрямолинейность, неплоскостность — находятся в прямой зависимости от величины стрелы прогиба детали. Значения максимально допустимых величин стрелы прогиба (в *мм*) в зависимости от наибольшего размера деталей из пластмасс определяются по следующей эмпирической зависимости:

$$f_{max} = kL_{max} + 0{,}1,$$

где $L_{max}$ — наибольший размер (в *мм*), измеренный на данной плоскости — диаметр, любая сторона, диагональ; $k$ — коэффициент, равный 0,01 для деталей из реактопластов и 0,016 для деталей из термопластов.

Расположение и число отверстий на поверхности деталей из пластмасс, а также тип отверстий (сквозные, глухие, ступенчатые и т. д.) необходимо учитывать при оценке величины усадки и точности размеров самих отверстий и межосевых расстояний. Вообще в деталях из пластмасс можно получить отверстия любой конфигурации. Однако следует принимать во внимание трудоемкость изготовления соответствующих знаков форм, исходя из чего предпочтительнее более простые конфигурации отверстий; они же легче поддаются точному измерению. Любой тип отверстия может быть сквозным и глухим.

Конструктор должен учитывать технологические возможности оформления отверстий в деталях из пластмасс, которые могут быть выполнены тремя способами: полностью во время формования, частично в форме с последующим сверлением, сверлением после формования.

Соотношения расстояний между отверстиями (величина перемычки) и расстояний от края отверстия до края детали должны



быть такими, чтобы исключить возможность поломки, растрескивания.

Наиболее целесообразно отверстия располагать в направлении приложения усилия замыкания формы. Однако иногда они необходимы в плоскостях, перпендикулярных направлению приложения усилия замыкания.

Для определения наибольшей длины глухих отверстий, расположенных в направлении, перпендикулярном направлению прессования, можно руководствоваться следующей формулой:

$$l = d\sqrt[4]{\frac{E\pi f_{max}}{8p_0}},$$

где $l$ — длина отверстия в *см*; $d$ — диаметр отверстия в *см*; $E$ — модуль упругости, равный $2 \cdot 10^6$ *кгс/см²* (при стальных формующих стержнях); $f_{max}$ — величина допускаемого прогиба в *см*; $p_0$ — удельное давление на прессматериал в процессе прессования в *кгс/см²*.

Приведенная формула пригодна для определения длины только цилиндрических отверстий при величине одностороннего уклона, не превышающей 1 : 50.

Для определения допускаемой длины сквозных отверстий, также расположенных перпендикулярно направлению прессования, можно руководствоваться формулой вида

$$l = d\sqrt[4]{\frac{6E\pi f_{max}}{5p_0}}.$$

Последними двумя формулами, но с учетом соответствующей величины удельного давления прессования можно пользоваться и при определении допускаемой высоты цилиндрических отверстий, формующие элементы которых в процессе изготовления детали расположены параллельно направлению прессования. Номограмма на рис. VIII.6 построена по приведенным формулам при $E = 2 \cdot 10^6$ *кгс/см²*; $f_{max} = 0{,}005$ *см*. Наклон линий *1—7* связан с заданным удельным давлением $p_0$: 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800 *кгс/см²*.

В отдельных случаях при конструировании деталей можно допускать расположение отверстия под углом к вертикали, на разных осях и т. д., причем сами отверстия могут иметь различную конфигурацию. При этом детали из пластмасс нужно конструировать обязательно с совмещенными центрами отверстия и радиуса закругления края наружной поверхности.

Детали с отверстиями под крепежные болты следует конструировать так, чтобы использовать прокладочные шайбы для увеличения опорной поверхности.

Минимально возможные размеры отверстий в деталях из слоистых пластиков, получаемых штамповкой или вырубкой, зависят от формы отверстий и составляют для круглых отверстий $d = 0{,}50s$, для квадратных отверстий $d \geqslant 0{,}45s$ ($s$ — толщина листа, а $d$ — соот-

ветственно диаметр круглого отверстия, размер стороны квадрата или размер наименьшей стороны прямоугольного отверстия). Практически все отверстия по технологическим причинам следует изготовлять с технологическими уклонами, направление которых соответствует направлению разъема формы.

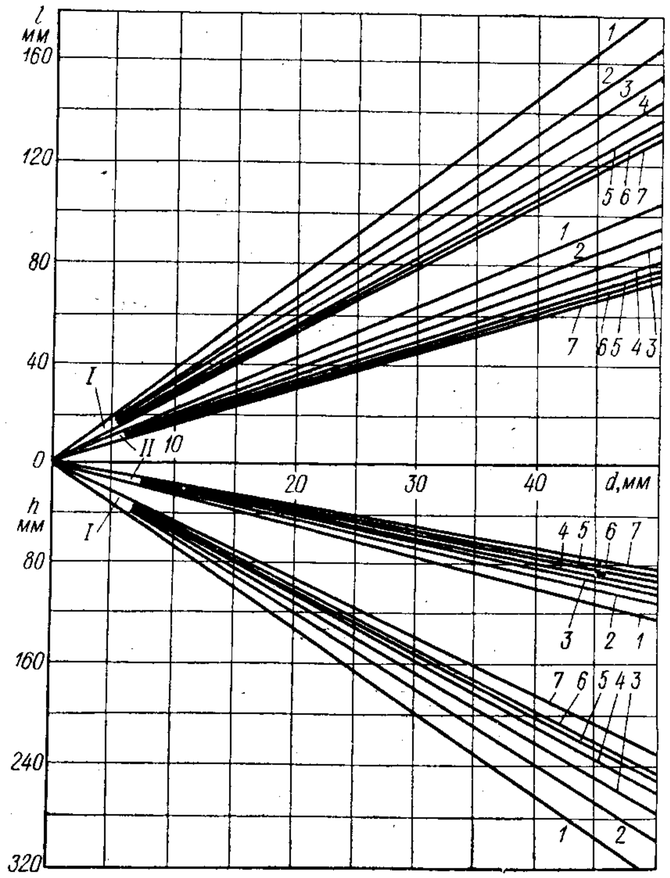



Рис. VIII.6. Номограмма для определения максимально допустимых длины $l$ и высоты $h$ отверстий:

*I* — сквозных; *II* — глухих

Технологические уклоны деталей из пластмасс облегчают выталкивание деталей из форм после окончания цикла изготовления. Технологические уклоны могут иметь одновременно и конструктивное значение. Уклоны не назначаются: если конфигурация детали сама способствует простому извлечению ее (например, конусный стакан); если внутренняя полость детали имеет сложную форму, способствующую тому, что деталь при раскрытии формы останется на пуансоне, а формовать эту полость в матрице нежелательно из-за следов выталкивателей; если высота буртов или углублений не превышает 1—5 *мм*; если детали тонкостенные высотой 10 — 15 *мм*. Иногда предусматривается обратный конус. На рис. VIII.7 приведены примеры оформления деталей без уклонов.

Технологические уклоны необходимы на вертикальных поверхностях, параллельных направлению усилия замыкания формы, а также на тех поверхностях детали, которые параллельны направлению перемещения составных частей сложных форм.

Величина технологического уклона оказывает существенное влияние на размерную точность соответствующих элементов деталей.

Рекомендуемые для различных поверхностей деталей из пластмасс значения углов уклона:



| Поверхности | Углы уклона |
|---|---|
| Наружные | 15′; 30′; 1° |
| Внутренние | 30′; 1°; 2° |
| Внутренние отверстия глубиной до 1,5$d$ | 15′; 30′ 45′ |
| Ребра жесткости, выступы и т. д. | 10°; 15° |

При назначении угла уклона необходимо учитывать также способ выталкивания пластмассовой детали, класс чистоты поверхности формующих деталей, состав перерабатываемой пластмассы. Минимально допустимые значения технологических уклонов для деталей

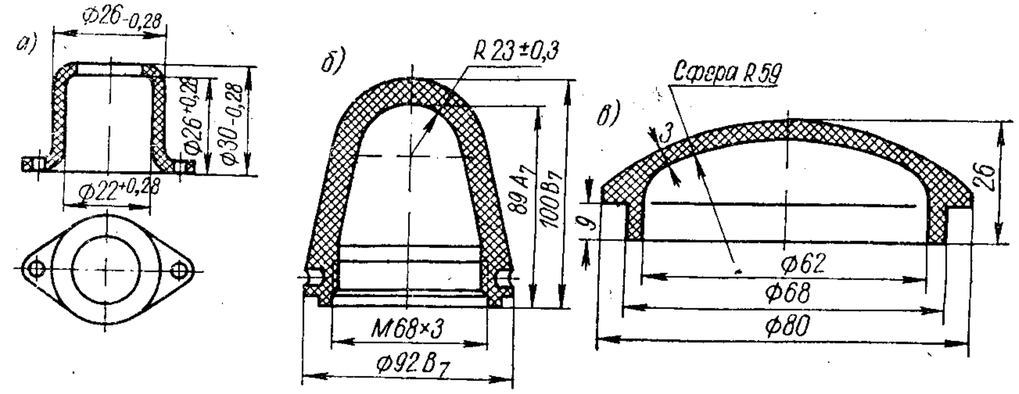



Рис. VIII.7. Пластмассовые детали без уклонов: *а* — стакан (АГ-4В); *б* — колпачок (К-214-2); *в* — заглушка (К-18-2)

из полистирола, этролов, полиамидов составляют 15′ и 30′, а для деталей из полиэтилена 30′ и 1° (соответственно на внутренних и наружных поверхностях). На практике часто величину уклона определяют заданными на чертеже двумя размерами.

Величина одностороннего уклона определяется в зависимости от высоты $H$ пластмассовой детали и угла уклона $\alpha$ (см. гл. VII).

Если матрицы форм изготавливают выдавливанием, это приводит к тому, что технологические уклоны наружных поверхностей пластмассовых деталей оказываются увеличенными (так как при малых уклонах, указанных выше, выдавить внутреннюю полость матрицы трудно).

Резьба деталей из пластмасс получается непосредственно в процессе формования. Она имеет существенные особенности, так как при изготовлении таких деталей необходимо считаться с усадкой материала и спецификой изготовления формующих знаков и колец. Прессованием или литьем под давлением могут быть получены резьбы на внутренней и наружной поверхностях диаметром 2,6—3,0 *мм* и выше и с шагом не менее 0,3 *мм*. Профиль резьбы может быть любым, но предпочтительнее метрическая резьба по ГОСТ 11709—66 (см. гл. VII), если по условиям эксплуатации для образования резьбового соединения не требуется иной резьбы (круглой, крепежной, трапецеидальной).

Резьбовыми кольцами (или матрицами) оформляются резьбы на наружной поверхности детали. В зависимости от конструкции детали матрицы или кольца могут быть цельными или разборными, состоящими из двух или более секторов. Разборные кольца рекомендуются как обязательные при формовании наружной резьбы на деталях из хрупких пластмасс, например из полистирола. Использование такой разборной оснастки полностью исключает повреждения поверхности резьбы при вывинчивании деталей из формы. Однако

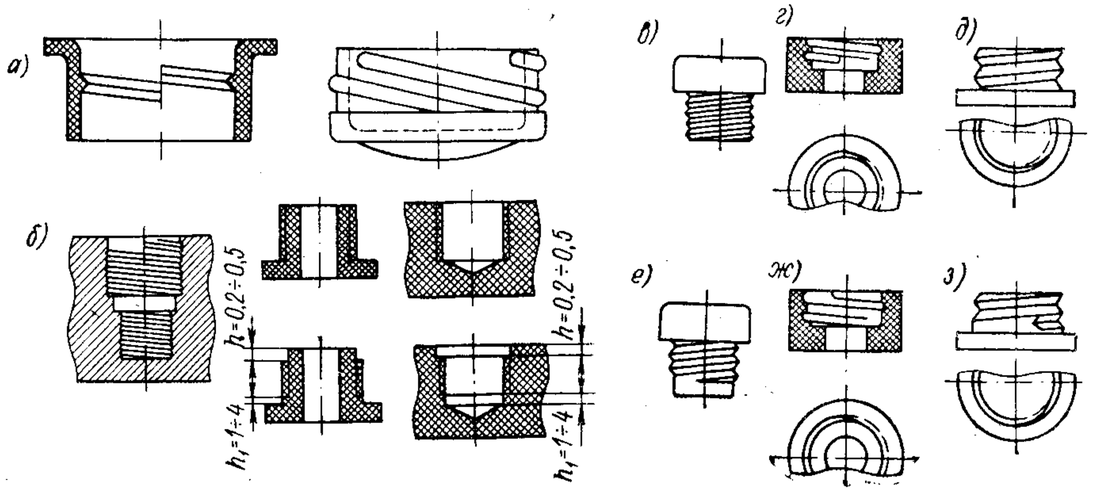



Рис. VIII.8. Оформление резьб на поверхностях деталей из пластмасс: *а* — одно- и многозаходная резьба; *б* — резьба одинакового шага на двух последовательно расположенных участках; *в*, *г*, *д* — неправильные, *е*, *ж*, *з* — правильные конструкции резьбовых деталей

при этом требуется зачистка облоя по плоскостям разъема, ухудшающая качество поверхности.

Если в резьбовом соединении используется болт (винт) металлический, то пластмассовую гайку целесообразно выполнять с запрессованной металлической резьбовой арматурой (втулкой).

Соотношения диаметров и длин рабочей части резьбовых знаков (т. е. глубина формования) могут быть приняты такими же, как для гладких стержней, оформляющих отверстия. Обычно в большинстве случаев не требуется глубоких резьбовых отверстий, и глубина формования назначается равной 1,5—2 диаметрам резьбового знака. Перемычки между резьбовыми отверстиями и от отверстий до краев детали следует увеличивать примерно в 1,5 раза по сравнению с гладкими отверстиями.

Примеры оформления резьб на деталях из пластмасс приведены на рис. VIII.8. Если резьба на поверхности детали имеется в двух или более различных местах, она должна иметь одинаковый шаг.

Резьбовые поверхности деталей из слоистых пластмасс обычно нарезают метчиками, что позволяет получать как сквозные, так и глухие отверстия. В последнем случае необходимо предусмотреть



возможность для выхода стружки. Известны и широко распространены способы нарезания резьбы самонарезающими гайками в предварительно отформованных отверстиях.

Конструкции с арматурой представляют собой, как правило, неразъемные соединения пластмассовой детали и соответствующей вставки. Они образуются непосредственно в процессе формования — за счет усадки материала, разности коэффицентов теплового линейного расширения пластмассы и металла (или другого материала) арматуры. На поверхности металлической арматуры предварительно производится накатка, рифление.

Известны способы образования сборно-разборной конструкции, когда арматура устанавливается в заранее изготовленную деталь сразу после извлечения ее из формы. И в этом случае соединение происходит за счет усадки детали, которая плотно охватывает арматуру.

Наконец, может быть осуществлено неподвижное или разъемное соединение пластмассовой детали с арматурой после охлаждения детали. При этом неподвижное соединение создается, как правило, с помощью клея, развальцовкой и т. д.

Конструкции деталей с запрессованной арматурой обеспечивают относительно высокую прочность крепления арматуры в пластмассе (при правильно выбранной форме и конструкции арматуры) и высокую точность координации арматуры в детали (по 4—5, а иногда и 3-му классам точности ОСТ). Однако такие конструкции обладают и рядом существенных недостатков:

1) возможно появление значительных трещин в материале детали из-за различных коэффициентов линейного расширения пластмассы и металлической арматуры;

2) повышается вероятность выхода из строя деталей с запрессованной арматурой во время эксплуатации, особенно в условиях резкой перемены температур и в тропических условиях из-за наличия микротрещин в пластмассе вокруг арматуры;

3) увеличивается продолжительность сборки горячей формы, особенно при больших партиях деталей и малых размерах запрессовываемой арматуры, удлиняется цикл изготовления таких деталей;

4) возрастает процент брака из-за неудачно установленной (как правило, вручную) арматуры (происходит затекание массы на арматуру при формовании);

5) увеличивается процент вероятного брака готовых сложных деталей с арматурой из-за повреждения арматуры при установке деталей в прибор и во время эксплуатации (срыв резьбы, повреждение слоя гальванического покрытия и т. д.);

6) возникают дополнительные источники неравномерного охлаждения детали после формообразования и, как следствие, внутренние напряжения, приводящие к образованию трещин;

7) отсутствует возможность обеспечения более высокой, чем 3-й класс, точности координации арматуры;

8) значительно увеличивается стоимость и сложность изготовления форм для деталей с металлической арматурой;

9) затрудняется осуществление автоматизации процесса изготовления деталей.

Изготовление армированных деталей путем последующей сборки частично устраняет отмеченные недостатки.

Там, где арматура является токопроводящей, ее необходимо располагать так, чтобы увеличить путь электрического разряда, максимально удаляя контакты друг от друга или вводя дополнительные ребра и пазы.

При запрессовке арматуры во время формования требуются специальные гнезда для установки арматуры. Фиксирование арматуры должно осуществляться достаточно прочно, чтобы она могла противостоять давлению течения массы материала и так, чтобы не происходило затекания массы в гнезда. Кроме того, необходимо, чтобы была технологичной сама конструкция арматуры, чтобы она удобно устанавливалась в гнезда и был достаточным слой пластмассы вокруг опрессовываемой части арматуры. Материал арматуры следует выбирать с учетом свойств контактируемой пластмассы. Например, недопустимо сочетание никелированной и посеребренной арматуры с прессматериалами, содержащими сернистые соединения.

Металлическая арматура существенно влияет на точность изготовления деталей из пластмасс, так как она затрудняет, сдерживает процесс усадки после извлечения ее из формы, что в равной мере относится как к гладким элементам детали, так и к межосевым размерам. От рационального расположения арматуры во многом зависит правильная геометрическая форма деталей. Арматуру не следует располагать близко к поверхности, внутренней стенке и краю детали, а также только с одной стороны детали во избежание образования трещин, вздутий, коробления и других дефектов.

Минимальные величины толщины слоя пластмассы вокруг металлической арматуры (от 0,5 до 5 *мм*) выбирают с учетом размера опрессовываемой арматуры и физико-механических свойств пластмасс таким образом, чтобы предотвратить появление трещин от усадочных напряжений. Для образования тонких слоев пластмассы на металлических деталях должны применяться материалы, обладающие возможно меньшей усадкой и наиболее низким коэффициентом линейного расширения. Во избежание вспучивания пластмассы над арматурой расстояние $b$ от ее края до поверхности детали должно быть не менее 1,5—2 *мм*. Эта рекомендация пригодна для арматуры с наружным диаметром до 5 *мм*. Если диаметр арматуры $d$ оказывается больше 5 *мм*, то расстояние увеличивается в соответствии с увеличением отношения $\frac{d}{b}$. Чтобы предотвратить осевое смещение штифтовой или втулочной арматуры (даже при условии, что на арматуре имеется насечка) следует предусматривать в детали технологическое



отверстие под опорный знак, расположенное на одной оси с арматурой.

Располагать металлическую арматуру перпендикулярно направлению приложения усилия не рекомендуется, однако там, где такая арматура необходима, следует предусматривать возможность установки опорных знаков в форме.

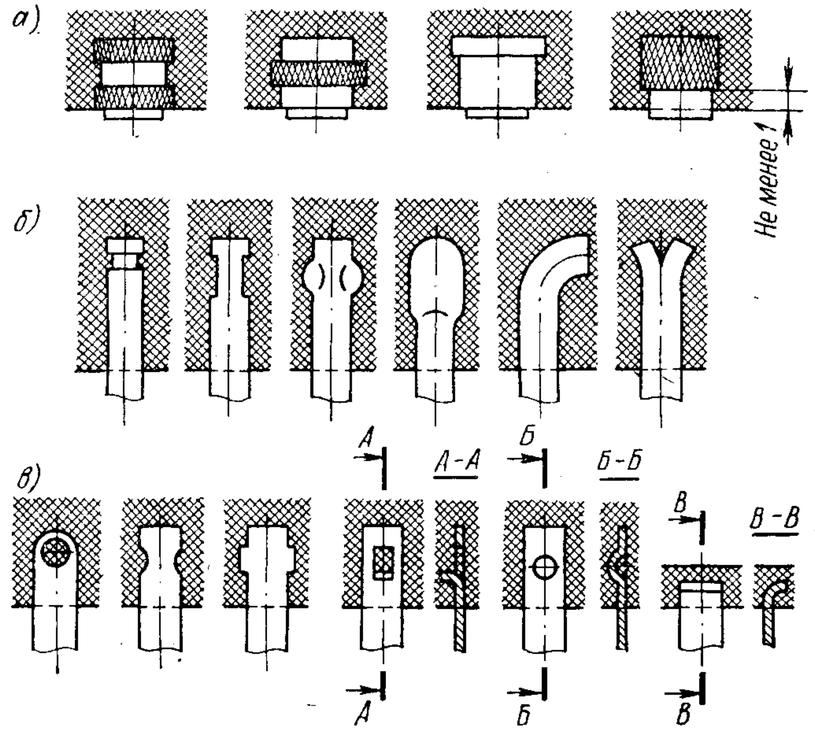



Рис. III.9. Варианты закрепления арматуры в пластмассовых деталях: *а* — круглой; *б* — проволочной; *в* — лепестковой

Поперечное сечение металлической арматуры (включая и отверстие в арматуре) должно быть меньше сечения пластмассы. Арматуру следует закреплять в форме, как правило, в одной половине, по возможности в нижней ее части. Варианты закрепления арматуры в пластмассовых деталях приведены на рис. VIII.9. Для надежного удержания и предотвращения проворачивания арматуры вокруг оси или вырыва ее из детали применяются буксы, штифты, втулки, накатка наружной поверхности запрессовываемой части арматуры и кольцевые канавки. Накатка может быть прямой и сетчатой (крест-накрест). При накатке необходимо подрезать посадочный буртик или не доводить ее на 1,5—2 *мм* до торца, так как края арматуры во время обработки несколько приподнимаются.

Особое внимание при конструировании арматуры следует обращать на предотвращение затекания массы на арматуру и в гнезда. Для этого круглые гладкие буксы и втулки могут иметь сквозные

отверстия, которые, даже если в них попадает пластмасса, легко зачищаются. Используются также резьбовые буксы специальной конструкции.

Штампованная листовая арматура малоустойчива по отношению к давлению массы в форме, поэтому желательно так ее располагать, чтобы поток расплавленной массы на своем пути встречал ребро арматуры.

Точность изготовления арматуры должна соответствовать ее конструкции и условиям фиксации в форме. Наибольшие требования по точности предъявляются к штампованной листовой и сквозной арматуре. В первом случае это объясняется тем, что под плоскую арматуру необходимо изготовить в форме соответствующие пазы и окна. Во втором случае тем, что точность изготовления размеров деталей из пластмасс по высоте непосредственно зависит от точности изготовления открытой арматуры, т. е. выходящей на поверхность детали. Если арматура будет иметь бóльшую, чем предусмотрено, высоту, она расплющится, меньшую — она будет заливаться пластмассой. Рекомендуется эти размеры арматуры выполнять с точностью 3—4-го классов ОСТ.

В случае необходимости запрессовки крупных металлических вставок (например, в деталях электрических машин) при небольшой толщине слоя пластмассы вокруг опрессовываемой арматуры (от 35 до 50% от диаметра арматуры) целесообразно применять метод соединения арматуры с деталью сразу после извлечения детали из формы. Этим исключаются трудности, связанные с закреплением или фиксацией громоздкой арматуры в форме и т. д. При конструировании таких деталей назначение размеров отверстий под запрессовку арматуры следует производить с учетом усадки пластмассы, размеров вставок и необходимого натяга (табл. VIII.1). Первоначально натяг создается за счет усадки пластмассы при остывании детали со вставленной в нее арматурой. Кроме этого натяга для мелких металлических вставок требуется дополнительный, порядка 0,025—0,050 *мм*, а для крупных — порядка 50% от величины усадки.

*Таблица VIII.1*

**Соотношения диаметров арматуры и отверстий в деталях из пластмасс (при усадке 0,8%)**

| Диаметр $d$ арматуры в *мм* | Диаметр отверстий в деталях $d_1$ в *мм* | |
|---|---|---|
| | толстостенных | тонкостенных |
| До 10 | $d_1 = d - 0{,}03$ | $d_1 = d + 10\%$ усадки |
| Св. 10 до 30 | $d_1 = d$ | $d_1 = d + 30\%$ » |
| » 30 » 60 | $d_1 = d + 15\%$ усадки | $d_1 = d + 40\%$ » |
| » 60 » 100 | $d_1 = d + 25\%$ усадки | $d_1 = d + 50\%$ » |



Накатка, рифление и надписи осуществляются в процессе формования и обычно выполняются на наружных поверхностях деталей из пластмасс. Часто накатка и рифление применяются в декоративных целях. На поверхности деталей накатки, рифления и надписи необходимо располагать так, чтобы извлечение деталей из форм не требовало применения разъемных частей (знаков, вставок).

Рассмотрим некоторые особенности конструирования профильных деталей и деталей из слоистых пластмасс.

Профильные конструкции — это длинномерные изделия с относительно небольшими размерами поперечного сечения. Большинство таких деталей изготовляется экструзией из термопластов. Технологичная конструкция профильной детали, учитывающая особенности процесса изготовления, обеспечивает простоту конструкции формующего инструмента — экструзионной головки (см. гл. XII). При этом принципиально важным оказывается рациональное расположение профиля (рис. VIII. 10).

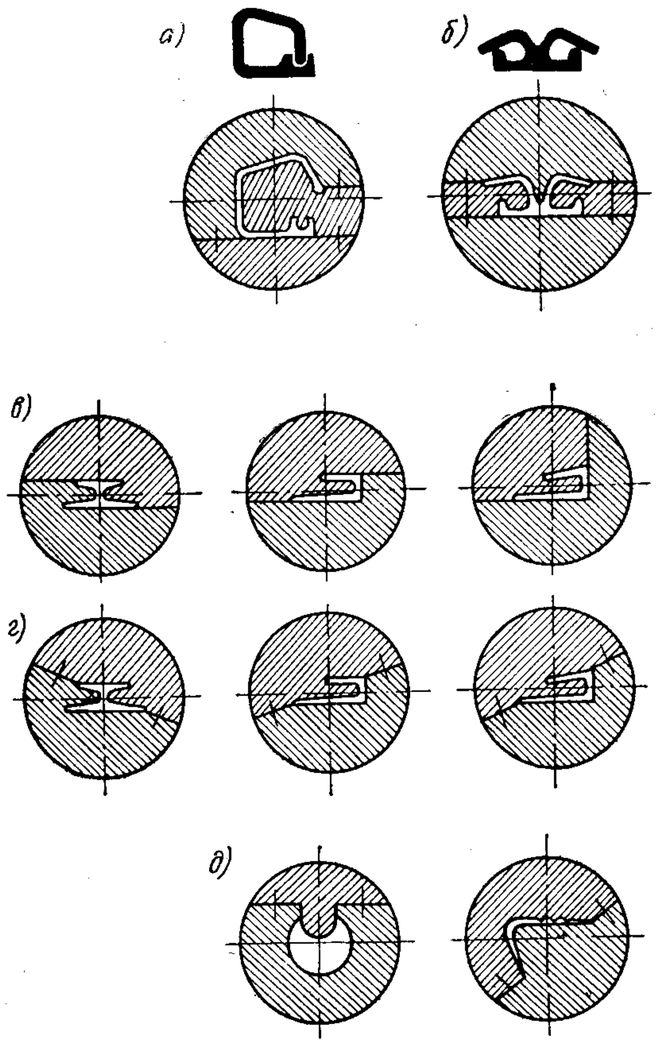



Рис. VIII.10. Примеры схем расположения профильных деталей в разъемных мундштуках при экструзии: *а* — деталь открытого типа с замком; *б* — то же, с касанием стенок; *в* — ступенчатый разъем (нежелательный вариант); *г*, *д* — рекомендуемые варианты

Конструкции деталей из слоистых пластмасс отличаются анизотропией механических и других свойств. Следовательно, такие детали при эксплуатации должны нагружаться главным образом в направлении их максимальной прочности. Прочность некоторых слоистых пластмасс сравнима с прочностью конструкционных сталей, но модуль упругости их значительно ниже. Это необходимо учитывать в первую очередь при конструировании деталей, от которых требуется достаточная жесткость.

Следует также учитывать, что гибкие конструкции из слоистых пластмасс могут терять свою устойчивость значительно раньше, чем будет исчерпана прочность материала. Поэтому при проектировании конструктивных элементов, работающих на изгиб, особо важно предусмотреть, чтобы направление приложения нагрузки соответствовало тому направлению, в котором модуль упругости материала имеет максимальное значение.

Концентрация напряжений в элементах конструкций из слоистых пластиков опасна, так как резерв пластичности этих материалов, как правило, очень мал и обнаруживается при растяжении в направлении, близком к 45° относительно осей упругой симметрии, в других же направлениях такого резерва практически не существует.

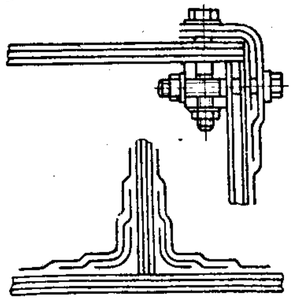


Рис. VIII.11. Примеры соединений перпендикулярных друг к другу стенок деталей из слоистых пластмасс

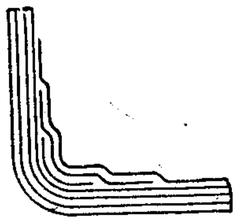


Рис. VIII.12. Армирование углов в деталях из слоистых пластмасс

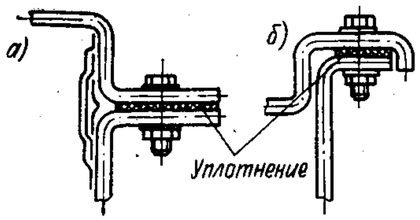



Рис. VIII.13. Примеры конструктивных соединений частей деталей из слоистых пластмасс: *а* — неразъемное соединение; *б* — разъемное соединение

Опасность влияния концентрации напряжений на прочность изделий из слоистых пластиков усиливается неизбежными дефектами структуры материала.

Значительное увеличение концентрации напряжений в элементах конструкций может возникнуть при резком увеличении числа слоев армирующих веществ, что можно избежать путем постепенного уменьшения длины этих слоев. Указанный прием часто используют в клеевых соединениях (рис. VIII.11), при армировании углов (рис. VIII.12), создании водонепроницаемых соединений (рис. VIII.13).

Простановка размеров на чертеже пластмассовой детали является важным этапом проектирования.

Характерные примеры правильной простановки приведены на рис. VIII.14. Например, для случая механической обработки детали, когда к точности расположения ее отверстий относительно оси симметрии не предъявляют особых требований, целесообразно назначать размеры $l$ и $A$ с максимально возможными широкими допусками (рис. VIII.14, *а*).

При формовании симметричной детали, особенно в том случае, когда контур детали оформляют в матрице, а отверстия — знаками



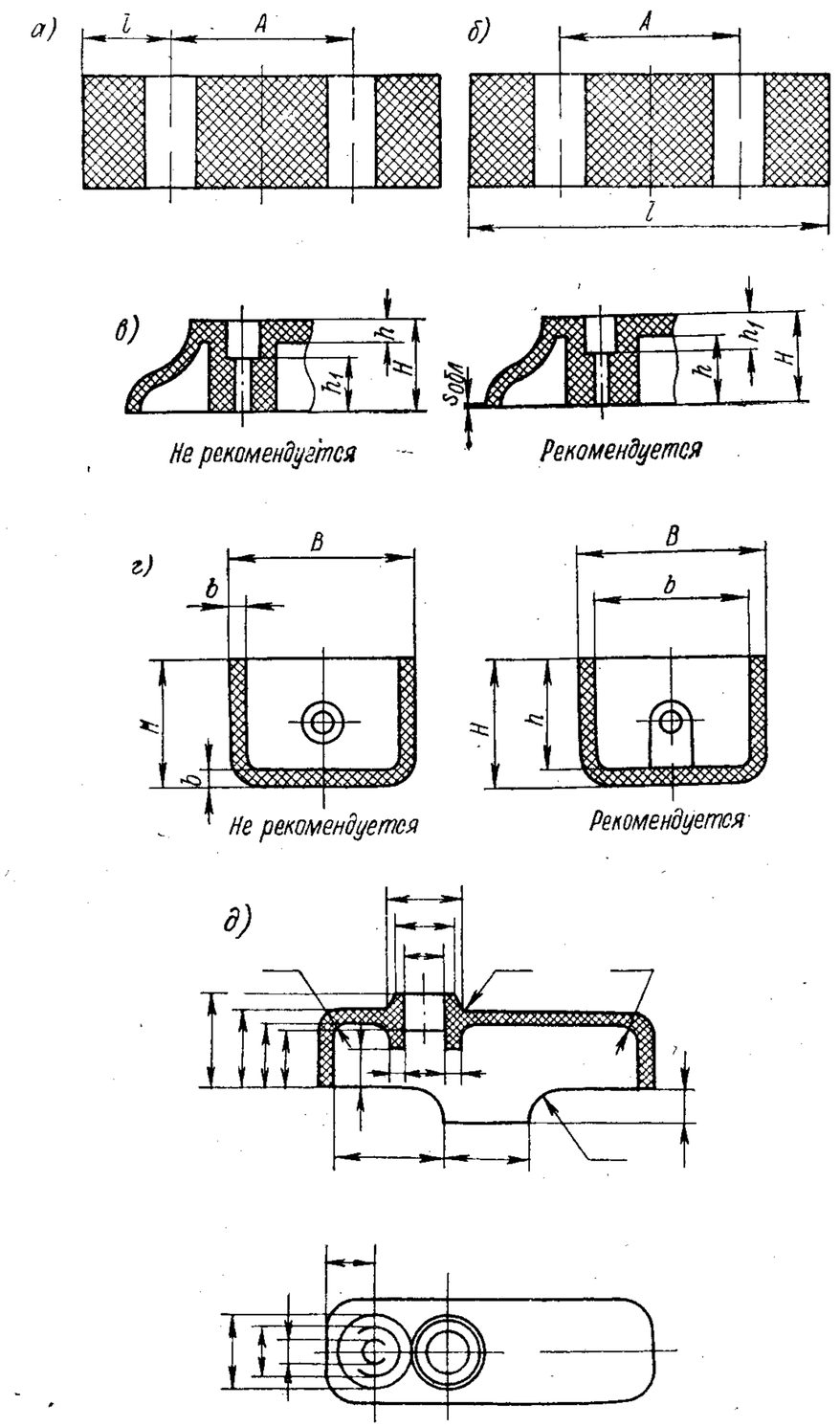



Рис. VIII.14. Примеры правильной простановки размеров на чертежах пластмассовых деталей

пуансона, размер $l$ (как на рис. VIII. 14, *а*) обычно не проставляют, так как его трудно технологически обеспечить и проконтролировать (рис. VIII. 14, *б*).

В тех случаях, когда одни размеры детали оформляют пуансоном, а другие матрицей, целесообразно отступить от принципа единства баз и наносить размеры с разных сторон. Это полностью соответствует правилам простановки размеров на чертежах деталей пресс-формы. Колебания толщины облоя $s_{обл}$ при прессовании искажают только один размер $H$ высоты детали (рис. VIII. 14, *в*). Этот размер рекомендуется контролировать на всех деталях.

При конструировании деталей типа кожухов, получаемых прессованием, не рекомендуется указывать толщину стенки. Это не относится к тем размерам, которые оформляются одной частью формы, например ребрам жесткости (рис. VIII. 14, *г*). Однако нанесение размера толщины стенки $s$ допустимо при конструировании полых деталей сложной конфигурации, когда координирование всех переходов контура по внутренним и наружным размерам может привести к большим колебаниям толщины стенки (рис. VIII. 14, *д*).

Габаритный размер детали не должен включать в себя размеры местных выступов, бобышек, ребер и т. п. Допускается также отсутствие на чертеже габаритного размера, если его простановка не требуется по конструктивным соображениям.

На чертеже изделия с арматурой не следует повторять размеров, заданных на чертежах арматуры.

## § 3. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛИ НА ОБРАЗОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Решение конкретных конструкторских задач зависит от требований, предъявляемых к деталям в процессе эксплуатации, и требований, которые следует предъявить к формующему инструменту для изготовления проектируемой детали. Комплекс требований, относящихся к формующему инструменту, зачастую определяет технико-экономическую целесообразность изготовления самой пластмассовой детали. Окончательный вариант чертежа детали должен явиться результатом максимально возможного в данных условиях согласования отмеченных выше требований для обеспечения необходимого качества детали. В зависимости от требований эксплуатации уровень качества детали может реально выражаться различными параметрами — точностью размеров, чистотой поверхности, внешним видом, прочностными показателями и т. д. Однако практически все эти параметры определяются напряженным состоянием материала детали после ее изготовления и изменениями в процессе хранения и испытаний. Таким образом, напряженное состояние материала детали объективно отражает общий уровень качества детали. Это состояние характеризуется собственными напряжениями,



называемыми также внутренними, или остаточными. Собственные напряжения являются упругими напряжениями внутри твердого ненагруженного тела (на деталь не действуют внешние силы и моменты). Они возникают в тех случаях, когда в поперечном и продольном сечениях тела появляются неравномерные деформации или изменения объема и формы. Собственные напряжения взаимно уравновешиваются — общая равнодействующая и результирующий момент в каждой данной точке имеют нулевые значения.

По характеру происхождения собственные напряжения могут быть разделены на следующие:

1) временные, исчезающие после удаления вызвавшей их причины (например, термические напряжения из-за неравенства температуры в различных частях детали, исчезающие после выравнивания температур);

2) остаточные, остающиеся в теле детали после удаления вызвавших их причин.

Для деталей из пластмасс характерными являются остаточные напряжения первого рода, т. е. такие, которые уравновешиваются в областях, имеющих размеры одного порядка с размерами тела детали. Эти напряжения вызываются неравномерным распределением массы, неоднородными силовыми и температурными полями внутри детали во время ее образования.

Принципиально любой процесс формования пластмассовой детали приводит к образованию остаточных напряжений. В настоящее время остаточные напряжения в пластмассовых деталях классифицируются по видам: ориентационные, термические, диффузионные, напряжения армирования.

Рекомендации, рассмотренные в § 2 данной главы, исходят из принципа изготовления пластмассовых деталей, свободных от остаточных напряжений. Однако комплексно решая задачи выбора рациональных вариантов отдельных элементов конструкций, невозможно спроектировать реальную деталь без определенных отклонений от правил. К тому же, как показывает опыт, остаточные напряжения в ряде случаев играют и положительную роль. Действительно, если остаточные напряжения совпадают по направлению с внешней нагрузкой, их величина должна быть вычтена из величины допустимого напряжения. Если же остаточные напряжения направлены противоположно внешней нагрузке, то величина допустимых напряжений не изменяется, а при снятии остаточных напряжений надежность конструкции будет повышаться.

Исследования причин возникновения остаточных напряжений и их проявление в зависимости от конструкции детали, несмотря на внимание к этому вопросу, еще не позволяют предложить общие рекомендации по учету этого важного фактора при конструировании (эти исследования проводились пока на образцах простых форм — брусках, дисках и т. д.); они дают основание лишь для качественного анализа вопроса, который ниже рассматривается.

Ориентационные остаточные напряжения в значительной степени зависят от конструкции детали, количества и расположения мест впуска расплава в форму или общего направления движения материала. Рис. VIII. 3 хорошо иллюстрирует это положение. Первой причиной возникновения ориентационных напряжений является течение материала по одному или двум направлениям (одно- или двумерное течение). При этом в направлении потока за счет трения расплава о стенки металлической формы, а также от внутреннего трения между слоями возникает разность скоростей потока по сечению. Напряжения сдвига вызывают деформацию макромолекул и их ориентацию, которая фиксируется при застывании расплава. Если происходит двумерное течение, поток расплава расширяется перпендикулярно направлению его движения. Пример такого течения — заполнение формы диска от литника, расположенного по центру. Фронт потока в любой момент заполнения формы представляет собой дугу с центром у литника. Расширение расплава происходит неравномерно по сечению. После смачивания стенки формы расплав около нее начинает охлаждаться и застывать, в то время как новые порции расплава будут передвигаться по застывшему слою и одновременно расширяться. Это приводит к возникновению сдвиговых напряжений в направлении, перпендикулярном основному направлению течения потока. Возникает двухосная ориентация материала в теле детали, причем доминирующей оказывается продольная ориентация. Следовательно, второй причиной, обусловливающей остаточный характер ориентационных напряжений, является быстрое охлаждение (при литье под давлением, экструзии) и затвердевание материала после формования.

Наиболее отчетливо возникновение ориентационных напряжений проявляется при литье под давлением термопластов типа полистирола, полиметилметакрилата и т. п. Было установлено, что у поверхности исследуемых образцов ориентация молекулярных структур выражена наиболее ярко, затем она снижается по направлению к центру поперечного сечения. В центре всегда наблюдается незначительная ориентация, материал здесь может быть признан изотропным. Это объясняется протеканием при медленном застывании расплава релаксационных явлений, обусловленных броуновским движением частиц материала. Подобная ориентация наблюдается и в тех деталях, конструкция которых обеспечивает расплаву достаточно короткий путь течения. При более длинном пути потока ориентационные явления существенно усложняются.

Наибольшее напряжение сдвига наблюдается у стенки формы. Выделяющееся при этом тепло отводится через стенку формы. Только на определенном расстоянии от стенки тепло уже полностью не отводится, вязкость расплава понижается, и в этой области ориентация материала проявляется меньше.

Величина ориентационных напряжений зависит от двух обстоятельств. Первое — это уже рассмотренные напряжения от «замораживания» ориентированных молекул с образованием неравновесного объема. Второе — напряжения, связанные с изменением конформаций молекул и вызывающие деформацию только части объема материала.



При любом виде течения расплава существуют молекулярные перемещения. Происходит изменение положения молекул (как целой структурной единицы) из-за изменения вязкости вещества, что приводит к созданию термодинамически неравновесной структуры, так как при этом вдоль линии течения будет повернуто больше молекул, чем в случае равновесного распределения энергии теплового движения по объему вещества; при резком охлаждении неравновесное состояние фиксируется по всему сечению детали. Кроме того, происходит растягивание единичных молекул с увеличением расстояния между их концами, что приводит к уменьшению гибкости молекулярных цепей. Такое термодинамическое состояние также «замораживается».

Переход объема полимера в равновесное состояние определяется температурными условиями. При нагревании отформованной детали (образца) в интервале между температурами стеклования и текучести материала для каждого значения температуры за определенный промежуток времени нагревания объем (деформация) восстанавливается на определенную величину. Это чисто релаксационный процесс и его скорость (время релаксации) представляется экспоненциальной функцией температуры нагревания.

В общем виде процесс восстановления описывается следующим уравнением:

$$T = Ae^{\alpha \Delta l},$$

где $T$ — температура нагревания образца; $A$ и $\alpha$ — постоянные, зависящие от материала и условий формования; $\Delta l$ — усадка образца после нагревания при температуре $T$.

Параметр $A$ с физической точки зрения является температурой отпуска ориентационных остаточных напряжений. Количественной мерой этих напряжений при условии полной релаксации является величина $\Delta l$, зная которую можно определить остаточные напряжения по кривой растяжения данного материала.

Термические остаточные напряжения возникают в теле детали из-за того, что изменение объема массы (или линейных размеров) детали в связи с изменением температуры не могут происходить свободно. Охлаждение пластмассовой детали в процессе формования (литья под давлением) или после извлечения из формы (прессования) сопровождается термоударом. Значительное различие в величинах коэффициентов линейного термического расширения материала формы и детали приводит к существенным объемным изменениям детали. Образование твердой наружной оболочки раньше, чем полностью отверждается вся масса по сечению детали, в свою очередь, препятствует тому, чтобы изменения объема протекали

свободно, без затруднений. В результате, как правило, внутренняя часть детали оказывается растянутой, а наружная — сжатой. Сжимающие напряжения у поверхности вызывают коробление детали, образование утяжин и т. д. Растягивающие термические напряжения приводят к возникновению усадочных раковин, пустот.

Рассмотрим методику количественной оценки термических напряжений на примере.

Деталь «приборная рамка» (рис. VIII.15) изготовлена из пресс-материала К-18-2 при 180° С, а затем охлаждена до 15° С. Деталь представляет собой замкнутый контур, позволяющий наиболее полно проследить действие термических напряжений.

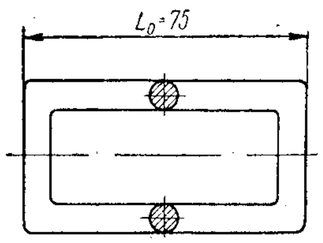



Рис. VIII.15. Деталь «приборная рамка» (к примеру расчета остаточных термических напряжений)

Абсолютная величина удлинения рамки по стороне $L_0$ при охлаждении

$$\Delta L = L_0 \alpha \Delta t = 7{,}5 \cdot 5{,}3 \cdot 10^{-5} \cdot 165 = 0{,}066 \text{ см}.$$

Если бы рамка была замкнута, то относительное уменьшение ее периметра составило бы величину

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} 100\% = \frac{0{,}066}{7{,}5} 100 = 0{,}88\%.$$

При равномерном остывании рамки по всей толщине ее периметр просто уменьшился бы на 0,88% и никаких остаточных напряжений после полного остывания не было бы. В действительности остывание начинается с наружных слоев рамки в то время, когда ее сердцевина еще имеет начальную температуру 180° С (вследствие высокой теплоемкости и малой температуропроводности материала К-18-2). В каждый момент времени остывания рамки наружные слои более или менее быстро воспринимают температуру окружающей среды, тогда как ее сердцевина остывает значительно медленнее. При остывании рамки на некоторой границе по сечению возникает, следовательно, разность деформации, приводящая к остаточным термическим напряжениям. Для точного подсчета этих напряжений необходимо знать величину коэффициента температуропроводности $a$ (в $см^2/сек$) данного материала и закон распределения температуры по сечению рамки.

Для ориентировочной оценки влияния остаточных термических напряжений необходимо принять следующие допущения.

1. Вычисление разности усадки слоев производится с того момента, когда внутренний слой сечения рамки при охлаждении достигает температуры, близкой к температуре теплостойкости данного материала (этот момент соответствует началу стеклования связующего), а наружные слои материала успевают охладиться до температуры окружающей среды (например, до 15° С).



2. Между слоем с температурой 15° С и слоем с температурой теплостойкости имеется граница раздела.

Произведем теперь необходимые расчеты. Теплостойкость материала К-18-2 (по справочным данным) равна 115° С. При этих условиях температура среднего слоя 100° С, а температура пресс-формы 180° С. Абсолютная усадка срединного слоя в интервале $\Delta t_c = 180 \div 100$° С составит

$$\Delta L_c = L_0 \alpha \Delta t_c = 7{,}5 \cdot 5{,}3 \cdot 10^{-5} \cdot 80 = 0{,}032 \text{ см}.$$

Относительная усадка срединного слоя

$$\varepsilon_c = \frac{0{,}032 \cdot 100}{7{,}5} = 0{,}43\%.$$

Усадка наружного слоя, как было подсчитано, составит 0,88%.

Разность усадок, равная 0,88—0,43 = 0,45%, определяет величину остаточных термических напряжений в рассматриваемый момент. Согласно кривой растяжения фенопласта К-18-2, полная разность усадок, если ее рассматривать как деформацию растяжения (0,45%), условно соответствует величине напряжения (фиктивному напряжению) порядка 350 $кгс/см^2$. Ориентировочно его можно принять эквивалентом эффективного напряжения, действующего по периметру рамки в холодных слоях.

В поперечных слоях рамки будут действовать сжимающие — радиальные напряжения и растягивающие — тангенциальные. Эти напряжения не являются опасными и ими можно пренебречь. Осевое напряжение, в данном случае растягивающее, может вызвать либо коробление типа бочки, корсета, восьмерки, если момент сопротивления поперечного сечения рамки и модуль упругости материала не обеспечивают устойчивости формы, либо трещины — при малых радиусах переходов горизонтальных и вертикальных стержней замкнутой фигуры. Коробление чаще возникает у той детали, у которой больше момент сопротивления сечения. Поперечные трещины появляются тем реже, чем больше радиус перехода между продольным и поперечным направлениями рамки. Например, конструкция рамки во всех отношениях была бы надежнее, если бы ее сечение вместо круглого сделать корытообразным. Приведенные рассуждения следует считать приближенными, так как точно расчет остаточных термических напряжений необходимо проводить с учетом неупругих деформаций и особенностей влияния температуры на все физические параметры материала.

Диффузионные остаточные напряжения возникают при поглощении или потере влаги полимерным материалом детали. Они обусловливаются разностью коэффициентов линейного термического расширения соседних слоев материала, в которых концентрации жидкости различны вдоль какой-либо линейной координаты. Поскольку одновременно следует считаться с явлением миграции влаги внутри тела детали, можно ожидать возникновения дополнительных

остаточных напряжений при миграции жидкостей в течение всего периода до насыщения, а для замкнутых систем — и после насыщения. Для количественного определения диффузионных остаточных напряжений необходимо знать функцию распределения концентрации жидкости по линейной координате, а также коэффициенты диффузии материала.

Результаты исследования диффузии влаги в деталях из пресспорошков позволили установить вид функции распределения на границе полимерный материал — жидкость (пары) при всесторонней диффузии

$$\Delta p_\tau = \Delta p \left(1 - e^{-\alpha\tau}\right),$$

где $\Delta p_\tau$ — приращение массы детали по истечении времени $\tau$; $\Delta p$ — предельное приращение массы детали; $\alpha$ — эмпирическая постоянная, зависящая от коэффициента диффузии; $\tau$ — время, в течение которого наблюдается диффузия влаги.

Коэффициент диффузии (диффузионный коэффициент линейного расширения) может определяться по следующему эмпирическому уравнению:

$$\Delta p' = 0{,}2L,$$

где $\Delta p'$ — разность массы детали (образца) до и после действия жидкости; $L$ — линейный размер детали (образца).

Если, например, сплошная антикоррозионная обкладка из винипласта для электролитической ванны в течение 11 суток находится под воздействием 30-процентной азотной кислоты при 60° С, то приращение массы $\Delta p_\tau$ при заданном времени для одного листа обкладки составит 3% ($\alpha = 1{,}23 \cdot 10^{-4}$ *сек*$^{-1}$ — по экспериментальным данным). Такой объемный привес вызывает линейное приращение $\Delta p' = 0{,}6\%$. Из кривой растяжения винипласта можно найти, что установленной деформации соответствует фиктивное напряжение около 400 *кгс/см*$^2$. Это напряжение, если листы обкладки закреплены враспор, вызывает изгиб листа, образуется выпуклость в сторону ванны с раствором и возможно появление трещин в местах стыков листов.

Остаточные напряжения армирования также обусловливаются в основном разностью коэффициентов линейного термического расширения материала металлической (как правило) арматуры и пластмассы.

В реальных условиях из-за сложности раздельного установления и анализа причин и результатов проявления остаточных напряжений в конкретной пластмассовой детали необходимо оценивать суммарный эффект. При этом практика подтверждает доминирующее влияние факторов формы и размеров детали. Косвенно это проявляется, например, в различной величине усадочной деформации разнообразных деталей, к тому же неравномерной в разных направлениях для одной и той же детали. Усадочная деформация детали отличается от усадки материала, определяемой с целью сравнения технологических свойств различных партий и марок пластмасс по стандартному образцу (диск диаметром 100 *мм* и толщиной 4 *мм*).



Другой косвенный метод оценки суммарных остаточных напряжений — учет изменений модуля упругости материала $E$. Это можно производить, решая графо-аналитическим методом следующее уравнение (получено при исследовании брусков из полистирола):

$$\sigma_{ост_L} = \frac{4E}{3L^2}\left(y^2\frac{df}{dy} + 4yf - \int_{h_0}^{y} f\,dy\right),$$

где $L$ — длина детали (образца); $f$ — стрела прогиба в центре детали (образца); $y$ — текущая координата толщины детали (образца); $h_0$ — начальное значение толщины детали (образца).

Если можно принять линейный вид зависимости между $f$ и $y$, т. е. параболическое распределение напряжений по сечению, то уравнение для $\sigma_{ост}$ упрощается:

$$\sigma_{ост_L} = -\frac{2E}{3L^2}\frac{f_{max}}{h_0}\left[(3y - h_0)^2 - 2h_0^2\right].$$

При оценке эффекта суммарного воздействия остаточных напряжений в теле детали необходимо принимать во внимание взаимодействие различных видов остаточных напряжений. Например, увеличение толщины стенки детали (образца) и температуры расплава при литье под давлением повышает уровень термических напряжений и снижает влияние ориентационных напряжений. Вообще влияние технологических параметров процессов переработки на уровень остаточных напряжений при прочих равных условиях (т. е. при неизменной конструкции) может оказаться весьма значительным.

Существует сравнительно большое количество способов определения суммарных остаточных напряжений. Одни из них основаны на разрушении образцов (методы последовательного удаления слоев материала, высверливания отверстий, растачивания и т. п.), другие — на оценке физических свойств материала (поляризационно-оптический, рентгеновский, сравнения твердости, радиополяризационный и др.). Применение любого из этих способов связано с необходимостью обрабатывать результаты экспериментов по определенным расчетно-аналитическим методикам.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Альшиц И. Я., Анисимов Н. Ф., Благов Б. Н. Проектирование деталей из пластмасс. Справочник. М., «Машиностроение», 1969.

2. Лейкин Н. Н. Конструирование пластмассовых прессованных изделий. М.—Л., «Машиностроение», 1964.

3. Козлов П. М. Применение полимерных материалов в конструкциях, работающих под нагрузкой. М., «Химия», 1966.

ГЛАВА IX

# ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ФОРМ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

## § 1. ОСОБЕННОСТИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ФОРМ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ

Прессованием перерабатывают в детали различные пластмассы. Практика показала, что по габаритам, конфигурации, степени насыщенности арматурой прессованные детали могут быть разнообразны. Общей технологической особенностью процесса прессования является тесная взаимосвязь детали с формой. Расположение детали, ее сложность, использование в конструкции металлической арматуры, наличие поднутренний и т. д. влияет на характер расположения и количество плоскостей разъема формы и на выбор типа формы (для прямого прессования или пресс-литья, с верхней или нижней загрузочными камерами). Например, детали на рис. IX.1, *а* изготовляются в сравнительно простой пресс-форме прямого прессования с одной горизонтальной плоскостью разъема. Детали на рис. IX. 1, *б* требуют для своего изготовления обязательно две плоскости разъема — горизонтальную и вертикальную и, естественно, это вызывает необходимое усложнение пресс-формы (используются клиновые обоймы-щеки или другие приспособления). Детали на рис IX.1, *в* относительно сложны, но малогабаритны, имеют сплошную проходную металлическую арматуру, они изготовляются пресс-литьем.

Основные особенности конструктивного оформления способов прямого прессования и пресс-литья с различными загрузочными камерами наглядно представлены на рис. IX.2 и IX.3.

Укрупненная классификация форм для прессования деталей из пластмасс приведена в табл. IX. 1.

Выбор в соответствии с классификацией определенного типа пресс-формы является для конструктора первым и самым простым шагом. В целом задача проектирования формующего инструмента, обеспечивающего качественное изготовление детали, требует творческого подхода, так что оптимальное решение часто зависит от опыта и интуиции конструктора.

Все детали, из которых состоит пресс-форма, можно разделить на две группы:

1) технологического назначения (рабочие детали), непосредственно соприкасающиеся с прессуемым пластическим материалом и участвующие в той или иной степени в формовании деталей;

2) конструктивного назначения, осуществляющие взаимную фиксацию деталей пресс-формы, обогрев, связь ее с прессом, раскрывание пресс-формы, обеспечивающие монтаж, и т. д.

Детали конструктивного назначения делятся на следующие: поддерживающие и обогревающие, служащие для монтажа отдельных



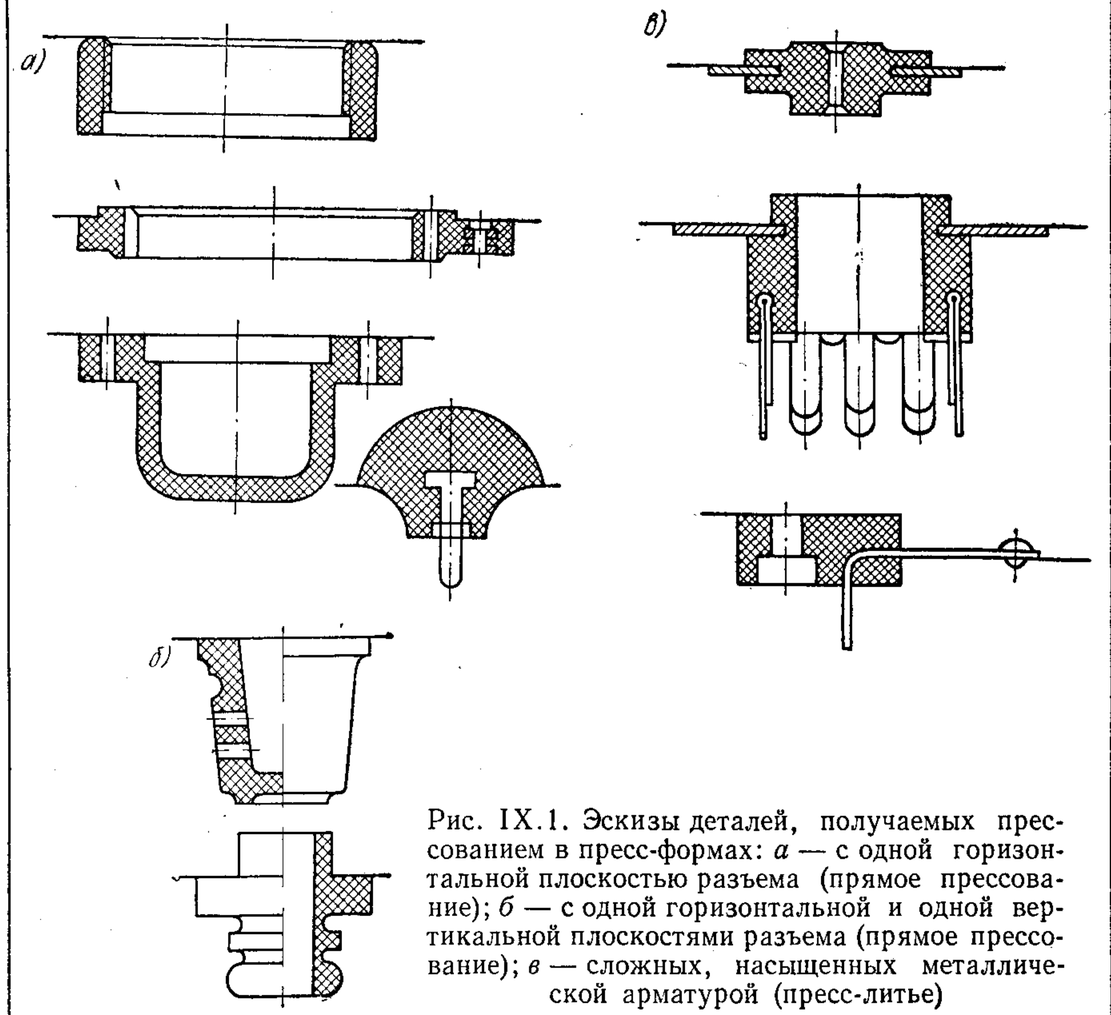



Рис. IX.1. Эскизы деталей, получаемых прессованием в пресс-формах: *а* — с одной горизонтальной плоскостью разъема (прямое прессование); *б* — с одной горизонтальной и одной вертикальной плоскостями разъема (прямое прессование); *в* — сложных, насыщенных металлической арматурой (пресс-литье)

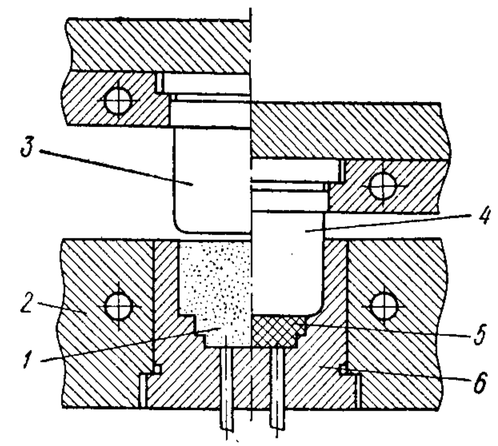



Рис. IX.2. Схема прямого прессования:

*1* — прессмасса; *2* — обойма матрицы; *3* — пуансон (до прессования); *4* — пуансон (после оформления детали); *5* — деталь; *6* — матрица

элементов пресс-формы и ее обогрева (пуансонодержатели, обоймы, плиты обогрева и т. д.); опорные и направляющие, обеспечивающие правильное взаимное расположение и направление движения верхней части пресс-формы относительно нижней (направляющие колонки и втулки и т. д.); крепежные и прочие детали, осуществляющие связь отдельных деталей пресс-формы между собой, разъем пресс-формы, фиксацию некоторых деталей в определенном положении (болты, разъемники, шпонки и т. д.).

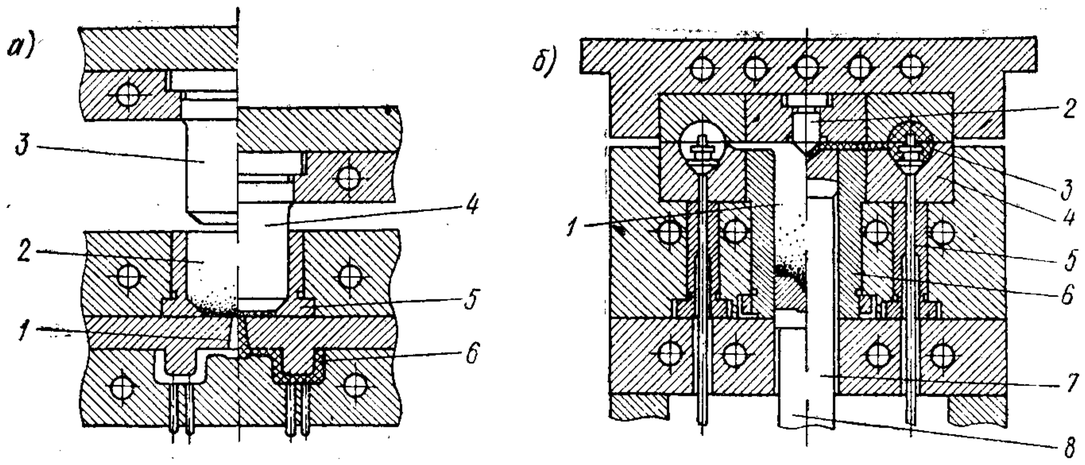



Рис. IX.3. Схема пресс-литья
*а* — с верхней загрузочной камерой:

*1* — литник; *2* — прессмасса; *3* — пуансон (до оформления детали); *4* — пуансон (после оформления детали); *5* — загрузочная камера; *6* — деталь

*б* — с нижней загрузочной камерой:

*1* — прессмасса; *2* — рассекатель; *3* — деталь; *4* — матрица; *5* — выталкиватель; *6* — загрузочная камера; *7* — пуансон (после оформления детали); *8* — пуансон (до оформления детали)

К деталям технологического назначения относятся: рабочие детали — матрицы, пуансоны, обеспечивающие получение изделия требуемой формы и размеров; детали литниковой системы и узла загрузки прессматериала, служащие резервуаром для загружаемого прессматериала и передающие его в формующую полость (литниковые плиты, рассекатели, загрузочные камеры и т. д.); детали выталкивающей системы, установки и преобразования направления рабочего движения (например, из вертикального в горизонтальное) — клинья, гребенки, шибера и т. д.

В настоящее время практически все детали, кроме непосредственно соприкасающихся с прессуемой массой, нормализованы или стандартизованы.

Рассмотрим особенности ненормализуемых специальных деталей.

В матрице, являющейся одной из основных частей пресс-формы, пластмассовое изделие приобретает необходимые конфигурацию и размеры.



*Таблица IX.1*

**Укрупненная классификация форм для прессования деталей из пластмасс**

| Классификационный признак формы | Наименование и краткая характеристика формы | Характеристика деталей |
|---|---|---|
| Наличие связи с оборудованием | Съемные формы, периодически снимающиеся для извлечения детали и загрузки материала | Детали различной конфигурации с пониженными требованиями к точности |
| | Стационарные формы, постоянно закрепленные на оборудовании, действующем полуавтоматически или полностью автоматически | Детали различной конфигурации и размеров с повышенными требованиями к точности |
| Метод изготовления | Формы для прямого прессования — пресс-формы | Детали плоскостные монолитные без арматуры или малоармированные, равностенные; точность изготовления сравнительно невысокая |
| | Формы для пресс-литья — пресс-формы | Детали сложной конфигурации, сильно армированные, разностенные; точность изготовления сравнительно высокая |
| Конструктивные признаки | Открытого типа пресс-формы прямого прессования без загрузочной камеры | Детали небольшой толщины, малых размеров, простой конфигурации, невысокой точности |
| | Полузакрытого типа пресс-формы прямого прессования с загрузочной камерой и опорной поверхностью между пуансоном и матрицей (наиболее широко распространенный тип пресс-форм) | Детали из порошкообразных и волокнистых пластмасс различной конфигурации повышенной точности |
| | Полузакрытого обратного типа пресс-формы прямого прессования, прессующие детали в перевернутом состоянии | Детали полые с небольшой конусностью внутренних поверхностей или с арматурой, устанавливаемой в матрице, повышенной точности |
| | Закрытого типа пресс-формы прямого прессования с загрузочной камерой, являющейся продолжением формующей полости | Детали из любых прессматериалов (в том числе волокнистых) малой текучести, точность изготовления высокая |

*Продолжение табл. IX.1*

| Классификационный признак формы | Наименование и краткая характеристика формы | Характеристика деталей |
|---|---|---|
| Конструктивные признаки | Закрытого типа пресс-формы прямого прессования со встречными пуансонами | Детали сложной конфигурации из слоистых и волокнистых прессматериалов малой текучести; точность изготовления высокая |
| | Пресс-формы для прямого прессования и пресс-литья на угловых гидропрессах | Детали с поднутрениями по наружной поверхности |
| | Пресс-формы для пресс-литья с загрузочной камерой, расположенной в нижней части пресс-формы | Детали с двусторонней арматурой, разностенные и т. д. |
| Число оформляющих гнезд | Одногнездные | Детали больших размеров с очень сложной конфигурацией |
| | Многогнездные (два и более) | Детали, изготовляемые в массовом и крупносерийном производствах |
| Характер разъема | С одной горизонтальной плоскостью, параллельной направлению усилия замыкания пресс-формы | Различные детали из пластмасс; точность изготовления размеров, пересекающих плоскости разъемов, невысокая |
| | То же с двумя горизонтальными плоскостями | |
| | С одной, двумя или несколькими вертикальными плоскостями, перпендикулярными направлению усилия замыкания пресс-формы | |
| | С комбинированным (горизонтальным и вертикальным) разъемом. Пластинчатые (галетные) | |

Примечание. Конструктивные схемы см. в [1] к данной главе.



Матрицы пресс-форм отличаются следующими особенностями:

1) очертания оформляющей полости в плане и по сечению, а также ее размеры определяются конфигурацией прессуемой детали; наружные очертания матрицы обычно имеют цилиндрическую или прямоугольную форму; придавать матрицам другую форму нецелесообразно, так как это увеличит трудоемкость их изготовления;

2) для большинства пресс-форм матрица является сочетанием двух элементов — собственно матрицы и загрузочной камеры. Конструктивно они могут быть выполнены за одно целое или составными, причем в последнем случае загрузочная камера и матрица являются неразъемной конструкцией;

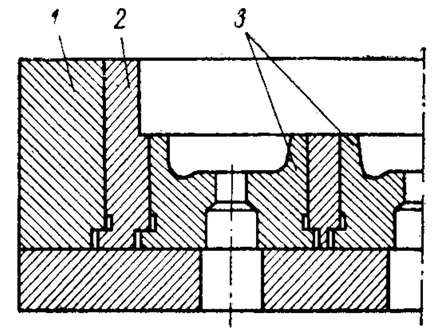



Рис. IX.4. Конструкция составной матрицы:

*1* — обойма; *2* — матрица; *3* — вставная матрица

3) чем меньше составных частей имеет матрица, тем она надежнее в эксплуатации, однако изготовление цельной матрицы не всегда технологически оправдано и для облегчения обработки иногда приходится делать матрицу составной.

Применение составных матриц, фиксируемых в гнезде по посадке $\frac{A}{Г}$, предполагает возможность использования метода холодного выдавливания для изготовления оформляющих гнезд (рис. IX.4),

Оформляющие гнезда форм для пресс-литья и открытых пресс-форм должны точно соответствовать конфигурации прессуемых деталей. Для всех других конструктивных вариантов пресс-форм имеются свои конструктивные особенности, показанные на рис. IX.5.

Тип гнезда определяет характер направления облоя на поверхности детали. Предпочтение следует отдавать вертикально направленному облою — его легче обрабатывать. Для удаления газов из оформляющего гнезда предусматривают специальные каналы, образующиеся путем снятия лысок (не менее трех) на боковой поверхности пуансона (если последний представляет собой тело вращения) или за счет разности радиусов закруглений обоймы и пуансона.

Пуансоны применяют для передачи давления на прессмассу. При прямом прессовании они оформляют наружные или внутренние поверхности детали.

Конструктивные разновидности пуансонов, как и матриц, весьма разнообразны, они могут выполняться сборными. Особое внимание должно уделяться фиксации пуансона — шпонками, штифтами, винтами.

Правильное сопряжение пуансона с загрузочной камерой или с матрицей достигается при надлежащем зазоре между ними и соблю-

дении некоторых условий. Главные из них:

1) величина зазора зависит от диаметра или сечения пуансона, но его минимальное значение равно 0,02—0,03 *мм* на сторону; этому требованию отвечает ходовая посадка 2 и 3-го классов точности (ОСТ 1012);

2) для уменьшения площади трения верхняя часть загрузочной камеры делается с уклоном 15—20° на сторону; высота уклона равна половине высоты загрузочной камеры;

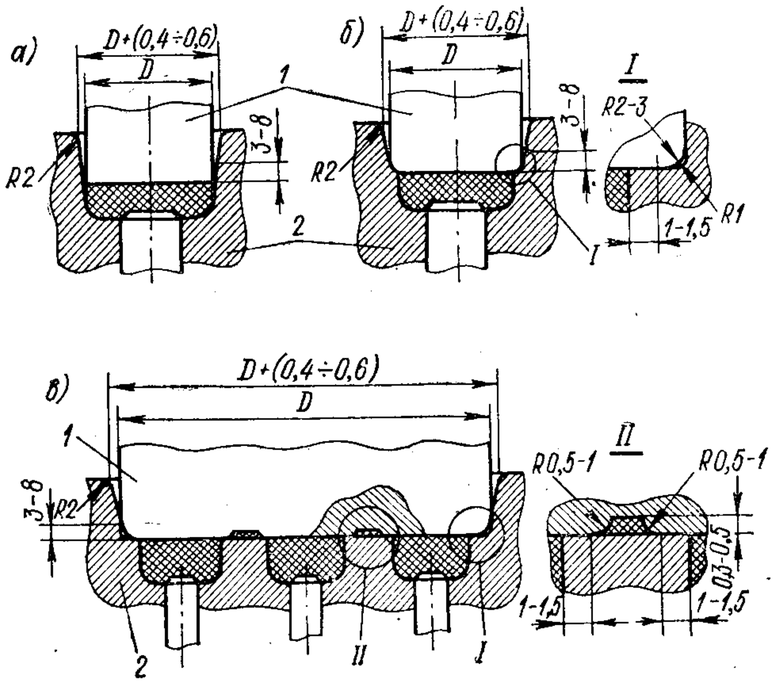



Рис. IX.5. Оформляющие гнезда пресс-форм: *а* — закрытой поршневой; *б* — одногнездной закрытой с перетеканием; *в* — многогнездной закрытой с перетеканием (*1* — пуансон; *2* — матрица)

3) поскольку с увеличением площади проекции загрузочных камер в значительной степени увеличивается и необходимое усилие, размеры камер в пресс-формах полузакрытого типа не должны превышать более чем на 10—12 *мм* размеры формующей полости, а полезная площадь прессования не должна быть меньше 60—65% всей площади загрузочной камеры.

Формующими знаками называются детали, образующие в прессуемой детали гладкие отверстия и симметричные «окна» — квадратные, шестигранные и т. д.

Вставками (вкладышами) являются все детали, образующие различные углубления и отверстия асимметричной конфигурации.

Как формующие знаки, так и вкладыши могут быть установлены и в матрице и в пуансоне неподвижно или подвижно.



Неподвижные соединения применяются для знаков и вкладышей, не участвующих в выталкивании деталей из пресс-формы. При этом указанные детали конструируются с утолщенным хвостовиком или буртиком. Такое соединение характерно для цельных конструкций пуансонов и матриц, не имеющих опорных плит, а также для формующих знаков одного сечения с плоским торцом и вкладышей сложной конфигурации.

Подвижные соединения применяются для знаков и вкладышей, принимающих участие в выталкивании изделий из матрицы (в стационарных пресс-формах и съемных пресс-формах с одной горизонтальной плоскостью разъема), а также для знаков съемных пресс-форм с двумя горизонтальными плоскостями разъема.

Как при неподвижном, так и при подвижном соединении формующих знаков и вкладышей высота посадочной части отверстия детали, в которой производится установка знаков, должна быть меньше, чем общая высота. В неподвижных соединениях это делается с целью облегчения изготовления и доводки после термообработки гладких круглых и фасонных отверстий в матрице и пуансоне. В подвижных соединениях, помимо того, меньшая высота посадочной части необходима для уменьшения площади трения сопрягаемых элементов.

Независимо от конфигурации рабочей части формующего знака хвостовик или стержень, утолщенная часть или буртик для крепления делаются круглой формы, что облегчает их изготовление.

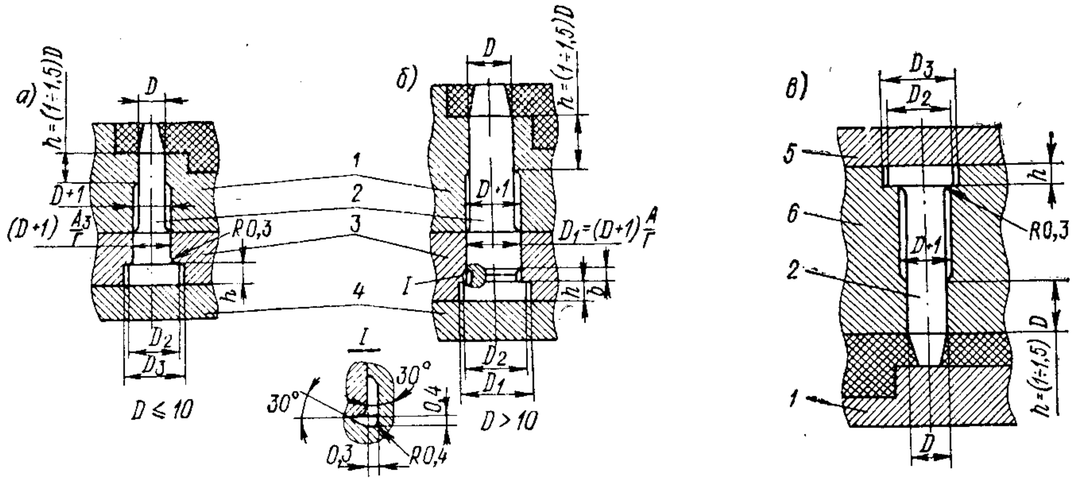
В подвижных формующих знаках диаметр утолщенной части, вставляемой в держатель, должен быть на 0,5—1 *мм* больше, чем диаметр рабочей части. Посадка в сопряжении знак — держатель в стационарных пресс-формах, имеющих постоянную связь матрицы с формующими знаками, делается подвижной, что компенсирует возможную неточность расположения отверстий в матрице и держателе.

Крепление в держателе съемных пресс-форм, имеющих разъем по двум горизонтальным плоскостям, вследствие чего знаки каждый раз полностью выходят из матрицы, осуществляется на плотной посадке.

Некоторые затруднения представляет формование отверстий различных сечений, расположенных перпендикулярно направлению прессования. В съемных пресс-формах выдвижение или вывертывание формующих знаков для такого рода отверстий осуществляется вручную. В стационарных пресс-формах перемещение знаков механизировано. Известны разнообразные способы использования резьбовых или рычажных механизмов (см. также § 1 гл. X). Применение их вызвано тем, что изготовление матрицы или пуансона со всеми формующими элементами не всегда целесообразно из-за повышенной трудоемкости, а иногда совершенно невозможно. Кроме того, выступы, выполненные заодно с оформляющей полостью (особенно малого сечения), могут легко сломаться, вследствие чего придется заменять всю матрицу или пуансон.

Рекомендуемые размеры, сопряжения и способы фиксации гладких неподвижных и подвижных знаков представлены на рис. IX.6, *а—г*. Подвижные знаки часто выполняют роль выталкивателей.

Резьбовые знаки бывают двух видов: непосредственно оформляющие резьбу (внутреннюю или наружную) в деталях и служащие для



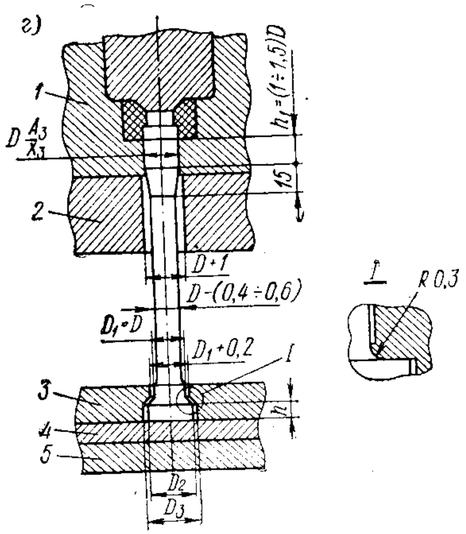




Рис. IX.6. Конструктивные элементы гладких знаков: *а* — неподвижного, проходящего через две детали пресс-формы, при $D \leqslant 10$ *мм*; *б* — то же, при $D > 10$ *мм*; *в* — то же, проходящего через одну деталь пресс-формы (*1* — матрица; *2* — знак; *3* — знакодержатель; *4* — нижняя плита; *5* — верхняя плита; *6* — пуансон); *г* — матрица (*2* — плита обогрева; *3* — плита выталкивателя; *4* — прокладка; *5* — плита хвостовика)

запрессовки в детали металлической арматуры. Резьбовые знаки (и собственно знаки и кольца) часто выполняются съемными, с буртиком для предотвращения подтекания прессматериала в отверстия под знаки, с конструктивно оформленным заходом и выходом резьбы. Кольца, как правило, устанавливаются в нижней части пресс-формы. Знаки могут быть и верхними и нижними.

При установке в нижней части пресс-формы резьбовые знаки имеют цилиндрический стержень, который входит в соответствующее отверстие в матрице. В зависимости от конструкции пресс-формы эти знаки могут иметь специальный буртик для фиксации и удержа-



ния в рабочем положении. Иногда они торцом могут опираться на нижнюю плиту пресс-формы. Верхние резьбовые знаки большей частью делаются с буртиком, удерживающим их в определенном положении относительно плоскости пуансона и перекрывающим отверстие под хвостовик, что предотвращает затекание прессматериала в посадочное отверстие.

Резьбовые знаки с цанговым креплением, весьма эффективные в эксплуатации, могут быть использованы непосредственно для формования резьбы или для запрессовки в детали резьбовой арматуры диаметром резьбы от 1,7 до 30—36 *мм*. Несмотря на необходимость дополнительного изготовления цанг, этот тип крепления упрощает производство резьбовых знаков, а также обеспечивает более длительную эксплуатацию пресс-формы.

Благодаря разнообразию конструкций прессуемых деталей и требованиям, к ним предъявляемым, в формах для прессования широко используются специальные узлы и механизмы. Особое место занимает литниковая система — специфичный функциональный узел форм для пресс-литья (литниковые системы для литья под давлением рассматриваются в гл. X).

Специальные приспособления применяются для разъема съемных пресс-форм и пакетов.

Извлечение формующих знаков, как указывалось, производится с помощью механизмов клиновых, шарнирных, рычажных, шестеренных и гидравлических. Выбор типа механизма диктуется не только стремлением к максимальной механизации процесса извлечения, но и простоте, надежности работы.

Устройство механизма подачи арматуры в большой степени зависит от конфигурации, размеров и места расположения арматуры в форме.

Для цилиндрической арматуры можно рекомендовать подачу самотеком из бункера, куда загружается сразу большое количество арматуры; для плоской, квадратной и тому подобной арматуры целесообразнее применять сменные магазины-кассеты, заполняемые вручную. Независимо от способа подачи арматуры в форму желательно, чтобы механизм подачи приводился в действие от горизонтального возвратно-поступательного движения подвижной части формы.

Извлечение деталей из формы производится с помощью выталкивающей системы. Выбор выталкивающей системы зависит во многом от конфигурации и габаритов прессуемой детали. Известны следующие конструктивные варианты выталкивающих систем: стержневые (наиболее распространенные), клиновые (сравнительно мало распространенные), комбинированные (для извлечения деталей сложной конфигурации в стационарных пресс-формах). Иногда для извлечения детали используется пуансон.

В съемных пресс-формах функции выталкивателей могут выполнять формующие знаки или специально устанавливаемые толкатели. В большинстве случаев они не имеют постоянной связи с пресс-фор-

мой и после каждого извлечения детали устанавливаются на место вручную.

В пресс-формах стационарного типа выталкиватели укрепляются в специальных плитах, которые через хвостовик получают движение от выталкивающей системы пресса.

Типовые конструкции выталкивателей для стационарных пресс-форм приведены на рис. IX.6 (где выталкиватель выполнен заодно со знаком) и на рис. IX.10.

Общие требования к выталкивателям могут быть сформулированы следующим образом.

1. При расположении выталкивателей необходимо предусматривать следующее: деталь не должна перекашиваться при удалении из полости матрицы, иначе неизбежна ее деформация или поломка; усилие, возникающее при выталкивании на торцах толкателей, не должно деформировать или разрушать деталь, поэтому рекомендуется ставить выталкиватели под арматуру или утолщенные места (ребра, бобышки и пр.).

2. Остающиеся от выталкивателей отпечатки не должны портить внешний вид детали. Поэтому торцы выталкивателей должны находиться в одной плоскости с дном формующей полости. Если сторона детали, на которую действуют выталкиватели, не является лицевой, рекомендуется торцы выталкивателей делать на 0,15—0,2 *мм* выше дна матрицы, что даст на детали небольшие углубления (эти углубления необходимо предусмотреть в чертеже). При утопленных в матрицу (относительно плоскости дна) выталкивателях на изделии будут оставаться выступы, которые впоследствии придется снимать, причем останутся заметные следы.

3. Высота выталкивателей (в частности, в съемных пресс-формах без нижних плит) должна быть строго одинаковой, иначе возможны перекос и поломка выталкиваемой детали.

4. Величина хода выталкивателей должна обеспечивать полное удаление отпрессованной детали из пресс-формы. Для стационарных пресс-форм ход выталкивателей определяется расстоянием от дна формующей полости до верхней плоскости загрузочной камеры плюс зазор 5—6 *мм* для ввода под вытолкнутые детали вилки съема.

5. Крепление выталкивателей в стационарных пресс-формах рекомендуется делать, как правило, свободным — плавающим. Такое крепление компенсирует некоторое несовпадение отверстий в матрице и плитах выталкивателей и обеспечивает лучшую работу выталкивателей.

Важнейшим современным направлением при проектировании пресс-форм и их унификации является использование универсальных блоков, особенно в условиях мелкосерийного производства и на неспециализированных заводах. Характерной особенностью универсальных блоков является возможность быстрой замены непосредственно на прессе сменных пакетов одних матриц и пуансонов другими, что позволяет производить прессование различных деталей.



При этом плиты пресс-формы с нагревательными элементами стационарно укрепляются на прессе. Необходимым условием является также строгое выдерживание высоты отдельных деталей пресс-форм (матриц, оснований, выталкивателей) в соответствии с конструктивными размерами самого блока. Применение универсальных блоков для переработки пластмасс методами прямого прессования, пресс-литья и литья под давлением обеспечивает: снижение трудоемкости проектирования оснастки в среднем на 25—35%; снижение трудоемкости изготовления оснастки приблизительно на 40%; сокращение времени на переналадку и разогрев оснастки на 10%; сокращение площадей, необходимых для хранения оснастки, в три-четыре раза; снижение металлоемкости по сравнению со стационарной оснасткой в 1,5—2 раза; улучшение условий труда при транспортировке оснастки и выполнении наладочных работ. Блоки, как и сами пресс-формы, классифицируются по видам технологического процесса, группам применяемого оборудования (например, прессы с верхней или нижней загрузочными камерами), способам крепления и форме пакетов (формовкладышей), по наличию и виду привода для перемещения формующих знаков.

Дальнейшим развитием принципа изготовления деталей из пластмасс в блоках может явиться использование универсально-сборных приспособлений — УСП (пока не получивших распространение в пластмассовом производстве).

Сущность системы УСП заключается в том, что, располагая комплектом деталей и узлов, на любом предприятии становится возможным быстро собирать из них необходимую оснастку специализированного назначения. Когда потребность в ней отпадает, ее разбирают, а составляющие ее стандартные элементы используют в новых сочетаниях при компоновке оснастки другой конструкции. Опыт машиностроительных производств подтверждает высокую технико-экономическую эффективность УСП при условии максимальной стандартизации всех элементов форм.

Особое внимание при конструировании форм следует уделять выбору материала для изготовления деталей различного назначения (табл. IX.2). По эксплуатационным требованиям материалы матриц и пуансонов пресс-форм должны отличаться достаточной вязкостью, сопротивляемостью коррозии, износостойкостью и теплостойкостью. Одновременно с этим материалы должны обладать хорошей обрабатываемостью, малой деформацией в процессе термической обработки.

Техническая характеристика различных современных методов обработки этих материалов приведена в табл. IX.3.

Наряду со сталью (углеродистой и легированной), применяют сплавы на основе меди, цинка и алюминия — для изготовления формующих деталей-форм, в которых отливаются термопласты типа капрона и полистирола, а также эпоксидные смолы. Прогрессивным является использование неметаллических материалов для изготовления формующего инструмента, что особенно эффективно в

*Таблица IX.2*

**Рекомендуемые материалы для основных деталей пресс-форм**

| Наименование деталей | Марки стали | | Твердость *HRC* |
|---|---|---|---|
| | основные | заменяющие | |
| Матрицы и пуансоны: | | | |
| простого профиля | 4Х13, У8А | 3Х13, У8, У10 | 50—52 |
| сложного профиля с тонкими выступами и пазами | ХВГ | 9ХВГ, Х12М, 4Х8В2, 5ХНМ, 5ХНВ | 50—55 |
| сложного профиля без выступов и пазов | 4Х13, 20Х, 12ХН3А | 3Х13, 18Х2Н4, 15Х | 48—50<br>50—58 |
| сложного профиля с тонкими выступами и пазами, испытывающие высокие давления | 38ХВФЮА, 12ХН3А | 35ХЮА | 48—50 (*HV* 900—1000) |
| изготовляемые холодным выдавливанием | Армко, 10 | 20 | 50—58 |
| Гладкие и резьбовые стержни | У8А, У10А | У9, У10, ХВГ | 50—55 |
| Загрузочные камеры: | | | |
| открытые | 20 | 15 | 50—58 |
| заключенные в обойму | У8А | У8, У7 | 55—58 |
| Поршни к загрузочным камерам | У8А | У8 | 55—58 |
| Рассекатели и литьевые втулки | У8А | У8 | 50—55 |
| Литниковые плиты | ХВГ, У10А | 9ХВГ | 50—55 |
| Литниковые плиты при отсутствии формующей полости | У8А | У8 | 50—55 |
| Плиты съема стационарных пресс-форм | 45 | 40 | 32—36 |
| Обоймы стационарных пресс-форм | 45 | 40 | 52 |
| Обоймы матриц с вертикальной плоскостью разъема | У8А | 20 | 52—56 |
| Направляющие втулки и колонки | У8А | У8, У10 | 50—55 |
| Верхние и нижние плиты | 45 | 40 | 40—45 |

Примечание. Стали 10, 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН3А, 18Х2, Н4ВА подвергают цементации и закалке.



*Таблица IX.3*

**Техническая характеристика и область применения методов получения фасонных поверхностей пресс-форм и форм для литья**

| Метод получения | Точность в *мм* | Класс чистоты | Область применения |
|---|---|---|---|
| Фрезерование на универсально-фрезерных станках фасонными фрезами шириной в *мм*: | | | Фрезерование открытых фасонных поверхностей на проход; фрезерование закрытых фасонных поверх- |
| До 120 | 0,1 | 4—6 | ностей, имеющих форму тел |
| 120—180 | 0,2 | 4—6 | вращения, методом врезания |
| Фрезерование на радиально-фрезерных станках | 0,1 | 4—6 | Обработка горизонтальных радиусных выемок и выступов |
| Фрезерование на копировально-фрезерных станках и на станках с программным управлением | 0,05—0,2 | 5 | Обработка сложных криволинейных поверхностей |
| Фасонное обтачивание и растачивание | 0,05 | 6—7 | Обработка фасонных поверхностей, имеющих форму тел вращения |
| Литье по выплавляемым моделям в керамические формы | 0,25—0,5% от номинала | 6 | Сложные фасонные поверхности штампов |
| Литье с подпрессовкой металлов: | | | Пресс-формы из цветных металлов |
| цветных | 5—7-й классы | 8 | |
| черных | 5—7-й классы | 5 | |
| Выдавливание: | | | Закрытые поверхности |
| горячее, полугорячее | 5—7-й классы | 4—5 | фасонного профиля в деталях из легированной стали |
| холодное | 2—3-й классы | 7—9 | Закрытые поверхности фасонного профиля в деталях из мягкой стали при $\frac{h}{d} < 2$ и во вставках из легированной стали при $\frac{h}{d} < 0{,}3$ |
| Порошковая металлургия | 0,2 | 7 | Матрицы со сложным рельефом симметричного и асимметричного профиля при отношении высоты к диаметру $\frac{h}{d} > 3$ |

*Продолжение табл. IX.3*

| Метод получения | Точность в *мм* | Класс чистоты | Область применения |
|---|---|---|---|
| Гальванопластика | Определяется точностью модели | 7—10 | Сложнофасонные выпукло-вогнутые поверхности тонкого сечения небольшой глубины, глубокие узкие отверстия |
| Электроимпульсная обработка: | | | Обработка фасонных поверхностей в деталях по- |
| обычная | 0,2 | 3 | вышенной твердости — |
| с использованием высокочастотного генератора | 0,1 | 6 | свыше *HRC* 40. Прошивка сложноконтурных щелей и окон в труднодоступных местах |
| Электрохимическая обработка | 0,05—0,3 | 7—9 | Чистовая обработка замкнутых фасонных поверхностей с плавными переходами окон |
| Обработка вращающимися напильниками | 0,2 | 6 | Обработка сложных поверхностей по шаблону в деталях с твердостью *HRC* 40 |
| Обработка шлифовальными машинками | 0,1 | 7—8 | Чистовая обработка сложных поверхностей по шаблону в термически обработанных деталях |
| Профильное шлифование на станках: | | | |
| универсальных | 0,1 | 7—8 | Шлифование открытых фасонных поверхностей |
| специальных | 0,02 | 7—8 | Шлифование закрытых фасонных поверхностей по копирам |
| координатно-шлифовальных | 0,01 | 7—8 | Шлифование закрытых поверхностей, состоящих из сочетания дуг и прямых |

мелкосерийном производстве и при выпуске крупногабаритных деталей.

В качестве материалов используются: дерево, бетон, гипс, пластические массы холодного отверждения (марок АСТ-Т, АКР-100 и др.), эпоксидные смолы и композиции на их основе. Формующие элементы из этих материалов покрываются износостойким слоем никель-кобальтового или иного металлического сплава, как правило, гальванопластикой либо металлизацией распылением. Такие формы оказываются работоспособными в течение длительного времени и



позволяют получить до 10 тысяч отпрессовок. Стойкость пресс-форм из металла, естественно, значительно выше — по среднестатистическим производственным данным она составляет для стационарных пресс-форм величину до 300 тысяч отпрессовок, для съемных — до 100 тысяч отпрессовок.

Стойкость формующих поверхностей пресс-форм зависит, помимо качества их покрытия, от точности сопряжений деталей форм и точности их изготовления.

Как показывает практика, формующие элементы изготовляются обычно по 2 или 3-му классам точности ОСТ. При этом можно пользоваться приближенным соотношением, по которому следует, что точность пластмассовой детали получается на два класса грубее (соответственно 4 и 5-й классы точности).

Выбор полей допусков предпочтительного применения для образования посадок сопрягаемых деталей производится, исходя из технологических соображений. Учитывая, что прессматериал не затекает в зазоры, меньшие 0,05 *мм*, можно рекомендовать следующее.

1. Все неподвижные соединения типа пуансона с держателем, формующих знаков с пуансоном или матрицей, направляющих колонок и втулок по отверстиям в плитах выполнять по напряженной посадке (ОСТ 1012).

2. Неподвижные соединения сборных пуансонов и матриц при прохождении плоскости сопряжения через формующую полость делать по прессовым посадкам $Пр2_{2а}$ и $Пр1_{2а}$ (ОСТ 1016).

3. Подвижные соединения формующих знаков и выталкивателей с пуансоном или матрицей выполнять по ходовой посадке (ОСТ 1012).

4. Подвижные соединения, аналогичные сопряжениям пуансона с загрузочной камерой, направляющих колонок по втулкам, выполнять по ходовой посадке 3-го класса точности (ОСТ 1013).

Допуски на детали, обеспечивающие связь и взаимную фиксацию частей пресс-форм, влияющие на точность изготовляемых пластмассовых деталей, определяются расчетом соответствующих размерных цепей. Важным является также назначение допусков на отклонение от плоскостности, непараллельности плит, из которых составляется форма.

Расчет размерных цепей может производиться теоретико-вероятностным методом, позволяющим установить более широкие, чем при расчете по методу максимума—минимума, допуски на изготовление размеров составляющих звеньев. При этом допуск замыкающего звена оказывается оптимальным.

Шероховатость поверхности деталей форм зависит от их функционального назначения. Технологические возможности получения поверхности определенного качества показаны в табл. IX.3.

## § 2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Основные конструктивно-технологические расчеты при проектировании пресс-форм следует проводить в таком порядке: расчет усилий (прессования, прижима формы, съема детали); расчет количества гнезд; расчет размеров камер; расчет литниковой системы (для пресс-литья); расчет размеров направляющих колонок и втулок; расчет размеров приспособлений для разъема пресс-форм.

### Расчет усилий

Усилие прессования (в *кгс*)

$$P = Fp_0,$$

где $F$ — общая площадь прессования в $см^2$ (проекция площади оформляющей полости пресс-формы в направлении прикладываемого усилия); $p_0$ — удельное давление прессования в $кгс/см^2$ (зависит от марки прессматериала, степени сложности детали, способа прессования).

Во многих случаях величину $F$ целесообразно заменить произведением площади сечения загрузочной полости пресс-формы $F_{з.\,п}$ на количество таких загрузочных полостей $n$, тогда можно записать (в *тс*)

$$P = \frac{p_0 F_{з.\,п} nK}{1000},$$

где $K$ — коэффициент, учитывающий неизбежные потери давления на трение в уплотнительных и других устройствах ($K = 1{,}2$).

Таким образом, величина $P$ необходима не только для определения потребной мощности оборудования, но и для расчета количества загрузочных полостей или гнезд.

Усилие прижима формы рассчитывается только для пресс-литьевой формы. Для формы с нижней загрузочной камерой это усилие равно (в *тс*)

$$P_{пр} = \frac{1{,}25\left(F_д n + F_л\right) p_0'}{1000},$$

где $F_д$ — площадь прессуемой детали в плане в $см^2$; $F_л$ — суммарная площадь литников в плане в $см^2$; $p_0'$ — удельное давление при пресс-литье (выше, чем при прямом прессовании) в $кгс/см^2$; $n$ — количество одновременно прессуемых деталей в форме.

Усилие съема детали определяется по приближенной формуле

$$P_{см} \approx SN_{уд},$$

где $S$ — сумма площадей всех боковых поверхностей детали, соприкасающихся с металлической поверхностью формы, в $см^2$; $N_{уд}$ — удельная сила сцепления пластмассы с металлом в $кгс/см^2$ (для АГ-4 примерно равна 15 $кгс/см^2$; для К-18-2 — 5 $кгс/см^2$).



### Расчет количества гнезд

Приближенным является способ определения количества гнезд, по которому $n = \frac{N}{P}$, где $N$ — максимальное усилие пресса в *кгс*; $P$ — усилие прессования в *кгс*.

Оптимальная гнездность $n$ пресс-формы, обеспечивающая определенный выпуск деталей в заданное время, определяется по следующей формуле:

$$n = \frac{tszk}{c},$$

где $t$ — время выдержки в форме под давлением — в расчете на 1 *мм* толщины детали в *мин*; $s$ — наибольшая толщина прессуемой детали в *мм*; $z$ — месячное задание по выпуску деталей в шт.; $k$ — коэффициент, зависящий от конструкции пресс-формы и сложности прессуемой детали (табл. IX.4); $c$ — месячный фонд времени в *мин*.

*Таблица IX.4*

**Коэффициенты трудоемкости прессования деталей из пластмасс (для расчета гнездности форм)**

| Конструкция пресс-формы | Детали | | |
|---|---|---|---|
| | без арматуры | с арматурой | |
| | | до 3 шт. | св. 3 шт. |
| | Коэффициент $k$ | | |
| Съемная и полустационарная | 1,3 | 1,8 | 2,5 |
| Стационарная | 1,1 | 1,2 | 1,5 |

Обоснование экономической целесообразности изготовления пресс-формы с большим числом формующих полостей производится путем сопоставления стоимости изготовления пресс-форм с различным числом гнезд, заработной платы рабочих-прессовщиков, длительности эксплуатации пресс-формы и стоимости выполнения заказа. В результате расчетов может оказаться, что вместо одной многоместной пресс-формы целесообразнее делать две с меньшим количеством формующих полостей.

Расчет количества гнезд в формах для пресс-литья имеет особенности. Например, в съемных формах с горизонтальной плоскостью разъема количество гнезд определяют, учитывая величину площади проекции литниковой камеры на плоскость разъема. Эту величину считают исходной, потому что она зависит от вполне определенных величин: необходимого удельного давления прессования и рабочего усилия пресса. Разогретый прессматериал под давлением обладает упругими свойствами, благодаря которым он способен почти без изменения и по всем направлениям передавать производимое на него давление. Поэтому в процессе работы в форме возникают разнонаправленные усилия. Рассмотрим, как они распределяются (рис. IX.7).

Для удобства расчета объединим площади проекции на плоскость разъема оформляющего гнезда и литникового канала и обозначим эту суммарную площадь через $F_1$.

Усилие прессования, действуя на площадь $F$, стремится сомкнуть пресс-форму. Это же усилие, действуя на сумму площадей $F_1$ и $F_2$,

создает противодействующую силу, стремящуюся разомкнуть пресс-форму. Для того чтобы в процессе прессования пресс-форма не размыкалась, площадь проекции литьевой камеры должна быть больше или равна сумме площадей проекций оформляющих гнезд и литникового канала: $F \geqslant nF_1 + F_2$. Преобразовав это выражение, можно вывести формулу приближенного расчета количества гнезд для пресс-форм подобного вида $n \leqslant \frac{F - F_2}{F_1}$.

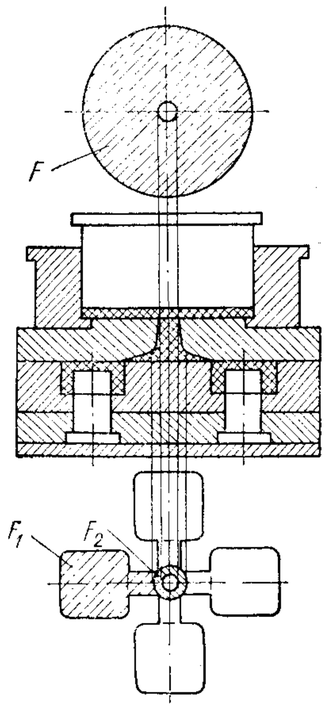



Рис. IX.7. Схема для расчета количества гнезд в формах для пресс-литья:

$F$ — площадь проекции литьевой камеры; $F_1$ — площадь проекции оформляющего гнезда; $F_2$ — площадь проекции центрального литника

### Расчет размеров камер

Расчет высоты полости загрузочной камеры. Диаметральные размеры полостей загрузочных камер в плане являются конструктивным элементом и задаются конструктором в зависимости от конфигурации формующей полости и количества формующих полостей (в пресс-формах с общей загрузочной камерой). Поэтому увеличение объема полости загрузочной камеры осуществляется только за счет увеличения ее высоты. В свою очередь, высота полости загрузочной камеры зависит от следующих факторов: конструктивных признаков пресс-формы (закрытая или полузакрытая); числа формующих полостей (для полузакрытых пресс-форм с общей загрузочной камерой); удельного объема прессматериала; состояния загружаемого прессматериала (нетаблетированный, таблетированный); объема формующей полости, участвующей в размещении прессматериала (нетаблетированного, таблетированного); коэффициента заполнения полости камеры (для таблеток).

В пресс-формах закрытого и полузакрытого типов глубина полости загрузочной камеры определяется высотой детали. В пресс-формах закрытого типа она определяется и глубиной погружения пуансона.

Объем порошкообразного прессматриала на одну деталь определяется по формуле

$$V = Gv_{уд},$$

где $G$ — вес прессуемой детали с учетом облоя в $г$; $v_{уд}$ — удельный объем прессматериала в $см^3/г$.

После определения объема загружаемого прессматериала производится расчет высоты полости загрузочной камеры.



На рис. IX.8 представлены наиболее характерные случаи формования деталей в различных конструкциях загрузочных камер. Для нетаблетированных материалов расчет высоты камеры производится по следующим формулам (в $см$).

Вариант конструкции на рис. IX.8, $а$

$$H = \frac{V}{F} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

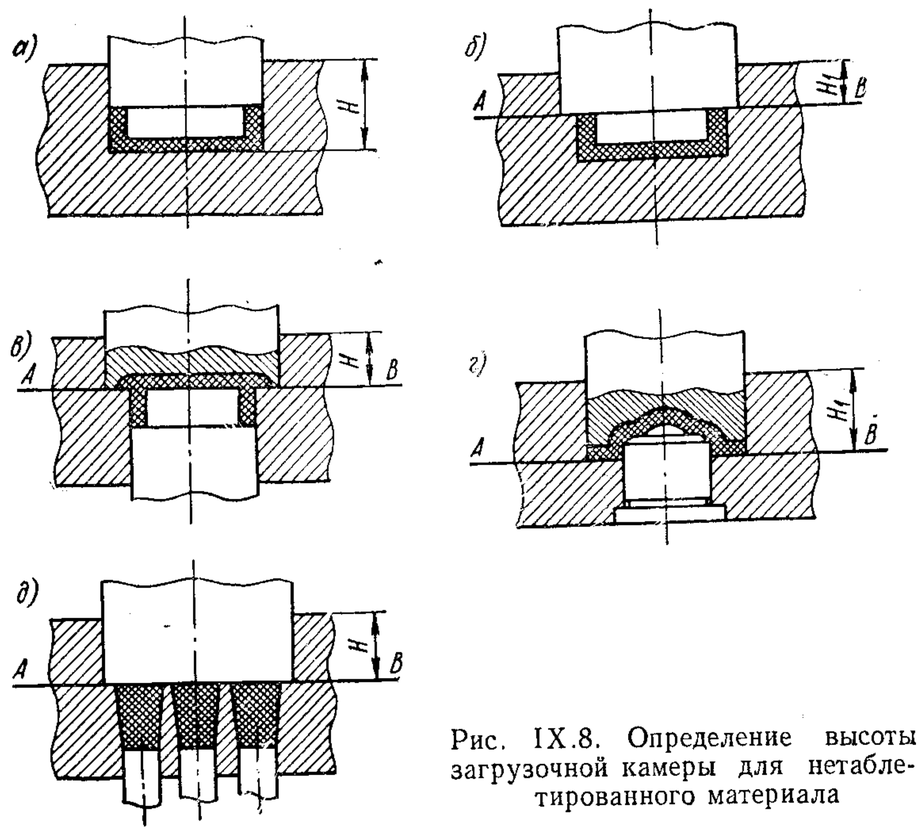



Рис. IX.8. Определение высоты загрузочной камеры для нетаблетированного материала

где $H$ — высота оформляющего гнезда; $V$ и $F$ — здесь и в формулах ниже соответственно объем загружаемого материала и площадь горизонтальной проекции прессуемой детали.

Вариант конструкции на рис. IX.8, $б$

$$H_1 = \frac{V - V_н}{F'} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $H_1$ — высота загрузочной камеры; $V_н$ — объем детали ниже линии $AB$; $F'$ — площадь загрузочной камеры выше линии $AB$.

Вариант конструкции на рис. IX. 8, $в$

$$H = \frac{V - V_н + V_в}{F} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $V_н$ и $V_в$ — объем детали соответственно ниже и выше линии $AB$.

Вариант конструкции на рис. IX. 8, $г$

$$H_1 = \frac{V + V_в'}{F} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $V'_в$ — объем выступающей части оформляющего стержня выше линии $AB$.

Вариант конструкции на рис. IX. 8, *д*

$$H = \frac{n(V - V_н)}{F} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $n$ — число деталей, оформляемых в одной загрузочной камере.

Высота загрузочной камеры пресс-формы, предназначенной для таблетированного материала, зависит от формы и размеров таблеток

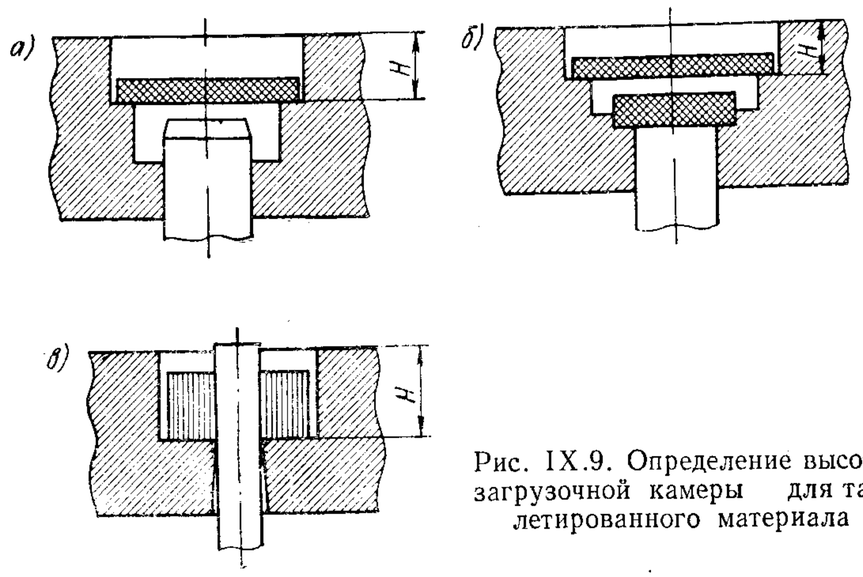



Рис. IX.9. Определение высоты загрузочной камеры для таблетированного материала

и способа их размещения в загрузочной камере и оформляющем гнезде. Если таблетка размещается в загрузочной камере пресс-формы и не заполняет оформляющее гнездо матрицы (рис. IX. 9, *а*), то высота $H$ загрузочной камеры определяется по такой формуле (в *см*):

$$H = \frac{V}{F_m} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $F_m$ — площадь проекции таблетки на плоскость разъема формы; $V$ — объем таблетированного материала.

При загрузке пресс-формы двумя таблетками (одна непосредственно в формующую полость, а другая в загрузочную камеру) высота $H$ загрузочной камеры (рис IX. 9, *б*) подсчитывается по следующей формуле:

$$H = \frac{V - F_{m1}h_m}{F_m} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $F_{m1}$ и $F_m$ — площадь проекции таблетки на плоскость разъема формы, помещенной соответственно в загрузочную камеру и в оформляющее гнездо; $h_m$ — высота таблетки, помещенной в оформляющее гнездо.



Для текстолита-полотна, свернутого в трубку и уложенного в пресс-форму (рис. IX. 9, *в*), высота $H$ загрузочной камеры подсчитывается по формуле (в *см*)

$$H = \frac{V}{F_{заг}} + (0{,}5 \div 1{,}0),$$

где $F_{заг}$ — площадь заготовки, определяемая по формуле

$$F_{заг} = \frac{\pi\left(d_1^2 - d_2^2\right)}{4}.$$

Расчет размеров накладной камеры. Применяемые при пресс-литье накладные (универсальные) камеры должны обеспечивать плотное смыкание пресс-формы и не допускать вытекания прессматериала из-под камеры или в местах соединения частей пресс-формы. Для этого площадь проекции загрузочного пространства накладной камеры должна быть на 15—20% больше суммарной площади оформляющих гнезд пресс-формы. Расчет производится по формуле (в *см*$^2$):

$$F = F_1 + \frac{F_1(15 \div 20)}{100},$$

где $F$ — расчетная площадь загрузочной камеры; $F_1$ — сумма площадей проекций оформляющих гнезд на плоскость разъема формы.

Площадь отверстия в накладной камере, через которое материал поступает в полость пресс-формы, рекомендуется принимать равной половине площади загрузочной камеры.

Высота накладной камеры определяется по приведенным выше формулам для загрузочных камер пресс-формы, но ввиду наличия конического дна берется поправка + (1,0÷1,5) *см*.

### Расчет литниковой системы для пресс-литья

Учет физических особенностей расплава перерабатываемых пресс-литьем термореактивных пластмасс позволяет сформулировать два основных требования к литниковым системам: они должны иметь минимальную протяженность и минимально допускаемое сечение каналов. Наиболее эффективна прямоугольная форма каналов. На рис. IX.10 приведен один из вариантов конструкции литниковой системы. Там же указаны основные элементы системы.

Установлена следующая эмпирическая зависимость для расчета поперечного сечения впускного литника:

$$F_{в.л} = \frac{kV_д}{n_л},$$

где $k$ — коэффициент, зависящий от наполнителя прессматериала (для К-18-2 $k = 0{,}6$, для волокнита $k = 1$); $V_д$ — объем прессуемой

детали (без объема арматуры и полостей); $n_л$ — количество литников, питающих деталь.

Однако оптимальные размеры литниковой системы, обеспечивающие высокое качество прессуемых деталей, возможно устанавливать лишь на основании методов, учитывающих реологические свойства

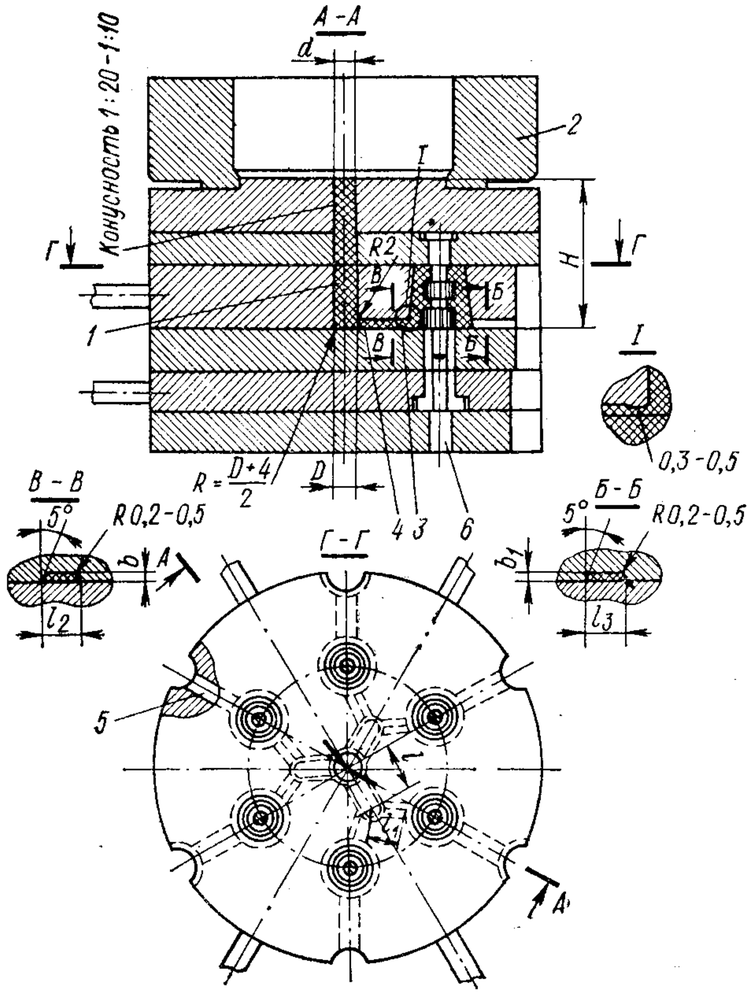



Рис. IX.10. Литниковая система многогнездной пресс-формы:

*1* — основной литник; *2* — загрузочная камера; *3* — впускной литник; *4* — разводящий литник; *5* — вентиляционный канал; *6* — выталкиватель

полимеров. Рассмотрим один из таких методов. Предварительно необходимо установить реологические характеристики реактопластов и получить кривые течения (например, на сдвоенном капиллярном вискозиметре с автоматической записью зависимости напряжения сдвига от скорости сдвига).

На графике (рис. IX.11) приведены результаты исследования прессматериалов марок К-18-2, К-214-2, К-124-38, К-21-22, К-211-3,



АГ-4, ДСВ и др. При этом прессматериалы с длинными волокнистыми наполнителями (такие, как АГ-4, ДСВ-2Р-2М) имеют большую вязкость и большой показатель степени (соответствующие кривые располагаются в верхней части графика и под большим углом). Полученный обобщенный реологический график можно положить в основу расчета литниковых каналов пресс-форм.

Для расчета сложную литниковую систему разбивают на участки с постоянной геометрической формой, например цилиндрический, конический, прямоугольный, щелевой и т. д., а затем находят объемный секундный расход расплава для каждого участка. Зная скорость движения поршня пресса в момент прессования и радиус литьевого штока, объемный секундный расход можно рассчитывать по уравнению

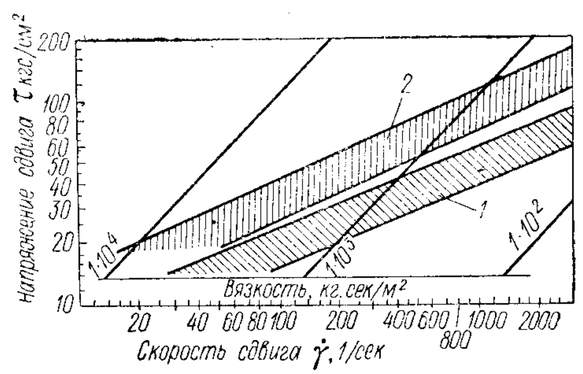



Рис. IX.11. Обобщенный реологический график кривых течения прессматериалов при пресс-литье:

*1* — прессматериалы порошкообразные; *2* — прессматериалы волокнистые

$$Q = \frac{v\pi R_ш^2}{c}, \qquad (IX.1)$$

где $v$ — скорость движения подвижной плиты пресса в момент прессования в *см/сек*; $c$ — количество литников на данном участке; $R_ш$ — радиус штока в *см*.

По величине объемного секундного расхода находят градиенты скоростей сдвига по участкам. Градиент скорости сдвига в цилиндрическом канале рассчитывают по уравнению

$$\dot{\gamma}_ц = (n+3)\frac{Q}{\pi R^3}, \qquad (IX.2)$$

где $R$ — радиус литникового канала в *см*; $n$ — показатель степени реологического уравнения в форме степенного закона.

Подставив значение $Q$ из уравнения (IX.1), получим

$$\dot{\gamma}_ц = \frac{(n+3)R_ш^2 v}{R^3 c}. \qquad (IX.3)$$

Далее используется уравнение напряжения сдвига на стенке цилиндрического канала с учетом входного поправочного коэффициента

$$\tau = \frac{\Delta p_ц R}{2L_э}, \qquad (IX.4)$$

$$L_э = L + kR, \qquad (IX.5)$$

где $L_э$ — эффективная длина литникового канала с учетом входного эффекта; $L$ — фактическая длина литника в *см*; $k$ — входной поправочный коэффициент.

Перепад давления в цилиндрическом участке литниковой системы устанавливают, определив значение $\tau$ из рис. IX.11:

$$\Delta p_ц = \frac{2\tau L_э}{R}. \qquad (IX.6)$$

Подставив вместо $\tau$ его значение из уравнения степенного закона

$$\dot{\gamma} = m\tau^n, \qquad (IX.7)$$

а вместо $\dot{\gamma}$ его значение из уравнения (IX.3), получим уравнение для расчета перепада давления на цилиндрическом участке литниковой системы

$$\Delta p_ц = 2L_э\left(\frac{n+3}{\pi m}\frac{1}{R^{n+3}}\right)^{\frac{1}{n}} Q^{\frac{1}{n}}. \qquad (IX.8)$$

Перепад давления по данному уравнению можно рассчитать без использования графической зависимости.

Значения коэффициентов $m$ найдены экспериментально методом двух капилляров: для фенопластов с органическим наполнителем $m = 20 \div 22$, для фенопластов с минеральным наполнителем $m = 16 \div 18$, для прессматериалов с волокнистым наполнителем $m = 24 \div 26$. В тех случаях, когда на входе данного участка литникового канала сечение или направление скорости резко не меняется, то величину $m$ можно принять равной нулю.

Радиус литникового канала в *см* выбирается на основании расчета уравнения вида

$$R = A + B\frac{G}{c}, \qquad (IX.9)$$

где $G$ — навеска прессматериала в *г*; $c$ — количество литников; $A$, $B$ — постоянные коэффициенты.

Для распределительных литников круглого сечения $A = 2{,}45$; $B = 0{,}012$. Для впускных $A = 1$; $B = 0{,}014$.

Длину литника выбирают конструктивно из чертежа формы.

Значения коэффициента $k$ и показателя степени $n$ находят, используя формулы (IX.5) и (IX.7), в которые входят параметры, определяемые по обобщенному реологическому графику (рис. IX.11).

Для пресспорошков $k = 2{,}3 \div 3{,}8$ и $n = 0{,}38$, а для волокнистых материалов $k = 3{,}5 \div 5{,}5$ и $n = 0{,}4$. При этом расчеты производят с учетом верхнего и нижнего значений коэффициента $k$ и таким образом определяют интервал колебания перепада давления.

Для конического канала круглого сечения можно использовать те же уравнения, приняв

$$\dot{\gamma}_к = \frac{\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2}{2} = \left(\frac{n+3}{2\pi}\right)\left(\frac{R_1^3 + R_2^3}{R_1^3 R_2^3}\right) Q, \qquad (IX.10)$$



где $\dot{\gamma}_1$, $\dot{\gamma}_2$ — значения скоростей сдвига, определяемые по уравнению (IX.3) для участков с радиусом соответственно $R_1$ и $R_2$.

Используя уравнения (IX.6), (IX.7) и (IX.10), получим

$$\Delta p_к = 2\frac{L_э}{R_{ср}}\left[\frac{n+3}{2\pi m}\left(\frac{R_1^3 + R_2^3}{R_1^3 R_2^3}\right)\right]^{\frac{1}{n}} Q^{\frac{1}{n}}, \qquad (IX.11)$$

где $R_{ср}$ — средний радиус конического канала; $R_1$, $R_2$ — соответственно наименьший и наибольший радиусы канала.

Значение $R_1$ находят по уравнению (IX.9), а значение радиуса $R_2$ — по тому же уравнению, но с учетом уклонов. Для конических литников круглого сечения уклон выбирают в пределах $1 : 10 \div 1 : 20$.

Используя известные уравнения для напряжения и скорости сдвига, получаем уравнение, по которому рассчитывается перепад давления в прямоугольном распределительном литнике

$$\Delta p_{пр} = 2\frac{L_э(w+H)}{wH}\left[\frac{2(n+2)}{(w+H)H^2}\right]^{\frac{1}{n}} Q^{\frac{1}{n}}, \qquad (IX.12)$$

где $w$ и $H$ — ширина и высота прямоугольного канала. Значение $H$ находят по уравнению (IX.9), заменяя в нем $R$ на $H$ (для прямоугольных распределительных литников $A = 3{,}1$; $B = 0{,}015$; ширина литника находится как $w = 2H$).

Перепад давления в щелевых впускных каналах, имеющих прямоугольное поперечное сечение при $w \gg H$, рассчитывают по формуле, полученной по указанной выше методике:

$$\Delta p_щ = 2\frac{L_э}{H}\left[\frac{2(n+2)}{mwH^2}\right]^{\frac{1}{n}} Q^{\frac{1}{n}}. \qquad (IX.13)$$

Высоту щелевого литника $H$ находят по уравнению (IX.9), также заменяя в нем $R$ на $H$ (для впускных щелевых литников $A = 0{,}67$; $B = 0{,}009$; ширину впускного литника $w$ находят из отношения $w = 6H$). При необходимости скорость сдвига в щелевом канале может быть определена по следующей формуле:

$$\dot{\gamma}_щ = 2(n+2)\frac{Q}{wH^2}. \qquad (IX.14)$$

Кольцевой канал с наружным и внутренним радиусами $R_0$ и $R_i$ приближенно рассматриваем как плоскую щель (приближение достаточно точно при $\frac{R_0}{R_i} < 10$) с шириной $w = \pi(R_0 + R_i)$ и высотой $H = R_0 - R_i$. Тогда перепад давления можно рассчитать по видоизмененному уравнению (IX.13)

$$\Delta p_{кол} = 2\frac{L_э}{R_0 - R_i}\left[\frac{2(n+2)}{\pi m(R_0 + R_i)(R_0 - R_i)^2}\right]^{\frac{1}{n}} Q^{\frac{1}{n}}. \qquad (IX.15)$$

Толщину кольцевого зазора $H$ вычисляют по уравнению (IX.9), заменяя $R$ на $H$ (значения коэффициентов $A$ и $B$ выбираются, как для впускного литника, $A = 0{,}67$; $B = 0{,}009$; радиус кольцевого литника $R_i$ определяется размером детали, а $R_0 = R_i + H$).

В тех случаях, когда общее расчетное удельное давление больше допустимого (900—1000 *кгс/см*$^2$), по уравнениям (IX.11) — (IX.15) производят пересчет длины литникового канала, задавшись определенным удельным давлением или перепадом давления на отдельных участках литниковой системы.

Рассмотренный метод расчета литниковых систем основывается на ряде существенных допущений. Основное из них — отсутствие пристенного скольжения. Однако из практики известно, что скорости пристенного скольжения при переработке реактопластов достаточно велики. Расход материала через канал определяется с точностью до 5—6% только скоростью пристенного скольжения (объемное течение по существу отсутствует). Таким образом, разработанные пока расчетные формулы в данном случае дают только приближенные результаты. В то же время использование их в расчете литниковых систем при переработке термопластов (см. гл. X) или в гидродинамических расчетах экструзионного формующего оборудования (см. гл. XI) позволяет получить достаточно точные результаты.

Обычно расчет литниковой системы заканчивают определением размеров (площади поперечного сечения $F_в$) вентиляционных каналов для удаления воздуха из полости формы. Это делается по формуле

$$F_в = \frac{0{,}05V_д}{n_в}.$$

где $V_д$ — см. стр. 293; $n_в$ — конструктивно определяемое количество вентиляционных каналов для данной детали.

### Расчет размеров направляющих колонок, втулок и разъемных приспособлений

Направляющие колонки и втулки — это детали конструктивного назначения, с помощью которых осуществляется взаимодействие частей пресс-формы.

Направляющие колонки применяются: для направления пуансона при его заходе в обойму; для направления движения выталкивающей системы. В обоих случаях длину колонок следует определять конструктивно, руководствуясь длиной пуансона (с припуском 5—10 *мм*) или величиной необходимого хода выталкивания, величиной толщины плит и толщины упора.

Размеры направляющих втулок к колонкам зависят от последних. Высота втулки должна лежать в пределах 1,5—2 ее внутреннего диаметра.

Разъемные приспособления применяются для съемных пресс-форм. Рассчитываться должны длины колонок разъемных приспособлений. Расчетные формулы зависят от типа пресс-форм и количества плоскостей разъема. Например, для пресс-формы с двумя плоскостями разъема, приспособление для которой показано на рис. IX.12, формулы для $H$ и $h$ (в *мм*) имеют вид:

$$H_1 = h_1 + 5;\ H_2 = h_1 + h_2 + h_4 + 10;\ H_3 = h_5 + 10;$$

$$H_4 = h_1 + h_2 + h_5 - h_3 + 15.$$

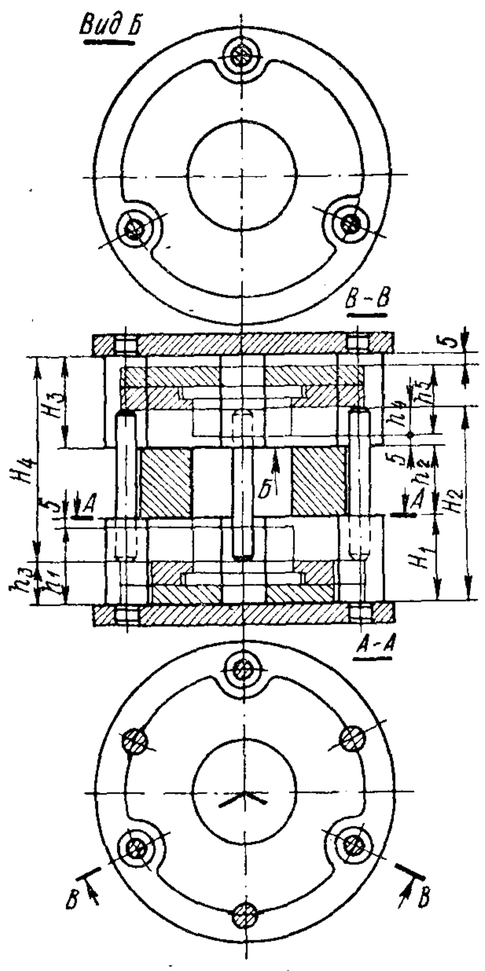



Рис. IX.12. Приспособление для разъема съемной пресс-формы (к расчету длины колонок $H_1 - H_4$)

В заключение необходимо напомнить обязательное правило: при проектировании пресс-формы максимальные ее размеры, присоединительные и установочные элементы должны быть тщательно согласованы с соответствующими размерами и элементами оборудования (визуальным осмотром — если проектирование ведется для определенной установленной машины или изучением паспортных данных машин).

## § 3. РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ФОРМ

В этом параграфе приведена общая методика расчета исполнительных размеров форм для прессования. Понятие исполнительный размер относится к размерам оформляющей полости формы и означает окончательный размер оформляющего пластмассовую деталь элемента формы, который должен быть выполнен при изготовлении формы, чтобы при ее эксплуатации выпускались пластмассовые детали требуемого качества и точности. Общие формулы, приведенные ниже, даны для размеров, оформляемых в одной части формы.

### Расчет исполнительных размеров гладких элементов форм

В расчете приняты следующие условные обозначения:

$P_м$ ($P_п$) — исполнительный размер матрицы (пуансона) формы;

$\Delta_{изг}$ — допуск на неточность изготовления элементов формы (матриц и пуансонов);

$\Delta_{изн}$ — допуск на износ элементов формы (матриц и пуансонов);

$P_в$ ($P_о$) — номинальный размер пластмассовой детали — вала (отверстия);

$\delta_в$ ($\delta_о$) — допуск на изготовление размера пластмассовой детали—вала (отверстия);

$Q$ — коэффициент расчетной усадки материала;

$\Delta Q$ — колебание величины расчетной усадки материала.

Индексы max, min, *ср*, *д*, представленные у соответствующих величин, указывают на максимальное, минимальное, среднее и действительное значение этих величин.

Основные расчетные формулы:

для исполнительного размера матрицы

$$P_м = \left(P_{в.\,ср} + P_{в.\,ср}Q_{ср} - \frac{\Delta_{изг}}{2}\right)^{+\Delta_{изг}}; \qquad \text{(IX.16)}$$

для исполнительного размера пуансона

$$P_п = \left(P_{о.\,ср} + P_{о.\,ср}Q_{ср} + \frac{\Delta_{изг}}{2}\right)_{-\Delta_{изг}}. \qquad \text{(IX.17)}$$

Если использовать известные соотношения, имеющие место при предельном назначении допусков на размеры деталей

$$P_{в.\,ср} = P_в - \frac{\delta_в}{2};\ P_{о.ср} = P_о + \frac{\delta_о}{2};$$

$$Q_{ср} = Q_{\max} - \frac{\Delta Q}{2} = Q_{\min} + \frac{\Delta Q}{2},$$

где $\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min}$, то формулы (IX.16) и (IX.17) могут быть преобразованы так, чтобы их слагаемыми были номинальные размеры пластмассовых деталей и в них входили предельные значения коэффициентов усадки материала.

Из формулы (IX.16) получаем $P_{м\,\min} = P_м$; $P_{м\,\max} = P_м + \Delta_{изг}$, а из формулы (IX.17) $P_{п\,\max} = P_п$; $P_{п\,\min} = P_п - \Delta_{изг}$.

Размеры предельно изношенных матриц и пуансонов, в соответствии с принятыми основными положениями уточненной методики, оказываются равными

$$P_{м.\,изн} = P_{м\,\max} + \frac{\Delta_{изг}}{2} = P_м + \frac{3}{2}\Delta_{изг};$$

$$P_{п.изн} = P_{п\min} - \frac{\Delta_{изг}}{2} = P_п - \frac{3}{2}\Delta_{изг}.$$

Чтобы изготовление пластмассовых деталей осуществлялось без размерного брака, должны соблюдаться следующие неравенства, решение которых является проверкой правильности расчета исполнительных размеров форм:

для пластмассовой детали—вала (новая матрица)

$$\left.\begin{aligned} P_{м\,\min} - P_в Q_{\max} &> P_{в\,\min};\\ P_{м\,\max} - P_в Q_{\min} &< P_{в\,\max}; \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.18)}$$



для пластмассовой детали — вала (изношенная матрица)

$$\left.\begin{aligned} P_{м\,\min} - P_в Q_{\max} &> P_{в\,\min};\\ P_{м.\,изн} - P_в Q_{\min} &\leqslant P_{в\,\max}; \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.19)}$$

для пластмассовой детали—отверстия (новый пуансон)

$$\left.\begin{aligned} P_{п\,\min} - P_о Q_{\max} &> P_{о\min};\\ P_{п\,\max} - P_о Q_{\min} &< P_{о\max}; \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.20)}$$

для пластмассовой детали—отверстия (изношенный пуансон)

$$\left.\begin{aligned} P_{п\,изн} - P_о Q_{\max} &\geqslant P_{о\,\min};\\ P_{п\,\max} - P_о Q_{\min} &< P_{о\,\max}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.21)}$$

Благодаря применению данной схемы расчета поле рассеивания размеров пластмассовых деталей по заданному полю допуска распределяется равномерно и так, что центр группирования размеров в партии изготовленных деталей совпадает с серединой поля допуска. Таким образом, с большой вероятностью гарантируется, что наибольшее число деталей партии имеет размеры, совпадающие или близкие к значению $\bar{X}$. Практически это в значительной степени обеспечивается еще и тем, что большинство партий материалов выпускается с показателями коэффициентов усадки, близкими к $Q_{ср}$. Отмеченное выше относится к изготовлению деталей в новых формах.

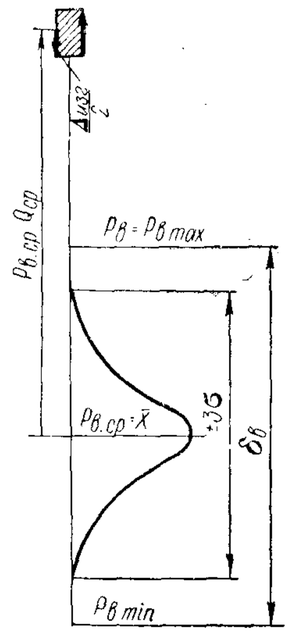



Рис. IX.13. Схема к расчету исполнительного размера формы для прессования

По мере износа форм при прессовании происходит некоторое изменение положения среднего размера $\bar{X}$, что приводит к незначительному смещению поля рассеивания размеров, однако всегда при этом выполняются требования неравенств (IX.19) и (IX.21), благодаря чему осуществляется изготовление деталей без размерного брака (рис. IX.13). При переработке термопластов литьем под давлением, используя методику расчета исполнительных размеров форм для литья под давлением (см. гл. X), их износ практически можно не учитывать.

Расчет исполнительных размеров форм даже для простых деталей оказывается достаточно трудоемким и сложным. Поэтому необходимо заранее определять реальность заданных условий, т. е. возможность изготовления пластмассовой детали определенной точности из заданного материала в форме данной конструкции. Для этого надо исходить из следующих положений. Допуск на изготовление пластмассовой детали (вала или отверстия) зависит в основном

от колебания усадки материала, неточности изготовления и износа деталей формы. Если влияние усадки на изменение размеров деталей (допуск размеров на усадку) выразить величиной $\delta_{yc_{в,\,о}}$, а влияние неточности изготовления и износа деталей формы — величиной $k = f(\Delta_{изг})$, то в общем случае заданный допуск размера $\delta_{в,\,о}$ будет выполним при соблюдении неравенства вида:

$$k \leqslant \frac{\delta_{в,о}}{\delta_{yc_{в,о}}}, \qquad \text{(IX.22)}$$

где

$$\delta_{yc_{в,\,о}} = P_{в,\,о}\Delta Q.$$

Индекс *в, о* означает, что соответствующее выражение может относиться как к детали—валу, так и к детали с отверстием.

Неравенство (IX.22) превращается в равенство при некотором наименьшем значении $\delta_{в,\,о}$. Одновременно коэффициент $k$ получает также определенное наименьшее значение (в зависимости от величины разных классов точности), так как допуск размеров на усадку $\delta_{yc_{в,\,о}}$ при заданных номинальных значениях размеров и данном материале детали не изменяется. Следовательно,

$$k_{\min} = \frac{\delta_{в,о\,\min}}{\delta_{yc_{в,\,о}}}.$$

Наименьшее предельное значение $\delta_{в,\,о\,\min}$ определяется из условий, при которых неравенства (IX.19) и (IX.21) становятся равенствами

$$P_{м.\,изн} - P_в Q_{\min} = P_{в\,\max};$$
$$P_{п.\,изн} - P_о Q_{\max} = P_{о\,\max}.$$

После ряда преобразований, учитывая предельное расположение полей допусков, оба равенства приводят к следующей простой формуле:

$$\delta_{в,\,о\min} \cong \delta_{yc_{в.о}} + 2\Delta_{изз}.$$

При заданных условиях (допуск размера, колебание усадки материала, допуск на изготовление размера форм) неравенство (IX.22) дает определенное решение:

$$k^{д} = \frac{\delta^{д}_{в,о}}{\delta^{д}_{yc_{в,о}}}.$$

Таким образом, при конструировании форм, сравнивая значение $k^{д}$ с величиной $k_{\min}$, подсчитанной для различных исходных данных, можно убедиться в нереальности ($k^{д} < k_{\min}$) или реальности ($k^{д} \geqslant k_{\min}$) задания, и только в последнем случае можно производить расчет исполнительных размеров форм. При $k^{д} \geqslant k_{\min}$ заданное поле допуска размера пластмассовой детали используется частично, возникает определенный «запас точности» на изготовление детали

$$\gamma = k^{д} - k_{\min}.$$



Величина $\gamma$ оказывается минимальной, т. е. поле допуска размера используется наиболее полно, при назначении величин допусков по группам точности ГП (см. гл. VII).

В табл. IX.5 приведены значения $k_{\min}$ для диапазона размеров 1—500 *мм* при условии переработки пластмасс с $\Delta Q = 0{,}004$ в формах, детали которых изготовляются с допусками 3-го класса точности ОСТ. Из таблицы видно, что для размеров до 80 *мм* на границах интервалов имеют место существенные скачки значений $k_{\min}$. Это объясняется соответствующим скачкообразным изменением значений $\Delta_{изг}$. Для размеров свыше 80 *мм* такие скачки практически незаметны. В каждом интервале размеров даны два значения $k_{\min}$: большее относится к нижней границе интервала, меньшее — к верхней. Различие объясняется разной величиной $\delta_{yc_{в,\,о}}$ для граничных значений номинальных размеров. В общем конкретному номинальному размеру внутри интервала соответствует определенное значение, лежащее внутри табличных значений. Поскольку на каждом предприятии проектируется и изготовляется сравнительно ограниченная номенклатура деталей, ограниченным оказывается также и ряд номинальных размеров пластмассовых деталей.

*Таблица IX.5*

**Значения коэффициентов $k_{\min}$ для разных интервалов номинальных размеров**

| Интервалы в *мм* | $k_{\min}$ | Интервалы в *мм* | $k_{\min}$ |
|---|---|---|---|
| Св. 1 до 3 | 11,00—4,35 | Св. 50 до 80 | 1,60—1,35 |
| » 3 » 6 | 5,15—3,10 | » 80 » 120 | 1,40—1,30 |
| » 6 » 10 | 3,50—2,50 | » 120 » 180 | 1,30—1,20 |
| » 10 » 18 | 2,75—2,00 | » 180 » 260 | 1,20—1,17 |
| » 18 » 30 | 2,25—1,75 | » 260 » 360 | 1,17—1,14 |
| » 30 » 50 | 1,80—1,50 | » 360 » 500 | 1,14—1,12 |

То же относится и к номенклатуре перерабатываемых в данном производстве пластмасс. Для ограниченного ряда номинальных размеров легко вычислить таблицу значений $k_{\min}$ с учетом установленного и экономически оправданного класса точности для $\Delta_{изг}$. В табл. IX.6 показано, как изменяются значения $k_{\min}$ для одного и того же номинального размера 60 *мм* при изготовлении деталей из пластмасс с различным колебанием усадки $\Delta Q$, но при постоян-

*Таблица IX.6*

**Значения коэффициента $k_{\min}$ для разных величин колебания расчетной усадки пластмасс $\Delta Q$**

| $\Delta Q$ | $k_{\min}$ | $\Delta Q$ | $k_{\min}$ |
|---|---|---|---|
| 0,0040 | 1,50 | 0,0025 | 1,80 |
| 0,0035 | 1,60 | 0,0020 | 2,00 |
| 0,0030 | 1,65 | 0,0010 | 3,00 |

ном $\Delta_{изг}$. Значения $k_{\min}$ в табл. IX.5 и IX.6 приводятся с некоторым округлением.

Достоинством предложенной методики расчета исполнительных размеров форм является гарантированное изготовление деталей с наиболее вероятными средними значениями заданных размеров. Одновременно обеспечивается необходимое взаимное расположение полей рассеивания сопрягаемых деталей (вала и отверстия), изготовляемых в двух (или более) разных формах. Изложенная методика расчета принципиально может быть распространена на любые размерные элементы деталей из неметаллических материалов.

### Расчет исполнительных размеров резьбовых знаков и колец

В расчете приняты следующие условные обозначения:

$d$, $d_2$, $d_1$ — наружный, средний и внутренний диаметры резьбы;
$d_к$, $d_{зн}$ — диаметры кольца и знака;
$\Delta D$ — допуск на усадку наружной резьбы;
$\Delta D_{\min}$ — припуск на минимальную усадку внутренней резьбы;
$S$, $S_ф$ — номинальный и корректированный на величину усадки шаг;
$Q$, $\Delta Q$ — усадка и колебание усадки материала;
$\delta_1$ — суммарная погрешность изготовления резьбы;
$\delta_{SQ}$, $\delta_{S\Delta Q}$ — погрешность шага резьбы, вызванная соответственно усадкой и колебанием усадки;
$\delta d$ — погрешность за счет рассеивания размеров собственно среднего диаметра резьбы, вызванная колебанием усадки.

Рассмотрим основные расчетные формулы.

Для расчета шага резьбы с коррекцией на величину средней усадки:

$$S_ф = S\left(1 + Q - \frac{\Delta Q}{2}\right).$$

Для расчета шага резьбы без коррекции: $S_ф = S$.



Для расчета диаметров резьбы с корректированным шагом:

$$\left.\begin{aligned} d_к &= d + \Delta D - (\delta_1 + \delta_{S\Delta Q});\\ d_{2к} &= d_2 + \Delta D - (\delta_1 + \delta_{S\Delta Q});\\ d_{1к} &= d_1 + \Delta D - (\delta_1 + \delta_{S\Delta Q}); \end{aligned}\right\} \quad \text{(IX.23)}$$

$$\left.\begin{aligned} d_{зн} &= d + \Delta D_{\min} + \delta_1 + \delta_{S\Delta Q};\\ d_{2зн} &= d_2 + \Delta D_{\min} + \delta_1 + \delta_{S\Delta Q};\\ d_{1зн} &= d_1 + \Delta D_{\min} + \delta_1 + \delta_{S\Delta Q} \end{aligned}\right\} \quad \text{(IX.24)}$$

(в формулах (IX.23) и (IX.24) $\Delta D = dQ$; $\Delta D_{\min} = d(Q - \Delta Q)$, а значения $\delta_1$ и $\delta_2$ определяются по данным гл. VII).

Для расчета диаметров резьб с номинальным шагом:

при длине свинчивания $l \leqslant 0{,}577d$

$$\left.\begin{aligned} d_к &= d + \Delta D - (\delta_1 + \delta_{SQ} - \delta_{S\Delta Q});\\ d_{2к} &= d_2 + \Delta D - (\delta_1 + \delta_{SQ} - \delta_{S\Delta Q});\\ d_{1к} &= d_1 + \Delta D - (\delta_1 + \delta_{SQ} - \delta_{S\Delta Q}); \end{aligned}\right\} \quad \text{(IX.25)}$$

при длине свинчивания $l > 0{,}577d$

$$\left.\begin{aligned} d_к &= d + \Delta D - \left(\delta_1 + \delta_{SQ} - \frac{1}{2}\delta d\right);\\ d_{2к} &= d_2 + \Delta D - \left(\delta_1 + \delta_{SQ} - \frac{1}{2}\delta d\right);\\ d_{1к} &= d_1 + \Delta D - \left(\delta_1 + \delta_{SQ} - \frac{1}{2}\delta d\right) \end{aligned}\right\} \quad \text{(IX.26)}$$

(в формулах (IX.25) и (IX.26) значения $\delta_{SQ}$ и $\delta d$ определяются по данным гл. VII).

При любых длинах свинчивания

$$d_{зн} = d + \Delta D_{\min} + \delta_1 + \delta_{SQ};$$
$$d_{2\,зн} = d_2 + \Delta D_{\min} + \delta_1 + \delta_{SQ};$$
$$d_{1\,зн} = d_1 + \Delta D_{\min} + \delta_1 + \delta_{SQ}.$$

## § 4. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ФОРМ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет деталей форм на прочность производится по весьма упрощенной схеме, в основе которой использование теоремы Лямэ. Расчет выполняется лишь для наиболее ответственных деталей форм, подверженных действию значительного по величине внутреннего давления, которое развивается при прессовании пластмасс в оформляющей полости формы. Такими деталями являются матрицы и обоймы матриц.

Толщина стенок круглых матриц и обойм рассчитывается по следующей формуле (рис. IX.14, *а*):

$$s = r\left(\sqrt{\frac{\sigma_в + 0{,}4p_0}{\sigma_в - 1{,}3p_0}} - 1\right),$$

где $s$ — толщина стенки в *см*; $r$ — радиус оформляющего гнезда в *см*; $p_0$ — удельное давление прессования в *кгс/см²*; $\sigma_в$ — допускаемое напряжение на растяжение, принимаемое равным 800—1000 *кгс/см²*.

При ориентировочных подсчетах толщину стенок матриц или обойм можно определять по формуле

$$s = \frac{d}{2}\frac{p_0}{\sigma_в}\frac{h}{H},$$

где $d$ — внутренний диаметр матрицы или обоймы; $h$ — высота оформляющей камеры; $H$ — высота матрицы или обоймы.

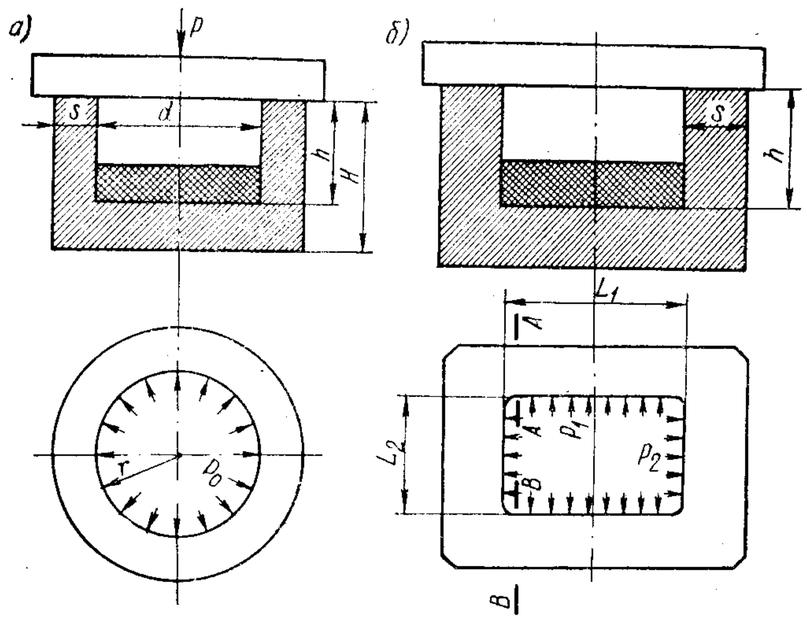



Рис. IX.14. Схемы действия сил на стенки матрицы (к расчету на прочность)

Расчет пресс-форм для прямого прессования с двумя пуансонами, когда обойма представляет собой полый цилиндр со сквозным отверстием и $h = H$,

$$s = \frac{d}{2}\frac{p_0}{\sigma_в}.$$

Величина допускаемого напряжения $\sigma_в$ зависит от применяемой стали, а также от величины коэффициента запаса прочности. При четырехкратном запасе прочности, желательном для обойм и загрузочных камер пресс-форм, величина допускаемого напряжения для легированной стали может достигать 2000 *кгс/см²*.

В практике конструирования пресс-форм встречаются случаи, когда внутренний и наружный диаметры обойм загрузочных камер и матриц определяются конструктивно. Это вызывает необходимость



проверки указанных деталей на прочность, что можно сделать по формуле

$$\frac{p_0(R^2 + r^2)}{R^2 - r^2} \leqslant \sigma_в,$$

где $p_0$ — удельное давление внутри обоймы или камеры в *кгс/см²*; $R$ — радиус наружного контура обоймы в *см*; $\sigma_в$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала обоймы или камеры в *кгс/см²*; $r$ — внутренний радиус обоймы в *см*.

Если действительное напряжение в камере или обойме окажется больше допускаемого $\sigma_в$, то необходимо увеличить наружный диаметр обоймы.

Стенки матриц или обойм прямоугольной формы проверяются в опасных сечениях $A$—$A$ или $B$—$B$ (см. рис. IX.14, *б*) по формуле

$$\frac{P_2}{2F} + \frac{M}{W} \leqslant \sigma_в,$$

где $P_2$ — растягивающее усилие в *кгс*; $F$ — площадь сечения стенки в *см²*; $M$ — изгибающий момент в *кгс·см*; $W$ — момент сопротивления сечения стенки в *см³*; $\sigma_в$ — допускаемое напряжение, принимаемое равным 300—400 *кгс/см²*.

Растягивающее усилие $P_2$ определяется по формуле

$$P_2 = p_0 h L_2,$$

где $p_0$ — удельное давление прессования в *кгс/см²*; $h$ — высота оформляющей полости; $L_2$ — меньшая сторона оформляющего гнезда.

Площадь сечения стенки подсчитывается по формуле $F = h's$, где $h'$ — высота наружной стенки матрицы или обоймы.

Изгибающий момент $M$ определяется по формуле $M = \frac{P_1 L_1}{12}$, где $L_1$ — длина большой стороны оформляющего гнезда; $P_1 = p_0 L_1 h$ — усилие, действующее на большую сторону.

Момент сопротивления $W$ сечения стенки вычисляется по формуле $W = \frac{hs^3}{6}$.

Приведенный расчет прямоугольных матриц и обойм является упрощенным, поскольку такая конструкция фактически представляет собой статически неопределимую систему. Однако расчеты показывают, что получаемые результаты имеют достаточную для практики точность.

## § 5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ФОРМ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ

Тепловой расчет форм для прессования производится с целью обеспечения равномерного температурного поля в оформляющих деталях. Для этого в специальные плиты обогрева вставляются нагреватели различной конструкции и принципа действия. Тепловой

расчет позволяет определить необходимое количество или конструктивные размеры нагревательных элементов, их мощность.

Экспериментами установлено, что процесс прессования термореактивных пластмасс является экзотермическим, причем количество выделяемого тепла сравнительно невелико (7,5—12 *ккал* на 1 *кг* прессматериала). Поэтому внешние источники тепла должны полностью обеспечивать равномерное и по возможности стационарное поле по всему объему пресс-формы.

Учитывая, что наибольшее распространение на производстве получил электрический обогрев форм, рассмотрим методику соответствующего теплового расчета, следуя В. А. Веселову.

Существующий метод расчета пресс-форм, при котором общая мощность нагревательных элементов определяется в зависимости от массы пресс-формы (20—40 *вт* на 1 *кг* пресс-формы), следует считать неверным, потому что пресс-формы одного и того же веса могут иметь различные поверхности и соответственно требовать различного расхода электроэнергии для своего обогрева. Кроме того, мощности отдельных нагревателей должны определяться также в зависимости от обслуживаемой ими поверхности, а не путем деления общей мощности на число гнезд нагревателей.

Тепловой расчет пресс-формы разделяется на три этапа: определение общей мощности всех нагревательных элементов для периода прессования; определение мощности отдельных нагревательных элементов, обеспечивающих получение однородного температурного поля; определение необходимой мощности нагревательных элементов для разогрева пресс-формы.

Общий расход тепла (в *ккал/ч*) в период прессования может быть подсчитан по уравнению теплового баланса $Q_{общ} = Q_{эл} + Q_{реакц}$, где $Q_{эл}$ — тепло, подведенное к пресс-форме в виде электроэнергии; $Q_{реакц}$ — теплота полимеризации.

Для определения расхода электроэнергии уравнение теплового баланса может быть записано в виде

$$Q_{эл} = Q_{пол} + Q_{с.п} + Q_{о.с} + Q_{б.с} + Q_{пр}, \qquad (IX.27)$$

где $Q_{пол}$ — полезное тепло, расходуемое на нагрев массы; $Q_{с.п}$ — потери тепла в стол пресса; $Q_{о.с}$ — потери тепла в окружающую среду через боковые поверхности и места разъема пресс-формы; $Q_{б.с}$ — потери тепла через болтовое соединение; $Q_{пр}$ — прочие потери (потери тепла при обдувке воздухом, продувке пресс-формы, вынужденных перерывах в работе и пр.).

Основными членами уравнения (IX.27) являются три первых члена правой части равенства, которые могут быть определены с достаточной для практических расчетов точностью. Определение прочих потерь является задачей менее определенной: поскольку последние два члена являются к тому же незначительными по величине, такие приближенные расчеты не внесут существенных изменений в уравнение теплового баланса.



По экспериментальным данным, при различных условиях работы пресс-формы величина прочих потерь колеблется в пределах 10—18% от общего расхода электроэнергии.

Полезное тепло $Q_{пол}$ определяется по зависимости

$$Q_{пол} = cG_д \Delta tz,$$

где $c$ — теплоемкость прессуемого материала в *ккал/кг·град*; $G_д$ — вес одной детали в *кг*; $\Delta t$ — изменение температуры материала в процессе его нагревания в пресс-форме в °С; $z$ — число деталей, изготовляемых в час.

Потери тепла в окружающую среду $Q_{о.с}$ определяются по уравнению

$$Q_{о.с} = Q_б + Q_р,$$

причем

$$Q_б = \alpha_б F_б \Delta t;\ Q_р = \tau_р \sum \alpha_р F_р \Delta t,$$

где $F_б$ — площадь боковой поверхности в $м^2$; $F_р$ — площадь поверхности разъема в $м^2$; $\Delta t$ — разность температур поверхности пресс-формы и окружающей среды в °С; $\tau_р$ — продолжительность раскрытия пресс-формы за 1 *ч* работы в *ч*.

Для матрицы и пуансона эти потери следует считать раздельно, потому что значения $\alpha_р$ и $F_р$ для них различны.

Коэффициент теплоотдачи боковой поверхности

$$\alpha_б = \frac{0{,}535\lambda}{l} (\mathrm{Gr\,Pr})_m^{0{,}286}, \qquad (IX.28)$$

где $l$ — высота расчетной части пресс-формы в *м*; $\mathrm{Gr} = \frac{g\beta\,\Delta t l^3}{\nu^2}$ — критерий Грасгофа; $\beta$ — коэффициент объемного расширения воздуха в $\frac{1}{град}$; $g$ — ускорение силы тяжести, равное 9,81 $м/сек^2$; $\mathrm{Pr} \approx 0{,}7$ — критерий Прандтля; $\lambda$ — коэффициент теплопроводности воздуха в *ккал/м·ч·град*; $\nu$ — коэффициент кинематической вязкости воздуха в $м^2/сек$.

Коэффициент теплоотдачи мест разъема $\alpha_р$ для оформляющей части матрицы может быть найден из зависимости

$$\alpha_р = 0{,}95\frac{\lambda}{h} (\mathrm{GrPr})^{0{,}02}, \qquad (IX.29)$$

где $h$ — высота гнезда матрицы в *м*.

Для горизонтальной плоскости разъема матрицы

$$\alpha_р = 4{,}2\Delta t^{0{,}19}.$$

В уравнениях (IX.28) и (IX.29) все величины, зависящие от температуры, подсчитываются по определяющей температуре,

которая находится как средняя из температур стенки и окружающего воздуха:

$$t_{ср} = \frac{t_{ст} + t_в}{2}.$$

В горизонтальных плоскостях разъема коэффициент теплоотдачи меньше, чем в вертикальных, но учитывая, что пуансон имеет периодическое поступательное движение и обдувается холодным воздухом, коэффициент теплоотдачи для него может быть увеличен и принят равным коэффициенту теплоотдачи вертикальных стенок (10—12 *ккал/м²·ч·град*).

Определение потерь тепла в стол пресса $Q_{с.\,п}$ для случая, если между пресс-формой и столом пресса проложена однородная прокладка, сводится к подсчету по уравнению теплопроводности через однослойную стенку

$$Q_{с.\,п} = 2F_0 \frac{\lambda_{пр}}{s_{пр}} \Delta t,$$

где $F_0$ — поверхность соприкосновения пресс-формы со столом пресса в *м²*; $\lambda_{пр}$ — коэффициент теплопроводности прокладки под давлением в *ккал/м·ч·град*; $s_{пр}$ — толщина прокладки в *м*; $\Delta t$ — разность температур пресс-формы и стола пресса в °С. Коэффициент 2 учитывает потери тепла в результате соприкосновения пуансона и матрицы со столом пресса.

Если между пресс-формой и столом пресса положена теплоизоляционная плита, то потери тепла в стол пресса

$$Q_{с.\,п} = Q_м + Q_{ост},$$

где $Q_м$ — тепло, которое пройдет через металл решетки теплоизоляционной плиты; $Q_{ост}$ — тепло, которое пройдет через остальную часть решетки.

Тепло, прошедшее через металлическую часть изоляционной плиты, может быть подсчитано из условия теплопроводности многослойной стенки (после упрощений):

$$Q_м = F_м \Delta t \frac{\lambda_{пр}}{2s_{пр}}.$$

Через остальную часть решетки тепло будет передаваться и теплопроводностью ($Q_т$) и лучеиспусканием ($Q_л$). Следовательно,

$$Q_{ост} = Q_т + Q_л.$$

Поверхность соприкосновения пресс-формы со столом пресса составляет 15—25% от ее общей поверхности, и, если принять коэффициент теплоотдачи в стол пресса, равным коэффициенту теплоотдачи от боковых поверхностей, будем иметь тепловой запас порядка 7,5—12% на пресс-форму, по сравнению с точным учетом расхода тепла в стол пресса обеспечивающий бесперебойную работу



пресс-форм при снижении напряжения в сети и т. д. Тогда общие потери тепла могут быть подсчитаны по одной формуле

$$Q_{пот} = \alpha F_{полн} \Delta t,$$

где $\alpha$ — общий коэффициент теплоотдачи в *ккал/м²·ч·град*; $F_{полн}$ — полная поверхность пресс-формы в *м²*.

Потери тепла болтовым соединением определяются из выражения

$$Q_{б.\,с} = \frac{\lambda_{бт}}{l} F_{бт} \Delta t + \alpha_{бт} F_{б.\,бс} \Delta t_1,$$

где $\lambda_{бт}$ — коэффициент теплопроводности материала болта в *ккал/м·ч·град*; $l$ — расстояние от верха проушины пресс-формы до стола пресса в *м*; $F_{бт}$ — сечение болта в *м²*; $\Delta t$ — разность температур по длине болта в *град*; $\alpha_{бт}$ — коэффициент теплоотдачи в окружающую среду в *ккал/м²·ч·град*; $F_{б.\,бс}$ — площадь боковой поверхности болтового соединения в *м²*; $\Delta t_1 = \frac{t_п + t_{с.\,п}}{2} - t_{о.\,с}$ — разность между средней температурой болта и температурой окружающей среды ($t_п$ — температура пресс-формы в °С; $t_{с.\,п}$ — температура стола пресса в °С; $t_{о.\,с}$ — температура окружающей среды в °С).

Количество тепла, расходуемое при обдувке пресс-формы воздухом, может быть подсчитано, исходя из норм расхода воздуха на тонну продукции. Часовой расход воздуха на одну пресс-форму

$$V_1 = \frac{V}{G} G_д z,$$

где $V$ — объем воздуха, расходуемого за 1 *ч* в *м³*; $G$ — вес продукции, изготовляемой за 1 *ч* в *кг*; $G_д$ — вес одной детали в *кг*; $z$ — число деталей, изготовляемых в одной пресс-форме за 1 *ч*.

Количество тепла, унесенное при обдувке воздухом, при условии, что он нагревается на $\Delta t$, равно

$$Q_в = V_1 c'_p \Delta t,$$

где $c'_p$ — объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении в *ккал/кг³·град*.

Все эти выражения, входящие в уравнение (IX.27), можно привести к одной зависимости вида

$$Q = \alpha_{усл} F \Delta t, \qquad \text{(IX.30)}$$

где $\alpha_{усл} = \alpha_б [1 + \eta + (0{,}1 \div 0{,}5)]$ — коэффициент использования тепла пресс-формой (оценивается экспериментально); $(0{,}1 \div 0{,}15)$ — коэффициент, учитывающий потери тепла через болтовые соединения при обдувке воздухом и пр.

Все упомянутые расчеты можно проводить упрощенно, пользуясь разработанной для этих целей номограммой (рис. IX.15).

Зная площадь поверхности пресс-формы, разность температур стенки и окружающей среды и условный коэффициент теплоотдачи, по номограмме можно определить расход энергии на нагрев пресс-формы в *кал* или в *квт*. Для определения полезного расхода тепла необходимо установить часовую выработку продукции, увеличение температуры материала изделия в пресс-форме и теплоемкость изделия.

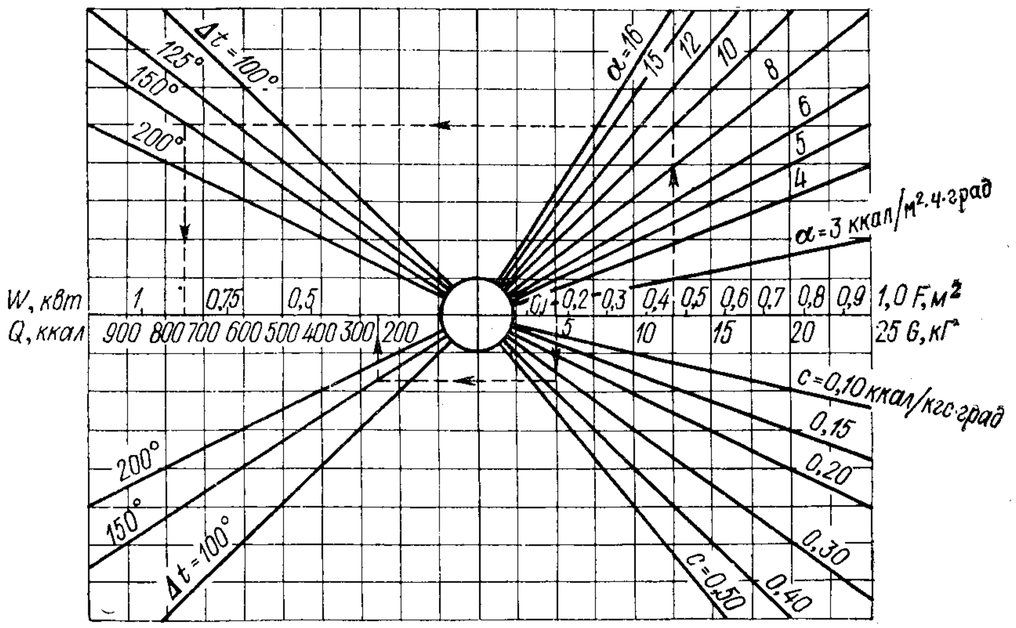



Рис. IX.15. Номограмма для проведения теплового расчета пресс-формы и определения мощности нагревательных элементов

Пользуясь номограммой, также нетрудно определить и мощность каждого нагревательного элемента. Для этого необходимо общую поверхность пресс-формы разбить на составляющие, проводя границы по плоскостям геометрических мест точек минимальных температур между соседними нагревателями. Мощность каждого нагревателя может быть определена по формуле (IX.30), в которой поверхность $F$ соответствует каждой выделенной теплообменной поверхности.

Ввиду того что во время работы напряжение в сети иногда падает, что приводит к перерывам в работе и появлению брака готовой продукции, необходимо найденную величину $Q_{эл}$ увеличить с помощью коэффициента $\varphi$ на 15—20%, что компенсирует также все непредвиденные расходы тепла (сквозняки, сильные морозы и т. п.). Избыток энергии при этом будет исключаться терморегулятором

$$Q_{расх} = Q_{эл}\varphi.$$

При тепловом расчете пресс-формы в период ее разогрева определяемой величиной является время, в течение которого пресс-форма



может нагреться до рабочего состояния. При этом электронагревательные приборы должны давать в час количество тепла $Q_{расх}$. Так как для разогрева пресс-формы требуется тепло $Q_{раз}$, то сопоставляя $Q_{раз}$ с $Q_{расх}$, можно определить время разогрева.

Определение $Q_{раз}$ сводится к подсчету количества тепла, идущего на нагрев массы пресс-формы, и потерь тепла за это же время. Расходом тепла на нагрев нагревателей пренебрегаем из-за его незначительности.

На нагрев массы пресс-формы расходуется

$$Q_{пф} = c_{пф} G_{пф} \Delta t,$$

где $c_{пф}$ — теплоемкость материала пресс-формы в *ккал/кг·град*; $G_{пф}$ — вес пресс-формы в *кг*; $\Delta t$ — разность температур, на которую должна нагреться пресс-форма, в *град*.

Величина $Q_{пф}$ может быть определена по номограмме (рис. IX.15). Таким образом,

$$Q_{раз} = Q_{пф} + \frac{Q_{пот} + Q_{б.\,с}}{2} \tau_{раз},$$

где $\tau_{раз}$ — время разогрева пресс-формы в *ч*.

Отношение тепла, необходимого для разогрева пресс-формы, к теплу, выделяемому нагревательными приборами за час, дает время разогрева:

$$\tau_{раз} = \frac{Q_{пф}}{Q_{эл}\varphi - \frac{Q_{пот} + Q_{б.\,с}}{2}}.$$

Если время разогрева получается слишком большим, то в целях экономии электроэнергии его следует уменьшить за счет некоторого увеличения мощности нагревательных элементов.

В расчетную формулу для определения $Q_{эл}$ рекомендуется вводить увеличивающий поправочный коэффициент $\varphi' = 1{,}8 \div 2{,}0$.

Создаваемый таким образом запас энергии может быть использован при условии, что при достижении рабочих температур часть нагревательных приборов будет выключена во избежание частого включения и выключения терморегуляторов или переключена с параллельного соединения на последовательное.

Тепло, необходимое для нагрева пресс-формы, должно быть выделено электронагревательными приборами, электрическая мощность которых может быть определена из уравнения (в *вт*) $W = \frac{Q_{эл}\varphi}{860}$ в предположении, что мощность каждого нагревательного прибора определяется раздельно.

Мощность нагревателя и количество выделенного им тепла прямо пропорционально сопротивлению проводника, поэтому подбору последнего следует уделять особое внимание.

Весьма перспективным является индукционный обогрев пресс-форм. Его преимущества — малые потери тепла за счет меньшего излучения и конвекции тепла, более равномерное температурное поле и большая возможность точного регулирования температуры. Недостаток этого способа: $\cos\varphi < 1$. Однако в настоящее время этот недостаток преодолевается. При индукционном обогреве в пресс-форме, благодаря индуктору, индуктируется напряжение. Токи, возникающие в пресс-форме, циркулируют так, что возникает сопротивление протеканию тока в индукторе. При этом пресс-форму можно рассматривать в качестве вторичной обмотки трансформатора, состоящей из одного витка, а индуктор — в качестве первичной обмотки.

Во вторичной обмотке образуется тепло, которое вместе с теплом, возникающим вследствие перемагничивания постоянно меняющегося магнитного поля, создают то количество тепла, которое и нагревает пресс-форму до температуры переработки. Вследствие скин-эффекта плотность тока во вторичной цепи непостоянна. Она уменьшается (по закону $e$-функции) от максимума $I_2$ на поверхности металла, охватывающего катушку индуктора, по направлению внутрь пресс-формы. Глубину, на которой плотность тока уменьшается в 2,718 раза (основание натурального логарифма $e$), т. е. до $i = 0{,}368\, I_2$, называют глубиной проникновения $a$. В расчетах условно принимается, что плотность тока на глубине проникновения $a$ имеет постоянное максимальное значение $I_2$.

Индуктор закладывается в паз, который охватывает полость формы (матрицу) или пуансон. Расстояние между стенкой полости формы и стенкой паза должно быть как можно меньше и определяться прочностным расчетом. Укладка индуктора должна обеспечивать легкость его извлечения. Изоляция провода, используемого для изготовления обмотки индуктора, должна выдерживать максимальную температуру индуктора. Индукторная катушка должна плотно сидеть в пазу, иначе большой воздушный зазор между индуктором и пресс-формой, а также между отдельными слоями обмотки ухудшит теплопередачу от индукторной катушки к пресс-форме и может привести к перегреву катушки и разрушению изоляции провода. Чтобы устранить влияние неизбежных зазоров, остающихся все же несмотря на плотную намотку, рекомендуется после посадки катушки в паз залить ее силиконовым лаком (возможно только при температуре до 180° С).

Расчет глубины проникновения $a$ производится по формуле

$$a = 500\sqrt{\frac{\rho}{f\mu}},$$

где $\rho$ — собственное сопротивление материала пресс-формы в *ом* × × *мм²/м* (для железа $\rho = 0{,}12$ *ом·мм²/м*); $f$ — частота рабочего напряжения в *гц* (обычно $f = 50$ *гц*); $\mu$ — относительная магнитная проницаемость материала (зависит от свойств материала, температуры и напряженности поля; при температуре прессования 170° С для легированной стали $\mu = 180$).



Площадь сечения пресс-формы, по которой протекает вторичный ток, равна (в *мм²*) $F = l_0 a$, где $l_0$ — длина паза в пресс-форме в *мм*.

Затем рассчитывается проводимость поверхностного слоя паза, являющегося вторичной цепью (в $ом^{-1}$):

$$G = \frac{F \cdot 10^3}{\rho_{Fe} l_{ср}},$$

где $l_{ср}$ — средняя длина витка.

Число витков индуктора определяется по формуле

$$n = U\sqrt{\frac{G}{3W}},$$

где $U$ — рабочее напряжение в *в* (например, 220 *в*); $W$ — требуемая мощность обогрева в *вт* (определяется из расчета необходимого количества тепла для нагрева пресс-формы).

Полный расчет индуктора должен включать далее определение параметров активного сопротивления первичной и вторичной цепей, толщины катушки, индуктивного сопротивления первичной и вторичной цепей, величины полного сопротивления и коэффициента мощности, допустимой силы тока в индукторной обмотке.

Известен опыт применения полупроводникового нагрева пресс-форм. Полупроводниковый нагрев при правильно сконструированной пресс-форме обеспечивает однородность температурного поля в ее оформляющей части, исключает местные перегревы и недогревы материала, при этом уменьшаются тепловые потери. Появляется возможность нагреватель приблизить к оформляющей полости пресс-формы.

При конструировании пресс-формы с полупроводниковым обогревом следует предельно уменьшать массу пресс-формы и обязательно применять эффективную торцовую и бортовую теплоизоляцию. Однако метод этот еще не получил широкого практического использования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Демин Е. Н. Справочник по пресс-формам. Лениздат, 1967.
2. Веселов В. А. Оборудование для переработки пластических масс в изделия (тепловые расчеты). М., Машгиз, 1961.
3. Лейкин Н. Н. Конструирование пресс-форм для изделий из пластических масс. М.—Л., Машгиз, 1967.
4. Палей М. М. Технология производства приспособлений, пресс-форм и штампов. М., «Машиностроение», 1971.

ГЛАВА X

# ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ФОРМ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

## § 1. ОСОБЕННОСТИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ФОРМ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Литье под давлением — наиболее распространенный процесс переработки в детали не только термопластичных полимеров, но и термореактивных материалов. Как и в любом случае проектирования формующего инструмента, выполнение определенных правил — лишь необходимое, но недостаточное условие обеспечения высокого качества деталей; значительную роль приобретает глубокое знание процессов, происходящих в литьевой форме, полный учет свойств пластмасс, проявляемых при переработке сырья и эксплуатации детали. Каждая деталь требует по существу принятия индивидуальных решений при проектировании форм, и в этом заключается искусство конструктора.

Высокопроизводительный технологический процесс предполагает, что обеспечена безукоризненная работа литьевой машины и формы. Как показывает практика, даже самая лучшая машина дает мало пользы, если форма обладает определенным конструктивно-технологическим дефектом. Конструктор форм для литья под давлением должен принимать во внимание взаимодействие всех частей системы машина (материальный цилиндр) — литниковые каналы — форма (МЛФ). Расплав полимера, обладающий определенными гидродинамическими, реологическими и тепловыми параметрами, последовательно проходя через систему МЛФ, охлаждается в форме, обеспечивая заданное качество отливки.

Проектирование форм для литья под давлением следует начинать после изучения паспортных данных конкретной литьевой машины. К этим данным относятся: наибольший вес в *г* или объем в $см^3$ одного впрыска; пластикационная производительность материального цилиндра в *кг/ч*; максимальная площадь отливки в $см^2$; быстроходность машины в *цикл/ч*; давление на материал в $кгс/см^2$; ход подвижной плиты в *мм*; усилие смыкания формы в *тс*; наибольшее расстояние между плитами в *мм*; высота формы (максимальная и минимальная) в *мм*.

Типовой пример конструктивной схемы системы МЛФ приведен на рис. X.1. Он дает полное представление не только об основных узлах и деталях формы для литья под давлением, но и позволяет проанализировать стадии процесса заполнения формы расплавом полимера. Известно, что при литье под давлением расплавленная гомогенная масса впрыскивается в закрытую форму, внутренняя полость которой является негативным изображением детали. После выдержки в форме охлажденная отливка извлекается (выталкивается)



из формы. Производительность процесса литья под давлением определяется длительностью выдержки отливки в форме. Различные пути повышения производительности связаны с уменьшением величины выдержки, что осуществляется за счет модернизации оборудования, применения ротационных, револьверных головок с одногнездными формами, применения многогнездных форм с общей или индивидуальными литниковыми системами и т. д.

Заполнение формы расплавом полимера происходит, как правило, иначе, чем при литье под давлением металлов, когда построе-

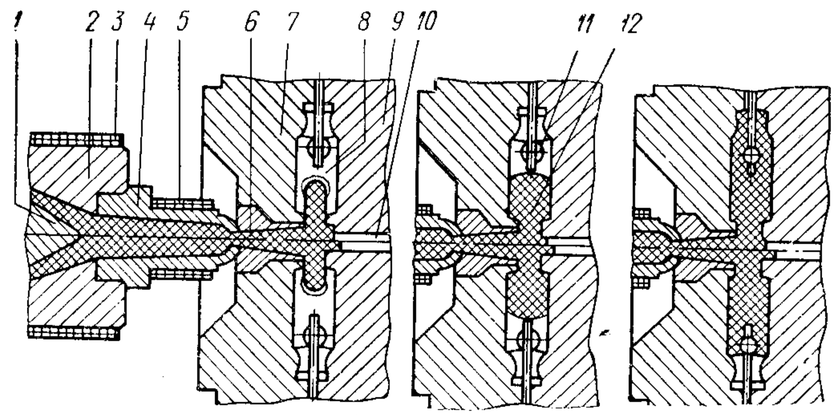



Рис. X.1. Конструктивная схема системы МЛФ и стадии заполнения формы:

*1* — торпеда материального цилиндра машины; *2* — материальный цилиндр; *3* — обогрев материального цилиндра; *4* — сопло; *5* — обогрев сопла; *6* — литниковая втулка с основным литниковым каналом; *7* — передняя полуматрица; *8* — оформляющая полость формы; *9* — задняя полуматрица; *10* — выталкиватель литника; *11* — металлическая арматура; *12* — распределительный и впускной каналы литниковой системы

ние структуры массы начинается от дальней стенки формы, куда попал тонкий луч расплавленного металла, к литнику. Если расплав полимера заполняет форму широким фронтом, то структура отливки формируется от поверхностных слоев к внутренним, но последовательно, начиная с участков, близких к литнику, и кончая дальними участками полости формы. При этом сердцевина отливки, остающаяся сравнительно длительное время в пластическом состоянии, позволяет подавать дополнительные порции материала, находящегося под давлением, компенсируя уменьшение объема, которое наступает во время охлаждения отливки (рис. X.1).

Расплав полимера обладает определенной вязкостью, величина которой постоянно изменяется во время заполнения формы, она зависит, например, от скорости впрыска и ряда других факторов. Поток, заполняющий форму, никогда не бывает равномерным из-за колебания скорости впрыска, давления, температуры пластикации, температуры стенок каналов. Увеличение вязкости, а также возрастание сопротивления каналов при уменьшении их сечения снижает давление внутри полости формы. Все это приводит к неравномерному распределению массы полимера по сечению (даже в случае

полностью равнотолщинной детали), разноплотности, разной ориентации макромолекул полимера, неравномерному его остыванию и далее — к анизотропии свойств.

Поэтому обеспечение высоких требований, предъявляемых к качеству литых под давлением деталей из пластмасс, — достаточно сложная задача. В основном эти требования относятся к обеспечению структуры материала, свободной (полностью или значительно) от внутренних напряжений, влияющих на прочность, точность, коробление отливки. Опыт показывает, что хотя полностью избежать появления напряжений при литье под давлением невозможно, тем более при изготовлении деталей сложной конфигурации и больших габаритов, но регулированием величины давления в форме можно достичь значительных положительных результатов. Существенную роль при этом играет конструкция самой отливаемой детали и металлической формы.

Расположение отливаемой детали в форме имеет большое значение как для качества детали, так и для эксплуатации формы. При решении вопроса о расположении детали в форме необходимо руководствоваться следующими основными положениями:

1) для удобного и легкого выталкивания детали из формы наибольшую поверхность детали следует располагать параллельно плоскости разъема;

2) обеспечивать кратчайший путь течения материала от литниковой втулки до оформляющей полости, избегая лобовых ударов и завихрений (см. § 3 данной главы);

3) стремиться к удержанию детали вместе с литниками в подвижной части формы; это может быть достигнуто за счет оформления внутренних полостей детали знаками, закрепленными в подвижной части формы, за счет обратных уклонов, поднутрений и т. д.;

4) места подвода впускного литника выбирать не только с точки зрения условий литья, но и оценивать трудоемкость последующего удаления литника;

5) учитывать надежность установки и фиксации арматуры.

Технологическая классификация пластмассовых деталей (см. § 1 гл. IX) принципиально пригодна и в данном случае, чтобы выбрать требуемую конструкцию формы для литья под давлением.

Рассмотрим классификационные признаки литьевых форм.

Формы для литья под давлением деталей из пластмасс классифицируются по следующим основным признакам: по связи с машиной, направлению разъема формы, количеству гнезд, степени автоматизации работы формы.

По связи с машиной формы разделяются на стационарные и полустационарные. В стационарных формах весь цикл литья деталей и их удаление из формы осуществляются непосредственно на машине. Полустационарные формы имеют съемные оформляющие детали (матрицы, знаки или комплексные кассеты), которые



после каждого цикла литья извлекают из формы и разнимают вне машины.

В целях экономии материала и уменьшения трудоемкости изготовления форм применяют сменные стационарные и полустационарные формы, устанавливаемые на универсальных блоках. В комплект сменной формы, устанавливаемой на универсальном блоке, входят лишь основные оформляющие детали: матрицы, знаки и др., а вспомогательные детали (передние и задние плиты, литниковые плиты, обоймы и т. д.) включены в универсальный блок.

По направлению разъема форм относительно горизонтальной оси машины можно разделить их на следующие: формы с горизонтальным разъемом, в которых оформляющие детали раскрываются параллельно оси машины; формы с комбинированным разъемом, в которых оформляющие детали раскрываются параллельно и перпендикулярно оси машины. Формы с комбинированным разъемом применяются для деталей с поднутрениями, боковыми отверстиями и подобными элементами. Конструктивно они выполняются в виде клиновых или шиберных форм.

По числу оформляющих гнезд формы разделяются на одногнездные и многогнездные.

Более подробная классификация стационарных форм предусматривает разделение и по способу удаления деталей из формы. По этому признаку формы разделяются на следующие: со стержневыми или трубчатыми выталкивателями; с плитой съема; с комбинированным (ступенчатым) выталкиванием; с автоматическим вывинчиванием деталей.

Формы с выталкивателями применяются в случаях, когда детали достаточно жестки и прочны и на них допускаются следы выталкивателей, причем формы со стержневыми выталкивателями используются для деталей, имеющих достаточную поверхность для контакта с выталкивателями, а формы с трубчатыми выталкивателями — для деталей типа втулок.

Формы с плитой съема рекомендуются для тонкостенных деталей, исключающих возможность использования стержневых или трубчатых выталкивателей.

В формах со ступенчатым выталкиванием деталь сначала снимается со знака плитой съема, а затем выталкивается из этой плиты стержневыми выталкивателями (при этом используется механизм шариковой защелки).

Формы с автоматическим вывинчиванием резьбовых деталей следует использовать в массовом производстве.

По степени автоматизации формы подразделяются на полуавтоматические, когда извлечение отлитых деталей либо литников (чаще) производится вручную, и автоматические, когда указанные операции выполняются непосредственно при размыкании — смыкании формы.

Аналогично формам для прессования деталей из пластмасс, в формах для литья под давлением имеются детали нормализованные и специальные.

Специальные детали, т. е. такие, которые непосредственно участвуют в оформлении пластмассовой детали и зависят от конфигурации отливки, конструируются с учетом таких же рекомендаций, что и при проектировании специальных деталей пресс-форм (см. § 1 гл. IX). Некоторая особенность связана с характерным расположением формы, раскрывающейся в вертикальной плоскости. Это предъявляет особые требования к установке и фиксации арматуры.

На горизонтальных литьевых машинах трудно добиться получения точных армированных деталей из-за смещения и перекосов установленной арматуры. Тем не менее при удовлетворительной ее фиксации можно получить точные детали с втулочной и штифтовой арматурой.

Втулочную арматуру следует фиксировать по комбинированной посадке $\frac{A_3}{X}$, т. е. арматуру изготовлять по $A_3$ в соответствии с ОСТ 1013, а фиксирующий штифт по посадке $X$ в соответствии с ОСТ 1012. Штифтовую арматуру фиксируют по комбинированной посадке $\frac{A}{X_3}$, т. е. отверстие под арматуру изготовляют с отклонением по $A$ в соответствии с ОСТ 1012, а арматуру по $X_3$ — в соответствии с ОСТ 1013.

Автоматизацию подачи арматуры в форму целесообразно применять при массовом изготовлении деталей.

На рис. X.2 показана конструкция двухгнездной формы, оснащенной механизмами, установленными с левой и правой стороны формы, для автоматической подачи проволоки диаметром до 2 *мм*.

Принцип действия формы заключается в следующем: при смыкании формы и системы рычагов *12* и *13* (рис. X.2, *а*) собачка *11*, упираясь в зуб храпового колеса *10*, вращает по часовой стрелке храповое колесо и жестко связанное с последним приводное колесо *9*, подающее (совместно с колесом *8*) проволоку *7*, поступающую из бухты в направляющую трубу *14*.

В форму проволока вводится со смещением по отношению к плоскости разъема на величину, равную одному диаметру проволоки. После смыкания матриц *6* и *5* подача проволоки прекращается.

При дальнейшем смыкании подвижной части формы сжимаются тарельчатые пружины *4*, и плита *2* с ножом *1* перемещается вперед, производя отрезку проволоки.

Режущая кромка ножа *1* имеет профиль, соответствующий профилю проволоки *7*, благодаря чему последняя защемляется в ноже *1*, а нож *3* служит в качестве противоположного упора, предотвращая смещение проволоки.

Приводные колеса *8* и *9*, подавая проволоку, одновременно накатывают на ней рифли, что способствует хорошему сцеплению



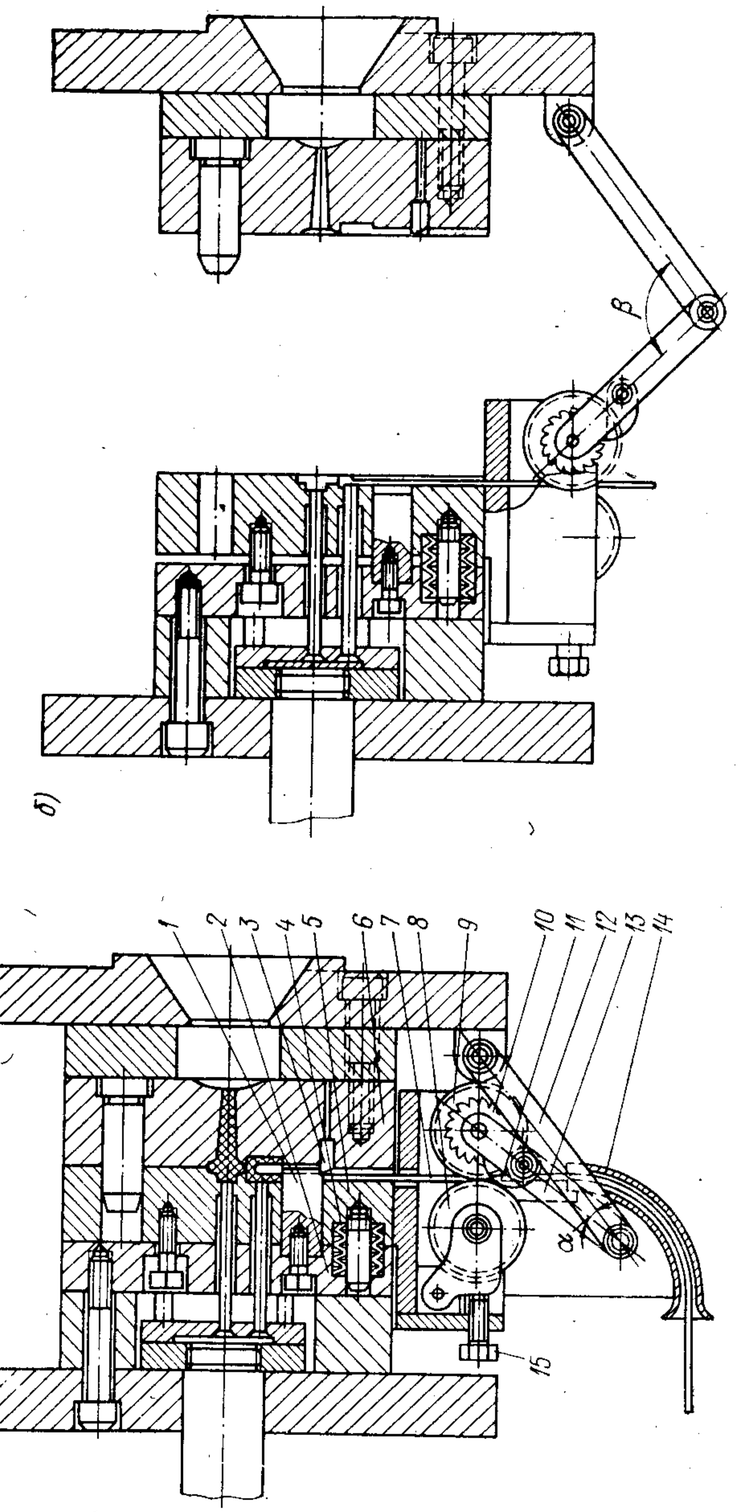



Рис. X.2. Конструкция двухгнездной формы с механизмом автоматической подачи проволочной арматуры

проволоки с пластмассой. Регулировка глубины рифлей осуществляется посредством установочного винта *15*.

Для надежной работы системы рычагов необходимо, чтобы рычаг *12* был длиннее рычага *13*; угол $\alpha$, образованный рычагами в момент смыкания формы, был не менее 10—15°; угол $\beta$, образованный

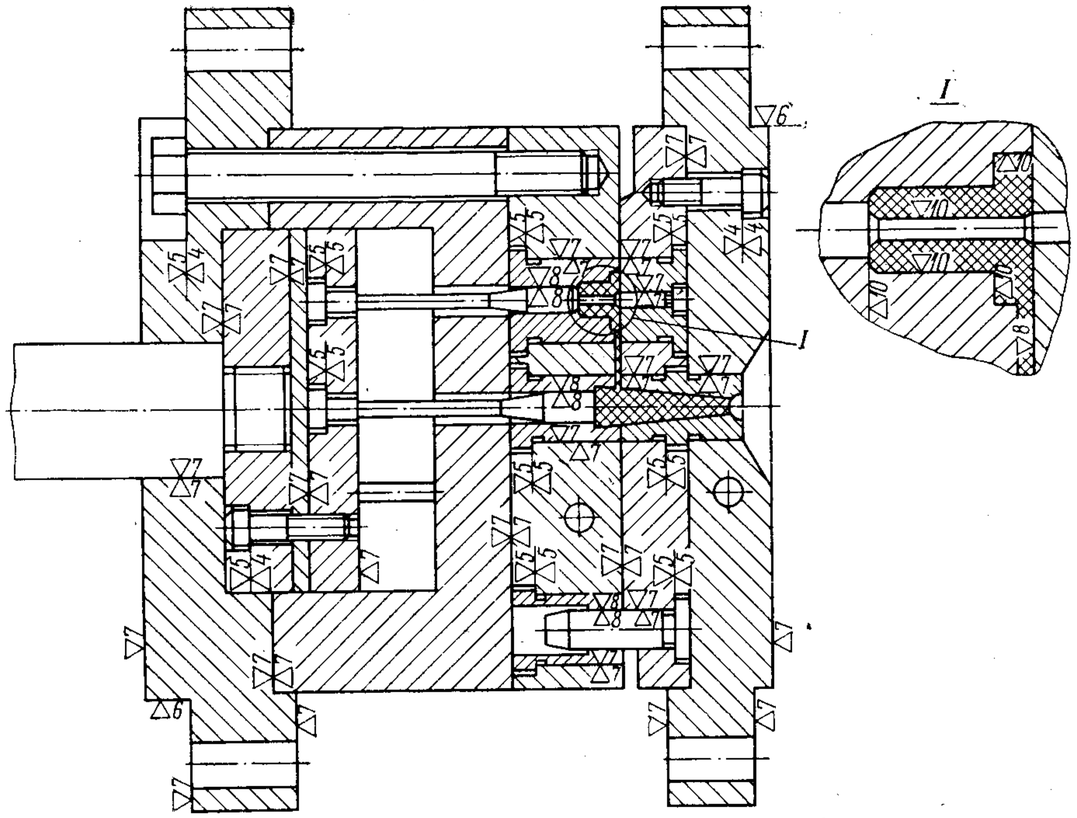



Рис. X.3. Рекомендуемые классы чистоты поверхностей деталей форм для литья под давлением

рычагами в момент полного размыкания формы (рис. X.2, *б*), был не более 120°.

Механизмы и узлы выталкивающей системы и перемещения оформляющих знаков и деталей принципиально похожи на рассмотренные в гл. IX (отдельные особенности будут рассмотрены в последующих параграфах). Требования, предъявляемые к чистоте поверхности оформляющих деталей форм, более высокие. Здесь необходимо учитывать значительную адгезию полимеров к металлу, поэтому основные оформляющие поверхности необходимо хромировать и дважды полировать. На рис. X.3 показаны рекомендуемые классы чистоты поверхностей основных деталей литьевых форм по ГОСТ 2789—59. Выбор марок материалов для изготовления деталей форм может производиться с учетом данных табл. IX.2. Рекомендации по выбору посадок сопрягаемых деталей форм также аналогичны приведенным в гл. IX.



## § 2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

При проектировании форм для литья под давлением производятся следующие конструктивно-технологические расчеты: расчет количества гнезд формы; расчет длины пути подвижной части формы; расчет длины пути рабочих деталей механизмов перемещения при извлечении оформляющих знаков и деталей (при необходимости).

Особое место среди этих расчетов занимает расчет литниковой системы, который выделяется в отдельный параграф. Расчет исполнительных размеров форм для литья под давлением аналогичен методике, приведенной в § 3 гл. IX. Расчет деталей форм литья под давлением на прочность одинаков с рассмотренным в § 4 гл. IX.

Практикой установлено, что толщина стенки матрицы может быть равна половине ширины оформляющей полости. Однако из-за чрезмерного увеличения габаритов формы и ее металлоемкости назначается и значительно меньшая, чем отмечено выше, толщина стенок матрицы как круглой, так и прямоугольной форм. Установлены и некоторые важные конструктивные соотношения.

Расстояния от края или от оформляющих полостей до центра сквозных отверстий под винты, штифты, направляющие колонки или втулки диаметром $d$ должны назначаться равными $0{,}8d$, но не менее $0{,}5d + 5$ *мм*.

Толщину стенок вставных матриц следует назначать исходя из условий их минимальной деформации при термообработке.

### Расчет количества гнезд формы

Расчет количества гнезд формы связан с выбором литьевой машины по следующим ее параметрам: весу впрыска, пластикационной производительности, усилию смыкания.

Количество гнезд $n_1$, исходя из веса впрыска машины, определяется по формуле

$$n_1 = \frac{G_в}{k_1 G_д}, \qquad (X.1)$$

где $G_в$ — вес впрыска машины в *г* (приведен в паспорте машины); $G_д$ — вес одной детали в *г*; $k_1$ — коэффициент, учитывающий вес литниковой системы относительно веса одной детали (табл. X.1).

Количество гнезд $n_2$, исходя из пластикационной производительности материального цилиндра машины, определяется по формуле

$$n_2 = \frac{A\,(\tau_в G_д + \tau_х)}{3{,}6 k_1 G_д}, \qquad (X.2)$$

где $A$ — пластикационная производительность машины в *кг/ч* (приведена в паспорте машины, при переработке кристаллизующихся полимеров следует принимать значения $\frac{A}{2}$); $\tau_в$ — продолжительность выдержки детали в форме (в *сек*) в расчете на 1 *г* веса детали;

*Таблица X.1*

**Значения коэффициента $k_1$, учитывающего вес литниковой системы**

| Вес детали в *г* | $k_1$ | Вес детали в *г* | $k_1$ |
|---|---|---|---|
| До 0,5 | 1,5 | Св. 10 до 20 | 1,1 |
| Св. 0,5 до 2 | 1,3 | » 20 » 30 | 1,05 |
| » 2 » 10 | 1,2 | » 30 » 50 | 1,03 |

ориентировочно принимается равной 1 *сек*; $\tau_x$ — длительность холостого цикла (в *сек*), который включает время смыкания формы, подвода сопла, впрыска пластмассы, размыкания формы, выталкивания детали и т. п. (табл. X.2).

*Таблица X.2*

**Значения величины длительности холостого цикла $\tau_x$**

| Характеристика детали | $\tau_x$ в *сек* | Примечание |
|---|---|---|
| Детали простой конфигурации без поднутрений, арматуры и т. д. | $\tau_x = 0{,}4\tau_в G_в$ | Длительность не менее 10 *сек* для машин с весом впрыска до 50 *г* и не менее 20 *сек* — для машин с бóльшим весом впрыска |
| Детали сложной конфигурации с поднутрениями, арматурой и т. д. | $\tau_x = \tau_в G_в$ | Длительность не менее 20 *сек* |

Количество гнезд $n_3$, исходя из усилия смыкания машины, определяется по формуле

$$n_3 = \frac{P}{1{,}25 p_0 k_2 F}, \qquad (X.3)$$

где $P$ — усилие смыкания формы в *кгс* (приведено в паспорте машины); $p_0$ — удельное давление пластмассы в оформляющем гнезде в *кгс/см²*, ориентировочно принимается равным 500 *кгс/см²*; $F$ — площадь детали в плане (без учета отверстий) в *см²*; $k_2$ — коэффициент, учитывающий площадь литниковой системы (в плане); принимается равным 1,1.

Наименьшее значение из вычисленных $n_1$, $n_2$, $n_3$ следует принимать в качестве окончательной расчетной величины.

***Пример расчета.*** Определить гнездность формы для литья под давлением детали из полистирола, простой конфигурации (без арматуры) весом 1,2 *г*. Форма должна быть установлена на машине ЛМ-50 (наибольший вес впрыска 50 *г*; пластикационная производительность 6 *кг/ч*, усилие смыкания 80 *тс*).



Решение
Согласно формуле (X.1),

$$n_1 = \frac{50}{1{,}3 \cdot 1{,}2} \approx 32.$$

По формуле (X.2)

$$n_2 = \frac{6\,(1 \cdot 1{,}2 + 10)}{3{,}6 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}2} = 12.$$

По формуле (X.3)

$$n_3 = \frac{80000}{1{,}25 \cdot 500 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}5} = 78.$$

Принимаем наименьшее количество гнезд $n = 12$, получающееся, исходя из пластикационной производительности машины.

В приведенном расчете не учтен вопрос экономически целесообразной величины себестоимости отливки. Известно, что эта величина снижается при увеличении числа гнезд до определенного предела, а затем возрастает. Поэтому необходимо путем сопоставления общих затрат, т. е. суммы затрат на изготовление заданной партии деталей и формы, выбрать оптимальное количество гнезд — такое, при котором затраты будут наименьшими.

В современном производстве формующего инструмента полная автоматизация работы формы достигается с меньшими затратами для одногнездной формы, которая в сравнении с многогнездными более проста по конструкции, надежна и экономична в эксплуатации, позволяет повысить точность и идентичность свойств получаемых отливок. При проектировании одногнездных форм в два-три раза сокращаются сроки разработок; это приводит к ускорению процессов освоения новой продукции, что особенно важно в опытном производстве.

### Расчет длины пути подвижной части формы

Такой расчет связан с выбором литьевой машины по величине хода подвижной плиты.

Ориентировочно ход подвижной части формы $L_x$ можно определять по одной из следующих формул.

Для детали, требующей применения стержневых выталкивателей,

$$L_x = l + c \leqslant L_м,$$

где $l$ — высота детали; $c$ — величина, учитывающая высоту центрального литника, просвет, необходимый для удаления детали, и т. д.; в формах со стержневой и точечно-стержневой литниковой системой величина $c$ принимается равной 60 *мм*; в формах с точечно-бесстержневой литниковой системой $c = 20$ *мм*; $L_м$ — ход подвижной плиты машины (приводится в паспорте машины).

Для детали, требующей применения плиты съема или трубчатых выталкивателей, $L_x = 2l + c \leqslant L_м$.

В процессе проектирования производится окончательное уточнение расчетной величины длины пути подвижной части формы.

### Расчет длины пути рабочих деталей механизмов перемещения

В механизмах перемещения в формах для литья под давлением используются в основном наклонные пальцы или клинья, с помощью которых передвигаются ползуны (рис. X.4, *а*). Наклонный палец *6* перемещает ползун *4* одновременно с началом размыкания формы. Для фиксации ползуна в раскрытом положении применяется устройство в виде кронштейна *3* с винтом *1* и пружинами *2* или шариковые защелки. Замок *5* служит упором для ползуна в момент впрыска пластмассы.

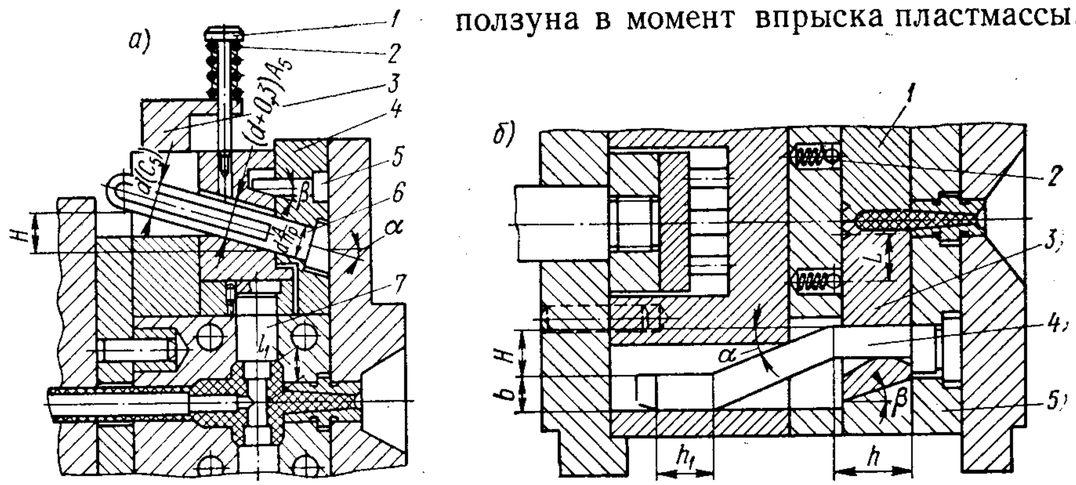



Рис. X.4. Механизмы перемещения формующих знаков в форме для литья под давлением: *а* — с кронштейном, винтом и пружиной; *б* — с шариковой защелкой

Ход наклонного пальца определяется по формуле

$$H = l_1 + c_1, \qquad (X.4)$$

где $H$ — ход наклонного пальца в *мм*; $l_1$ — длина перемещения ползуна в *мм*, определяемая размерами детали; для механизма, показанного на рис. X.4, *а*, длина перемещения ползуна равна длине отверстия, оформляемого боковым знаком *7*; $c_1$ — добавочный ход ползуна, принимается равным 2—3 *мм*.

Угол $\alpha$ наклонного пальца рекомендуется принимать в пределах от 15 до 25° (чем меньше угол $\alpha$, тем более плавный ход ползуна; с другой стороны, чем меньше угол $\alpha$, тем больше длина наклонного пальца).

С целью обеспечения надежных условий работы угол $\beta$ контактных поверхностей замка и ползуна необходимо принимать на 2—3° меньше угла $\alpha$.



Механизм с клиньями *4* (рис. X.4, *б*) применяется в случае, когда перемещение ползунов *1* и *3* необходимо начинать не с момента размыкания формы, а несколько позже, когда, например, подвижная часть с деталью выйдет из знака, закрепленного в неподвижной части формы (на рисунке не показан).

Высота клина $h$, соответствующая сомкнутому положению ползунов, должна приниматься на 2—3 *мм* больше высоты отверстия, оформляемого указанным выше знаком.

Ход $H$ клина определяется по формуле (X.4); для механизма, показанного на рис. X.4, *б*, длина перемещения ползуна $l_1 = \frac{d}{2}$, где $d$ — наружный диаметр детали, оформляемый в ползунах.

Высоту $h_1$ направляющей части клина следует принимать равной (1—1,5) $b$, где $b$ — меньшая сторона сечения клина.

Расстояние $L$ между шариковой защелкой *2* и гнездом в ползуне принимается на 0,3—0,5 *мм* больше хода $H$ клина.

Угол $\alpha$ клина принимается равным 25—30°, а угол $\beta$ контактных поверхностей ползуна и обоймы *5* — равным 15°.

## § 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛИТНИКОВОЙ СИСТЕМЫ

### Основные элементы литниковой системы. Приближенный метод расчета

Любая литниковая система состоит из трех элементов: о с н о в н о г о литникового канала, по которому расплав из материального цилиндра поступает в форму; р а з в о д я щ е г о канала, ответвляющегося от основного в сторону оформляющего гнезда; в п у с к н о г о к а н а л а, по которому расплав непосредственно поступает в оформляющую полость. В зависимости от конструкции детали и металлической формы различные литниковые системы могут иметь все три элемента или один либо оба последних могут отсутствовать (например, в одногнездных формах встречаются случаи, когда в оформляющую полость материал поступает прямо из основного канала).

Основной канал оформляется в специальной литниковой втулке в виде усеченного конуса, меньшее основание которого обращено к соплу машины. Диаметр входного отверстия зависит от веса впрыска и свойств перерабатываемого материала. Рекомендуемая конструкция литниковой втулки приведена на рис. X.5. Следует отметить, что радиус сферы втулки $r$ надо делать на 1 *мм* больше, чем радиус сферы сопла машины $r_1$, для нормального прилегания втулки к соплу при смыкании. Непосредственно за втулкой для улавливания первой охлажденной порции массы и удержания литниковой системы в подвижной части формы обычно предусматривается специальное гнездо с обратным конусом. Угол этого конуса может иметь различную величину в зависимости от типа полимера.

Разводящие каналы могут располагаться в той полуформе, где оформляется деталь, или в обеих полуформах. Площадь поперечного

сечения разводящего канала определяется по эмпирической формуле

$$F_{р.к} \leqslant \frac{F_{пр}}{n_{р.к}},$$

где $F_{пр}$ — наибольшая площадь поперечного сечения той части канала, которая предшествует рассчитываемой; $n_{р.к}$ — количество разветвляющихся разводящих каналов.

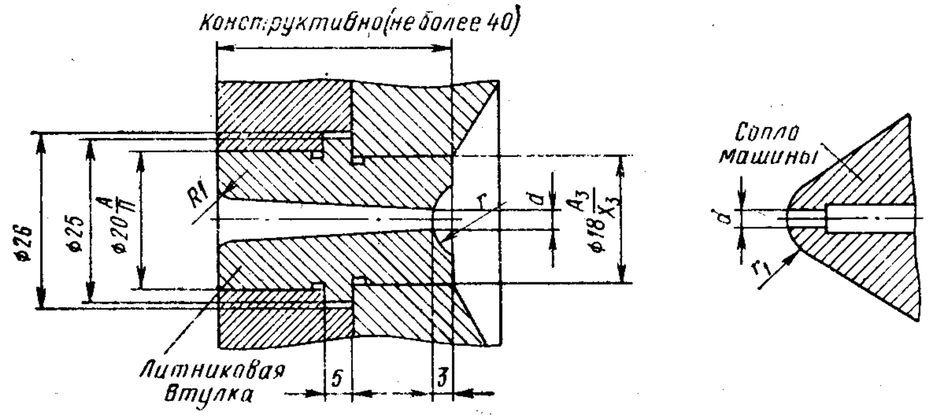



Рис. X.5. Конструкция литниковой втулки

Наиболее благоприятная форма поперечного сечения таких каналов — круглая, потому что в них наименьшая поверхность контакта массы со стенками канала, чем обеспечиваются наименьшие потери давления и тепла.

На практике широко применяется (более технологичная и менее трудоемкая при изготовлении, чем круглая) трапециевидная форма разводящего канала (высота равна половине большего основания трапеции, угол наклона боковой стороны 15°).

Впускные каналы являются продолжением разводящих; они представляют собой суженную часть канала, непосредственно примыкающую к полости формы. Канал сужается с целью повышения скорости впрыска расплава в полость, повышения его температуры, текучести. Выбор места впуска связан с необходимостью обеспечения наименьшего пути течения массы, а также с движением потока по тому направлению, которое совпадает с направлением действующих при эксплуатации наибольших усилий. Следует принимать во внимание и перетекание расплава по полости формы в места с меньшим поперечным сечением, т. е. от более толстых элементов детали к более тонким.

Поперечное сечение впускного канала в зависимости от принятой литниковой системы может быть трапециевидным, круглым (точечные литники), кольцевым. Площадь этого сечения определяется по формуле

$$F_{в.к} \leqslant \frac{F_0}{n_{в.к}},$$



где $F_0$ — площадь сечения входного отверстия основного канала; $n_{в.к}$ — количество впускных каналов.

Рекомендуемое соотношение размеров поперечного сечения впускного литника трапециевидной формы представлено на рис. X.6.

Выработанные практикой рекомендации для других типов каналов будут рассмотрены ниже.

Обычно проектирование литниковой системы заканчивают расчетом вентиляционных каналов (не относящихся, естественно, к литниковой системе). Через вентиляционные каналы удаляется воздух из полости формы. Другими путями (иногда достаточными) являются зазоры подвижных соединений и зазоры в плоскости смыкания формы. Площадь поперечного сечения вентиляционных каналов определяется по следующей эмпирической формуле:

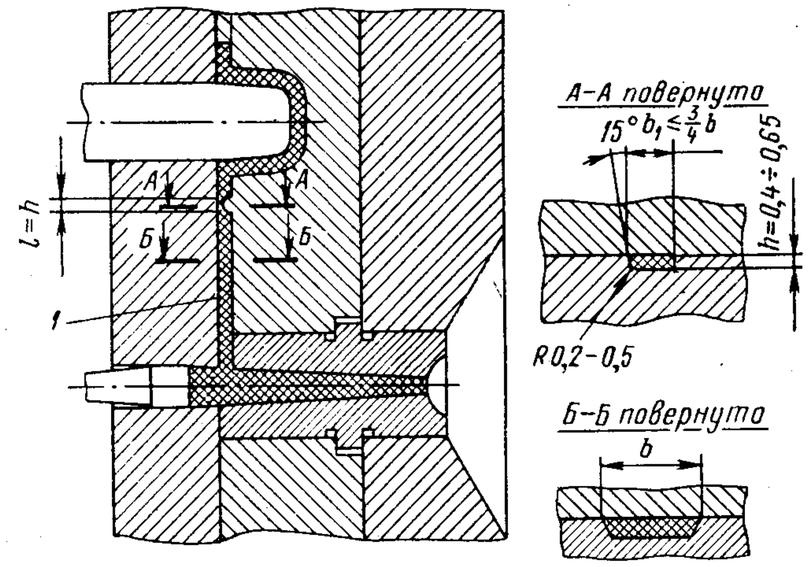



Рис. X.6. Рекомендуемое соотношение размеров впускного литника:

*1* — разводящий литник

$$F_в = 0{,}05V,$$

где $V$ — объем детали без полостей, арматуры в $см^3$; 0,05 — коэффициент, имеющий размерность $см^{-1}$.

Вентиляционные каналы выполняются прямоугольными с шириной меньшей, чем ширина впускного канала и глубиной от 0,03 до 0,06 *мм*.

Количество вентиляционных каналов определяется по формуле

$$n_в = \frac{F_в}{b_1 h_1},$$

где $b_1$, $h_1$ — соответственно ширина и глубина канала,

Каналы выполняются в форме после ее испытания только тогда, когда поперечное сечение зазоров в подвижных соединениях оказывается меньше рассчитанной величины $F_в$.

Рассмотренный в данном параграфе производственный метод расчета литниковых систем дает удовлетворительные результаты. Однако оптимальный расчет литниковых систем должен быть полностью теоретически обоснованным. Для литьевых форм применим представленный в § 2 гл. IX метод расчета на основе реологических зависимостей. Необходимо лишь в указанные там формулы подставлять значения реологических параметров для соответствующих полимеров.

## Классификация и конструктивно-технологическая характеристика литниковых систем

Литниковые системы могут быть классифицированы по двум основным признакам: по характеру расположения (прямолинейное, радиальное, радиальное с разветвляющимися разводящими каналами, комбинированное); по конструктивным особенностям (стержневые, или пальцевые; кольцевые или зонтичные; пленочные или широкощелевые; дисковые; точечные; туннельные).

На рис. X.7 показаны различные по расположению литниковые системы. Прямолинейное расположение позволяет разместить большое число гнезд при относительно малом весе литников, удобно расположить охлаждающие каналы. Заполнение гнезд происходит неравномерно, ближние к литнику детали охлаждаются раньше; получаются детали разного качества (по точностным и прочностным параметрам). Радиальное расположение позволяет одновременно заполнить все гнезда. Конструктивно неудобно располагать охлаждающие каналы. При необходимости увеличивать число гнезд разводящие каналы удлиняются и увеличивается сечение основного литника, а это приводит к увеличению сопротивления течению массы и падению давления в оформляющей полости. Этот недостаток в значительной степени устраняется в варианте, показанном на рис. X.7, *в*.

В каждом конкретном случае можно рационально расположить разводящие и впускные каналы, т. е. так, чтобы заливка всех гнезд происходила одновременно. Обычно в этих случаях охлаждающие каналы удается провести близко к деталям и удаленно от литниковых каналов, к чему и следует всегда стремиться.

Рассмотрим конструктивно-технологические особенности литниковых систем.

Стержневой литник является наиболее распространенным типом литника. Его можно выполнить непосредственно в плите формы или в отдельной литниковой втулке. Правда, при последнем способе исполнения внешний контур литниковой втулки отпечатывается на поверхности детали. Однако литниковая втулка обладает преимуществом — появляется возможность ее замены, что особенно важно



при пробных впрысках на новых формах, так как изменение размера литниковой втулки легче осуществить, чем изменить отверстие в плите. Конструкции литниковых втулок нормализованы. При применении нормализованных литниковых втулок удается быстро вносить необходимые изменения конструкции литникового канала.

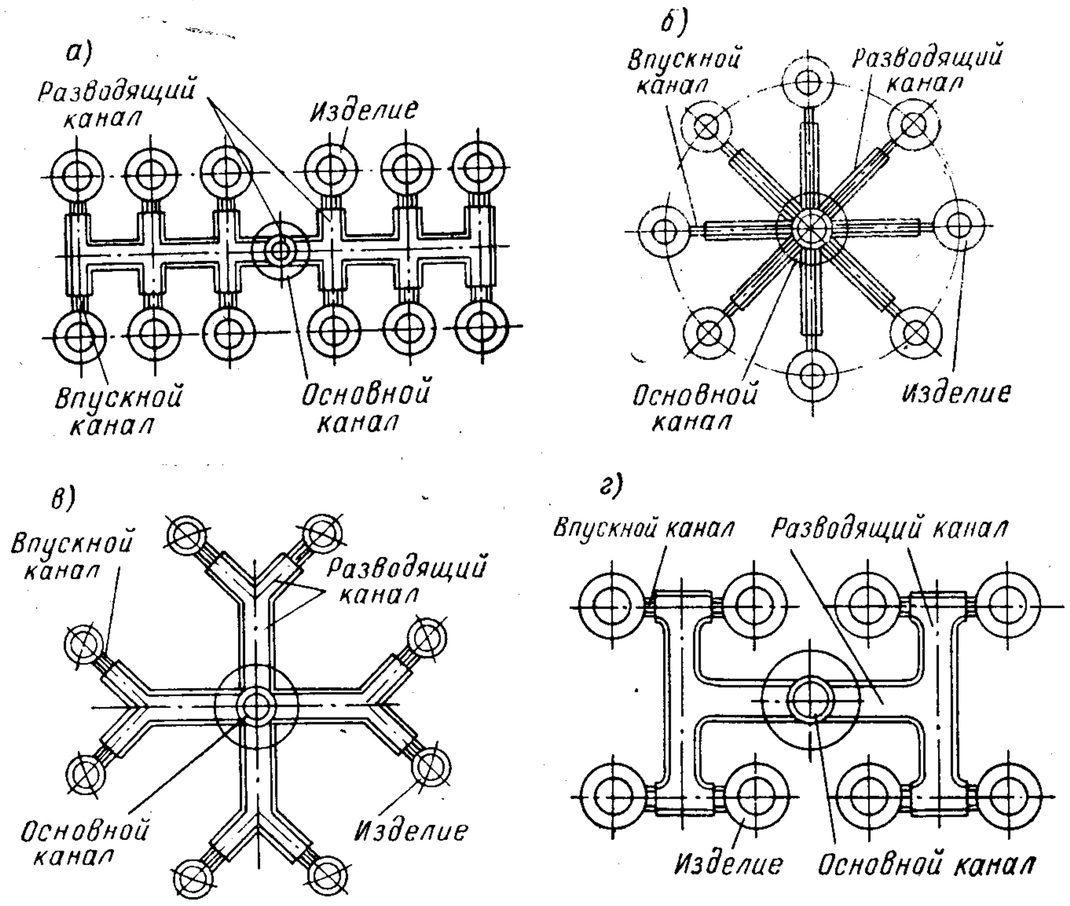



Рис. X.7. Схемы основных типов литниковых систем (по характеру расположения): *а* — прямолинейное; *б* — радиальное; *в* — радиальное с разветвляющимися разводящими каналами; *г* — комбинированное

Диаметр сопла литниковой втулки со стороны формы не должен быть меньше наибольшей толщины стенки отливаемой детали. Угол уклона литника 1—2°. Длина стрежневого литника в большинстве случаев определяется длиной литниковой втулки.

Только для некоторых отливок с глубокими полостями, расположенными со стороны сопла, необходимо предусмотреть удлиненный литниковый канал. Основной литниковый канал стержневой системы часто используют в сочетании с распределительным. Кольцеобразные отливки почти исключительно получают именно таким образом. Материал разделяется соответственно числу распределительных каналов, и он должен достаточно быстро заполнить полость

формы, чтобы потоки при взаимном контакте интенсивно перемешивались друг с другом. Термопласты в этом отношении вызывают определенные трудности, они обнаруживают сильно выраженные следы слияния потоков и отливка в этих местах обладает соответственно меньшей прочностью. В таких случаях корректировкой сечения распределительного и впускного каналов следует пытаться улучшить соотношение потоков или перейти к другому типу литника.

Кольцевой, или зонтичный, литник обязательно имеет распределительный канал, который предварительно заполняется перед впры-

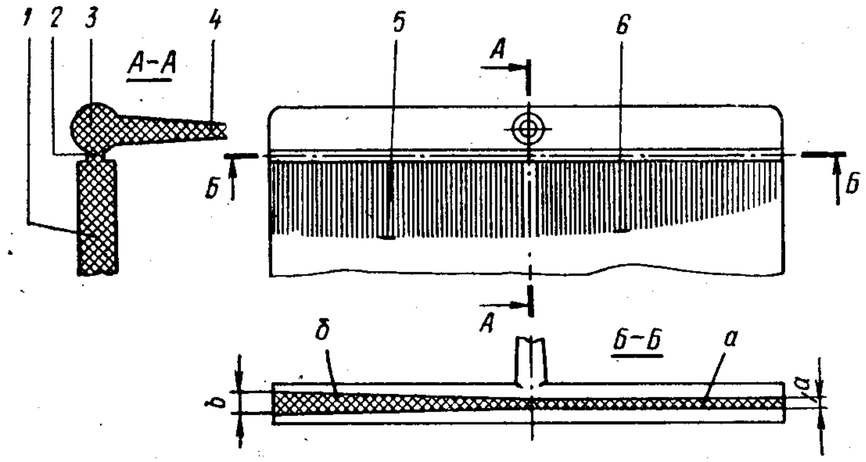



Рис. X.8. Конструкция пленочного, или широкощелевого, литника:

*1* — отливка; *2* — впускной канал; *3* — распределительный канал; *4* — основной канал; *5* — равномерный фронт потока после корректировки сечения впускного канала (*б*); *6* — неравномерный фронт потока при неоткорректированном сечении впускного канала (*а*)

ском через канал — узкую кольцевую щель. Таким образом гарантируется относительно равномерное заполнение формы без образования следов, «спаев», вызываемых разделением потока.

В последние годы для заполнения полостей форм большого объема и с большими поверхностями применяются так называемые пленочные, или широкощелевые, литники. При применении литника этого типа равномерное заполнение формы происходит через общую широкую щель. Подвод материала в такой литниковой системе вначале осуществляется через конический канал круглого сечения, а затем масса переходит в широкощелевой впуск (рис. X.8). В средней зоне широкощелевого впускного канала материал течет быстрее, чем по краям. Чтобы избежать этого, размеры сечения щели корректируются.

Дисковые литники широко применяются для получения, например, длинных трубчатых отливок. Для таких деталей нельзя гарантировать обеспечение равномерного потока, если материал подавать в полость формы через радиальный впуск. В таком случае



поток сначала заполняет пространство между пуансоном и стенкой формы в месте напротив впуска, а заполнение остальной части формы происходит со значительными потерями тепла, причем уже не может быть достигнуто интенсивное перемешивание расплава. Изготовление длинных трубчатых отливок с тонкими стенками требует обеспечения высокой устойчивости пуансона; он должен быть неподвижным в процессе заполнения формы, иначе появляющиеся смещения приводят к неравномерной толщине стенки.

Указанные недостатки преодолеваются с помощью дисковой литниковой системы. Расплав заполняет сначала диск—кольцо, расположенный на конце трубчатой отливки, а затем по кольцевому впускному каналу проходит в полость формы. Так как поступающий материал предварительно накапливается, то проход его через кольцевой впускной канал происходит относительно равномерно; заполнение полости формы протекает практически без образования следов слияния потоков; наблюдающееся уменьшение объема массы можно легко компенсировать дополнительным впрыском. После извлечения отливки из формы литник, как и в других случаях, удаляется.

Все рассмотренные до сих пор типы литниковых систем обладают общими недостатками (в большей или меньшей степени):

1) происходит потеря давления в оформляющей полости;

2) не используется полностью и эффективно мощность и производительность литьевой машины (последнее — из-за потери части впрыска на литьевую систему; эти потери при изготовлении небольших деталей могут достигать 70%);

3) значительно снижается и получается неоднородным качество отливок (в сравнении с так называемой идеальной отливкой).

Точечные литниковые системы существенно устраняют эти недостатки, приближая качество отливок к «идеальным» параметрам. В точечных системах деталь отливается через минимально возможный по размерам впускной канал цилиндрического сечения, обеспечивающий определенную структуру полимера. Экспериментально установлено, что размеры точечных литников (диаметр литника) зависят от веса отливки (производные параметры — площадь и толщина стенки отливки). Принимая за исходные значения размеров литника при переработке полистирола, для других термопластов можно использовать следующие формулы:

$$d_T = K_T d_{nc}; \quad l_T = \frac{l_{nc}}{K_T},$$

где $d_T$ — диаметр точечного литника для любого термопласта; $l_T$ — длина впускного канала точечного литника для любого термопласта; $K_T$ — переходной коэффициент (табл. X.3); индекс *nc* относится к полистиролу.

Материал при продавливании через точечный впускной канал формы из-за трения, возникающего как между материалом и стенками точечного впускного канала, так и внутри материала между

его отдельными макромолекулами, сильно разогревается, размягчается, а его вязкость значительно уменьшается, что требует относительно меньшего усилия для продавливания материала. При переходе от обычных литниковых систем на точечную систему усилие, необходимое для продавливания материала по литниковым каналам, либо значительно уменьшается (при отрывных литниках), либо совсем не расходуется (при «безлитниковом» литье), из-за чего общее усилие, необходимое для оформления детали в форме с точечным впускным каналом, значительно меньше того же усилия в формах с обычными литниками.

*Таблица X:3*

**Значения коэффициента $K_T$ для определения размеров точечного впускного канала**

| Материал | $K_T$ |
|---|---|
| Поликапролактам | 0,90 |
| Смолы полиамидные П-68, П-54 | 1,00 |
| Композиции на основе полистирола и нитрильного каучука ПКНД-5, ПКНД-10 | 1,05 |
| Полиэтилен, полипропилен | 1,10 |
| Композиции полиэтилена с полиизобутиленом ПОВ-30, ПОВ-50 | 1,15 |
| Сополимеры полистирола СН-2, МСН | 1,30 |
| Полистирол ЛП-2, ЛП-4 | 1,40 |

При значительном уменьшении величины поперечного сечения точечного впускного канала по сравнению с поперечным сечением, например, пальцевого литника даже при несколько повышенном удельном давлении в полости перед точечным впускным каналом требуется значительно меньшее суммарное усилие для продавливания расплава в оформляющую полость, что также позволяет увеличить скорость поступательного перемещения материального поршня.

Время выдержки под давлением, как известно, устанавливается в соответствии с размерами литниковой системы. Во время выдержки отливка уплотняется и предотвращается вытекание материала из формы из-за образования остаточного давления в ней. Поэтому выдержка под давлением должна продолжаться до полного отверждения материала во входном отверстии литниковой втулки. При недостаточной продолжительности выдержки под давлением материал вытекает из полости формы, деталь в зоне литника оказывается меньшей плотности. Точечная литниковая система позволяет установить для выдержки под давлением минимальное значение, так как литник весьма малого сечения быстро застывает.

В зависимости от применяемого материала и диаметра точечного литника продолжительность выдержки под давлением может быть значительно уменьшена: например, для деталей из полистирола при диаметре точечного литника до 1 *мм* выдержка под давлением может быть доведена до 2—3 *сек*, что примерно меньше обычного в четыре-пять раз.



Отсчет выдержки при охлаждении начинается, как известно, после отверждения материала во входном отверстии литника.

Так как отверждение точечного литника наступает сразу после окончания выдержки под давлением, т. е. к моменту, когда деталь в оформляющей полости уже отвердела, то операция выдержки при охлаждении в зависимости от материала детали или совсем отпадает или значительно сокращается. Особенно это заметно при изготовлении тонкостенных деталей.

Для полной пластикации в материальном цилиндре очередной порции расплава полимера часто устанавливается пауза между впрысками. Эта пауза назначается по ряду причин: несоответствия максимально возможного для данной машины объема впрыска и объема отливаемой детали; низкой текучести перерабатываемого материала; недостаточных пластикационных возможностей литьевой машины; недостаточной мощности нагревательных устройств.

При точечной литниковой системе сокращение продолжительности паузы зависит главным образом от пластикационной способности материального цилиндра.

Наконец, время для размыкания и смыкания формы при точечной литниковой системе сокращается, так как путь перемещения подвижной части формы, необходимый для свободного извлечения детали с литниками, больше, чем при извлечении тех же деталей, но без литников.

Таким образом, точечные литники значительно поднимают производительность всего процесса. Не менее значительны преимущества этой системы и для повышения качества деталей. Наиболее важное из них заключается в том, что в зоне литника нет утолщений, охлаждение детали происходит равномерно без образования внутренних напряжений и трещин, усадочных раковин и коробления.

Особенным достоинством точечных литников является возможность изготовления тонкостенных деталей большой площади благодаря увеличению скорости впрыскиваемого материала и снижению остаточного давления в форме. Для удаления литников не требуется применения специальной дополнительной обработки. На поверхности детали остается след от точки, который легко завуалировать.

Точечные литниковые системы условно разделяются на безлитниковые и с предкамерным узлом впрыска. Разновидностью последних являются так называемые обогреваемые, литниковые камеры (горячеканальные формы). При этом литьевые формы с точечными литниковыми системами могут быть сконструированы с отрывными литниками или без таковых.

Безлитниковые системы наиболее полно отражают все преимущества точечных литников. Питание формы осуществляется из точечного литникового отверстия, расположенного либо непосредственно в матрице, либо в литниковой втулке, вмонтированной в матрицу. К литниковому отверстию подводится камера, в которой размещается передняя часть сопла запорного крана. Конструкции сопел

и запорных кранов достаточно разнообразные. Сейчас получают распространение краны с независимым приводом.

В одногнездных формах конструкция узла впрыска с безлитниковой системой может быть решена в двух вариантах.

*Первый вариант.* Узел впрыска (рис. X.9) состоит из специального сопла *1*, притертого в коническом гнезде литниковой втулки *2*. Конец мундштука у выходного отверстия уменьшен на 0,02 *мм*, фланец мундштука опирается на верхний торец литниковой втулки. Это необходимо для предохранения от продавливания ослабленного дна литниковой втулки или дна матрицы, если коническое гнездо впрыска выполнено непосредственно в матрице. На втулке выполнена кольцевая проточка для предохранения от излишнего отвода тепла от литьевой втулки к охлаждаемой матрице. Впрыск материала в оформляющую полость формы осуществляется через коническое отверстие длиной 1 *мм* и диаметром на выходе, равным 0,8 *мм*. Узел устойчиво работает при переработке полиэтилена и полипропилена для деталей с толщиной не более 2 *мм*. Наблюдается некоторое вытекание материала из мундштука в промежутке между впрысками. Перед началом литья, а также при возобновлении работы машины после вынужденных остановок коническое гнездо литниковой втулки следует очистить от остатка материала.

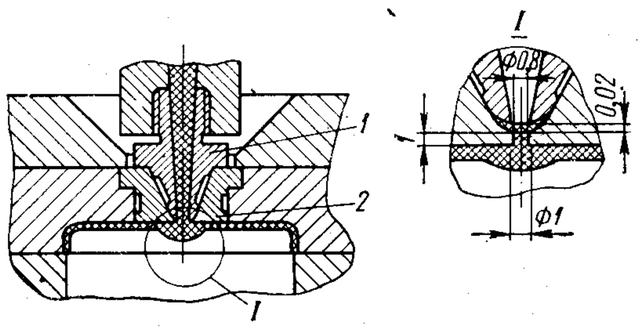



Рис. X.9. Узел впрыска одногнездной литьевой формы с безлитниковой системой

*Второй вариант.* Узел впрыска (рис. X.10) аналогичен предыдущему, однако отличается применением самозапирающегося мундштука, который препятствует вытеканию массы в промежутках между впрысками. Применение такого мундштука необходимо при литье под давлением термопластов типа полистиролов и их сополимеров, полиамидов. Устойчивость работы узла зависит от надежности работы мундштука, в котором наиболее ответственными деталями являются запирающий стержень, пружина и обогрев.

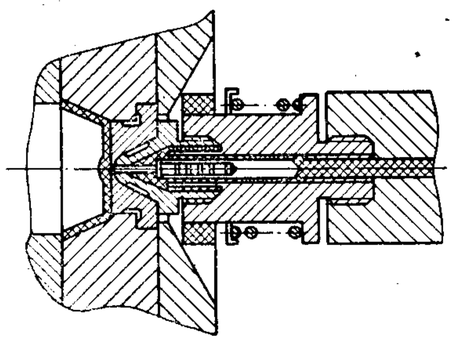


Рис. X.10. Узел впрыска одногнездной литьевой формы с самозапирающимся мундштуком (безлитниковая система)

Предкамерный узел впрыска (рис. X.11) отличается простотой в изготовлении и надежностью в эксплуатации при переработке кристаллизующихся полимеров. Основными элементами узла являются



мундштук *1* и предкамера *2* или *5*. Предкамера *2* (вариант *I*) закрепляется в конусном отверстии дна матрицы *4* и в промежутках между впрысками при отходе мундштука под действием пружины *3* имеет возможность приподниматься на 3—4 *мм*. Это необходимо для сохранения относительно высокой температуры предкамеры по отношению к охлаждаемой матрице, а также для получения качественной поверхности дна детали. Если ко дну детали не предъявляются особые требования, возможно жесткое закрепление предкамеры *5* в матрице (вариант *II*). Мундштук в этом случае не отводится в промежутках между впрысками. Для уменьшения отдачи

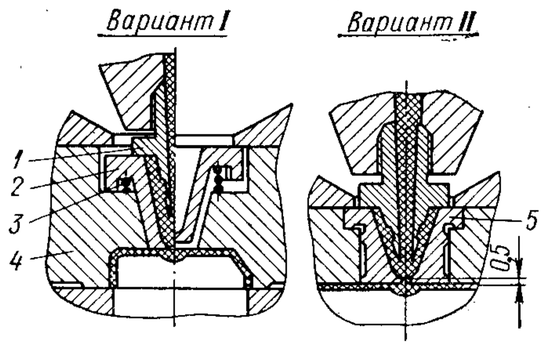



Рис. X.11. Предкамерный узел впрыска одногнездной литьевой формы с точечной литниковой системой

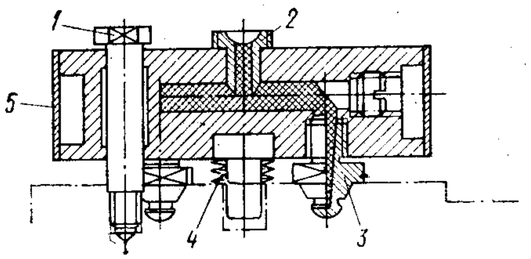



Рис. X.12. Горячелитниковая камера для двухгнездной литьевой формы

тепла от предкамеры на наружных стенках ее выполнены проточки, которые образуют воздушный зазор между предкамерой и матрицей. Мундштук изготовляется из бронзы, предкамера — стальная каленая. Материал, заполнив при первом цикле предкамеру, остается в ней постоянно (вариант *II*) либо отводится вместе с мундштуком (вариант *I*). Благодаря короткому циклу, материал в середине предкамеры не успевает застывать и очередной впрыск проходит через нее беспрепятственно. При такой конструкции отпадает необходимость в подгонке мундштука, исключаются случаи продавливания дна камеры. Следовательно, с предкамерным узлом впрыска можно получать отливки тонкостенных деталей с толщиной стенки до 2 *мм* (при условии эффективного охлаждения формы).

Литьевые формы с предкамерной заливкой надежны при переработке полиэтилена, полипропилена, ПВХ. При переработке полистирола и подобных ему материалов в зоне предкамеры должен монтироваться дополнительный (хотя конструктивно это часто затруднительно) обогрев с терморегулятором. Мощность обогрева 300—400 *вт*.

Практический интерес представляет применение обогреваемых литниковых камер. На рис. X.12 показана типовая конструкция такой камеры. Она закрепляется на неподвижной части формы с помощью четырех специальных болтов *1*, которые одновременно

являются и направляющими для продольного движения камеры. Это движение (на 2—3 *мм*) осуществляется за счет тарельчатой пружины *4* в момент отвода материального цилиндра машины и необходимо для нарушения контакта горячей камеры с охлаждаемой формой в промежутках между впрысками. Торцы разводящего канала выполнены в корпусе камеры, надежно закрыты резьбовыми пробками, которые для создания герметичности и прочности после установки в резьбовые гнезда завариваются. Сопла *3* выполнены из бронзы и тщательно пригнаны по коническим гнездам матриц форм. Цикл литья составляет 20—30 *сек*. Во время отхода камеры от гнезд формы, в промежутках между впрысками, как правило, не происходит вытекания материала из сопел под избыточным давлением в камере. Это достигается тем, что площадь поперечного сечения входного отверстия литниковой втулки *2* превышает суммарную площадь выходных отверстий в соплах в два-три раза (если и наблюдается незначительное вытекание материала, то из выходного отверстия втулки *2*, а формующие гнезда формы остаются чистыми). Размер впускного литника в гнезде формы по диаметру 0,8—1 *мм*, высота 1 *мм*; литник выполняется конусным.

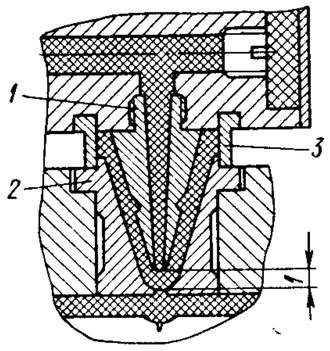



Рис. X.13. Предкамерный узел впрыска для литьевых форм с горячелитниковыми камерами

В наружном пазу корпуса камеры монтируется электрообогрев *5*. Мощность обогрева для камеры такого типа 500—600 *вт*. Паз с обогревом закрыт кожухом. Обогрев подключается к дополнительной зоне обогрева, которая имеется на современных машинах, или параллельно к выходной зоне обогрева материального цилиндра. Желательным является автоматическое регулирование температуры обогреваемой литниковой камеры.

Существующие конструкции обогреваемых литниковых камер требуют тщательной пригонки сопел в конических гнездах впрыска, что становится особенно затруднительным при увеличении количества мест впрыска (более двух-трех). В этом случае необходимо применять обогреваемые литниковые камеры с предкамерным узлом впрыска (рис. X.13). При такой конструкции узла впрыска между соплом *1* и коническим гнездом литниковой втулки *2* имеется постоянный зазор 2—3 *мм* по боковым плоскостям и 1 *мм* у впускного литника. Этот зазор и образует предкамеру, которая при первом впрыске заполняется пластмассой, а при последующих впрысках выполняет роль изолятора. Сопло—бронзовое. Кольцо *3* центрирует сопло относительно конического гнезда втулки, оно же герметизирует предкамеру. Заливочная втулка для уменьшения теплопередачи имеет проточки по наружному посадочному диаметру шириной 3—5 *мм*. Вся обогреваемая литниковая камера жестко закреплена



на форме и сопла не отходят от гнезд в промежутках между впрысками. При застывании пластмассы в предкамере во время вынужденных остановок и при нарушении циклов необходимо проткнуть предкамеру со стороны матрицы разогретой иглой до выходного отверстия мундштука. После этого можно возобновлять литье под давлением в автоматическом режиме. В остальном конструкция камеры аналогична предыдущей.

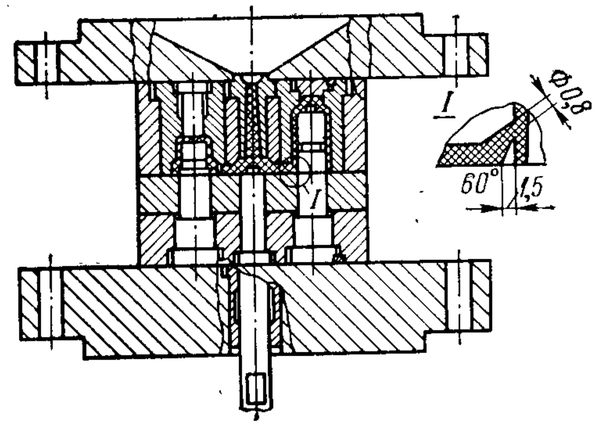



Рис. X.14. Литьевая форма с туннельными литниками

Туннельные литники хорошо зарекомендовали себя на практике (рис. X.14). Впускной литник должен быть сравнительно мощным у основания (до 5 *мм* в диаметре) и располагаться относительно плоскости разводящих литников под углом не менее 45—50°. Каналы разводящих литников должны размещаться, как правило, в плоскости разъема полуформ. Диаметр этих каналов должен быть не менее 6 *мм*. Туннельные литники применимы для изготовления деталей высотой не менее 3 *мм* и пригодны при переработке любых термопластов.

На рис. X.15 приведены схемы различных литниковых систем, показаны направления потоков и образования линий спаев. Эти схемы следует принимать во внимание при выборе, расчете и проектировании литниковых систем.

## § 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

### Расчет системы охлаждения

Диаметр и количество охлаждающих каналов определяется из условия поддержания в деталях формы, соприкасающихся с пластмассой, постоянного и равномерного температурного поля. Приближенный расчет уравнения теплового баланса для проверки принятых значений диаметра и количества охлаждающих каналов производится следующим образом.

Количество тепла $Q_1$ (в *ккал*), поступающее в форму в течение одного цикла, может быть определено по формуле

$$Q_1 = G_0 c\,(t_1 - t_2), \qquad (X.5)$$

где $G_0$ — вес отливки в *кг*; $c$ — теплоемкость пластмассы (для большинства термопластов $c = 0{,}4$—$0{,}5$ *ккал/кг·град*); $t_1$ — температура расплава; $t_2$ — температура формы.

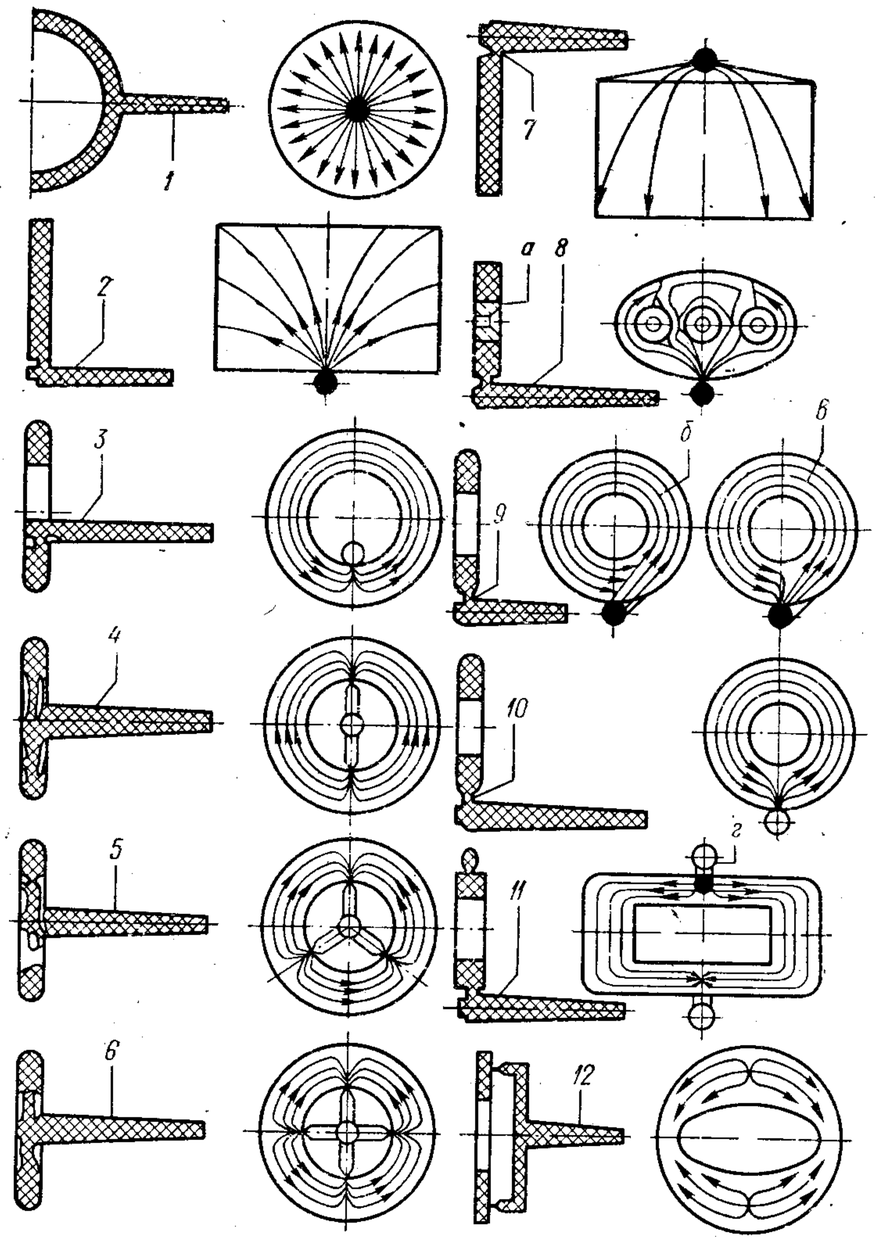



Рис. X.15. Схемы движения расплава полимера в различных литниковых системах:

*1* — центральный стержневой литник; *2* — асимметричный наружный стержневой литник; *3* — ассиметричный внутренний стержневой литник; *4* — симметричный с двумя перемычками; *5* — симметричный с тремя перемычками; *6* — симметричный с четырьмя перемычками; *7* — щелевой литник; *8* — асимметричный стержневой (*а* — арматура); *9* — асимметричный стержневой, расположенный снаружи по касательной к поверхности (*б* — ожидаемое направление потока; *в* — фактическое направление потока); *10* — асимметричный стержневой, расположенный радиально; *11* — то же, что *2* (*г* — углубление для уменьшения спая); *12* — точечный с двумя впусками



Тепло $Q_2$, уходящее из формы в окружающую среду, складывается из потерь наружной и рабочей поверхностей формы за счет теплообмена и лучеиспускания. Приближенно можно считать, что потери тепла $Q_2$ (в *ккал*), составляют 50% от количества тепла $Q_1$, подводимого к форме, т. е.

$$Q_2 = 0{,}5Q_1. \qquad \text{(X.6)}$$

Разность между количеством подводимого и уходящего тепла определяет то количество тепла $Q_3$ (в *ккал*), которое должна отнять у формующих деталей формы охлаждающая система за один цикл; таким образом

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = (t_к - t_н)\, V, \qquad \text{(X.7)}$$

где $t_к$ — температура воды при выходе из формы; $t_н$ — температура воды при входе в форму; $V$ — объем воды в *л*, пропускаемой через охлаждающую систему формы в течение одного цикла.

Для проверки возможности пропуска воды в течение минуты через один охлаждающий канал принятого диаметра пользуются следующей формулой:

$$\frac{V}{T} \leqslant \frac{V_м}{n}, \qquad \text{(X.8)}$$

где $T$ — продолжительность цикла в *мин*; $V_м$ — количество воды, проходящее через охлаждающий канал в течение одной минуты, в *л*; $n$ — количество каналов охлаждающей системы формы.

Зависимость количества воды, проходящей через охлаждающий канал, от его диаметра

| Диаметр охлаждающего канала $d$ в *мм* | 5 | 8 | 10 | 12 | 16 |
|---|---|---|---|---|---|
| Количество воды в *л*, проходящей через канал в течение 1 *мин* . . . | 3 | 6 | 9 | 13 | 18 |

***Пример.*** Проверить принятые при конструировании литьевой формы диаметр ($d = 8$ *мм*) и количество ($n = 1$) каналов для охлаждения матрицы, в которой производится литье под давлением детали с весом впрыска 40 *г*. Теплоемкость пластмассы 0,5 *ккал/кг·град*. Температура литья 240° С, температура формы 40° С. Продолжительность цикла 1 *мин*.

Решение

По формуле (X.5) определяем количество тепла, поступающего в форму,

$$Q_1 = 0{,}04 \cdot 0{,}5\ (240—40) = 4\ ккал.$$

Потери тепла по формуле (X.6)

$$Q_2 = 0{,}5 \cdot 4 = 2\ ккал.$$

Разность между количествами подводимого и уходящего тепла определяем по формуле (X.7):

$$Q_3 = 4—2 = 2\ ккал.$$

Принимая разность температур воды, проходящей в матрице, равной 1°, определяем по формуле (X.7) количество литров воды, которое следует пропустить по каналу матрицы в течение одного цикла:

$$V = \frac{2}{1} = 2\ л.$$

В соответствии с формулой (X.8) этот объем воды может быть пропущен в течение 1 *мин* через один канал диаметром 8 *мм*.

Более точный расчет системы охлаждения требует проведения детальных теплофизических исследований каждого типа полимера. Общая последовательность такого расчета заключается в следующем.

Из уравнения теплопроводности величина теплоотводящей поверхности (в $м^2$) оказывается равной

$$F = \frac{Q_ч}{\Delta t K}. \qquad (X.9)$$

Но $Q_ч = Q_1 A$.

В приведенных формулах $Q_ч$ — количество тепла в *ккал*, поступающее в форму в течение часа; $A$ — пластикационная производительность машины в *шт/ч*; $K$ — обобщенный коэффициент теплопроводности в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$; $\Delta t$ — разница температур между оформляющей поверхностью формы и охлаждающим агентом (водой);

$$Q_1 = G_o (i_0 - i_1); \; G_o = V_o \gamma,$$

где $i_0$, $i_1$ — соответственно удельное количество тепла, вносимое в форму затекающим расплавом и остающееся в отливке при некоторой средней температуре в момент выталкивания (оба значения должны определяться для каждого полимера экспериментально); $V_o$ — объем отливки в $м^3$; $\gamma$ — удельный вес полимера в $кг/м^3$.

При круглом сечении охлаждающего канала его поверхность равна

$$F = \pi d l. \qquad (X.10)$$

Приравнивая значения $F$ по формулам (X.9) и (X.10), можно получить расчетную величину длины каналов $l$, а после ряда преобразований и решений — расстояние между двумя соседними каналами. Оптимальная величина этого расстояния равна $x = 2{,}14d$, где $d$ — диаметр охлаждающего канала в *мм*.

Из совместного решения уравнений (X.9) и (X.10) окончательно получаем

$$l = \frac{Q_ч \left(\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}\right)}{\pi d \Delta t}, \qquad (X.11)$$

где $s$ — расстояние от канала охлаждения до оформляющей поверхности формы в *м*; $\lambda$ — коэффициент теплопроводности материала формы в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$.

При теплопередаче стенка трубы—вода

$$\alpha = (19{,}3 + 0{,}27 t_н)(\gamma_в v_{в.к})^{0{,}85}, \qquad (X.12)$$

где $t_н$ — начальная температура воды; $\gamma_в$ — удельный вес воды; $v_{в.к}$ — скорость протекания охлаждающей воды в канале.



***Пример.*** Определить длину охлаждающего канала литьевой формы при $Q_ч = 1100$ *ккал*; $s = 0{,}02$ *м*; $\lambda = 45$ $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$; $\Delta t = 9°$; $d = 0{,}009$ *м*; $t_н = 13°$ С.

Решение

По формуле (X.11)

$$l = \frac{1100\left(\frac{0{,}02}{45} + \frac{1}{6700}\right)}{3{,}14 \cdot 0{,}009 \cdot 9} = 2{,}6 \text{ м}.$$

Предварительно по формуле (X.12) высчитывается величина

$$\alpha = (19{,}3 + 0{,}27 \cdot 13)(\gamma_в v_{в.к})^{0{,}85} = 6700 \text{ ккал}/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

В последнем уравнении произведение $\gamma_в v_{в.к} = G_в = 347$ $кгс/см^2 \cdot ч$.

Полученное значение определяет количество проходящей воды через трубопровод определенного диаметра.

В общем виде $v_{в.к} = \frac{v_1 F_1}{F_2}$, где $v_1$ — скорость потока в трубопроводе; $F_1$ — площадь сечения трубопровода; $F_2$ — площадь сечения охлаждающего канала.

Величина 347 $кгс/см^2 \cdot ч$ получается при принятых исходных данных, учитывая, что $v_1 = 50$ *м/сек* (при трубопроводе ∅ 10—12 *мм*).

Итак, необходимая длина охлаждающих каналов при данной пропускной способности составляет 2,6 *м*.

Правильность расчетов легко проверить. Действительно, из уравнений (X.9) и (X.10) $\Delta t = \frac{Q_ч}{\alpha \pi d l}$. Определив величину $\Delta t$ расчетом и измерив температуру воды на входе и выходе из формы, устанавливают соответствие теоретического и действительного значений.

## Конструктивные особенности систем охлаждения

Основные требования, предъявляемые к конструкции систем охлаждения, заключаются в обеспечении однородного температурного поля при максимальном отводе тепла из зоны отливки и минимальном — из зоны литниковых каналов.

Рассмотрим несколько примеров конструкций систем охлаждения. Если необходимо охлаждать формы с глубокими полостями, то критическим для отвода тепла является то место, куда расплав попадает с высокой скоростью. Из-за перегрева массы здесь могут возникнуть усадочные раковины. При очень больших отливках особенно целесообразно в подвижной полуформе предусмотреть вставку со спиральной канавкой для охлаждения. Такая канавка (рис. X.16) позволяет регулировать перепад температуры между обеими полуформами и от края к центру отливки.

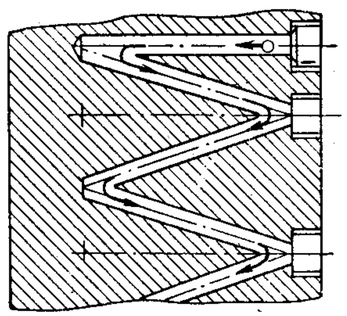


Рис. X.16. Спиральная канавка для охлаждения

«Пальцевое» охлаждение позволяет (рис. X.17) увеличить теплообменную поверхность, особенно после изменения конфигурации внутренней полости (вариант справа). При этом необходимо обращать внимание на то, чтобы все поперечное сечение полости было бы не

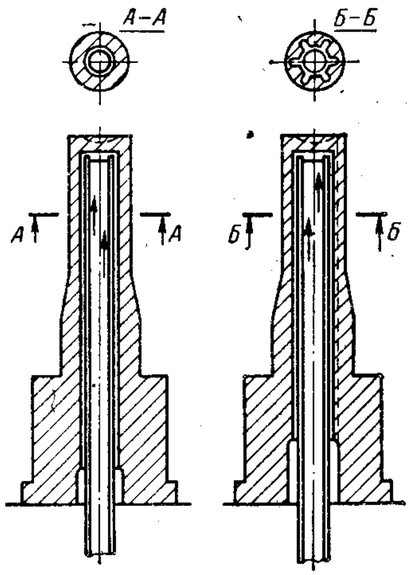



Рис. X.17. Система «пальцевого» охлаждения

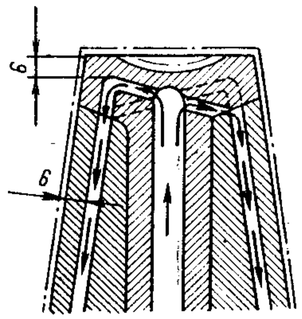



Рис. X.18. Конструкция составной вставки для интенсивного охлаждения литьевой формы

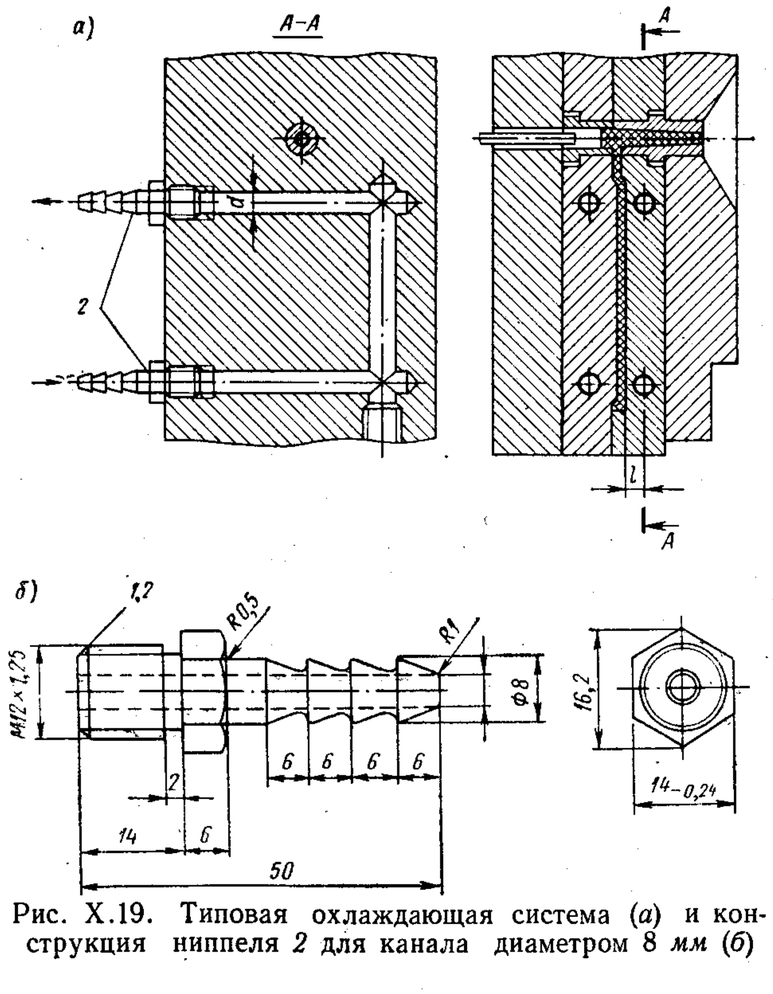



Рис. X.19. Типовая охлаждающая система (*а*) и конструкция ниппеля *2* для канала диаметром 8 *мм* (*б*)



больше поперечного сечения подводящего канала, чтобы не произошло снижения скорости потока.

На рис. X.18 показан вариант обеспечения интенсивного охлаждения определенной части формы. Используются составные вставки, причем применяются два различных материала с разными коэффициентами линейного термического расширения. Составная конструкция облегчает изготовление формы.

Типовая охлаждающая система литьевой формы приведена на рис. X.19. На рис. X.19, *а* изображены ниппели *2*, через которые осуществляются подвод и отвод воды.

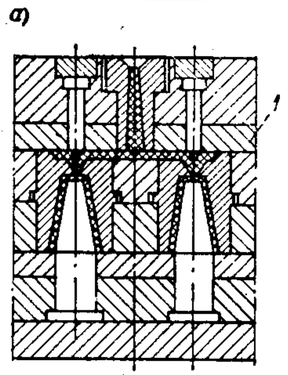
## § 5. АНАЛИЗ ТИПОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ФОРМ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

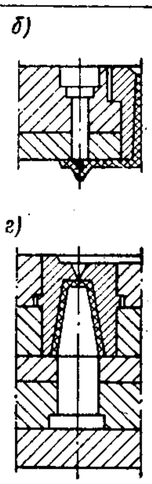
Основная современная тенденция при проектировании литьевых форм — это полная автоматизация работы формы, т. е. обеспечение при размыкании отрыва (среза) литников и разделения мест сброса литников и деталей.

Одним из путей достижения такого автоматизма является проектирование форм с отрывными литниками, причем это решается различными конструктивными способами. Рассмотрим их подробнее.

**Отрыв литника в дополнительной плоскости разъема** (рис. X.20). Разводящие литники располагаются в дополнительной плоскости разъема формы. В начале открытия формы за счет специальных конструктивных задержек литник отрывается от деталей в месте точечных впусков и при продолжении раскрытия формы сбрасывается специальной литниковой плитой сброса *1*. Отлитые детали сбрасываются в своей плоскости разъема обычными методами. Для надежной работы этой схемы необходим принудительный начальный разъем в дополнительной литниковой плоскости разъема.

На рис. X.21 дано конструктивное решение, обеспечивающее принудительный разъем в плоскости литника при помощи крюков с копирами. Крюк *1* закреплен на оси *4*, которая вмонтирована в подвижной части формы. Копир *3* установлен на неподвижной части формы. В закрытом положении и при начале раскрытия формы крюк жестко сцепляет всю подвижную часть формы до плоскости *А* литника (рис. X.21) и поэтому первоначально форма раскрывается в этой плоскости. Одновременно штифт *2*, закрепленный в крюке, скользит по копиру, и когда штифт попадает на скос копира, крюк выводится из зацепления в дополнительной плоскости литников. Матричная часть формы останавливается, зависая на тягах. При дальнейшем движении подвижной части формы происходит разъем ее в основной плоскости и сброс деталей. Возможно также конструктивное решение принудительного разъема без копиров за счет тяг, соединяющих плиту матриц и литниковую плиту; эти тяги и обеспечивают последовательный разъем формы в основной и дополнительной плоскостях.



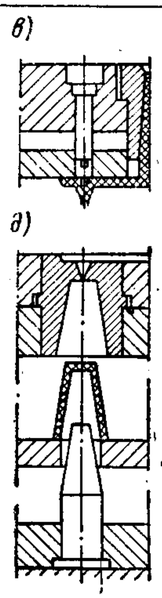




Рис. X.20. Схема отрыва литника в дополнительной плоскости разъема: *а* — общий вид литьевой формы; *б* — момент отрыва литника; *в* — начало движения литниковой плиты *1* сброса; *г*—подготовка к сбросу детали; *д* — сброс детали

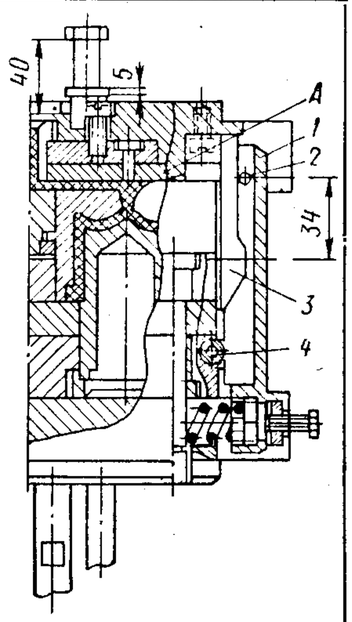



Рис. X.21. Механизм принудительного начального разъема формы в плоскости литника

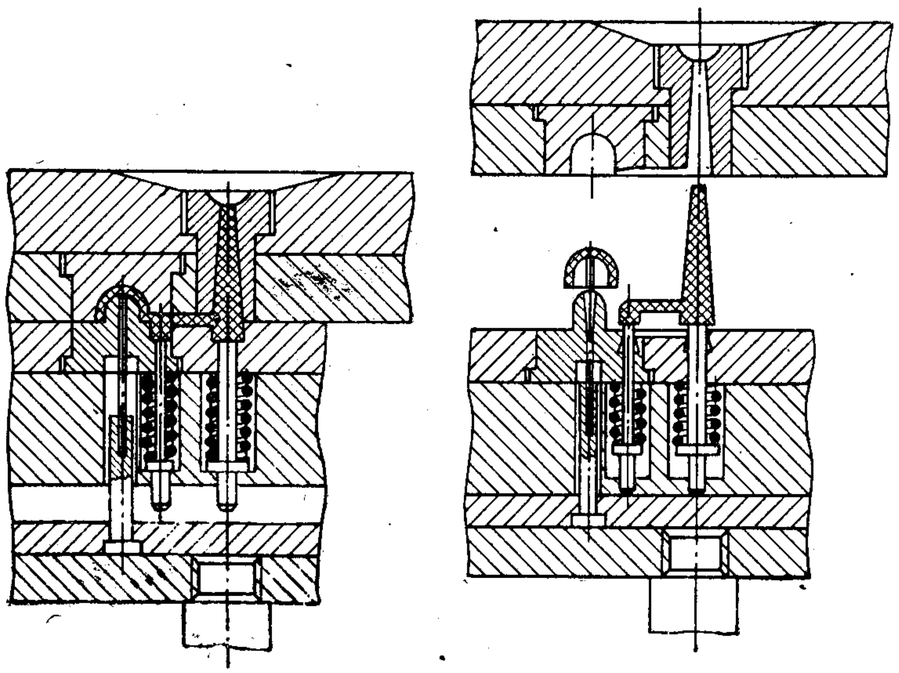


Рис. X.22. Схема отрыва и сброса литника в основной плоскости за счет раздельного выталкивания детали и литника



Наличие в дополнительной плоскости разъема тяг, плиты сброса литников, копиров иногда затрудняет свободный сброс литника, при этом нарушается автоматический режим работы формы. Поэтому необходимо принимать во внимание характер расположения этих элементов в плоскости литников с тем, чтобы исключить зависание на них литника при сбросе.

Рассмотренные конструкции, как показывает опыт, следует применять лишь для получения деталей высотой более 40 *мм* и деталей, требующих точечной заливки непременно в дно.

**Литьевые формы с отрывом или срезом литника в одной основной плоскости разъема.** Имеется несколько разновидностей конструктивных решений таких форм. На рис. X.22 изображена схема работы формы с отрывом литника в основной плоскости разъема за счет раздельного выталкивания деталей и литника. Конструкция и работа формы понятна из приведенной схемы. Впускной литник плоский, длина его 0,5 *мм*, ширина 1 *мм*, глубина 0,3—0,4 *мм*. Располагать впускной литник следует в наиболее прочном месте детали. Толкатель подводящего литника должен быть расположен как можно ближе к детали.

## § 6. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ФОРМ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ РЕАКТОПЛАСТОВ

Конструктивные особенности таких форм определяются процессами, происходящими при переработке отверждаемых материалов: размягчением материала и его пластикацией; сшивкой полимерных молекул, приводящей к отверждению. Оба процесса протекают одновременно. Размягчение снижает вязкость, сшивка — повышает ее. Из-за предварительного отверждения при пластикации и соответствующего снижения текучести композиций при переработке реактопластов требуются повышенные, по сравнению с переработкой термопластов, давления впрыска и, следовательно, усилия смыкания формы. Для частичного устранения этого недостатка для переработки реактопластов разработаны в литьевых машинах специальные конструкции червяков с постоянным или даже возрастающим объемом нарезки по направлению к головке. В червяках такой конструкции пластикация композиции заканчивается только в последнем витке нарезки, что позволяет сократить время термического нагружения реактопластов и, следовательно, уменьшить степень их предварительного отверждения. Вследствие отсутствия компрессии в червяках тепло трения, выделяющееся при переработке реактопластов, незначительно. Нагрев композиции осуществляется жидким горячим теплоносителем через наружную стенку цилиндра. Обычно для этой цели используют горячую воду, циркулирующую от термостата.

В головке литьевой машины предусматривается специальная кольцевая проточка, предотвращающая перегрев расплава в литьевом канале за счет тепла, поступающего от горячей формы. Головка обогревается электрическими нагревателями сопротивления с независимым

регулированием и имеет дополнительные каналы, куда при перегреве нагнетается холодная вода или воздух.

Принципиально разработку конструкций форм для литья под давлением реактопластов можно проводить по аналогии с конструированием форм для термопластов (см. §§ 1÷5 данной главы) и пресс-форм для прямого прессования и пресс-литья (гл. IX), но с учетом отмеченной выше специфики. Особенно четко эта специфика проявляется в технологической усадке, величина которой при литье под давлением оказывается значительно большей (до 10 раз), чем при прессовании деталей из термореактивных пластмасс.

Такое значительное расхождение в величинах усадки вызвано различными условиями отверждения (продолжительностью и температурой) и заполнения формы (временем выдержки под давлением и скоростью материала при прохождении впускного канала). Сокращение продолжительности отверждения и вызывает увеличение усадки. Степень ориентации материала выше на участках изделия, перпендикулярных оси впускного канала, и значительно ниже на участках, параллельных последней. Это объясняется влиянием наполнителя, который, как правило, входит в состав композиции. Влияние ориентации на усадку детали проявляется и при прямом прессовании термореактивных материалов и при литье под давлением термопластов, армированных стекловолокном. Однако при литье под давлением термореактивных материалов влияние ориентации на усадку значительно больше. Кроме того, повышенная степень ориентации может вызвать коробление, скручивание или другие искажения формы детали. Поэтому при конструировании формы следует предусматривать такое взаимное расположение формующей полости и впускного канала, которое бы исключило или значительно уменьшило эффект ориентации.

Конфигурация центрального литника формы для термореактивных материалов подобна форме для литья под давлением термопластов. Некоторые поправки учитывают влияние наполнителей: для более быстрого заполнения формы несколько увеличивают диаметр центрального литника и его конусность (до 3—4°). В литьевых формах, предназначенных к использованию на ротационных литьевых машинах, центральный литник располагают по линии разъема в одной плоскости с распределительным литником. В этом случае приходится вместо конической формы литника выполнять его цилиндрическим с диаметром, незначительно превышающим диаметр распределительного литника. Для быстрого и качественного (без пузырьков и признаков преждевременного отверждения) заполнения формующей полости распределительный литник должен оказывать минимально возможное сопротивление течению материала. Поэтому его следует выполнять по возможности коротким и круглого сечения. Диаметр распределительного литника должен быть несколько бо́льшим, чем у литников для термопластов. Минимально допустимый диаметр литника 5—6 *мм*.



Трапецеидальные каналы применяют при использовании высокого давления литья. Чтобы обеспечить хорошее течение материала, в углах должно быть скругление радиусом не менее 0,5 *мм*. Заполнение формы при трапецеидальном сечении распределительных каналов идет медленнее, чем при полукруглом, поэтому в таком случае выбираются массы не только с хорошей текучестью, но и отличающиеся медленным отверждением.

Полукруглые каналы значительно облегчают процесс извлечения детали. Так как круглые каналы делаются в обеих половинах формы, то сочленение этих половин должно быть очень точным. По сравнению с трапецеидальными и полукруглыми каналами, круглые обеспечивают более быстрое заполнение формы при сравнительно низком давлении и их наиболее целесообразно применять в формах для червячных литьевых машин.

Расположение впускного канала в форме для литья под давлением реактопластов принципиально не отличается от расположения каналов в формах для литьевого прессования. В производстве малогабаритных деталей можно применять впускной канал стандартных размеров. Производство больших или длинных изделий требует тщательной разработки конструкции впускного канала. В формах, предназначенных для производства длинных деталей, впускной канал должен быть размещен так, чтобы заполнение формующей полости проходило в направлении, параллельном оси канала. Ширина впускного канала должна быть максимально возможной. Поэтому рекомендуют применять каналы веерного типа. Там, где это невозможно, разрешается использование канала из нескольких параллельных ручьев. В этом случае особенно важно подобрать площадь поперечного сечения каждого ручья так, чтобы скорость материала в каждом из них была одинаковой. Хорошие результаты дает также применение канала с концевой частью, нависающей над стенкой изделия.

Размеры впускного канала устанавливаются такими же, как и для форм литьевого формования. Так, например, при полукруглой форме распределительного канала диаметром 8 *мм* применяется впускной литник длиной около 3 *мм* и шириной приблизительно 2,5 *мм*.

При круглом канале диаметром 6 *мм* наиболее подходящим является впускной литник с длиной около 3 *мм* и диаметром — 2 *мм*.

Общего правила для выбора размеров и форм распределительного канала и впускного литника, которые, в первую очередь, зависят от объема отливки, нет. Но следует учесть, что для устранения опасности преждевременного отверждения масса должна подаваться от цилиндра к форме в течение около 20—25 *сек*. Если масса предварительно не подогревается, то это время приблизительно удваивается. Чем меньше впускной канал, тем легче также и последующая обработка и лучше внешний вид готового изделия. Однако слишком малые впускные каналы могут явиться причиной недостаточного запол-

нения форм и снижения прочности, особенно ударной, изделий из материалов с наполнителем из длинных асбестовых или стеклянных волокон. С увеличением скорости материала во впускном канале пропорционально увеличивается и усадка изделия, поэтому чрезмерное уменьшение поперечного сечения впускного канала нежелательно. При переработке фенопластов размеры впускного канала рассчитывают, исходя из того, что на 4—6 *г* веса изделия должен приходиться 1 *мм*$^2$ площади поперечного сечения канала. Длина этого канала, как и распределительного, должна быть незначительной, чтобы не создавать дополнительного сопротивления течению материала.

Для удаления воздуха и газов из формующей полости в литьевой форме предусматриваются специальные каналы — воздушники. Сравнительно с другими методами формования термореактивных материалов литье под давлением отличается более высокими скоростями заполнения форм. Поэтому здесь удаление газов представляет собой довольно сложную проблему. Воздушники лучше всего располагать на линии разъема литьевой формы и в наибольшем удалении от впускного канала. Для лучшего отделения облоя от готового изделия предпочтительнее более глубокие воздушники. В большинстве случаев каналы для удаления воздуха имеют размеры: глубину 0,03—0,05 *мм* и ширину 3—5 *мм*. Гнездность форм для литья под давлением реактопластов не следует значительно увеличивать, так как отходы термореактивных материалов не перерабатываются и использование многогнездных форм может стать нерентабельным.

Для надежного извлечения готовой детали из литьевой формы, последняя обычно выполняется со стороны выталкивающей плиты с небольшим поднутрением.

Формы для литья под давлением резиновых смесей позволяют получать изделия, не требующие дальнейшей обработки облоя (за исключением операции по отделению литника). При этом необходимо формы замкнуть с таким усилием, чтобы резиновая смесь, заполняя формующую полость, не выходила бы между поверхностями разъема формы. На проведение процесса литья влияют усилия смыкания формы $P_{см}$, удельное давление литья $p_0$, распорное усилие в форме $P_{расп}$, геометрия канавок и рабочих гнезд, точность дозировок смеси, качество изготовления пресс-формы. Однако основное условие получения качественных изделий — выполнение неравенства $P_{см} \geqslant P_{расп}$.

Для получения формового в литьевой форме изделия требуемых размеров необходимо учесть усадку резины. Величина $C$ полной линейной усадки зависит от температурной, вулканизационной усадок и технологической деформации. Температурную усадку вычисляют по формуле:

$$C_t = (\alpha_м - \alpha_р)\,\Delta t,$$



где $\alpha_м$ — коэффициент линейного расширения металла;
$\alpha_р$ — коэффициент линейного расширения резины;
$\Delta t$ — перепад температур.

Здесь $\alpha_р = \eta\alpha_к$, где $\alpha_к$ — коэффициент линейного расширения каучука; $\eta$ — относительное объемное содержание каучука и компонентов органической природы в резиновой смеси.

Поскольку $\alpha_р$ на порядок больше $\alpha_м$, усадка $C_t$ будет всегда положительной.

Вулканизационную усадку $C_в$, которая связана с увеличением плотности (удельного объема) вулканизата $\gamma_р$ по сравнению с плотностью резиновой смеси $\gamma_{р.с}$, вычисляют по формуле

$$C_в = \sqrt[3]{\frac{\gamma_р}{\gamma_{р.с}}} - 1.$$

Остальные составляющие полной усадки, объединяемые в так называемую технологическую деформацию $C_{т.д}$, рассчитывают так:

$$C_{т.д} = C - (C_t + C_в).$$

Величины $C$, $C_t$, $C_в$ и $C_{т.д}$ могут иметь различные значения в зависимости от вида резин, конфигурации образцов (цилиндры, бруски-кольца, пластины, рамки) и размера образцов. Пределы значений этих коэффициентов таковы:

| $C$ | $C_t$ | $C_в$ | $C_{т.д}$ | $\frac{C_{т.д}}{C}$ |
|---|---|---|---|---|
| 0,99—2,78 | 1,64—2,49 | 0,14—2,02 | 0,06—2,90 | 0,03—2,32 |

## ЛИТЕРАТУРА

1. Технологическая оснастка для холодной штамповки, прессования пластмасс и литья под давлением (сборник). М., ЦИНТИАМ, 1964.
2. Демин Е. Н. Справочник по пресс-формам. Лениздат, 1967.
3. Иванов В. К. Конструирование автоматических литьевых форм для деталей из термопластов. ЛДНТП, 1970.
3. Манихин Ю. П. Многогнездные автоматизированные литьевые формы для изделий из термопластов. ЛДНТП, 1970.

ГЛАВА XI

# ЭКСТРУЗИОННЫЙ ФОРМУЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

## § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭКСТРУЗИОННЫХ ГОЛОВОК

Назначение экструзионного формующего инструмента — оформление поставляемого экструдером расплава полимера в непрерывное изделие с постоянным (реже переменным) поперечным сечением заданной формы. Расплав сначала оформляется в виде непрерывного профиля, поперечное сечение которого весьма близко к окончательному; эту функцию выполняет первый, необходимый во всех случаях, элемент экструзионного инструмента — головка.

Придание конечной конфигурации изделию и охлаждение его, достаточное для сохранения приобретенной конфигурации в течение времени транспортировки до устройства, обеспечивающего окончательное охлаждение, выполняется вторым элементом — калибрующим устройством. Наличие этого элемента не всегда обязательно. При изготовлении, например, рукавных пленок методом раздува калибрующие устройства отсутствуют; при производстве листов функции калибрующих устройств выполняют валковые машины.

Основные конструктивные элементы головок рассмотрим на примере головки для производства изделия трубчатой формы с шестигранным поперечным сечением поверхности (рис. XI.1). Любая головка имеет формующий канал *12*; его поперечное сечение повторяет форму изделия. Наружная поверхность формуемого в этом канале изделия оформляется одной или несколькими деталями, называемыми мундштуком *11* (менее распространенные названия этой детали — матрица, фильера). Если поперечное сечение изделия полое, то внутренняя поверхность его оформляется дорном *10*. Мундштук и дорн являются сменным инструментом головки, поскольку конфигурация их зависит от изготовляемого в данный момент изделия. Дорн крепится к корпусу *4* головки посредством дорнодержателя *7*. Вид дорнодержателя сбоку показан на виде *В*. Центральная его часть, к которой крепится дорн, соединена с его наружным кольцом *17* посредством двух или более ребер *18* дорнодержателя.

Подавляющее большинство головок имеет устройства для регулировки зазора формующего канала. В данном случае это обеспечивается четырьмя (минимум тремя) болтами *8*. Переходный канал *15* предназначен для плавного преобразования круглого на входе поперечного сечения в требуемое поперечное сечение формующего канала.

На входе в подводящий *6* канал, как правило, устанавливается решетка *3*, решетка в ряде случаев служит опорным элементом для одной сетки или пакета устанавливаемых перед ней сеток. Одно из



назначений решетки и сеток — фильтровать расплав, другое — создавать дополнительное гидравлическое сопротивление, обеспечивающее необходимое для удовлетворительной пластикации поли-

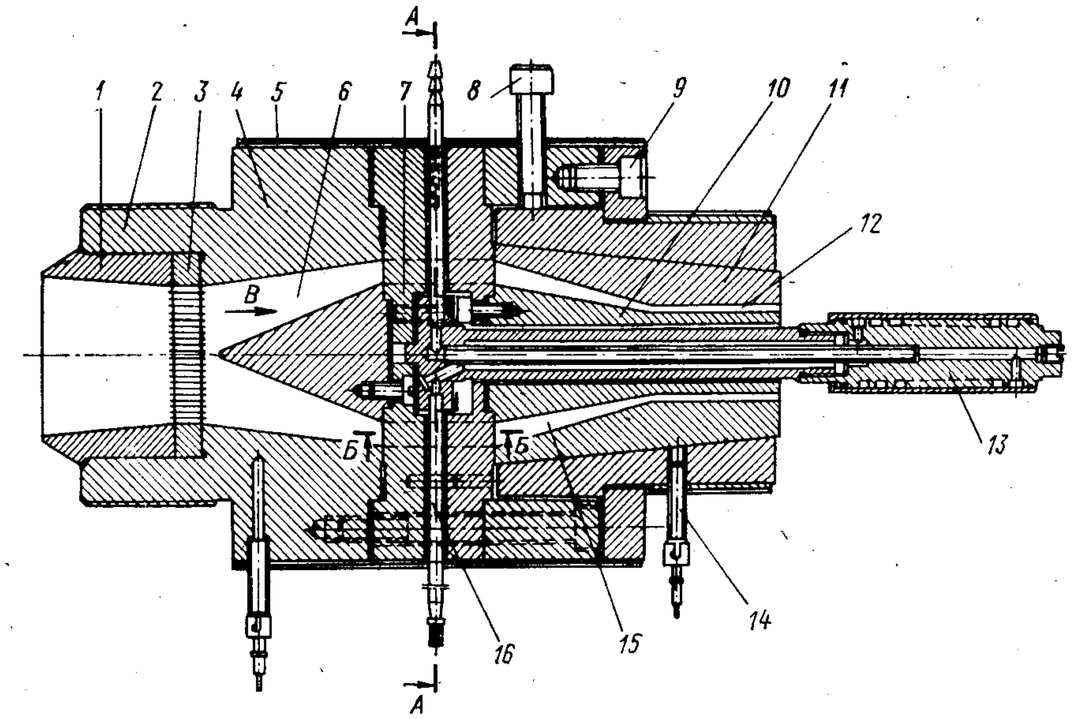



Рис. XI.1. Конструкция прямоточной головки для производства труб:

*1* — адаптер; *2* — резьбовая часть; *3* — решетка; *4* — корпус головки; *5* — элементы электрообогрева; *6* — подводящий канал; *7* — дорнодержатель; *8* — отжимные болты для радиального смещения мундштука; *9* — болты, фиксирующие положение мундштука; *10* — дорн; *11* — мундштук; *12* — формующий канал (щель); *13* — калибрующее устройство; *14* — термопара; *15* — переходный канал; *16* — каналы в ребрах дорнодержателя; *17* — наружное кольцо; *18*—ребра дорнодержателя

мера давление перед шнеком (в том случае, если собственное гидравлическое сопротивление каналов головки оказывается недостаточным для этого).

Каждая головка снабжается устройством для крепления ее к цилиндру экструдера. Представленная на рис. XI.1 конструкция может крепиться посредством резьбового хвостовика *2*. (Быстроразъемные конструкции соединений цилиндра с головкой показаны на рис. XI.2.)

Между сеткой и цилиндром экструдера вводится элемент, осуществляющий переход канала от диаметра шнека до диаметра решетки или подводящего канала и называемый переходником или адаптером *1* (присутствие его в ряде конструкций не обязательно).

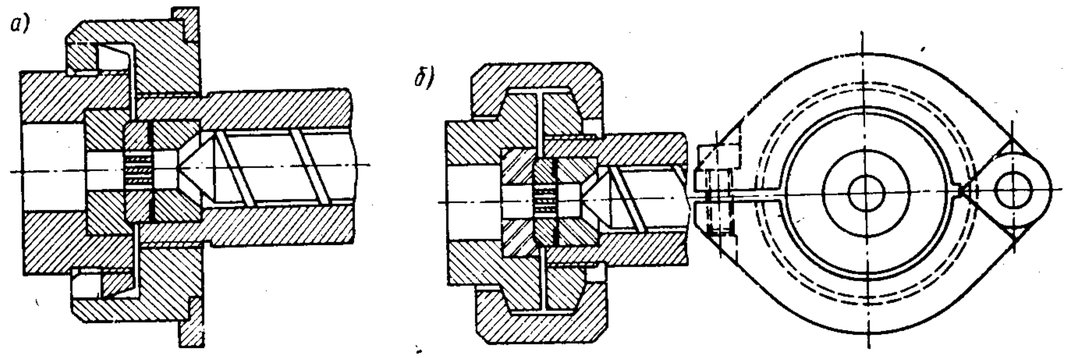



Рис. XI.2. Конструкции соединяющих головку с цилиндром затворов байонетного типа (*а*) и в виде конических полукольцевых стягиваемых элементов (*б*)

Головка, как правило, имеет обогрев (иногда охлаждение). Чаще всего это электрообогрев хомутовыми нагревателями сопротивления *5*, надеваемыми на тело головки.

Часто внутрь полого изделия необходимо вводить какой-либо агент (например, воздух под давлением для калибровки трубы, тальк для предотвращения слипания резиновой трубы до ее вулканизации и т. д.). Это осуществляется через специальные каналы *16* (в данной конструкции выполняются в ребрах дорнодержателя). В настоящей конструкции, например, эти каналы используются для подачи (и отвода) охлаждающей воды в калибрующее устройство *13*, укрепленное на головке. Калибровка и охлаждение в данном случае осуществляются при скольжении внутренней поверхности изделия по охлаждаемой наружной поверхности устройства *13*. Корпус головки должен иметь отверстия для установки в них приборов для теплового контроля (термометров или термопар *14*) в соответствии с числом независимо регулируемых зон обогрева (охлаждения). Иногда в канал головки на входе в нее вводят датчики давления.

Головки отличаются большим разнообразием типов и конструкций, которые могут быть классифицированы следующим образом.

По направлению выхода изделия:

1) прямоточные головки (например, на рис. XI.1) с направлением выхода изделия вдоль оси шнека (головки для труб, шлангов, стержней);



2) угловые головки, осуществляющие поворот расплава и соответственно изменяющие направление выдачи изделия на определенный угол по отношению к оси шнека (головки для покрытия проводов и кабелей изоляцией или защитной оболочкой, головки для рукавной пленки, головки для метода экструзии с раздувом и др.).

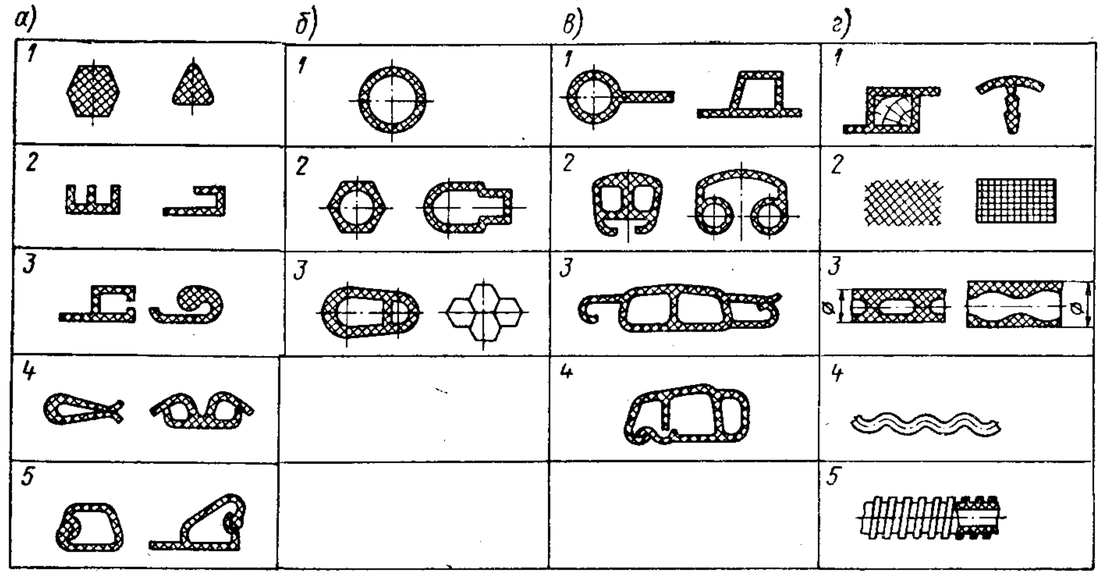



Рис. XI.3. Классификация профильных изделий:

*а* — изделия открытого типа:

*1* — массивные профильные; *2* — сложной формы без поднутрений; *3* — с поднутрениями; *4* — с касанием образующих полость стенок; *5* — с «замком», запирающим полость;

*б* — изделия закрытого типа:

*1* — изделия кольцевого сечения; *2* — некольцевого сечения с одной полостью; *3* — с двумя и более полостями;

*в* — изделия смешанного типа;

*1* — без поднутрений; *2* — с поднутрениями; *3* — с касанием стенок; *4* — с «замком»;

*г* — специальные изделия:

*1* — образованные из двух и более материалов (профили с фольгой, с сердечником из стеклопластика или дерева и др.); *2* — сетеподобные с открытыми ячейками; *3* — с переменной толщиной стенок в продольном сечении; *4* — изогнутые в продольном направлении (в направлении экструзии) трубы, прутки и т. п.; *5* — составные, состоящие из одного термопласта разных цветов или из разных термопластов, профили, образованные из двух или более простых изделий, например двухслойная труба (шланг), армированная спиралью или сеткой из металла или полимера и др.

По конфигурации формующей щели:

1) плоскощелевые;

2) головки с кольцевым (и круглым) поперечным сечением канала (головки для цилиндрических стержней, трубные головки, головки для метода экструзии с раздувом, головки для рукавной пленки);

3) профильные головки, имеющие сложный контур поперечного сечения формующего канала и различающиеся по конфигурации поперечного сечения изделия (рис. XI.3) на головки для изделий (открытого типа, закрытого типа, смешанного типа, специальные головки).

По способу обогрева корпуса головки:

1) с рубашками для обогрева (или охлаждения) жидкостями или паром;

2) с электрическим обогревом омического сопротивления или индукционным типом обогрева.

По общей конструкции корпуса головки:

1) неразъемные литые;

2) неразъемные сварно-литые;

3) разъемные, изготовленные механической обработкой из поковок и проката.

По способу крепления к цилиндру экструдера:

1) с фланцевым соединением (головки съемные, как на рис. XI.1, или откидные на петлях);

2) с байонетным соединением;

3) со стягиваемыми накидными полукольцами.

По максимальному давлению в головке, обеспечивающему рабочую производительность:

1) головки низкого давления (до 40 *кгс/см*$^2$) для стержней диаметром более 5 *мм*, толстых труб и листов и других толстостенных профилей;

2) головки среднего давления (40—100 *кгс/см*$^2$) для стержней диаметром 3—5 *мм* или труб и профилей с толщиной стенки около 1 *мм*;

3) головки высокого давления (свыше 100 *кгс/см*$^2$) для производства пленок, вытяжки нитей и т. д.

## § 2. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ГОЛОВОК

Конструкция и проходные сечения каналов головки и, следовательно, общее ее конструктивное оформление зависят от реологических свойств расплавов полимеров и определяющихся этими свойствами специфических гидродинамических явлений, а также от характера взаимосвязи экструдера с головкой. Рассмотрим эти факторы более подробно.

### Характер взаимосвязи экструдера с головкой

Фактическая производительность экструдера, снабженного конкретной головкой, определяется этим фактором.

Рабочими характеристиками экструдера и формующего инструмента являются графики в координатах давление — производительность. Уравнение рабочей характеристики дозирующей зоны шнека при допущении ньютоновского поведения расплава полимера имеет следующий вид:

$$Q = \frac{\pi^2 D^2 N h \sin\varphi\cos\varphi}{2} - \frac{\pi D h^3 \sin^2\varphi}{12L}\frac{p}{\mu_{эф}}, \qquad (XI.1)$$



где $Q$ — производительность; $D$ — наружный диаметр шнека; $N$ — скорость вращения шнека; $h$ — глубина нарезки; $\varphi$ — угол подъема нарезки; $\mu_{эф}$ — эффективная вязкость расплава; $p$ — давление на входе в головку; $L$ — длина дозирующей зоны.

Таким образом, рабочая характеристика шнека, в соответствии с уравнением (XI.1), в координатах $Q$—$p$ представляет собой прямую линию отрицательного наклона (рис. XI.4), причем чем меньше длина дозирующей зоны и более глубок канал нарезки, тем значительнее зависимость производительности от давления.

Естественно, не все режимы работы шнека, соответствующие его рабочей характеристике, являются оптимальными. Область малых давлений соответствует неудовлетворительной температурной однородности расплава и возможному появлению воздушных включений в нем, зона повышенных давлений — неконтролируемому перегреву расплава и возможным пульсациям производительности.

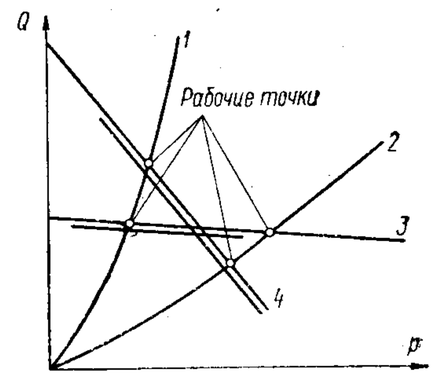



Рис. XI.4. Рабочие характеристики экструдера и головки:

*1, 2* — мундштуки соответственно с малым и большим гидравлическими сопротивлениями; *3, 4* — шнеки соответственно с мелким и глубоким каналами; сдвоенными кривыми обозначены оптимальные области рабочих характеристик шнеков

Уравнение, определяющее характеристику головки также в ньютоновском приближении, имеет вид

$$Q = \frac{K_н p}{\mu_{эф}}, \qquad (XI.2)$$

где $K_н$ — коэффициент, определяющийся геометрической формой каналов головки, — константа головки.

В соответствии с уравнением (XI.2) рабочая характеристика головки представляется кривой, исходящей из начала координат (рис. XI.4). Решение уравнений (XI.1) и (XI.2), графически представляемое точкой пересечения рабочих характеристик (рабочей точкой), дает значение производительности и развиваемого при этом давления на входе в головку для конкретного сочетания шнека и инструмента.

При проектировании головки конструктор должен знать:

1) будет ли рабочая точка соответствовать предполагаемой производительности;

2) будет ли рабочая точка лежать в пределах оптимальной области рабочей характеристики конкретного экструдера, для которого проектируется головка;

3) знать давление, развивающееся в элементах головки, для определения прочности этих элементов.

Первая задача может решаться, например, в допущении ньютоновского поведения расплава полимера при рассчитанной константе

головки $K_н$ — совместным решением уравнений (XI.1) и (XI.2). Вместо уравнения (XI.1), однако, предпочтительно использование конкретной, определенной экспериментально на данном полимере, оптимальной области рабочей характеристики экструдера. Найденное таким образом положение рабочей точки на характеристике шнека дает ответ одновременно на второй и третий вопросы. В случае несоответствия рабочей точки оптимальной области рабочей характеристики шнека либо последний должен быть заменен, либо должна быть изменена конфигурация каналов проектируемой головки с целью изменения ее константы. Определение константы головки или создаваемого ею перепада давления входит в задачи гидравлического расчета, который будет рассмотрен далее.

### Условие равенства расходов расплава во всех точках выходного поперечного сечения формующего канала

Это одно из важных условий (а в некоторых случаях главное), определяющих размерное соответствие и качество получаемого изделия. Действительно, если в рассмотренной (рис. XI.1) конструкции головки по каким-либо причинам скорость выхода расплава в верхней части формующего канала больше, чем в нижней, то за данный отрезок времени через верхнюю часть будет экструдирован участок трубы с длиной большей, чем в нижней части. Это приведет, во-первых, к утолщению верхней части трубы, во-вторых, к образованию в этом месте гофров и складок. Если второй недостаток может быть исправлен принудительным отбором экструдируемой трубы со скоростью, равной скорости выхода расплава в верхней части канала, то неизбежная при этом вытяжка и утонение нижней части трубы приводят к неустранимому дефекту поперечной разнотолщинности трубы. Методы и приемы выравнивания потока основываются на результатах гидродинамического анализа течения расплава в каналах головок, являются одной из задач гидравлического расчета и будут рассмотрены ниже.

При экструзии разнотолщинных и сложных профилей практически никогда не удается обеспечить полностью выравненного расхода по всему формующему сечению, и такие изделия всегда изготовляют при скорости принудительного отвода экструдата $v_{пр}$, несколько превышающей скорость выхода профиля из головки $v_э$. Отношение этих скоростей $k_в$ называется коэффициентом вытяжки, поскольку вследствие указанной разности скоростей происходит вытяжка профиля с утонением его стенок и уменьшением линейных размеров поперечного сечения примерно в $\sqrt{k_в}$ раз. Практикой для отдельных материалов рекомендуются следующие коэффициенты вытяжки, гарантирующие удовлетворительность качества изделия при условии применения упомянутых конструктивных методов выравнивания потока:



| Материал | $k_в$ в % |
|---|---|
| Полиэтилен низкой плотности | 15 |
| » высокой « | 20 |
| Полистирол и его сополимеры | 10 |
| Полиамид | 20 |
| Ацетобутират целлюлозы | 10 |
| Поливинилхлорид непластифицированный | 10 |
| » пластифицированный | 15 |

Соответствующие размеры поперечного сечения формующего канала при его конструировании должны приниматься больше таковых у изделия в $\sqrt{k_в}$ раз. Однако в процессе вытяжки сечение экструдата уменьшается в разных направлениях неодинаково, причем точно предусмотреть характер этой неоднородности невозможно. Можно только отметить, что толщина стенок тонкостенных профилей имеет преимущественное уменьшение по сравнению с линейными размерами, поэтому в первом приближении можно считать, что у тонкостенных профилей изменяется только толщина в $k_в$ раз, а у толстостенных или монолитных — как толщина, так и линейные размеры в $\sqrt{k_в}$ раз.

### Свариваемость потоков

Свариваемость отдельных потоков расплава, на которые разбивается общий поток перемычками решетки, ребрами дорнодержателя и другими преградами — также одно из необходимых условий получения доброкачественного изделия. Для сваривания необходимо достаточное давление в расплаве и эффективная деформация поверхностей контакта сливающихся потоков. Гидравлическое сопротивление формующего канала, как правило, оказывается достаточным для обеспечения необходимого давления, а требуемая деформация поверхностей контакта обеспечивается монотонным уменьшением площади поперечного сечения подводящего канала в три—пять раз. В ряде случаев для усиления эффекта деформирования перед переходным каналом *15* (см. рис. XI.1) или непосредственно в нем предусматривают местные сужения.

### Огрубление поверхности

Огрубление поверхности экструдируемого изделия — одно из специфических нежелательных явлений, присущих расплавам полимеров. Учет этого явления совершенно необходим при конструировании головок, особенно в высокоскоростных процессах наложения кабельной изоляции и производства пленок. Явление выражается в том, что по достижении некоторой скорости выдавливания, которой соответствует определенная скорость сдвига, называемая критической, поверхность выходящего из головки изделия, будучи до этого совершенно гладкой, становится шероховатой, а при дальнейшем превышении критической скорости сдвига в формующем канале

возникают и прогрессируют нерегулярности самой формы экструдата, имеющие определенную периодичность. Если скорость сдвига превышает критическую не в формующем канале, но где-либо перед ним, то шероховатость поверхности может сглаживаться, однако это явление влечет за собой пульсации давления в каналах головки, также приводящие к некоторой волнистости изделия. Не останавливаясь подробно на не до конца еще выясненном механизме явления, обусловленного, по-видимому, периодической скачкообразной реализацией накопленных в текущем расплаве упругих деформаций, следует отметить, что критическая скорость сдвига практически не зависит от длины формующего канала при отношениях длины к максимальной высоте $H$ формующего зазора, бóльших пяти—восьми, т. е. таких, которые имеют место в экструзионной практике. Однако она оказывается сильно зависимой от интенсивности уменьшения площади поперечного сечения переходного канала. Очевидно, момент начала огрубления поверхности экструдата связан в равной степени не только с интенсивностью деформирования (скоростью сдвига $\frac{dv}{dn}$), но и со скоростью изменения этой интенсивности (ускорением сдвига $\frac{d^2v}{dn^2}$). Ускорение сдвига имеет место в канале переменного сечения, т. е. в переходном канале, и именно этой зоне принадлежит инициирующая роль в рассматриваемом явлении.

Многочисленные эксперименты позволили получить количественное описание явления, приемлемое для расчета экструзионного инструмента. Была установлена зависимость

$$(\dot{\gamma}\nu)_к = f(\varepsilon, T), \qquad \text{(XI.3)}$$

где $(\dot{\gamma}\nu)_к$ — произведение критической скорости сдвига $\dot{\gamma}$ на удельный вес расплава $\nu$; $\varepsilon = \frac{dr_г}{dl}$ — интенсивность уменьшения гидравлического радиуса $r_г$ поперечного сечения входной зоны по длине ее $l$, $T$ — температура расплава; $r_г = \frac{F}{П}$; $F$ — площадь поперечного сечения; $П$ — его периметр.

Эта зависимость для переходных каналов без дорна имеет вид

$$(\dot{\gamma}\nu)_к = M(T)(2\varepsilon)^{-u(T)}, \qquad \text{(XI.4)}$$

где $M(T)$, $u(T)$ — константы, присущие конкретному материалу и зависящие от температуры.

В этих каналах величина $\varepsilon$ однозначно определяется только одним геометрическим параметром: углом конической поверхности мундштука, образующей переходный канал. В каналах с дорном (рис. XI.5) величина $\varepsilon$ определяется двумя параметрами: углами конических поверхностей мундштука и дорна, поэтому в формулу (XI.4) применительно к таким каналам введен дополнительный член, учитывающий характер уменьшения $r_г$,

$$(\dot{\gamma}\nu)_к = M\left[2\varepsilon + N(\operatorname{tg}\theta)^v\right]^{-u}, \qquad \text{(XI.5)}$$



где $\operatorname{tg}\theta = \operatorname{tg}\frac{\alpha+\beta}{2}$ — тангенс угла наклона средней линии щели к оси головки (рис. XI.5); $N$, $v$ — константы материала, зависящие от температуры; значения их приведены в табл. XI.1. Величину $\varepsilon$ для конических переходных каналов без дорна можно найти из следующих соотношений:

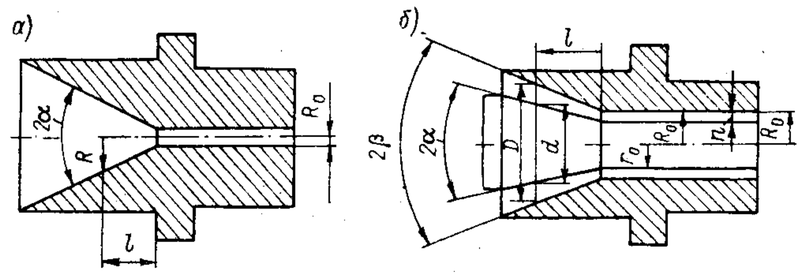



Рис. XI.5. К определению $\varepsilon$ для конических входных зон

для любого сечения (рис. XI.5, *а*)

$$\left.\begin{aligned} R &= R_0 + l\operatorname{tg}\alpha; \quad r_г = \frac{\pi R^2}{2\pi R} = \frac{R}{2} = \frac{R_0 + l\operatorname{tg}\alpha}{2}; \\ \varepsilon &= \frac{dr_г}{dl} = \frac{1}{2}\frac{d(R_0 + l\operatorname{tg}\alpha)}{dl} = \frac{1}{2}\operatorname{tg}\alpha; \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XI.6)}$$

для входной зоны с дорном (рис. XI.5, *б*)

$$\left.\begin{aligned} r_г &= \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi(D+d)} = \frac{D-d}{4} = \frac{R_0 - r_0 + l(\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha)}{2}; \\ \varepsilon &= \frac{dr_г}{dl} = \frac{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha}{2}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XI.7)}$$

*Таблица XI.1*

**Значения констант** $M$, $u$, $N$, $v$

| Материал | Температура в °С | $M$ в $кг/см^2 \cdot сек$ | $u$ | $N$ | $v$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Полиэтилен высокого давления | 120 | 318 | 0,786 | 1,25 | 0,328 |
| | 140 | 300 | 0,749 | 0,695 | 0,682 |
| | 160 | 182 | 0,722 | 0,55 [1] / 1,20 [2] | 0,853 |
| | 180 | 325 | 0,320 | — | 1,38 |
| ПВХ непластифицированный | 175 | 380 | 0,272 | 5,0 | 1,98 |

[1] Для $\operatorname{tg}\theta > 0{,}25$.
[2] Для $\operatorname{tg}\theta < 0{,}25$.

Для поперечных сечений входных и формующих зон более сложного профиля значения ε на всей длине $l$ формующего канала могут быть определены построением графика $r_г(l)$ с последующим графическим дифференцированием его. Таким образом, формула (XI.5) накладывает ограничения на углы входной зоны при принятой скорости экструзии, однозначно связанной со скоростью сдвига в формующем канале.

**Отсутствие зон застоя** («мертвых зон»)

В соответствии с формулами (XI. 4) и (XI.5) при плоскосрезанной входной зоне ($\alpha = 90°$, $\varepsilon = \infty$) критическая скорость должна понизиться до нуля. Практически этого не происходит, и с ростом угла $\alpha$ до определенного $\alpha_к$ критическая скорость сдвига, уменьшаясь, стремится к определенному пределу. Это объясняется тем, что во входном конусе с углом $\alpha_0$ образуется зона не текущего полимера (зона застоя), ограниченная областью $\alpha_к < \alpha < \alpha_0$, которая автоматически поддерживает угол входа для текущей части полимера, равный $\alpha_к$. Застаивающийся в подобных зонах расплав вследствие длительного температурно-временного воздействия подвергается термодеструкции и, частично захватываясь текущим расплавом, приводит к порче изделия, поэтому углы наклона поверхностей каналов по отношению к основному направлению течения расплава как в зонах сужения, так и в зонах расширения не должны превышать значения $\alpha_к$. Совершенно аналогично зоны застоя могут иметь место при набегании расплава на препятствия, например, в виде рассекателя дорнодержателя и ребер его (см. рис. XI.1), следовательно, как передние (рассекающие поток), так и задние (с которых поток сходит) углы поверхностей этих деталей по отношению к направлению потока не должны превышать $\alpha_к$, значения которых для большинства материалов установлены практикой в диапазоне 45—60°.

**Разбухание экструдата**

Увеличение (разбухание) толщины стенок и размеров поперечного сечения выходящего из головки изделия — также одно из важных в экструзионной технике явлений, во многом определяющееся вязко-упругой природой расплавов полимеров. Обусловлено оно следующими основными факторами: выравниванием скоростей в поперечном сечении экструдата после выхода его из головки и реализацией на выходе из головки имеющейся в расплаве упругой деформации. Последний фактор требует более детального рассмотрения.

В зоне переходного канала с интенсивно изменяющимся поперечным сечением в связи с непрерывной перестройкой скоростного профиля потока в нем развиваются значительные сдвиговые напряжения, приводящие к соответствующей запасенной расплавом упругой деформации. В зоне формующего канала с постоянным поперечным сечением скоростной профиль стабилизируется, и доля запасенной



упругой деформации, инициированная входовым эффектом, постепенно реализуется, так что полная упругая деформация стремится к значению, соответствующему напряжению в стационарном потоке (последнее зависит только от скорости экструзии). Степень реализации этой доли деформации к моменту выхода расплава из головки определяется соотношением характерного времени релаксации и времени пребывания полимера в канале постоянного сечения (время пребывания уменьшается с ростом скорости и уменьшением длины формующего канала). Как показывает практика, при соотношениях длины формующего зазора к его высоте, больших 15—20, и практически при любых скоростях экструзии имеет место почти полная реализация этой доли деформации. Сохранившаяся в расплаве упругая деформация реализуется на выходе из формующего канала и приводит к увеличению сечения экструдата, определяя величину коэффициента разбухания β (отношения какого-либо размера поперечного сечения экструдата к соответствующему размеру сечения канала).

Из рассмотренного очевидно, что при увеличении длины формующего канала до указанных соотношений коэффициент разбухания уменьшается до некоего минимального значения $\beta_м$. Последний зависит только от величины напряжений в стационарном потоке (и, следовательно, от скорости сдвига и температуры расплава). Экспериментально установлено, что с ростом скорости сдвига интенсивность увеличения $\beta_м$ падает, и последний становится максимальным и практически не зависящим от скорости сдвига при ее значениях, больших 20—15 $сек^{-1}$. Таким образом, в указанном диапазоне скоростей сдвига, который чаще всего (за исключением экструзии весьма толстостенных изделий) имеет место на практике, и при учете, что диапазон оптимальных температур экструзии обычно невелик, $\beta_м$ можно считать с достаточной для инженерной практики точностью постоянным и зависящим только от материала.

В большинстве экструзионных процессов явление разбухания компенсируется соответствующей вытяжкой и нивелируется калибровкой. Однако в таких процессах, как, например, экструзия трубчатых заготовок для производства полых раздувных изделий, заготовка не подвергается калибровке и принудительной вытяжке. Между тем размеры заготовки должны быть строго согласованы с соответствующими размерами раздувной формы. Отсюда очевидна необходимость учета коэффициента разбухания при назначении диаметров дорна и мундштука раздувной головки, и поэтому на разбухании трубчатых экструдатов следует остановиться подробнее.

Установлено, что коэффициенты разбухания наружного $D_н$ и внутреннего $D_в$ диаметров трубы при $\varkappa = \frac{D_в}{D_н} > \frac{1}{3}$ можно считать с достаточной степенью точности равными. Далее, с уменьшением этого отношения до нуля (пруток без отверстия) β достигает максимального значения $\beta_{пр}$, а при отношении $\varkappa$, стремящемся к единице

(толщина стенки трубы равна нулю), он стремится к минимальному значению, что и описывается следующей экспериментально полученной формулой:

$$\beta = \sqrt{\beta_{пр}^2 - \beta_{пр}\varkappa^2 - 0{,}1\beta_{пр}\varkappa}, \qquad (XI.8)$$

где $\beta_{пр}$ — коэффициент разбухания прутка. Значения этого коэффициента для некоторых материалов при температурах переработки их экструзией с раздувом, при $\dot{\gamma} > 25$ *сек*$^{-1}$ и $\left(\frac{L}{H}\right) > 20$—25:

| Материал | $\beta_{пр}$ |
|---|---|
| Полиэтилен высокого давления П40-20Э | 1,9 |
| » низкого » П20-20Т | 1,8 |
| Полипропилен ПП-3 | 1,7 |
| Поливинилхлорид непластифицированный | 1,04—1,07 |
| » пластифицированный | 1,05—1,15 |

## § 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ФОРМУЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Задачи гидравлического расчета были сформулированы в § 2. В настоящем параграфе рассмотрены только методы решения наиболее распространенной задачи гидравлического расчета, заключающейся, как уже отмечалось, в определении рабочей точки, являющейся совместным решением уравнения производительности шнека (или экспериментально найденной его рабочей характеристики $Q$—$p$) и уравнения расхода через головку. Таким образом, эта задача сводится в данном случае к определению уравнения расхода через головку.

### Точный метод расчета

Точный метод гидравлического расчета основан на уравнениях расхода расплава полимера через каналы той или иной конфигурации, полученных при принятии реологического уравнения, описывающего сдвиговое деформационное поведение расплава в форме «степенного закона» (см. уравнение IX.7). Примеры этих уравнений для круглых цилиндрического и конического каналов, канала с прямоугольным поперечным сечением, для плоской щели с шириной поперечного сечения $W$, много большей его высоты $H$, а также для кольцевого канала приведены на стр. 297. Там же приведены формулы для расчета скорости сдвига в этих каналах. Здесь следует только отметить, что каналы экструзионных головок, как правило, имеют довольно монотонные переходы в местах стыка участков с различной геометрией, так что влияние входовых эффектов в данном случае столь незначительно, что этим влиянием можно пренебречь. При этом во всех формулах $L_э$ обращается в $L$. При показателе степени «степенного закона», равном единице, указанные формулы описывают поведение ньютоновской жидкости; константа $m$ в данном случае есть величина, обратная вязкости ньютоновской жидкости. Рассмотренные типы каналов являются наиболее распространенными. Существо расчета состоит из следующих основных этапов.



*Первый этап*, общий для всех методов расчета, заключается в разбиении канала головки на ряд зон, характеризующихся постоянным или монотонно изменяющимся поперечным сечением. Например, для рис. XI.1 это зоны адаптера, решетки, подводящего канала, дорнодержателя, переходного канала, формующего канала. Примем в общем случае число зон, равное $k$, порядковый номер зоны $i$, причем $1 \leqslant i \leqslant k$.

*Второй этап* — определение для каждой из принятых зон расчетных формул типа (IX.13), (IX.14) и т. д., которые в общем виде могут быть представлены как

$$Q = K_i(m_i, n_i, \Gamma_i)\,\Delta p_i^{n_i}; \qquad (XI.9)$$

$$\dot{\gamma}_i = Qf(n_i, \Gamma_i), \qquad (XI.10)$$

где $K_i$ — коэффициент гидравлического сопротивления $i$-й зоны, зависящий от геометрии зоны $\Gamma_i$ и реологических характеристик расплава $m_i$ и $n_i$ в этой зоне при данной производительности $Q$; $\Delta p_i$ — перепад давления на полной длине зоны.

Для круглого цилиндрического канала, например, $K$ имеет значение (см. формулу IX.8)

$$\frac{\pi}{2^n}\,\frac{m}{n+3}\,\frac{R^{n+3}}{L^n}.$$

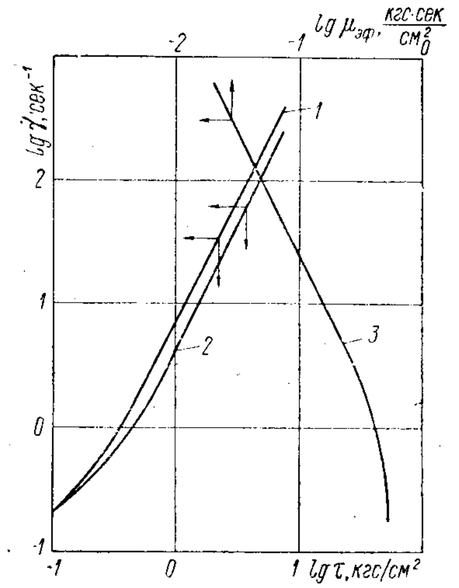



Рис. XI.6. Различные формы представления вязкостных свойств расплавов термопластов:

*1* — истинная кривая течения $\tau - \dot{\gamma}$; *2* — нескорректированная кривая течения $\tau - \frac{4Q}{\pi R^3}$; *3* — кривая эффективной вязкости

При выборе расчетных формул конфигурацию большинства реальных каналов можно либо с некоторыми допущениями считать идентичной рассмотренным, либо рассматривать как их комбинацию.

*Третий этап* — определение констант $m_i$ и $n_i$ «степенного закона» для каждой зоны по имеющейся кривой течения полимера, для которого конструируется головка. Константа $n$ определяется согласно форме степенного закона (см. формулу IX.7) из представляемой обычно в логарифмических координатах кривой течения (рис. XI.6, кривая *1*). Как видно, значения $m$ и $n$ зависят от того, в каком участке по скорости сдвига $\dot{\gamma}$ кривая течения аппроксимируется степенным законом, представляющим собой прямую линию в указанных координатах. Скорости сдвига в различных зонах большинства головок могут отличаться в десятки, сотни, иногда

в тысячи раз, что диктует необходимость определения $m$ и $n$ для каждой зоны. Поэтому первой операцией является определение скоростей сдвига $\dot{\gamma}_i$ для каждой зоны по формулам типа (XI.10), для чего нужно знать $Q$ и $n$, точные значения которых на данном этапе пока неизвестны. $Q$ следует принимать приближенно как $Q_{max}$ по известной рабочей характеристике экструдера. Далее, задаваясь константой $n$, лучше всего приблизительно определенной из верхнего участка известной кривой течения как

$$n = \frac{\Delta \lg \dot{\gamma}}{\Delta \lg \tau}, \qquad \text{(XI.11)}$$

определяют $\dot{\gamma}_i$. После этого для каждой зоны из кривой течения при определенных $\dot{\gamma}_i$ определяют уточненные значения $n_i$ по формуле (XI.11). Последней операцией является определение $m_i$ как

$$m_i = \frac{\dot{\gamma}_i}{\tau_i^{n_i}}, \qquad \text{(XI.12)}$$

где $\tau_i$ определяется из кривой течения при известной уже $\dot{\gamma}_i$.

*Четвертый этап* — определение численных значений $K_i$ по формулам типа (XI.9).

*Пятый этап* — определение уравнения расхода через головку

$$Q = K_\Sigma \Delta p_\Sigma^n, \qquad \text{(XI.13)}$$

где $\Delta p_\Sigma$ — создаваемый головкой перепад давления; $K_\Sigma$ — суммарный коэффициент гидравлического сопротивления головки.

Уравнение расхода можно представить в форме (XI.13), если определенные ранее $n_i$ окажутся весьма близкими по значениям. В этом случае задача сводится к определению $K_\Sigma$ из следующих соображений. На основании формулы (XI.9) можно записать:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left(\frac{Q}{K_1}\right)^{\frac{1}{n}} \\ &\cdots\cdots \\ + \quad \Delta p_i &= \left(\frac{Q}{K_i}\right)^{\frac{1}{n}} \\ &\cdots\cdots \\ \Delta p_k &= \left(\frac{Q}{K_k}\right)^{\frac{1}{n}} \\ \hline \sum_{i=1}^{k} \Delta p_i &= \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{Q}{K_i}\right)^{\frac{1}{n}}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XI.14)}$$



где

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i = \Delta p_\Sigma,$$

или иначе

$$Q = \left[\frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \left(\frac{1}{K_i}\right)^{\frac{1}{n}}}\right]^n \Delta p_\Sigma^n. \qquad \text{(XI.15)}$$

Сравнивая выражения (XI.13) и (XI.15), видим, что

$$K_\Sigma = \left[\frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \left(\frac{1}{K_i}\right)^{\frac{1}{n}}}\right]^n. \qquad \text{(XI.16)}$$

Далее уравнение (XI.13) следует решить совместно с рабочей характеристикой экструдера и получить конкретные значения $\Delta p_\Sigma$ и $Q$.

Полученное значение производительности, естественно, отлично от принятого $Q_{max}$ в третьем этапе, и поэтому следовало бы повторять все расчеты, начиная с третьего этапа, каждый раз с вновь полученным значением производительности $Q$ до достижения удовлетворительного соответствия двух ее последних рассчитанных значений. Однако изменение производительности во всем оптимальном интервале реальной рабочей характеристики шнека, как правило, не бывает большим, чем в два-три раза. Между тем значения констант $m$ и $n$ практически для всех кривых течения промышленных термопластов при изменении скорости сдвига (пропорциональной $Q$) в 10—50 раз остаются практически неизменными, поэтому в данном случае необходимость в указанном методе последовательных приближений отпадает.

Если определенные константы $n_i$ оказываются сильно различными[1], то должен быть принят следующий путь расчета. После определения $K_i$ по формуле (XI.9), где в качестве $Q$ также в первом приближении принимают $Q_{max}$, рассчитывают $\Delta p_i$ и определяют $\Delta p_\Sigma$, зная которое, по рабочей характеристике определяют $Q$ во втором приближении. Расчет повторяют до получения совпадающих с требуемой точностью $Q$ и $\Delta p_\Sigma$.

Рассмотренный точный метод расчета имеет следующие недостатки.

1. Невозможность совместного решения рабочей характеристики шнека (XI.1) и уравнения расхода через головку в явной форме

[1] Различие значений констант $n_i$ более чем на 0,2 может вызвать ошибку при определении $K_\Sigma$ свыше 20%.

относительно $Q$, что приводит к довольно трудоемкому методу последовательных приближений.

2. Трудоемкость вычислений по указанным формулам в связи с наличием дробных показателей степени.

3. Отсутствие приемлемых по простоте формул расхода для каналов более сложной формы.

4. И, самое главное, отсутствие в большинстве случаев кривых течения, представленных в координатах $\dot{\gamma}$—$\tau$, на чем следует остановиться более подробно.

Обычно кривые течения для расплавов полимеров определяются экспериментально на капиллярных вискозиметрах путем продавливания расплавов через круглый канал. Кривые течения должны быть представлены в виде графической зависимости скорости сдвига на стенке капилляра $\dot{\gamma}_{ст}$ от напряжения сдвига также на стенке $\tau_{ст}$. Последнее не зависит от свойств жидкости и рассчитывается по уравнению (IX.4). $\dot{\gamma}_{ст}$ существенно зависит от свойств, которые могут быть определены только после построения кривой течения. Например, в случае подчиняющейся степенному закону жидкости в формулу (IX.2) входит реологическая константа $n$. Вследствие этого при обработке данных капиллярной вискозиметрии и построении кривой течения вместо неизвестной еще истинной скорости сдвига $\dot{\gamma}_{ст}$ по оси ординат откладывают выражение $4\frac{Q}{\pi R^3}$, которое называют эффективной скоростью сдвига $\dot{\gamma}_{эф}$ («консистентной переменной» и др.) и которое есть не что иное, как истинная скорость сдвига, которая имела бы место, если бы через этот канал текла ньютоновская жидкость [см. формулу (IX.2) при $n = 1$] при том же расходе. Кривая, построенная в таких координатах, называется нескорректированной кривой течения (рис. XI.6, кривая *2*), и определенное по ней значение $m'$ отличается от истинного значения $m$, входящего в вышеприведенные уравнения расхода. Отношение напряжения сдвига к эффективной скорости сдвига по аналогии называется эффективной вязкостью, т. е. вязкостью фиктивной ньютоновской жидкости, которая при равных с исследуемой жидкостью расходах через один и тот же круглый канал имела бы такой же перепад давления по длине его. Очевидно, нескорректированная кривая течения и график зависимости эффективной вязкости от эффективной скорости сдвига (рис. XI.6, кривая *3*) эквивалентны.

Таким образом, при наличии только нескорректированной кривой течения проведение гидравлического расчета по рассмотренной методике затруднено без корректировки кривой течения по общему методу, подробно рассматриваемому в специальной литературе. Здесь отметим, однако, что для жидкости, подчиняющейся степенному закону ($n = \text{const}$), $\dot{\gamma}_{ст}$ по формуле (IX.2) отличается от $\dot{\gamma}_{эф}$ только постоянным множителем. Следовательно, в логарифмических координатах истинная и нескорректированная кривые течения имеют



одинаковый угол наклона, и $n$ можно определить по нескорректированной кривой течения.

После этого оказывается возможным определить и $m$. Действительно, нескорректированная кривая подчиняется уравнению вида

$$\dot{\gamma}_{эф} = m'\tau^n, \qquad \text{(XI.17)}$$

где $m'$ определяется аналогично $m$. В уравнение (IX.7) подставив выражение (IX.2) и в равенство (XI.17) подставив выражение (IX.2) при $n = 1$, а затем поделив получившиеся выражения друг на друга, получим соотношение для определения $m$

$$m = m'\left(\frac{n+3}{4}\right). \qquad \text{(XI.18)}$$

Однако существует метод, позволяющий воспользоваться нескорректированной кривой течения, не требующий определения из кривой течения констант степенного закона $m$ и $n$ и позволяющий избежать указанных ранее недостатков точного метода.

### Метод «кривых течения», или метод «эффективной вязкости»

Название метода зависит от того, используется ли при расчете нескорректированная кривая течения или кривая $\dot{\gamma}_{эф}$—$\mu_{эф}$. Поскольку по определению $\mu_{эф}$ расплава полимера — это вязкость такой фиктивной ньютоновской жидкости, которая, протекая через круглый канал под воздействием перепада давления в нем, аналогичного таковому для расплава, имеет при этом равный с последним расход, то, подставив ее значение в уравнение расхода для круглого канала (IX.13) при $n = 1$ и $m = \frac{1}{\mu_{эф}}$, имеем соотношение между $Q$ и $\Delta p$, справедливое и для расплава полимера. $\mu_{эф}$ должна при этом определяться из нескорректированной кривой течения (или из кривой $\dot{\gamma}_{эф}$—$\mu_{эф}$) по предварительно рассчитанной $\dot{\gamma}_{эф}$ по формуле скорости сдвига в круглом канале для ньютоновской жидкости (IX.2 при $n = 1$). Применяя метод для расчета каналов любой формы, основные этапы его можно сформулировать следующим образом.

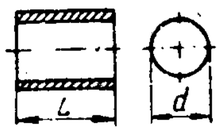
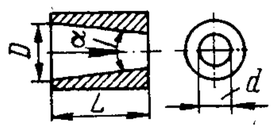
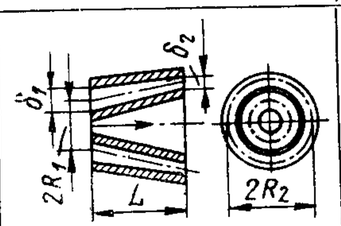
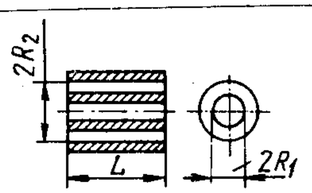
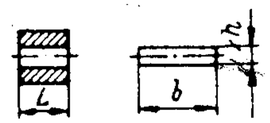
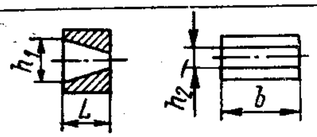
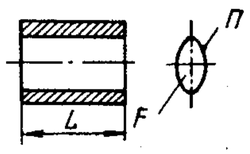
1. Для канала с заданной конфигурацией поперечного сечения определяется скорость сдвига $\dot{\gamma}$ по формуле для ньютоновской жидкости, например, для плоского канала по формуле (IX.14 при $n = 1$).

2. При определенной $\dot{\gamma}$ и зависимости $\dot{\gamma}_{эф}$—$\tau$ (или $\mu_{эф}$—$\dot{\gamma}_{эф}$) определяется $\mu_{эф}$.

3. Определенная $\mu_{эф}$ подставляется в уравнение расхода в данном канале для ньютоновской жидкости, например, в соответствии с пунктом 1 в уравнение (IX.13) для плоского канала при $n = 1$ и $m = 1/\mu_{эф}$.

*Таблица IX.2*

**Расчетные формулы константы канала $K_н$ и скорости сдвига $\dot{\gamma}$ для каналов с различной конфигурацией**

| Тип канала | Эскиз | $K_н$ в $см^3$ | $\dot{\gamma}$ в $сек^{-1}$ |
|---|---|---|---|
| Круглый цилиндрический |  | $\frac{\pi d^4}{128L}$ | $\frac{32Q}{\pi d^3}$ |
| Круглый конический с большим диаметром на входе [1] |  | $\frac{3\pi D^3 d^3}{128L(D^2+Dd+d^2)}$ | $\frac{256Q}{\pi(D+d)^3}$ |
| Конический кольцевой с конической щелью [1] |  | $\frac{\pi(R_1\delta_2 - R_2\delta_1)}{6L\omega}$ | $\frac{22{,}3Q}{4\pi(R_1+R_2)(R_2-R_1)^2}$ |
| Кольцевой |  | $\frac{\pi(R_2+R_1)(R_2-R_1)^3}{12L}$ | $\frac{6Q}{\pi(R_1+R_2)(\delta_1+\delta_2)^2}$ |
| Плоский щелевой |  | $\frac{bh^3}{12L}$ | $\frac{6Q}{bh^2}$ |
| Щелевой клиновидный |  | $\frac{bh_1^2h_2^2}{6L(h_1+h_2)}$ | $\frac{11{,}2Q}{b(h_1+h_2)^2}$ |
| Цилиндрический с произвольным поперечным сечением [2] |  | $\frac{F^3}{2L\Pi^3}$ | $\frac{2Q\Pi}{F^2}$ |

[1] $\omega = \frac{2{,}3(R_1-R_2)^2}{(R_1\delta_2-R_2\delta_1)^2}\lg\frac{R_1\delta_2}{R_2\delta_1} - \frac{(R_1-R_2)(\delta_1-\delta_2)}{(R_1\delta_2-R_2\delta_1)\delta_1\delta_2} - \frac{\delta_1^2-\delta_2^2}{2\delta_1^2\delta_2^2}$.

[2] $F$ — площадь поперечного сечения канала; $\Pi$ — периметр поперечного сечения.



Метод точен для круглых каналов с постоянным поперечным сечением по данному выше определению эффективной вязкости. Применение метода для расчета каналов некруглой (например, плоской) конфигурации вносит погрешность, делая его приближенным. Ошибка при этом (оцененная по расходу) для расплавов полимеров не превышает 10%.

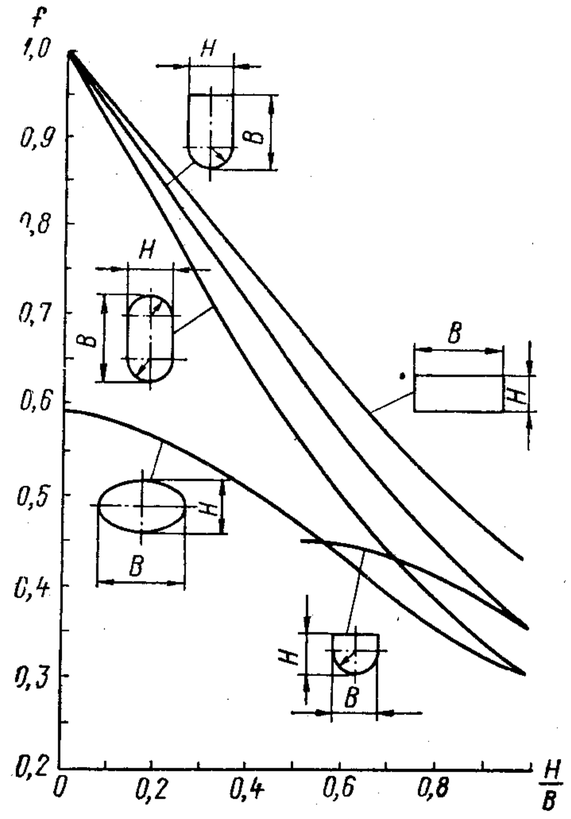



Рис. XI.7. Графики для определения константы $K_н$ по формуле (XI.21)

Расчет перепада давления, создаваемого головкой, по-прежнему позонный и подобен расчету по зависимости (XI.14), однако, введя следующее (и уже довольно значительное) допущение, расчет можно еще более упростить, сведя снятие данных с кривой течения к одному разу. Существо допущения заключается в том, что эффективная вязкость на всех участках канала головки, несмотря на различие в них скоростей сдвига, считается постоянной и равной таковой в том участке, который представляет собой наибольшее гидравлическое сопротивление по сравнению с остальными, или, в соответствии с уравнением (XI.2), имеет меньшую константу $K_н$. Решив уравнение (XI.2) относительно $p$ и считая согласно введенному допущению $\mu_{эф} = \text{const}$, выражение (XI.14) для полного перепада давления в головке можно записать в следующей форме:

$$\Delta p_\Sigma = \sum_{i=1}^{k}\Delta p_i = Q\mu_{эф}\left(\frac{1}{K_{н1}} + \cdots + \frac{1}{K_{нi}} + \cdots + \frac{1}{K_{нk}}\right) = \frac{Q\mu_{эф}}{K_{н\Sigma}}, \quad \text{(XI.19)}$$

откуда

$$K_{н\Sigma} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k}\frac{1}{K_{нi}}}. \quad \text{(XI.20)}$$

Эффективная вязкость $\mu_{эф}$ в данном случае определяется по скорости сдвига в канале с наименьшей $K_н$; как правило, это формующий канал.

Расчетные формулы константы $K_н$ и скорости сдвига $\dot{\gamma}$ для каналов с различной конфигурацией приведены в табл. XI.2.

Последние формулы для канала с произвольной формой поперечного сечения также весьма приблизительны и имеют скорее оценочный характер. По одному из более точных методов предлагается определять коэффициент геометрической формы $K_н$ как

$$K_н = \frac{BH^3}{12L} f, \qquad \text{(XI.21)}$$

где $B$ и $H$ — максимальный и минимальный размеры сечения; $f$ — характеристика потока, зависящая от формы сечения и фактора формы $\frac{H}{B}$.

Графики для определения $K_н$ каналов некоторых типов конфигурации поперечного сечения приведены на рис. XI.7.

## § 4. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ГОЛОВОК

### Плоскощелевые головки

Эти головки используются для получения листов и пленок, а также расплава в виде пленки с последующим нанесением его на какую-либо основу (бумагу, картон, ткань, фольгу и т. д.).

По способу подвода расплава к формующему каналу плоскощелевые головки можно разделить на два основных класса:

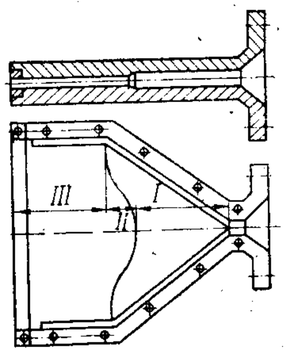



Рис. XI.8. Плоскощелевая головка треугольного типа

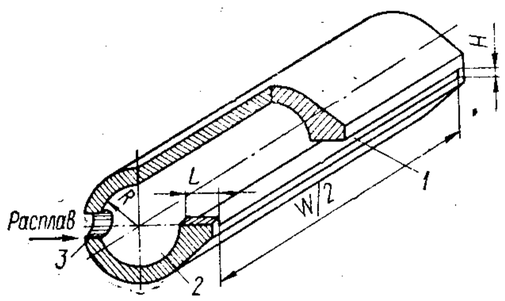



Рис. XI.9. Плоскощелевая головка с распределительным коллектором

1) головки, в которых расплав из цилиндра экструдера (или адаптера, если он имеется) поступает непосредственно во входную зону формующего канала (рис. XI.8);

2) головки с распределительным коллектором (рис. XI.9).

Конструкция головки первого типа (рис. XI.8) называется треугольной. Здесь расширяющаяся входная зона *I* переходит в зону *II* выравнивания давления по ширине формующего канала и затем в формующую зону *III*. Основной недостаток этих головок заключается в том, что под воздействием давления в канале верхняя и нижняя относительно нежесткие стенки выпучиваются, что влечет



за собой искажение конфигурации формующего канала, тем более чувствительное, чем меньшую высоту он имеет.

В щелевых головках второго типа (коллекторных) расплав подводится к формующей щели *1* при помощи специальной трубы (коллектора *2* радиусом $R$), расположенной параллельно фронту щели. Коллектор соединен с адаптером *3* одним концом или серединой. Коллекторную головку с центральным питанием можно рассматривать как две головки с половинной шириной щели. Явление выпучивания стенок формующего канала в данном типе менее существенно вследствие большей общей жесткости конструкции и с помощью соответствующего конструктивного приема (показанного ниже) может быть практически устранено. Однако головки этого типа, в отличие от предшествующего, имеют потенциально возможные зоны застоя расплава («мертвые зоны») в концевых участках коллектора, и поэтому переработка на них термочувствительных материалов (например, непластифицированного ПВХ) нежелательна. Поскольку канал таких головок претерпевает сильную трансформацию конфигурации от круглого на входе до плоского на выходе, имеющего весьма большую ширину $W$ и очень малую по сравнению с последней высоту $H$, элементарные частицы расплава, подошедшие к формующему каналу в различных местах, проходят перед этим различные пути (линии их тока имеют различную длину). Гидравлическое сопротивление канала головки для каждой линии тока поэтому различно и, следовательно, выходящий из различных точек по ширине формующего канала экструдат имеет различный расход, что приводит к выше рассмотренным недопустимым явлениям. Так, совершенно очевидно, что для представленных на рис. XI.8 и XI.9 конструкций расплав, выходящий из середины щели (для коллекторной головки это положение справедливо при центральном питании коллектора), имеет минимальную длину линий тока и максимальный расход, расплав в концах щели — максимальную длину и минимальный расход. Основной проблемой при конструировании плоскощелевых головок является уменьшение неравномерности потока по ширине головки или обеспечение требуемого параметра однородности экструзии $UI$, определяющегося отношением

$$UI = \frac{Q_{min}}{Q_{max}}, \qquad \text{(XI.22)}$$

где $Q_{min}$ и $Q_{max}$ — соответственно минимальный и максимальный локальные расходы на выходе из формующего канала. Поскольку это отношение определяет разнотолщинность формуемого изделия, его иногда называют индексом разнотолщинности. При конструктивном решении этой проблемы могут быть два принципиально различных подхода:

1) проектируют головку с такими конфигурацией и размерами каналов, чтобы обеспечить $UI$ не ниже допустимого, заданного требованиями, предъявляемыми к листу (пленке);

2) проектируют головку с такими конфигурацией и размерами, чтобы удовлетворить условию

$$UI = 1. \qquad \text{(XI.23)}$$

При втором подходе имеется несколько путей удовлетворения условия (XI.23) с той или иной степенью точности.

*Первый путь*, скорее не конструктивного, а технологического характера, состоит в том, что для компенсации большого сопротивления потоку на краях щели температура стенок подводного и формующего каналов постепенно повышается по мере удаления от середины щели. При этом соответственно уменьшается вязкость расплава, обеспечивая выравнивание расхода по ширине формующего канала на выходе из него. Практически очень трудно подобрать распределение температуры, удовлетворяющее условию (XI.23), и этот путь следует рассматривать только как одну из возможностей коррекции ошибок, допущенных при конструировании головки.

*Второй путь* заключается в том, что переходному каналу придается такая форма, которая обеспечивала бы равенство гидравлических сопротивлений на пути от входа в головку до любой точки щели на выходе. При этом течение массы дросселируется в средней части поперечного сечения и усиливается по краям щели. К головкам такого типа относится показанная на рис. XI.8. Здесь в пределах зоны *II* канал имеет участки с различной высотой (меньшей на участке, ближнем к выходу), причем длина участка с большей высотой, измеренная вдоль линии тока, непрерывно увеличивается с ростом длины линии тока, обеспечивая тем самым равенство гидравлических сопротивлений вдоль всех линий тока в зонах *I—II*; отсюда очевидно постоянство давления и расхода по ширине формующего канала (зона *III*) на входе в него. Треугольные головки с таким видом выравнивающего устройства называются головками типа «рыбий хвост». Профиль линии перехода участков зоны *II* (при заданном соотношении высот) может быть рассчитан с той или иной степенью точности на основе ранее рассмотренных точного или приближенного методов гидравлического расчета или подобран экспериментально (весьма трудоемкая операция). Однако ввиду явной криволинейности этого профиля выполнение его в соответствии с расчетным довольно затруднительно. Кроме того (как это будет показано для некоторых случаев), конкретная конфигурация его зависит от реологической константы $n$, поэтому при таком пути выравнивания потока головки являются одноцелевыми, т. е. предназначены только для переработки одного определенного материала.

*Третий путь* дает возможность приспособить одну и ту же головку для переработки разных полимерных материалов и в разных производственных условиях. Этот способ заключается в установке в заходной зоне формующего канала регулируемых (управляемых) преград (сопротивлений), обеспечивающих выравнивание расхода (см. рис. XI.11).



### Треугольные плоскощелевые головки

Рассмотрим первый подход к выбору размеров и конфигурации каналов на примере треугольной головки (рис. XI.10). Пусть участок $OAB$ — подводящий канал, участок ниже $AB$ — формующий канал. Предположим сначала, что оба канала имеют одинаковую высоту $H$ (реально $H_1$ в формующем канале, как правило, меньше $H$ в подводящем, и корректировка будет произведена в конце настоящего анализа). Из рисунка очевидно, что длина периферийной линии тока больше центральной:

$$(l_1 + L) > (l_0 + L).$$

Вместе с тем давление на входе в головку $p$, на выходе из нее — атмосферное, поэтому перепад давления вдоль всех линий тока одинаковый и равен $p$, что обусловливает разность отнесенных к единице ширины щели расходов на периферии $q_1$ и в центре $q_0$. Пусть заданный индекс разнотолщинности $UI$. По определению он связан с $q_1$ и $q_0$ выражением

$$UI = \frac{q_1}{q_0}. \qquad \text{(XI.24)}$$

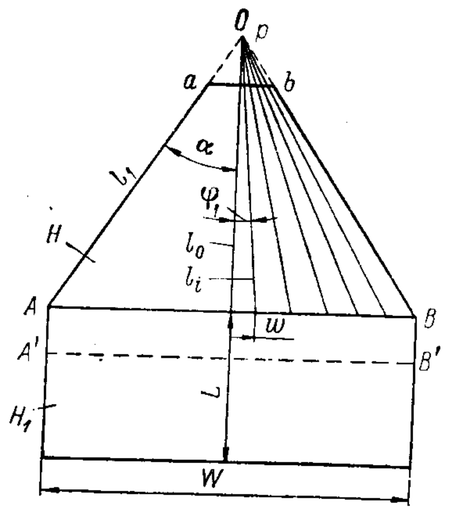



Рис. XI.10. Схема расчета треугольных головок
$W$ — ширина формующего канала

Выделяя в подводящем и формующем каналах элементарный канал с единичной шириной на выходе, ограниченный соседними линиями тока $l_i$ и $l_{i+1}$, считаем его приближенно плоским каналом постоянного сечения (приближение несущественное, если не учитывать некоторого участка $Oab$ на входе в подводящий канал). Длина линии тока такого канала

$$(L + l_i) = \left(L + \frac{l_0}{\cos\varphi_i}\right); \qquad \text{(XI.25)}$$

$$(L + l_i)\,|_{\varphi=0} = (L + l_0); \quad (L + l_i)\,|_{\varphi=\alpha} = \left(L + \frac{l_0}{\cos\alpha}\right). \qquad \text{(XI.25а)}$$

Согласно уравнению (IX.13)

$$q_1 = \frac{1}{2^{n+1}} \frac{m}{(n+2)} H^{n+2} \left(\frac{p}{L + \frac{l_0}{\cos\alpha}}\right)^n; \qquad \text{(XI.26)}$$

$$q_0 = \frac{1}{2^{n+1}} \frac{m}{(n+2)} H^{n+2} \left(\frac{p}{L + l_0}\right)^n. \qquad \text{(XI.27)}$$

Имея в виду условие (XI.24) и поделив (XI.26) на (XI.27), получаем соотношение

$$UI = \left(\frac{L + l_0}{L + \frac{l_0}{\cos\alpha}}\right)^n. \qquad \text{(XI.28)}$$

Длина формующего канала (стенки которого в плоскощелевых головках называются губками формующей щели) определяется, согласно рассмотренному в § 2, из соотношения $8 < \frac{L}{H_1} < 20$. При определенном $L$ условие (XI.28) позволяет конструктору, варьируя $l_0$ и $\alpha$, обеспечить соотношение размеров, удовлетворяющее заданному $UI$. Следует при этом иметь в виду, что $\alpha$ не может быть больше 40—45° из условия отсутствия застойных зон и $l_0$ должно быть таким, чтобы общее сопротивление головки при принятой производительности $Q$ создавало $p$ в пределах оптимальной области рабочей характеристики шнека. Исходя из этого, $l_0$ можно определить из уравнения (XI.27), считая $q_0 \approx \frac{Q}{W}$ и приняв давление $p$ по характеристике шнека соответствующим $Q$. Осуществим корректировку условия (XI.28) для реального случая, когда $H_1 \neq H$. Запишем уравнение (XI.27) [или уравнение (XI.26), что безразлично] при условии $H_1 = H$ только для формующего канала

$$q_0 = \frac{1}{2^{n+1}} \frac{m}{(n+2)} H^{n+2} \left(\frac{\Delta p_\phi}{L}\right)^n, \qquad \text{(XI.29)}$$

где $\Delta p_\phi$ — перепад давления на участке формующего канала. Очевидно, при изменении $H$ на $H_1 \neq H$, чтобы перепад давления $\Delta p_\phi$ и $q_0$ остались при этом неизменными, $L$ также должно быть изменено на $L_1$. Тогда

$$q_0 = \frac{1}{2^{n+1}} \frac{m}{(n+2)} H_1^{n+2} \left(\frac{\Delta p_\phi}{L_1}\right)^n. \qquad \text{(XI.30)}$$

Поделив выражение (XI.29) на выражение (XI.30), получим соотношение

$$L_1 = L\left(\frac{H_1}{H}\right)^{\frac{n+2}{n}}, \qquad \text{(XI.31)}$$

которое, будучи подставлено в условие (XI.28), где вместо $L$ имеем $L_1$

$$UI = \left[\frac{L\left(\frac{H_1}{H}\right)^{\frac{n+2}{n}} + l_0}{L\left(\frac{H_1}{H}\right)^{\frac{n+2}{n}} + \frac{l_0}{\cos\alpha}}\right]^n, \qquad \text{(XI.32)}$$

позволяет решать указанные задачи при $H \neq H_1$.



Второй подход, основанный на условии $UI = 1$ (называемый задачей проектирования головки равного сопротивления), для треугольного типа головки основан на постоянном увеличении $H_1$ от середины ширины щели к краям ее. При этом задача сводится к отысканию функции $H_1(\varphi)$ при условии (XI.23). Положив в условии (XI.32) $UI = 1$, заменив $\alpha$ на текущий угол $\varphi$ и считая $H_1 = H_1(\varphi)$, получаем искомую функцию $H_1(\varphi)$. Имея очевидную из рис. XI.10 геометрическую взаимосвязь между $\varphi$ и текущей шириной щели $w$

$$w = l_0 \operatorname{tg}\varphi, \qquad \text{(XI.33)}$$

можно, пользуясь видоизмененным указанным способом уравнением (XI.32), составить таблицу значений $w$—$H$, которая будет руководящей при выполнении формующего канала в металле. Отправной точкой при этом должно быть условие

$$\left(\frac{H_1}{H}\right)\Big|_{\varphi=0} = \xi,$$

где величиной $\xi$ задаются, исходя из соображений, изложенных в § 2.

Такой метод выравнивания расхода называется методом изменения высоты щели (в отличие от ранее рассмотренного метода в головке типа «рыбий хвост», который называется методом изменения длины щели). Выходящий в различных участках по ширине щели экструдат имеет постоянный расход $q$, но вследствие переменной высоты щели — разные толщину и линейную скорость, поэтому во избежание деформации листа и для обеспечения равнотолщинности необходима принудительная вытяжка со скоростью, большей максимальной скорости выхода $v_{max}$ в месте с минимальной высотой щели ($v_{max}$ подсчитывается делением $q_0$ по формуле (XI.27) с подставленными в него формулой (XI.31) и отношением $\frac{H}{H_1} = \kappa$ на величину $H_1 = H/\kappa$). Возможно также изменение высоты щели только на участке формующего канала $AA'$ $BB'$, предшествующем выходной его части. Выполнение довольно сложного профиля формующей щели с $H_1 = H_1(w)$ при высокой требуемой точности исполнения весьма затруднительно и дорого. Кроме того, изготовленная таким образом головка, вследствие входящей в исходное условие (XI.32) реологической константы $n$, имеет одноцелевое назначение. Поэтому, согласно рассмотренному ранее третьему пути выравнивания потока, элемент, выравнивающий поток, выполняют в виде самостоятельного узла подвижным (регулируемым).

На рис. XI.11, *а*, *б* показаны два типа таких узлов, на рис. XI.11,*а* показана коллекторная головка, однако треугольные головки снабжаются совершенно аналогичными конструкциями). В первом типе (рис. XI.11, *а*) в качестве дросселирующей перемещаемой преграды применяется маложесткая (упругая) призматическая подпорная планка *10*. Расплав полимера из цилиндра экструдера через адаптер *2* поступает в распределительный коллектор головки *А*. Выров-

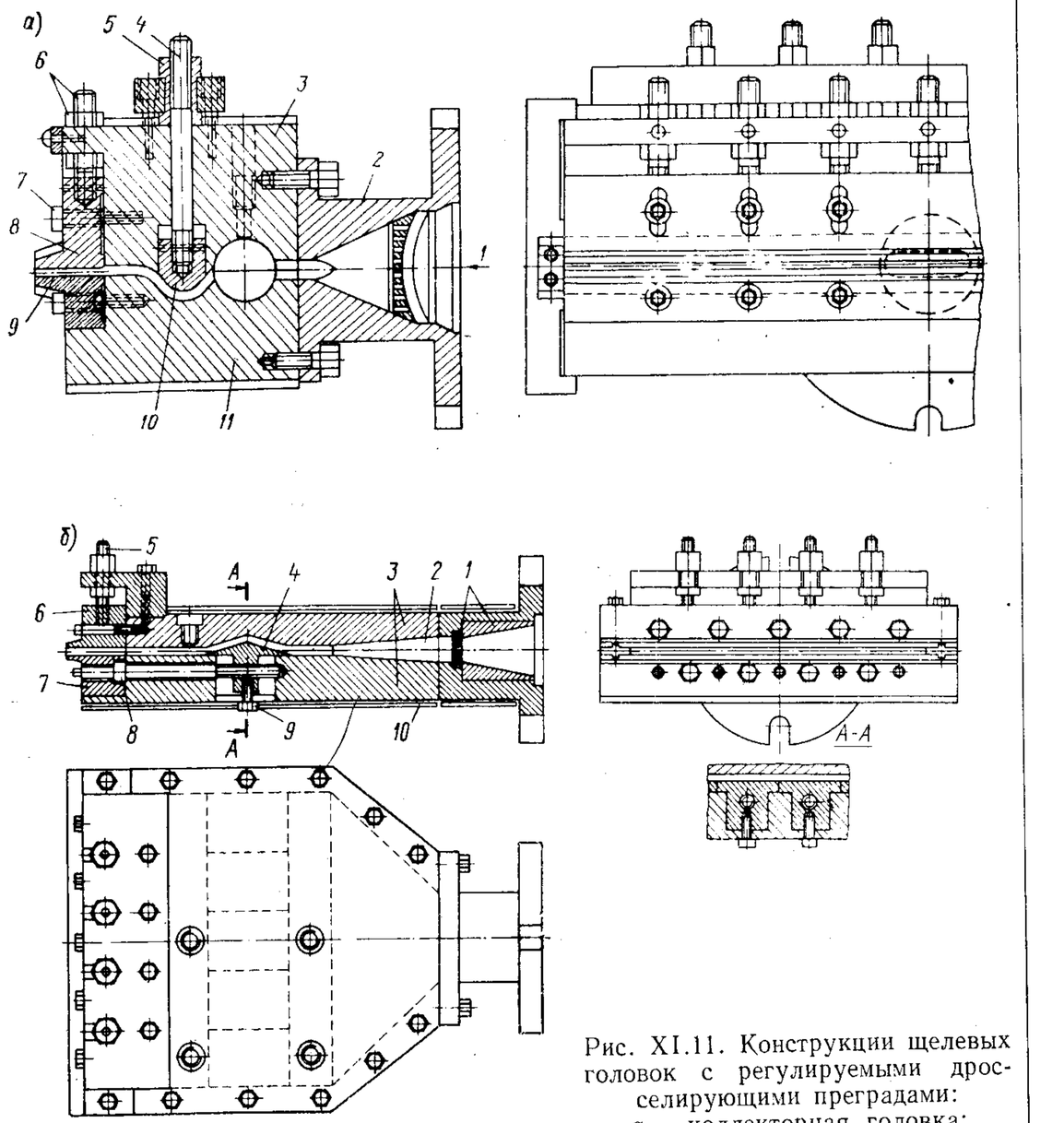



Рис. XI.11. Конструкции щелевых головок с регулируемыми дросселирующими преградами:
*а* — коллекторная головка:

*1* — вход из цилиндра экструдера; *2* — адаптер; *3*, *11* — верхняя и нижняя половины корпуса; *4* — шпилька, регулирующая положение дроссельной планки; *5* — резьбовая втулка, регулирующая положение шпильки и, соответственно, планки *10*; *6* — шпилька и резьбовая втулка, регулирующие положение верхней губки; *7* — фиксирующие верхнюю губку винты; *8*, *9* — верхняя и нижняя губки формующей щели;

*б* — треугольная головка:

*1* — адаптер с решеткой; *2* — распределительный треугольный канал; *3* — верхняя и нижняя половины корпуса; *4* — ползуны, регулирующие высоту щели канала; *5* — винт, регулирующий положение верхней губки (и, следовательно, толщину экструдируемого листа); *6*, *7* — верхняя подвижная и нижняя неподвижная губки формующей щели; *8* — винты, регулирующие положение ползунов; *9* — винты, фиксирующие положение ползунов; *10* — электрообогрев



нивание расхода полимера, текущего из коллектора в формующую щель, производится при помощи планки *10*, заглубление которой в канал (различное на различных участках по ширине щели) регулируется шпилькой *4*. Различное по ширине щели заглубление возможно за счет весьма малой жесткости планки. Высоту формующей щели и, следовательно, толщину экструдируемого листа можно регулировать посредством резьбовой втулки *6*, ослабляя предварительно винты *7*. Тело головки выполнено в виде двух плит, стянутых болтами. Невыгодная в данном типе головки с гидродинамической точки зрения форма преграды обусловливает возникновение застойных зон в крайних ее положениях и создает опасность разложения термочувствительных материалов. Кроме того, возможно затекание расплава в зазоре между планкой и корпусом головки.

Более удачная с этой точки зрения, а также позволяющая производить регулирование высоты щели в бо́льших пределах конструкция регулируемого сопротивления показана на рис. XI.11, *б*. Регулируемое сопротивление состоит из ряда отдельных элементов (ползунов) *4*, расположенных поперек потока расплава и плотно пригнанных как друг к другу, так и к нижней половине корпуса, которые с помощью винтов *8* можно перемещать в разные положения по длине канала, уменьшая или увеличивая тем самым его высоту. Поверхности этих ползунов придана обтекаемая конфигурация, препятствующая как вихреобразованию, так и появлению застойных зон. При переходе к новой марке перерабатываемого материала перестановкой ползунов (при предварительно ослабленных винтах *9*) можно отрегулировать характер изменения сечения канала по отдельным участкам применительно к новым условиям.

В связи с возможностью регулирования сопротивления щели по ширине ее могут возникнуть сомнения в необходимости рассмотренных ранее расчетов. Однако в этом случае расчеты должны использоваться с целью определения необходимого диапазона перемещения дросселирующих устройств на стадии проектирования головок.

### Коллекторные головки

Первый подход к выбору конфигурации и размеров коллектора и формующей щели методически аналогичен таковому для треугольных щелевых головок. В коллекторе при течении расплава вдоль него устанавливается некоторый перепад давлений, поэтому давление, под которым расплав вытекает из щели, оказывается несколько большим со стороны щели, прилегающей к входу в коллектор (рис. XI.11, *б*), и несколько меньшим с глухого, наиболее удаленного от входа конца коллектора. Если размеры щели по всей ее длине остаются неизменными, то из-за различия в величине давлений расход материала на удаленном участке будет меньше, чем на расположенном напротив входа в коллектор. Очевидно, чем меньше перепад давления по длине коллектора по сравнению с пере-

падом по длине формующего канала, тем ближе индекс разнотолщинности к единице. Далее, перепад давления в коллекторе, согласно уравнению (IX.19), тем меньше, чем больше радиус коллектора. Отсюда два пути для повышения $UI$. Однако условию $UI = 1$ в данном случае отвечают нереальные условия $L = \infty$ или $R = \infty$. Поэтому, так же как и для треугольных головок, определенный ответ могут дать только количественные соотношения, связывающие $UI$, $R$ и $L$. На рис. XI.12 представлена расчетная схема для вывода этих

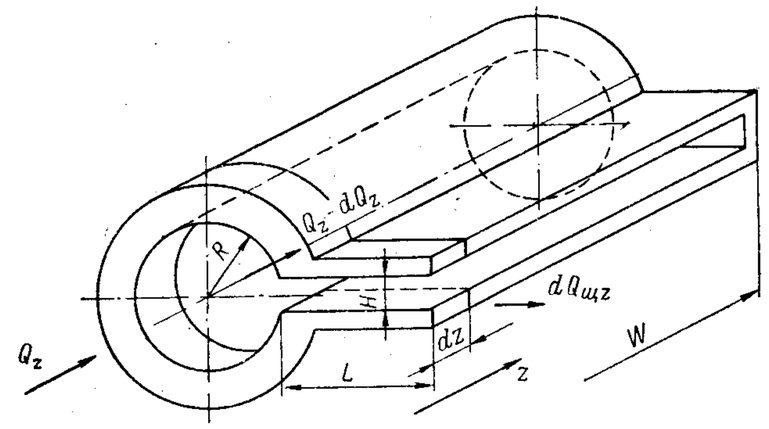



Рис. XI.12. Расчетная схема коллекторной головки (начало координат — на входе в коллектор — не показано)

соотношений. Уменьшение расхода в коллекторе на длине $dz$ равно расходу через щель на этой же длине:

$$dQ_z = dQ_{щz}; \tag{XI.34}$$

$$dQ_z = (Q_z)'\, dz; \tag{XI.35}$$

$$dQ_{щz} = q_z\, dz, \tag{XI.36}$$

где $q_z$ — расход через единицу ширины щели при координате $z$. Вообще говоря $q_z = q_z(z)$, поскольку поток через щель не выравненный. Произведя дифференцирование по $z$ (XI.8), где в данном случае $\Delta p/L$ должно быть заменено на $dp/dz$, и подставив полученное выражение в (XI.34), далее, выразив в (XI.36) $q_z$ согласно (IX.13), подставим (XI.35) и (XI.36) в (XI.34) и после преобразований получим

$$\left(\frac{d^2p}{dz^2}\right)\left(\frac{dp}{dz}\right)^{n-1} = \alpha^{n+1}p^n, \tag{XI.37}$$

где

$$\alpha^{n+1} = \frac{(n+3)\,H^{n+2}}{2\pi n\,(n+2)\,L^n R^{n+3}}. \tag{XI.37a}$$



Дифференциальное уравнение (XI.37) довольно сложно, однако замена вида

$$\frac{dp}{dz} = S \tag{XI.38}$$

позволяет разделить переменные. Подставим в формулу (XI.37) выражение (XI.38)

$$\left(\frac{dS}{dz}\right)(S)^{n-1} = \alpha^{n+1}p^n,$$

домножим правую часть на член $\dfrac{S}{\left(\frac{dp}{dz}\right)}$, который согласно (XI.38) равен единице, в результате

$$\left(\frac{dS}{dp}\right)S\cdot S^{n-1} = \alpha^{n+1}p^n. \tag{XI.39}$$

Разделяя в формуле (XI.39) переменные и интегрируя с последующей обратной подстановкой в формулу (XI.38), имеем

$$\frac{1}{n+1}\left(\frac{dp}{dz}\right)^{n+1} - \frac{\alpha^{n+1}}{n+1}p^{n+1} = C, \tag{XI.40}$$

где постоянную $C$ определяем из условия, что на конце коллектора $Q = 0$ и, следовательно, согласно (XI.19) $\frac{dp}{dz} = 0$:

$$C = -\frac{\alpha^{n+1}}{n+1}p_W, \tag{XI.40a}$$

где $p_W$ — давление в конце коллектора. Разделением переменных уравнение (XI.40) приводится к следующему виду:

$$\frac{dp}{\left[(n+1]\,C + \alpha^{n+1}p^{n+1}\right]^{\frac{1}{n+1}}} = dz. \tag{XI.41}$$

Выполняя интегрирование (для левой части приближенным методом) при следующих граничных условиях

$$p\,|_{z=0} = p_0,\ p\,|_{z=W} = p_W, \tag{XI.41a}$$

имеем

$$\frac{p_W}{p_0} = 1 - \frac{(1+0{,}05n)^{\frac{1}{n}}(n\alpha)^{\frac{n+1}{n}}}{n+1}\left[W^{\frac{n+1}{n}} - (W-z)^{\frac{n+1}{n}}\right]. \tag{XI.42}$$

Замечая из формулы (IX.13), что

$$\frac{q_W}{q_0} = \left(\frac{p_W}{p_0}\right)^n = UI, \tag{XI.42a}$$

имеем таким образом искомое выражение (XI.42), связывающее $UI$, $R$ и $L$. Задаваясь минимально допустимым $UI$, можно таким образом определить $R$ коллектора при учете того, что длина губок $L$ определяется из условия $8 < L < 20$.

Второй подход, заключающийся в удовлетворении условия $UI = 1$, состоит в следующем. Поскольку перепад давления по длине коллектора неизбежен, то в соответствии с видом зависимости $p = p(z)$, следует изменять по координате $z$ (вдоль ширины щели $W$) либо высоту щели $H$, либо ее длину $L$, чтобы расход через единицу ширины щели $q$ оставался постоянным по ширине канала. Основным при этом является уравнение (IX.13): если в него подставить функцию $p = p(z)$, то в зависимости от принятого метода выравнивания потока получаем выражение $L = L(z)$ или $H = H(z)$. Задача таким образом заключается в отыскании функции $p = p(z)$.

Пусть $Q_z$ расход через участок щели с текущей шириной $z$ (где $z$, в отличие от предыдущего рассмотрения, с целью удобства принято равным нулю в конце коллектора). Расход через единицу ширины щели по определению

$$q_z = \frac{dQ_z}{dz}. \qquad \text{(XI.43)}$$

По принятому условию $UI = 1$ и, следовательно, $q_z = \text{const}$ и

$$q_z = \frac{Q_W}{W}, \qquad \text{(XI.44)}$$

где $Q_W$ — общий расход через всю щель. Подставляя в формулу (XI.44) формулу (XI.43) и производя интегрирование при следующих граничных условиях

$$Q_z|_{z=0} = 0 \text{ и } Q_z|_{z=z} = Q_z, \qquad \text{(XI.45)}$$

имеем

$$Q_z = \frac{Q_W}{W} z. \qquad \text{(XI.46)}$$

С другой стороны, по уравнению (IX.13) $Q_z$ через щель равен в сечении коллектора с координатой $z$

$$Q_z = \frac{\pi}{2^n} \frac{m}{(n+3)} R^{n+3} \left(\frac{dp}{dz}\right)^n = C \left(\frac{dp}{dz}\right)^n. \qquad \text{(XI.47)}$$

Подставляя выражение (XI.46) в формулу (XI.47) и разделяя переменные, имеем

$$\left(\frac{CW}{Q_W}\right) dp = z^{\frac{1}{n}} dz. \qquad \text{(XI.48)}$$

Интегрируя уравнение (XI.48) при граничных условиях

$$p|_{z=z} = p_z \text{ и } p_{z=W} = p_W,$$



получаем искомую функцию $p = p(z)$:

$$p_z = p_W - M\left[1 - \left(\frac{z}{W}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]; \qquad \text{(XI.49)}$$

$$M = 2\frac{n(n+3)^{\frac{1}{n}}}{(1+n)(\pi m R^{n+3})^{\frac{1}{n}}} W Q_W^{\frac{1}{n}}.$$

Уравнение расхода через единицу ширины щели из выражения (IX.24)

$$q = \text{const} = \frac{Q}{W} = \frac{1}{2^{n_1+1}} \frac{m_1}{(n_1+2)} W \frac{H^{n_1+2}}{L^{n_1}} p_z^{n_1}. \qquad \text{(XI.50)}$$

Подставляя выражение (XI.49) в формулу (XI.50) и полагая $L = \text{const}$ и $H = H(z)$ или $H = \text{const}$ и $L = L(z)$, имеем соотношение для определения последних. Величину $p_W$ в уравнении (XI.49) можно определить из зависимости (XI.50), если записать его для координаты $z = W$ и подставить в него значение $L_W$, выбранное по общим для всех головок соображениям, приведенным в § 2 ($H_W$ при этом считается известной в соответствии с известной толщиной листа и принятой степенью вытяжки).

В уравнении (XI.50) реологические константы отличны от таковых в уравнении (XI.49), поскольку, как правило, скорости сдвига в щели на несколько десятичных порядков больше, чем в коллекторе, поэтому предварительно необходимо определить скорости сдвига по формулам (IX.14) и (IX.2) и из истинной кривой течения — две пары констант $m$, $n$ и $m_1$, $n_1$.

Конструктивно устройства для регулирования высоты щели в коллекторных головках не отличаются от таковых для треугольных. Для толстых листов они показаны на рис. XI.11. Поскольку в конструкции XI.11, *а* регулируемой по высоте является не вся длина канала, но только часть ее, соответствующая ширине призматической планки *7*, то в уравнение (XI.50) можно ввести скорректированную длину $L_1$, точно так же, как это было сделано для треугольных головок.

При экструзии тонких листов и пленок абсолютное значение изменения высоты щели вдоль ее ширины очень мало, поэтому появляется возможность осуществить эти перемещения, не вводя подвижных дросселирующих устройств, так как они являются причиной возникновения застойных зон. На рис. XI.13, *а*, *б* показаны такие конструкции. Регулируемой по высоте щели с помощью комплекта отжимных и подтягивающих болтов *4* в данном случае является сама формующая губка *2*. Различное в разных точках по ширине щели перемещение губки возможно за счет упругой деформации самой губки и относительно маложесткой тонкой перемычки, соединяющей ее с телом головки. Этим же способом в таких

конструкциях осуществляется регулирование и общей толщины листа. Такой способ регулирования обеспечивает монотонность профиля канала головки, исключая местные выступы и впадины (места застойных зон) при подвижном дросселирующем элементе. Недостатком их является непостоянство высоты щели на выходе и, следовательно, наличие поперечной разнотолщинности экструдата, которую можно выравнять только соответствующей вытяжкой.

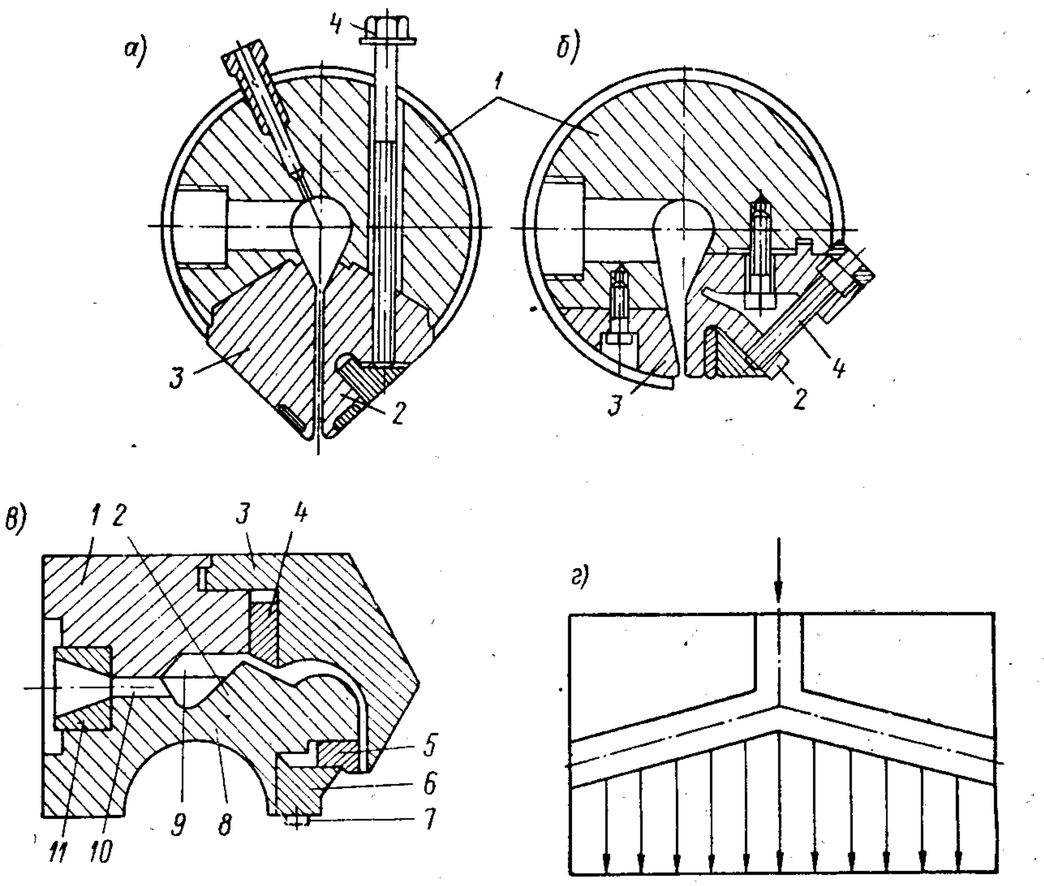



Рис. XI.13. Сечения головок с устройствами для регулирования высоты щели (*а*, *б*, *в*) и канал головки с переменной длиной щели (*г*):

*а*, *б* — *1* — корпус головки; *2* — упруго деформируемая губка; *3* — неподвижная губка; *4* — винт регулировки высоты щели; *в* — *1* — верхняя половина корпуса; *2* — нижняя половина корпуса; *3* — верхняя неподвижная губка; *4* — подпорная упругая призматическая планка; *5* — нижняя губка; *6* — плита крепежная; *7* — болт крепления губки; *8* — мнимая ось поворота; *9* — коллектор; *10* — подводящий канал; *11* — адаптер

Уже упоминалось, что плоскощелевые головки обладают существенным недостатком, выражающимся в распирании стенок давлением расплава в канале. Коллекторные головки, особенно имеющие столь массивное и жесткое тело, как показанное на рис. XI.13, *а*, *б*, имеют этот недостаток в меньшей степени. Головки же типа показанной на рис. XI.13, *в* практически лишены этого недостатка. Профиль поперечного сечения нижней половины корпуса головки выполнен таким образом, что при действии давления расплава параллельность щели не искажается. Под действием давления нижняя половина *2* корпуса как бы поворачивается на некоторый угол вокруг горизонтальной оси, параллельной оси коллектора и расположенной в самом слабом месте сечения. Верхняя губка под действием давления перемещается по вертикали параллельно нижней губке *5*. Таким образом сохраняется как установленная высота щели, так и ее параллельность.



В головках равного сопротивления, рассчитанных методом изменения длины губок, коллекторный канал конструктивно выполняется под углом к выходным кромкам щели, которые перпендикулярны оси шнека. При этом ось коллектора в соответствии с уравнениями (XI.50), (XI.49) не прямая, но криволинейная. На рис. XI.14 приведена зависимость $L = L(z)$, которой соответствует конфигурация коллектора для материалов с различной степенью псевдопластичности $n$. Как видно, кривизна кривых весьма невелика, и особенно при $n > 2{,}5$ (именно этот диапазон по $n$ свойственен расплавам большинства термопластов), поэтому вполне допустимой является аппроксимация их прямыми, что значительно облегчает выполнение конструкции в металле. Головки такого типа в силу зависимости угла наклона коллектора от константы $n$ являются однощелевыми — существенный недостаток по сравнению с головками, имеющими регулирование высоты щели. Однако, как будет показано ниже, для кольцевых головок этот метод оказывается конструктивно более легко осуществимым, чем метод регулирования высоты щели, при условии обеспечения одинаковой точности регулирования.

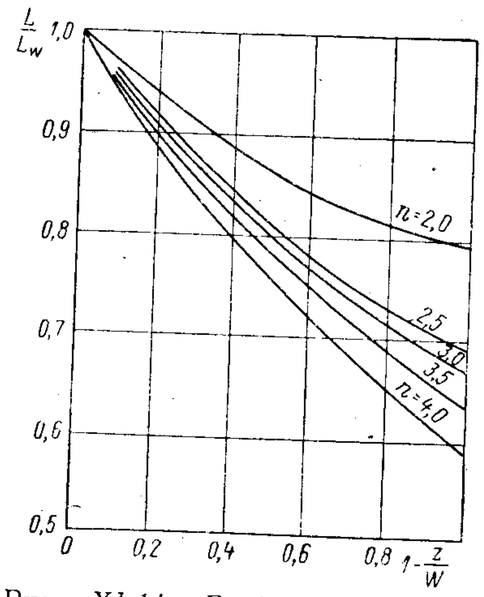



Рис. XI.14. График изменения длины губок по ширине щели коллекторной головки

Как уже отмечалось, перепад давления по длине коллектора — основная причина, вызывающая неравномерность экструзии по ширине щели при постоянных ее $H$ и $L$. Конструкции головок с распределительным шнеком, установленным в коллекторе (рис. XI.15), не имеют выше отмеченного перепада давления при условии правильно выбранного закона изменения глубины канала нарезки шнека.

Рассмотрим, каков должен быть этот закон. Уравнение (XI.46) справедливо и в этом случае. Пусть выполняется требуемое условие $\frac{dp}{dz} = 0$; тогда в уравнении (XI.1), определяющем обеспечиваемый шнеком расход, остается одно первое слагаемое. Очевидно, расход $Q_{шz}$ в поперечном сечении канала нарезки шнека с координатой $z$

должен быть равен расходу $Q_z$ через участок щели шириной $z$. Приравнивая уравнения (XI.1) и (XI.46), получаем искомую зависимость $h = h(z)$

$$h = \frac{Q_W}{W} \frac{2}{\pi^2 D^2 N \sin\varphi \cos\varphi} z. \qquad \text{(XI.51)}$$

Геометрические соотношения таких шнеков подобны обычным шнекам. Задавшись из этих соотношений глубиной канала $h_W$ на

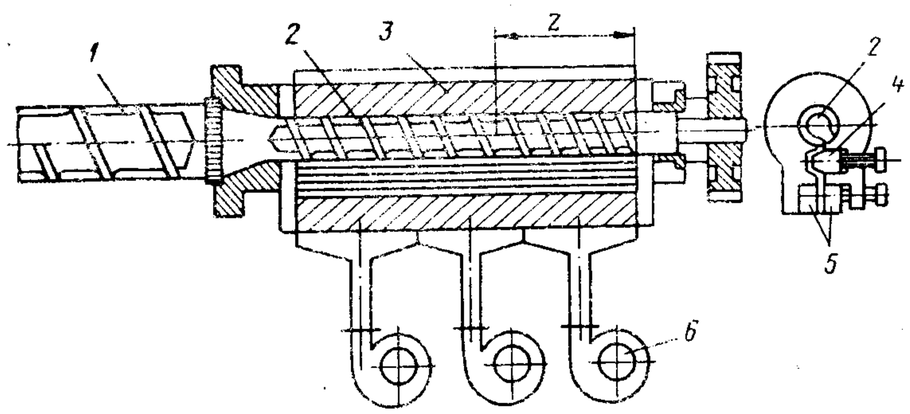



Рис. XI.15. Конструкция головки с распределительным шнеком в коллекторе:

*1* — экструдер; *2* — распределительный шнек; *3* — корпус головки; *4* — подпорная планка; *5* — формующие губки; *6* — вентиляторы теплового регулирования головки

входе в коллектор, можно таким образом определить требуемую скорость вращения $N$ шнека. Благодаря шнеку в таких головках полностью исключается возможность зон застоя в концевом участке коллектора и на стенках его, что позволяет использовать такие головки при производстве листов из термочувствительных материалов.

### Кольцевые головки

Кольцевые головки (с кольцевым поперечным сечением формующего канала) подразделяют в соответствии с их назначением:

1) трубные (для получения труб);

2) раздувные (для получения заготовок расплава в виде цилиндрического рукава с целью последующего раздува их сжатым воздухом в форме);

3) пленочные (для получения расплава в виде тонкостенного рукава относительно большого диаметра с целью последующего раздува его до требуемой толщины стенки);

4) кабельные (для наложения изолирующего полимерного покрытия на проходящий сквозь головку провод или защитного покрытия на кабель, используются также для наложения тонких защитных покрытий на тросы, канаты и т. д.).



Трубные головки имеют преимущественно прямоточную конфигурацию (см. рис. XI.1), удобную с точки зрения приема экструдируемых труб, обеспечивающую практически полное равенство длин всех линий тока. Таким образом, сама конструкция головки предусматривает выравненность потока на выходе из кольцевой щели. Поэтому заложенная в конструкции возможность радиального смещения мундштука посредством отжимных болтов *8* (после ослабления болтов *9*) с целью регулировки высоты щели формующего зазора имеет только корректировочный смысл: компенсацию незначительной неоднородности экструзии вследствие систематической разности вязкости расплава в различных точках поперечного сечения канала головки (эта неоднородность вязкости может быть вызвана неоднородным распределением температуры в теле головки).

Конструкция головки, изображенной на рис. XI.1, традиционна. При проектировании таких головок следует обращать особое внимание на надежную теплоизоляцию элементов, подводящих в калибрующее устройство холодную воду, от деталей, оформляющих канал головки. Диаметр труб, изготовляемых на головках такого типа, как правило, не больше диаметра шнека. Изготовление труб с гораздо большим диаметром приводит к несколько иному конструктивному оформлению головки и калибрующего устройства (рис. XI.16). Казалось бы нерациональное увеличение диаметра канала в месте *а* необходимо для последующего уменьшения его (так же, как и уменьшения высоты щели канала) с целью обеспечения надежной сварки потока, рассеченного ребрами дорнодержателя.

Все прочие головки кольцевого типа, как правило, угловые, т. е. обеспечивают поворот потока расплава на определенный угол по отношению к оси шнека (вниз, вверх, вбок).

Раздувные головки осуществляют поворот потока вниз на 90°. При этом возможны две принципиально отличные конструкции (рис. XI.17, *а*, *б*): головка с трубчатым коленом и дорнодержателем (*а*) и головка со сквозной пинолью, на которой крепится дорн (*б*). Во всех типах угловых головок вследствие поворота потока расплава неизбежно неравенство длин отдельных линий тока. Так, в головке с трубчатым коленом линия тока, соответствующая левой его образующей, меньше, чем у правой образующей. Этот тип головки, очень схожий конструктивно с прямоточными головками, имеет намного меньшую максимальную разность длин, чем тип с пинолью, причем, чем меньше диаметр поперечного сечения колена и чем больше радиус колена, тем меньше разность длин линий тока. Поэтому в данном типе регулировка зазора посредством смещения мундштука так же, как и в прямоточном, имеет корректирующее значение. Основной недостаток этих головок — тот же, что и для прямоточных: следы на заготовке ( и готовом изделии) от ребер дорнодержателя.

Этого недостатка лишены головки с пинолью (рис. XI.17, *б*), в которых расплав из адаптера *2* попадает сразу в кольцевой подво-

дящий канал, монотонно переходящий в формующий и не имеющий препятствий, дробящих поток. Однако очевидно, что длины различных линий тока в головках с пинолью существенно различны; так, линия тока (считая от выхода из адаптера) вдоль левой образующей канала короче таковой вдоль правой образующей на длину отрезка, равного приблизительно половине длины окружности поперечного

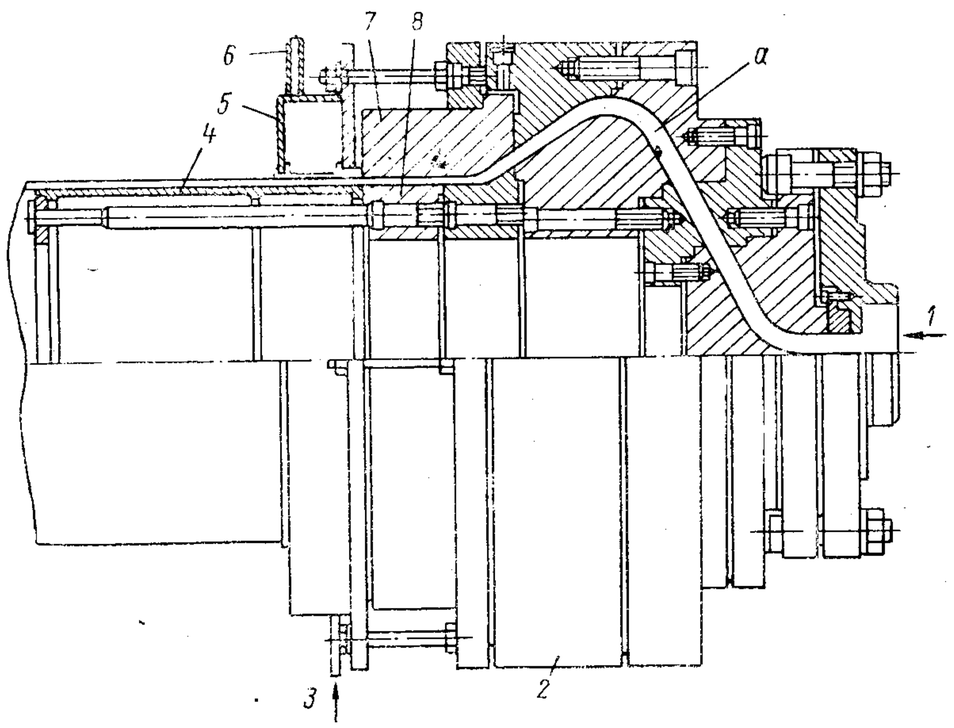



Рис. XI.16. Конструкция головки для экструзии труб большого диаметра:

*1* — вход расплава из экструдера; *2* — корпус; *3* — вход воды; *4* — оправка дорна, поддерживающая трубу при транспортировке ее к охлаждающему устройству; *5* — водяная рубашка калибрующего кольца; *6* — выход воды; *7* — мундштук; *8* — удлиненный дорн

сечения пиноли у выхода из адаптера. С тем чтобы на этом отрезке свести перепад давления до минимума, на пиноли выполняют кольцевую проточку, увеличивающую равномерное распределение расплава на входе в собственно подводящий канал. Таким образом, если канал вместе с указанной проточкой условно разрезать вдоль образующей, расположенной напротив выхода из адаптера, и развернуть его на плоскость, то получим канал, аналогичный по конфигурации каналу коллекторной плоскощелевой головки, где проточка есть коллектор, а подводящий канал совместно с формующим аналогичен плоской формующей щели. Все закономерности коллекторных головок поэтому присущи головкам с пинолью. Чем больше радиус коллектора $R$ (проточки) и его глубина, тем меньше перепад давления вдоль него; чем больше длина подводящего канала $l$, тем меньше указанный перепад сказывается на неоднородности расхода. Методика



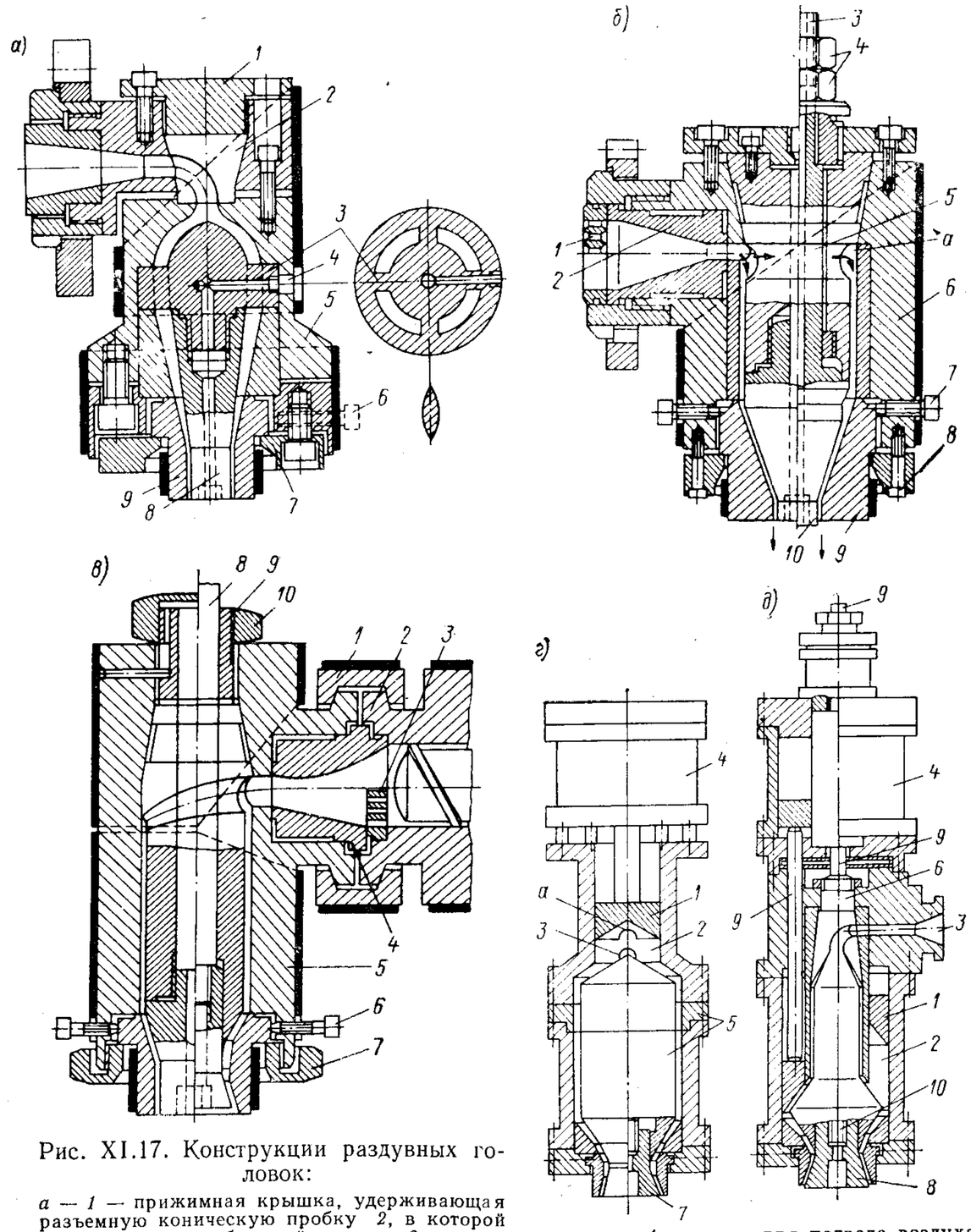



Рис. XI.17. Конструкции раздувных головок:

*а — 1* — прижимная крышка, удерживающая разъемную коническую пробку *2*, в которой выполнен коленообразный канал; *3* — дорнодержатель; *4* — канал для подвода воздуха с целью раздува заготовки в форме; *5* — корпус головки; *6* — регулирующие болты мундштука; *7* — крепежный фланец мундштука; *8* — дорн; *9* — мундштук; *б—1* — решетка; *2* — адаптер; *3* — шток подвижного дорна для регулировки его положения по высоте; *4* — гайка и контргайка для осевого перемещения дорна; *5* — пиноль; *6* — корпус головки; *7* — регулирующие болты мундштука; *8* — крепеж мундштука; *9* — мундштук; *10* — дорн; *в — 1* — крепеж головки; *2, 4* — варианты адаптера; *3* — решетка; *5* — корпус головки *6* — регуляторы положения мундштука; *7* — прижимная гайка мундштука; *8* — штанга, регулирующая положение дорна; *9* — пиноль; *10* — гайка крепления пиноли; *г, д — 1* — выдавливающий поршень; *2* — аккумулирующая полость; *3* — вход в головку; *4* — гидро- или пневмоцилиндр привода выдавливающего поршня; *5* — дорн с дорнодержателем; *6* — пиноль; *7* — собственно дорн; *8* — дорн, перемещающийся относительно пиноли в осевом направлении; *9* — штанга привода выдавливающего поршня; *10* — шток, перемещающий дорн в осевом направлении

выбора размеров $R$ и $l$ по заданной величине $UI$ аналогична таковой для плоскощелевых головок. При этом должны использоваться зависимости (XI.42), (XI.37), преобразование которых для данной конфигурации по указанному методу развертки чрезвычайно просто. Вместо ширины щели $W$ следует принимать $\pi R_{ср}$,

$$R_{ср} = \frac{R_{\min} + R_{\max}}{2},$$

где $R_{\min}$, $R_{\max}$ — внутренний и наружный радиусы проточки; радиус коллектора надо заменять гидравлическим радиусом поперечного сечения проточки коллектора. $q_{\min}$ в данном случае следует принимать на выходе из формующего канала — в месте $а$ (рис. XI.17, $б$), расположенном напротив адаптера; $q_{\max}$ — вдоль образующей, на которой расположен адаптер. В этом случае назначение устройства для радиального смещения мундштука — выравнять разность этих удельных расходов посредством смещения мундштука в сторону минимального расхода. В этом типе головок, в отличие от головок с трубчатым коленом, необходимые радиальные смещения мундштука оказываются гораздо бóльшими, вследствие чего имеют место два недостатка.

1. В месте стыка мундштука и корпуса в канале возникают ощутимые по объему зоны застоя. Если они недопустимы, то приходится прибегать к конструктивному варианту выравнивания потока методом регулирования высоты щели (рис. XI.18, $а$). Этот вариант аналогичен показанным на рис. XI.13, $а$, $б$ как по принципу действия, так и по преимуществам. Свободен также от зон застоя при регулировке и вариант рис. XI.18, $г$.

2. Аналогично плоскощелевым головкам при обеспечении однородности экструзии изменением высоты щели на выходе имеем в двух различных точках $q_1 = q_2$, но вследствие того, что, например, $H_1 = H_{\max}$ и $H_2 = H_{\min}$, линейные скорости расплава на выходе $v_1$ и $v_2$ не равны: $v_1 = v_{\min}$, $v_2 = v_{\max}$, и правильной формы равнотолщинная заготовка может быть получена при условии только принудительной вытяжки ее со скоростью $v_{\max}$. Между тем в методе экструзии с раздувом принудительная вытяжка заготовки обычно не применяется, поэтому для раздувных головок помимо условия $q_1 = q_2$ необходимо еще и условие $H_1 = H_2$, что обеспечивается конструкцией, показанной на рис. XI.18, $б$. В этой конструкции выравнивание потока (условие $q_1 = q_2$) обеспечивается радиальным смещением кольца, зажатого между мундштуком и корпусом, условие $H_1 = H_2$ — радиальным смещением мундштука.

Выравнивание потока в угловых головках возможно также и методом изменения длины подводяшего канала, как это показано на рис. XI.17, $в$. Если выполнить разрез и развертку канала на плоскость, то он в этом случае будет аналогичен показанному на рис. XI.13, $г$ каналу плоскощелевой головки. Расчетные зависимости плоскощелевых головок, реализующих метод изменения длины



щели, для рассматриваемого типа позволяют определить $L_{\min}$ напротив входа в коллектор, $L_{\max}$ у входа и площадь поперечного сечения (гидравлический радиус) коллектора. $L_{\min}$ и $L_{\max}$ дают возможность определить угол подъема винтовой линии, вдоль по которой выполняется коллектор. Конструктивные схемы вариантов этого метода выравнивания потока показаны на рис. XI.19.

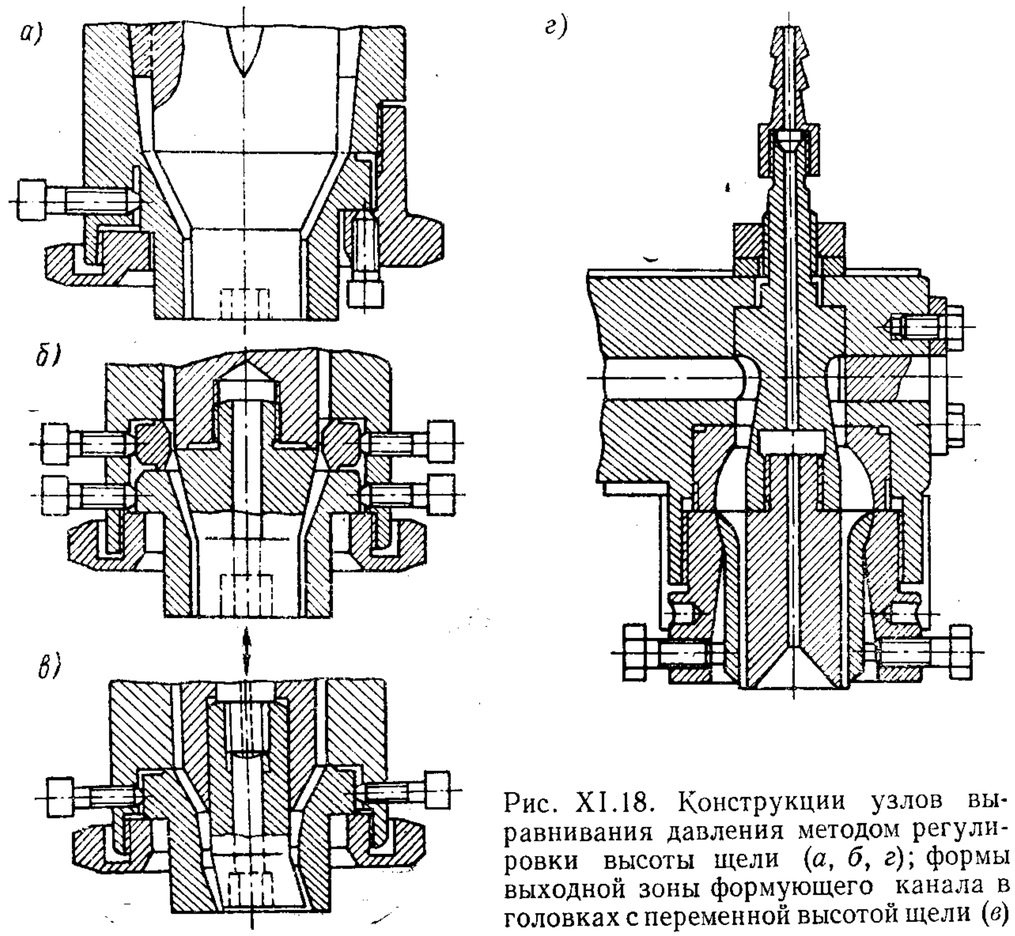



Рис. XI.18. Конструкции узлов выравнивания давления методом регулировки высоты щели ($а$, $б$, $г$); формы выходной зоны формующего канала в головках с переменной высотой щели ($в$)

Гидравлический расчет угловых раздувных головок должен выполняться в соответствии с § 3, однако следует обратить внимание на одну специфическую особенность его. Как уже отмечалось, раздувная заготовка при экструзии не подвергается ни калибровке, ни принудительной вытяжке. На нее действуют только силы собственного веса, которые, однако, приводят к весьма нежелательной естественной вытяжке, неодинаковой по высоте заготовки. Действительно (рис. XI.20, $а$), степень утонения заготовки в каком-либо сечении по высоте ее пропорциональна весу части заготовки ниже этого сечения и времени воздействия этого веса. В верхней части заготовки вес максимален, но время воздействия равно нулю, в нижней части — наоборот. Максимальная степень утонения таким образом имеет место в средней ее части, ближе к верху. Очевидно,

чем больше время воздействия (меньше линейная скорость выхода заготовки $v$), чем больше вес (длина заготовки и плотность расплава) и меньше вязкость расплава, тем больше степень утонения, приводящая к разнотолщинности изделия, изготовленного из этой заготовки (рис. XI.20, *а*). Эта зависимость в форме ограничения, наложенного на минимально возможную с точки зрения допустимой разнотолщинности скорость экструзии $v$, была получена из математического описания процесса продольной вытяжки экструдируемой с постоянной скоростью заготовки. При этом считалось, что

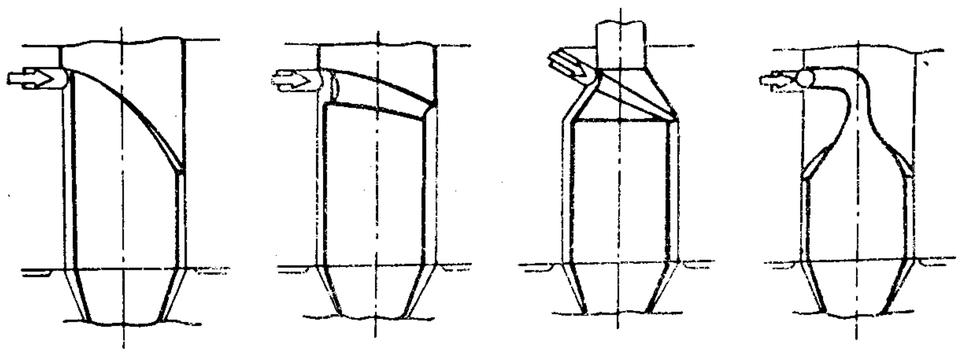


Рис. XI.19. Конструктивные схемы выравнивания потока методом изменения длины щели

расплав деформируется в ньютоновской области кривой течения и, следовательно, имеет не зависящую от скорости деформирования ньютоновскую вязкость $\mu_н$. Зависимость эта имеет вид

$$v \geqslant \frac{1}{1-[z]} \frac{\nu L^2}{24\mu_н}, \qquad \text{(XI.52)}$$

где $v = \frac{Q}{S}$ ($Q$ — расход, $S$ — площадь поперечного сечения формующего канала); $\nu$ — удельный вес расплава; $L$ — длина заготовки; $[z]$ — допустимая разнотолщинность заготовки (0,95—0,98).

При гидравлическом расчете поэтому производительность не может задаваться произвольно, но должна выбираться в соответствии с условием (XI.52), ограничивающим ее минимальное значение $Q_{min}$.

Если по каким-либо причинам реально возможная производительность экструдера $Q$ оказывается меньше найденной из условия (XI.52) $Q_{min}$ (например, нет в наличии экструдера с большой производительностью или изготовляются крупные изделия, требующие большой длины заготовки), то необходимо применять головки с аккумулятором расплава. В этом случае расплав из экструдера подается сначала в аккумулятор, откуда специальным поршнем, имеющим гидро- или пневмопривод, выдавливается через формующий зазор с требуемой скоростью. Две конструкции таких головок показаны на рис. XI.17, *г*, *д*. Головка *г* работает следующим образом. При



нижнем положении выдавливающего поршня *1* расплав из экструдера через отверстие *3* подается в аккумулирующую полость *2*, поднимая поршень *1*; при этом вытекание через формующий зазор практически отсутствует вследствие гораздо меньшего сопротивле-

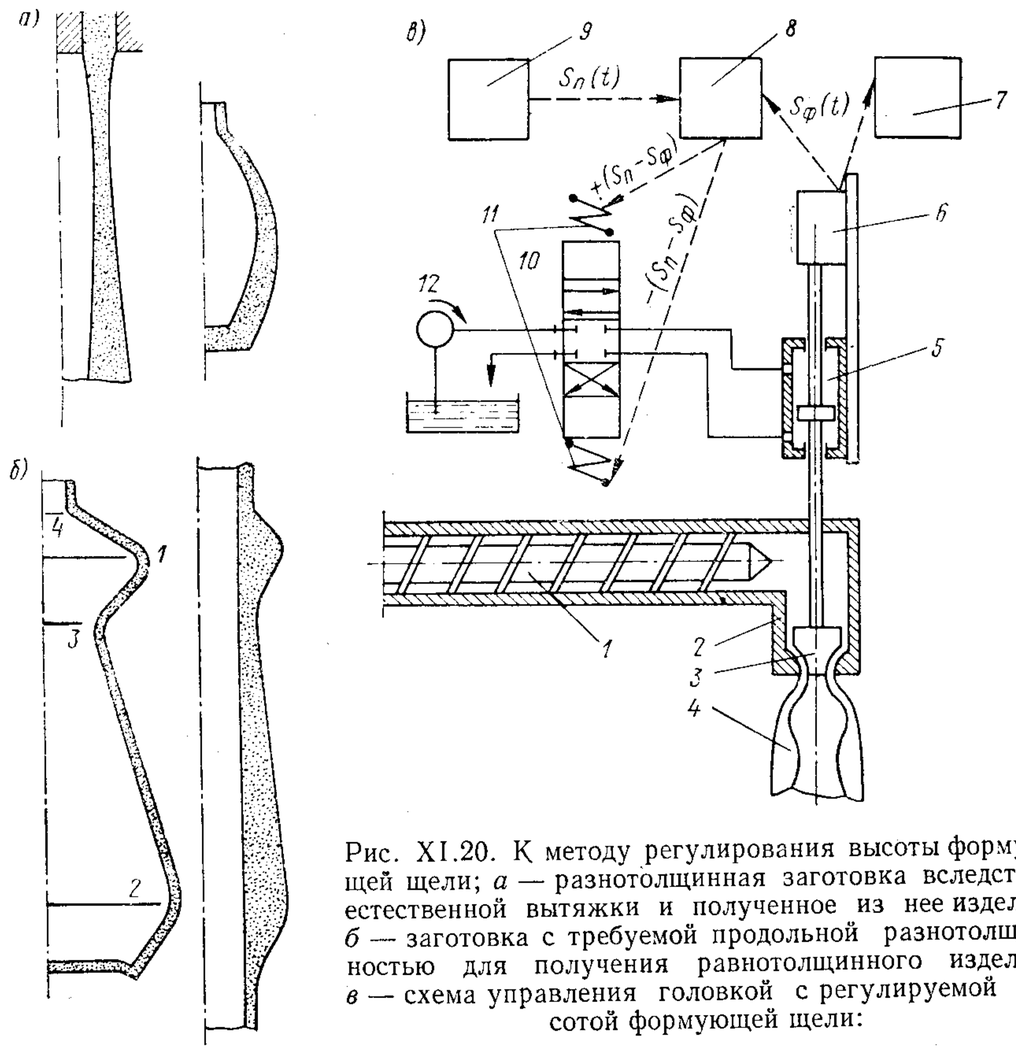



Рис. XI.20. К методу регулирования высоты формующей щели; *а* — разнотолщинная заготовка вследствие естественной вытяжки и полученное из нее изделие; *б* — заготовка с требуемой продольной разнотолщинностью для получения равнотолщинного изделия; *в* — схема управления головкой с регулируемой высотой формующей щели:

*1* — экструдер; *2* — головка; *3* — подвижный дорн; *4* — заготовка с программированной толщиной стенки; *5* — гидроцилиндр; *6* — датчик положения дорна; *7* — регистратор фактического перемещения дорна; *8* — блок сравнения и усиления дисбаланса; *9* — задающий программу блок; *10* — гидроклапан; *11* — электромагнитный привод гидроклапана; *12* — гидронасос

ния, оказываемого расплаву поршнем, чем формующим каналом. При наборе в полости *2* требуемой дозы в цилиндр *4* под давлением подается масло или воздух, и происходит экструзия заготовки через формующий зазор. Головка *д*, отличаясь наличием пиноли вместо дорнодержателя, работает точно так же, однако, несмотря на бóльшую сложность, более надежна в эксплуатации, поскольку совершенно не имеет зон застоя типа зоны *а* в головке *г*.

Обеспечение достаточно равнотолщинной по высоте заготовки не определяет еще однородности толщины стенки будущего изделия. Действительно, при раздуве изделия, конфигурация которого показана на рис. XI.20, *б*, из равнотолщинной заготовки участки ее в зоне мест *1* и *2* изделия будут подвегаться гораздо большему утонению, чем в зоне мест *3*, *4*, что определит разную толщину стенки изделия в этих местах. Для получения равнотолщинного изделия заготовка должна, очевидно, иметь изменения толщины по высоте, показанные на рисунке. Получение такой заготовки возможно, если высота щели формующего канала на выходе имеет возможность изменяться по заранее заданной программе. Конструктивно изменение высоты формующего канала на выходе возможно, если он не цилиндрический, а конический, как это показано на рис. XI.18, *в*. При осевом перемещении дорна (подвижного относительно пиноли) относительно мундштука изменяется расстояние между их коническими выходными зонами. Суживающаяся выходная часть (слева) дорна и мундштука называется тюльпанообразным формующим каналом, расширяющаяся (справа) — тарельчатым. Головки на рис. XI.17, *б* (правая половина) и рис. XI.17, *д* имеют перемещающиеся относительно мундштука дорны. Перемещение везде осуществляется посредством штанги, связанной с дорном и пропущенной через пиноль наружу.

На рис. XI.20, *в* показана схема автоматического регулирования высоты щели в процессе экструзии заготовки. Подвижный дорн *3* имеет гидроцилиндр *5* привода, управляемый реверсивным гидроклапаном *10*, который имеет электромагнитный привод *11*. Дорн имеет также датчик положения его относительно мундштука, посылающий непрерывный сигнал в блок сравнения *8*. В электронный блок *9* заранее закладывается программа в виде функции $S = S(t)$, где $S$ — положение дорна, $t$ — время. В момент начала экструзии эта программа из блока *9* в виде электрического сигнала начинает выдаваться в блок сравнения *8*, который сравнивает сигнал программы $S_п(t)$ с сигналом от датчика *6* $S_ф(t)$ и в случае расхождения их по величине дает команду на гидроклапан и, следовательно, на перемещение дорна до восстановления равенства между двумя указанными сигналами. Самописец *7* записывает фактическое перемещение дорна с целью возможности корректировки программы, если распределение толщины по высоте получаемого изделия не отвечает заданному. Следует отметить, что схемы подобного типа пока находятся в стадии эксперимента и, в лучшем случае, промышленного освоения.

При раздуве изделий с некруглым (например, прямоугольным, как показано на рис. XI.21) поперечным сечением имеет место не только продольная, но и поперечная разнотолщинность (рис. XI.21, *в*). При этом наиболее утоненными являются углы изделия. Если получить заготовку, имеющую в этом месте более толстую стенку, то соответствующее изделие, очевидно, будет более равнотолщинным.



Получение заготовки с заранее заданной поперечной разнотолщинностью возможно последовательной местной механической обработкой тела мундштука (рис. XI.21, *а*) или дорна (рис. XI.21, *б*). Оптимальная конфигурация поперечного сечения мундштука и дорна в этом случае может быть определена только экспериментально методом проб и ошибок. Корректировку конфигурации рекомендуется осуществлять на длине, не большей 0,5 от общей длины формующей зоны.

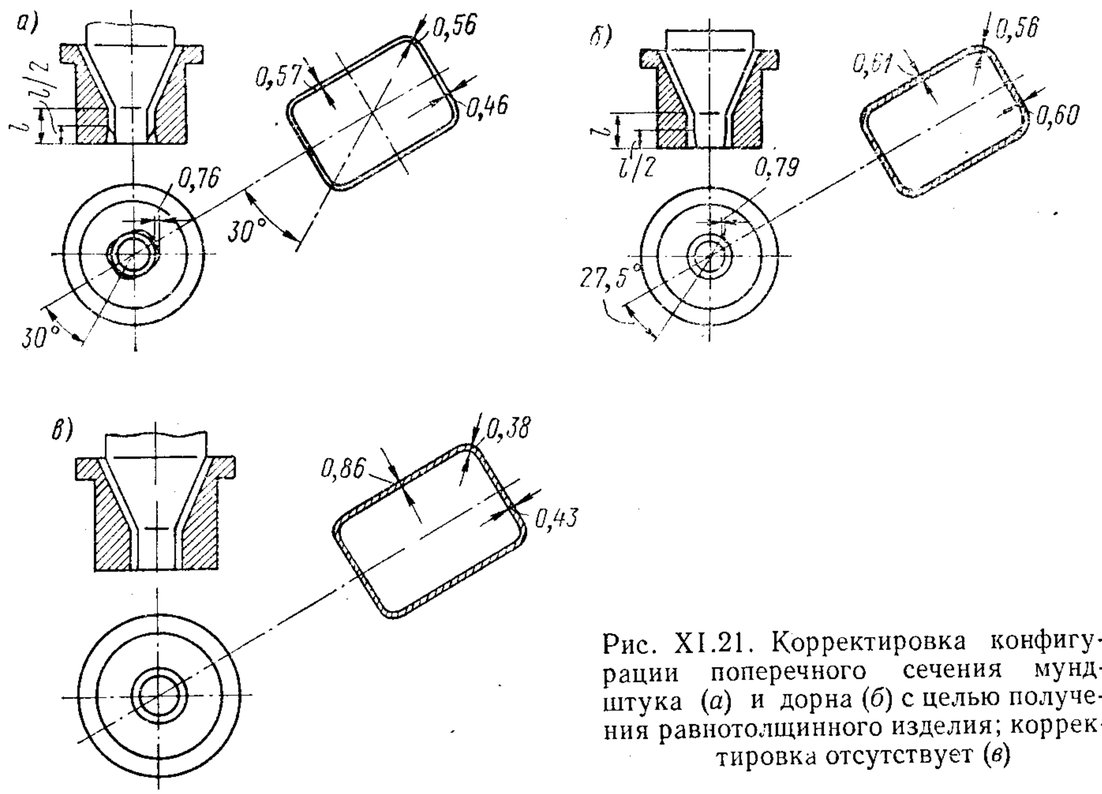



Рис. XI.21. Корректировка конфигурации поперечного сечения мундштука (*а*) и дорна (*б*) с целью получения равнотолщинного изделия; корректировка отсутствует (*в*)

Пленочные головки (рис. XI.22) формуют очень тонкостенный рукав большого диаметра. Диаметр кольцевого зазора этих головок равен 30—800 *мм*, а в некоторых крупных машинах превышает 1500 *мм*. Высота формующего зазора на выходе — в пределах 0,35—1 *мм*. При столь малом зазоре и большом диаметре достижение желаемой однородности экструзии весьма затруднительно. Поэтому подпорное кольцо *14* выполняется столь маложестким и снабжается столь мощными винтами *16* и *12*, чтобы последние могли не только перемещать кольцо, но и деформировать его, придавая желаемую конфигурацию. Конструктивное исполнение выравнивающих устройств в представленной конструкции (поток из адаптера, разбиваясь на два потока, подается в два коллектора с переменной длиной следующего за ним подводящего канала) аналогично ранее рассмотренным в угловых головках. Для большей гарантии выравнивания потока вслед за участком подводящего канала переменной

длины обычно выполняют одно или несколько местных увеличений поперечного сечения (по назначению эквивалентных дополнительным коллекторам), перераспределяющих поток расплава и выравни-

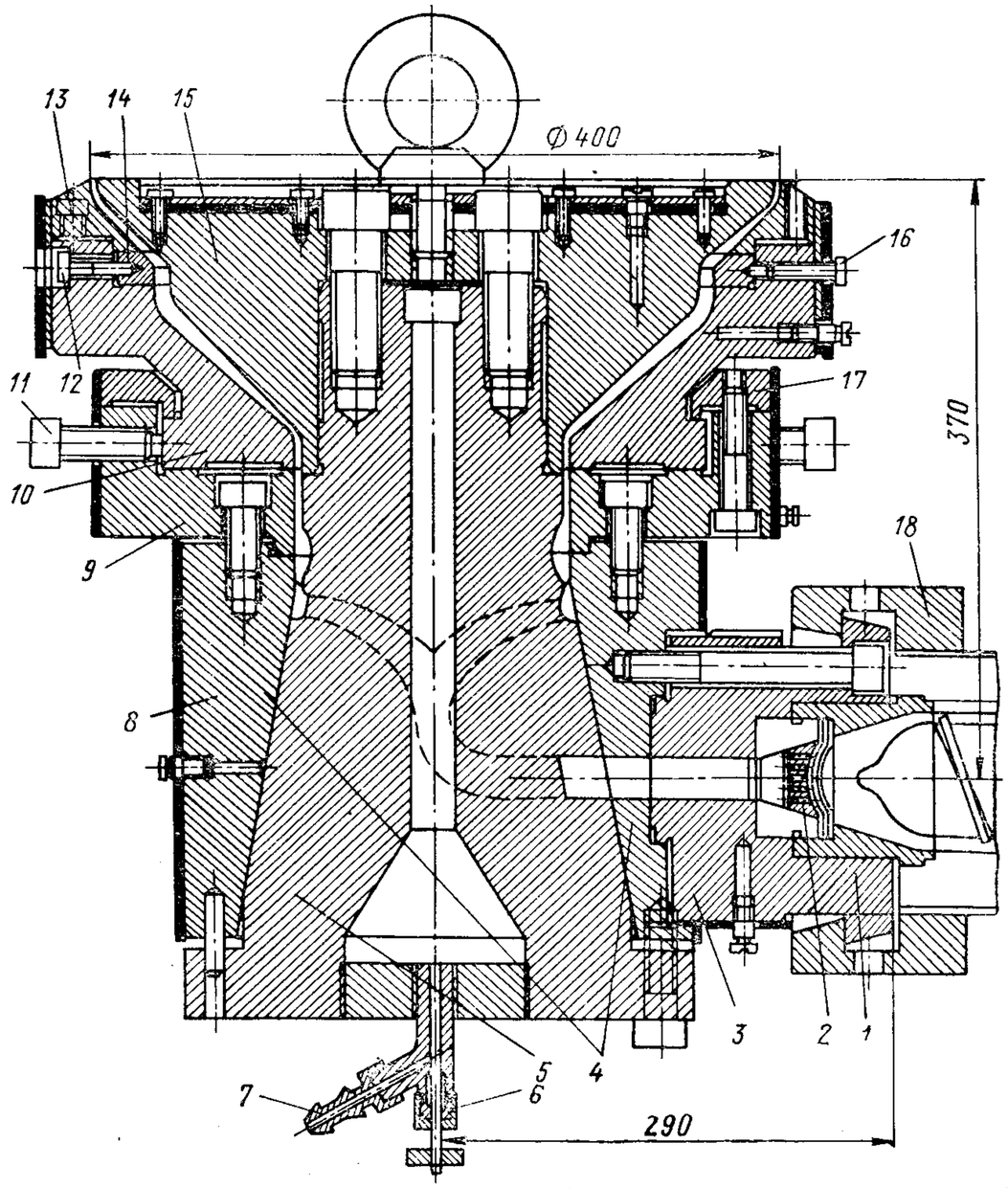



Рис. XI.22. Головка для производства рукавной пленки:

*1* — адаптер; *2* — решетка; *3* — сетки; *4* — корпус головки; *5* — дорнодержатель (пиноль); *6* — вентиль; *7* — воздушный штуцер; *8* — электрообогрев; *9* — обойма головки; *10* — корпус мундштука; *11* — установочные винты; *12*, *16* — нажимные и отжимные винты; *13* — мундштук; *14* — подпорное кольцо; *15* — дорн; *17* — прижимное кольцо; *18* — байонетный затвор

вающих давление по периметру поперечного сечения подводящего канала.

Особое внимание при конструировании таких головок должно быть обращено на надежность крепления дорна к дорнодержателю



(пиноли) и последнего — к корпусу головки, так как вследствие довольно большой площади конического расширения подводящего канала расплав создает значительные давления, способные расчленить соединения указанных деталей. Пиноль в месте системы каналов, выравнивающих давление (коллекторы вместе со следующими за ними участками переменной длины), должна иметь достаточную изгибную жесткость. Даже незначительный изгиб ее под воздействием разности давлений расплава у адаптера и напротив него может привести к существенным изменениям высоты формующей щели на выходе.

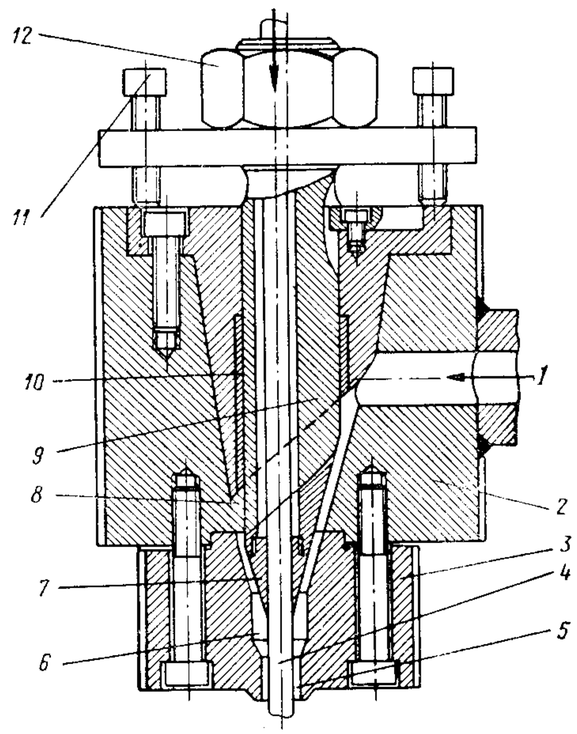



Рис. XI.23. Конструкция кабельной головки:

*1* — вход в головку; *2* — корпус головки; *3* — мундштук; *4* — изолируемый провод (кабель); *5* — формующий канал; *6* — местное расширение подводящего канала; *7* — наконечник; *8* — наклонный коллектор; *9* — пиноль; *10* — направляющая втулка пиноли; *11* — комплект отжимных и стягивающих болтов, регулирующих положение пиноли по высоте; *12* — гайка, направляющая провод в пиноль

Кабельные головки, подобно трубным и пленочным, относятся к категории кольцевых, однако внутренняя поверхность формующего зазора (рис. XI.23) образуется не дорном, но изолируемым проводом *4*, который протягивается через головку со скоростью, доходящей до 2000 *м/мин*. На таких головках могут изолироваться как отдельные жилы, так и кабели, состоящие из множества отдельных проводов общим наружным диаметром до 150 *мм*. Наконечник *7*, мундштук *3* и гайка *12* являются сменными; на одной головке можно производить изоляцию проводов различного диаметра. Во избежание интенсивного износа вследствие трения изолируемого провода направляющий элемент гайки *12* и наконечник *7* выполняются из закаленной стали или твердых сплавов. Методы выравнивания потока подобны рассмотренным.

Взаимосвязь расхода $Q$ через формующий канал и перепада давлений отлична от ранее рассмотренной через кольцевую щель вследствие перемещения внутренней поверхности щели. Проходящий через канал провод, даже если давление на входе в канал равно атмосферному, уносит с собой некоторое количество расплава. Этот расход назовем вынужденным и обозначим $Q_d$. Результирующий расход

$$Q = Q_d + Q_p, \qquad \text{(XI.53)}$$

где $Q_p$ — расход под воздействием давления на входе в канал.

Расход $Q_d$ (примем без вывода) имеет следующее аналитическое выражение, не зависящее от реологических свойств жидкости:

$$Q_d = \frac{\pi v_z}{2}(R_o^2 - R_i^2), \qquad \text{(XI.54)}$$

где $v_z$ — линейная скорость провода; $R_o$ — радиус отверстия мундштука.

Расход $Q_p$ соответствует уравнению (IX.1). Потребный общий расход $Q$ можно определить, зная толщину покрытия $h$, радиус провода $R_i$ и его скорость $v_z$

$$Q = v_z h\,(2R_i + h). \qquad \text{(XI.55)}$$

Производя подстановку выражений (XI.55), (XI.54) и (IX.2) в уравнение (XI.53) и разрешая полученное уравнение относительно $\Delta p$, имеем

$$\Delta p = \left\{\frac{v_z\left[h\,(2R_i + h) - \frac{1}{2}(R_o^2 - R_i^2)\right]2^{n+1}(n+2)}{m\,(R_o + R_i)\,(R_o - R_i)^{n+2}}\right\}^{\frac{1}{n}} L. \qquad \text{(XI.56)}$$

Перепад давления по длине формующего канала равен нулю при выполнении условия

$$2h\,(2R_i + h) = R_o^2 - R_i^2. \qquad \text{(XI.57)}$$

Определенный из условия (XI.57) при заданных радиусе провода $R_i$ и толщине изоляции $h$ радиус отверстия мундштука $R_o$ как

$$R_o < \sqrt{2h\,(2R_i + h) + R_i^2} \qquad \text{(XI.58)}$$

является оптимальным. Действительно, если это условие не выполняется (например, при переходе на другой диаметр провода сменили дорн, но не сменили мундштук), то возможно либо нулевое избыточное давление на входе в формующий канал, либо даже разрежение. Последнее недопустимо, поскольку воздух, проникающий в этом случае через зазор между дорном и проводом, ухудшает прочность сцепления провода и изоляции. Избежать этого можно, создав избыточное давление на входе в формующий канал путем уменьшения общего сопротивления подводящего канала. В головке на рис. XI.23 это достигается поднятием регулируемой по высоте пиноли *2*. При этом увеличивается высота щели подводящего конического канала.

**Головки сложного профиля**

Головки сложного профиля (фасонные) отличаются от рассмотренных тем, что конфигурация поперечных сечений экструдируемых профилей бесконечно разнообразна. Поэтому, если в предыдущих случаях при конструировании новой головки можно воспользоваться



уже имеющимися конструктивными решениями, незначительно трансформировав их, каждая новая головка для фасонного профиля представляет собой в известном смысле уникальную конструкцию. Тем не менее можно определить ряд общих положений, указывающих на пути правильного конструктивного оформления.

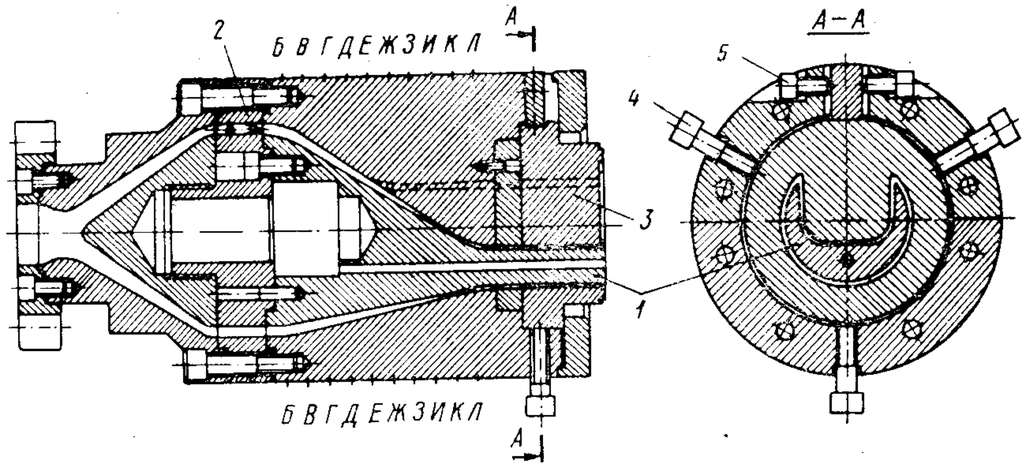



Рис. XI.24. Конструкция головки для изготовления сложного полого профиля

На рис. XI.24 показана конструкция головки для изготовления полого профиля со сложным контуром поперечного сечения. Фигурный дорн *1* с поперечным сечением на выходе, соответствующим конфигурации изделия, и круглым сечением у дорнодержателя *2* крепится к последнему обычным способом. Мундштук *3* имеет возможность смещаться относительно дорна в радиальных направле-

ниях винтами *4*; вращение мундштука относительно дорна осуществляется винтами *5*. Эти возможные перемещения необходимы для точного согласования положений мундштука и дорна с целью выравнивания (корректировочного) скоростей расплава в различных точках поперечного сечения формующего канала на выходе из него. Таким образом, очевидно, что конструкция профильных головок на участке от входа до дорнодержателя (включая последний) практически не отличается от конструкции трубных головок. Особую трудность здесь представляет конструирование и изготовление переходного канала, осуществляющего плавную трансформацию кольцевого сечения на входе в сечение, соответствующее конфигурации детали.

Производство таких головок, как правило, индивидуально (одна головка обычно полностью удовлетворяет потребность в данном изделии), поэтому изготовление деталей, оформляющих переходный канал, литьем неэкономично и осуществляется на металлорежущих станках. Если при этом учитывать минимальность последующей ручной доводки конфигурации, то отсюда вытекают определенные ограничения в выборе оформляющих подводящий канал поверхностей и их сопряжений. Конфигурация подводящего канала в теле мундштука (или корпуса головки) в ряде случаев столь сложна (например, как на рис. XI.24), что оказывается более технологичным изготовить его из двух или более деталей.

Обобщая изложенное ранее, можно определить следующие условия, которым должна удовлетворять конструкция переходного (и формующего) канала.

1. Обеспечение плавного перехода от дорнодержателя (или адаптера, если изделие неполое) к оформляющему каналу сложного фигурного профиля.

2. Оформление поверхности переходного канала путем подбора наиболее легко осуществляемых технологически поверхностей— плоскостей, поверхностей вращения.

3. Отсутствие зон застоя и (по возможности) острых углов, у которых может произойти перегрев материала.

4. Наличие таких углов конических поверхностей суживающегося (или расширяющегося) подводящего канала, которые удовлетворяли бы условию $(\dot{\gamma}v) < (\dot{\gamma}v)_{кр}$ (см. § 2). На практике этому условию обычно соответствуют углы при вершине конуса 20—35°.

5. Удобство изготовления и чистки состоящего из нескольких деталей мундштука при минимальном числе разъемов.

6. Расположение плоскости разъема желательно таким образом, чтобы стык не попадал на лицевые поверхности изделия (это необходимо потому, что по линии стыка на изделиях остаются следы в виде иногда очень заметных рисок). Оптимальное расположение стыков — на углах изделия.

7. Для точного совмещения элементов разъемного мундштука в плоскостях разъема необходимы штифты.



Примеры конструктивных схем разъемных мундштуков приведены на рис. VIII.10. В ряде случаев для изделий сложной формы оказывается более рациональным выполнять мундштуки разъемными не в продольной, но в ряде поперечных плоскостей, как это показано на рис. XI.25. При этом отпадает необходимость в довольно сложной

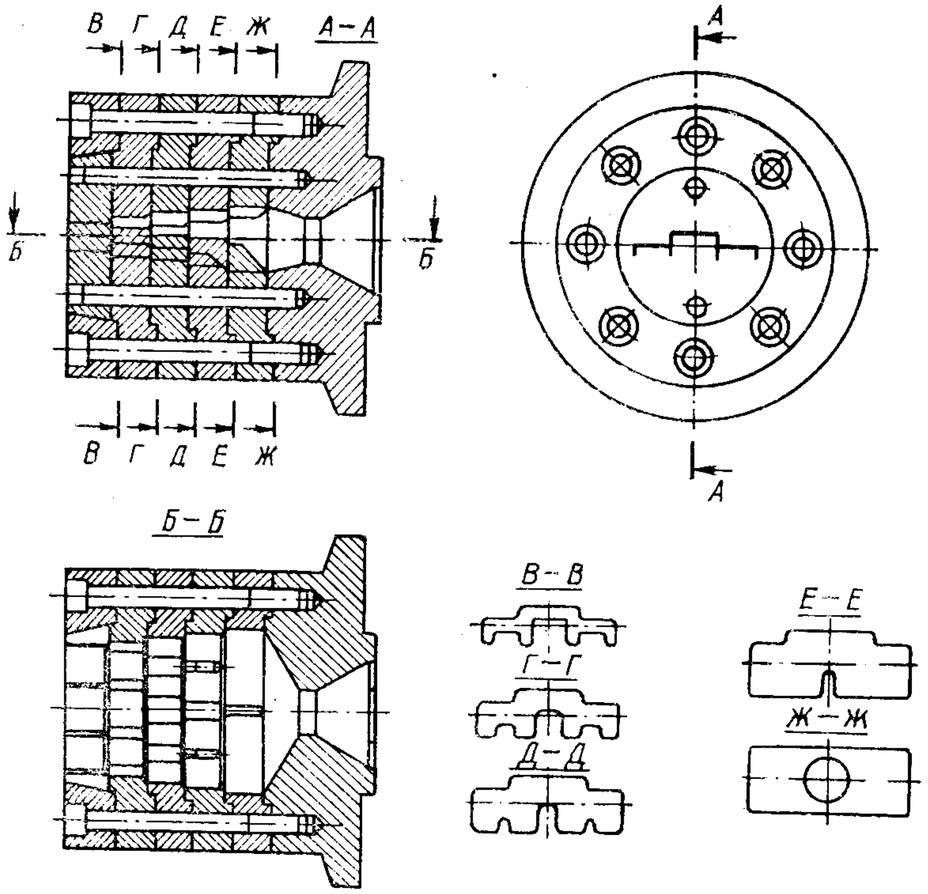



Рис. XI.25. Конструкция головки с мундштуком, разъемным в поперечных к направлению экструзии плоскостях

обработке наклонных плоскостей. Чтобы обеспечить монотонность поверхности в местах стыка отдельных дисков мундштука и исключить образование застойных зон, участок подводящего канала с меньшим поперечным сечением должен иметь заходную зону, очертания входа которой строго соответствуют очертаниям предыдущего участка на выходе.

При выполнении п е р в о г о э т а п а конструирования мундштука — определения очертаний его полости — при конструировании мундштуков сложной формы в ряде случаев оказывается целесообразным негативный метод предварительного изображения полости мундштука. Метод облегчает конструирование, анализ и восприятие сложной пространственной многогранной поверхности,

которую представляет собой полость мундштука. Разберем этот метод на конкретном примере. На рис. XI.26 представлен по стадиям процесс формирования плавного перехода от круглого сечения адаптера к Ш-образному сечению оформляющего канала для выпуска полозка—детали, применяемой в производстве мебели. От прямоугольных контуров заданного Ш-образного профиля строим параллелепипед с прямоугольными стенками. Вырезаем в нем два

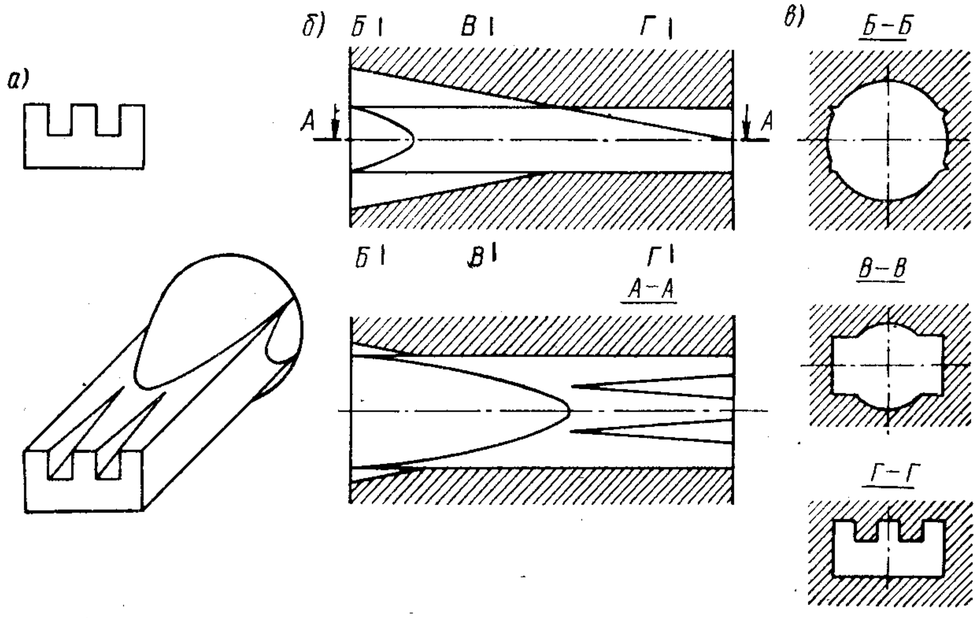



Рис. XI.26. Конструирование переходного канала к Ш-образному профилю

клинообразных углубления, соответствующих выемкам профиля; с противоположного конца как бы врезаем в него конус, основание которого соответствует диаметру канала адаптера. Полученное тело на рис. XI.26, *а* является негативом («слепком») требуемого переходного канала. На рис. XI.26, *б* он показан в ортогональных проекциях; сечения (рис. XI.26, *в*) показывают, насколько плавно изменяются контуры и площадь сечения канала.

Следующим этапом конструирования мундштука (которому должен предшествовать общий гидравлический расчет) является анализ полученных очертаний его полости с точки зрения появления областей со скоростью сдвига, превышающей критическую. При этом определяется интенсивность изменения гидравлического радиуса $\frac{dr_г}{dl}$ вдоль всего канала и используются указанные в § 2 зависимости (XI.4)÷(XI.7). Разберем это на том же примере Ш-образного профиля (рис. XI.27). Прежде всего проведем ряд поперечных сечений на всей длине исследуемой зоны ($А—А$, . . ., $Г—Г$). Для каждого сечения определим площадь $F$, периметр $П$ и подсчитаем значение гидравлического радиуса $r_г$ (для удобства эти цифры



написаны под соответствующими сечениями). Построим график изменения гидравлического радиуса по длине входной зоны: масштаб на оси $l$ этого графика принят равным масштабу чертежа мундштука, что важно при определении лимитирующего по $(\dot{\gamma}v)_{кр}$ участка, который в случае необходимости может быть изменен. Дифференцированием графика $r_г—l$ получаем график $\varepsilon = \frac{dr_г}{dl} — l$. Анализируя графики, видим, что лимитирующими могут оказаться участки *0—3* и *5—6*. Именно для этих участков и производится расчет по зависимостям (XI.56) и (XI.57), дающим значения критических скоростей сдвига, которые не могут быть превышены. Далее по принятой и уточненной гидравлическим расчетом производительности определяются имеющие место в этих сечениях скорости сдвига; если они превышают критические, то на соответствующем участке должны быть уменьшены углы наклона поверхностей подводящего канала по отношению к направлению экструзии (или уменьшена принятая производительность).

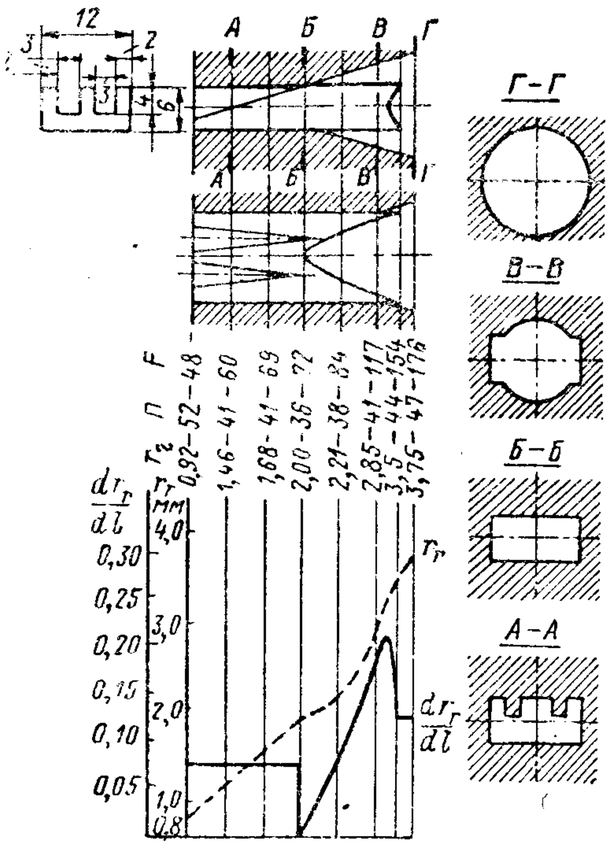



Рис. XI.27. К поверочному расчету подводящего канала мундштука на критическую скорость

Если проектируется мундштук для изготовления разнотолщинного изделия, то общему гидравлическому расчету и рассмотренному этапу должен предшествовать этап выбора конфигурации мундштука (и дорна, если он есть), обеспечивающей выравненный поток. В фасонных головках, как правило, отсутствуют подвижные подпорные элементы (конфигурация их была бы слишком сложна) и выравненный поток обеспечивается за счет соответствующей конфигурации подводящего канала.

В утолщенных местах сечения скорость выхода экструдата больше, чем в более тонких, что приводит (помимо деформации профиля в продольном направлении, которая может быть исправлена соответствующей принудительной вытяжкой) к трансформации конфигурации поперечного сечения таким образом, что утолщенные

места разбухают гораздо больше, чем более тонкие. Выравнивание потока осуществляется увеличением гидравлического сопротивления того участка подводящего и формующего каналов, через который проходят линии тока частиц расплава, формующих утолщенный участок изделия. При этом также используются метод изменения длины канала и метод изменения высоты канала, а также их комбинация.

На рис. XI.28, *а*, *б* показан мундштук для изготовления профиля типа «рояльная петля».

Плоский канал в поперечном сечении таков, что его гидравлическое сопротивление больше, чем сопротивление кольцевого канала,

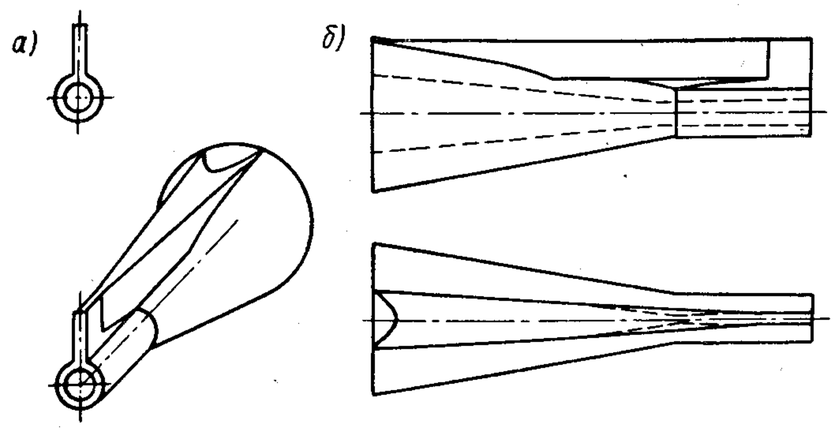



Рис. XI.28. Переходный канал к профилю «рояльная петля»

при одинаковой их длине, поэтому, в соответствии с первым методом, длина формующей части плоского канала выполняется меньшей; соотношение длин может быть определено по формулам (IX.8) и (IX.15) при условии $\Delta p_{щ} = \Delta p_{к}$ и $v_{щ} = v_{к}$, где индекс $к$ принадлежит кольцу, $щ$ — плоскому каналу, $v_{щ} = Q_{щ}/F_{щ}$, $v_{к} = Q_{к}/F_{к}$ ($F_{щ}$ и $F_{к}$ — площади поперечных сечений щели и кольца соответственно).

На рис. XI.29, *а* показан мундштук для экструзии «клиновидной» полосы, толщина которой непостоянна по высоте; выравнивание потока осуществляется также методом изменения длины. Соотношение между $l_1$, $l_2$, $h_1$ и $h_2$, полученное из уравнения (IX.13), имеет вид

$$l_1 = l_2 \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{\frac{n}{n-1}}. \qquad \text{(XI.59)}$$

На рис. XI.29, *б* показан мундштук для профиля в виде двух стержней, соединенных перемычкой. При равной длине формующих каналов скорость выхода расплава через участок с бо́льшим диаметром соответственно больше. Согласно методу изменения высоты канала, увеличение сопротивления канала с большим диаметром



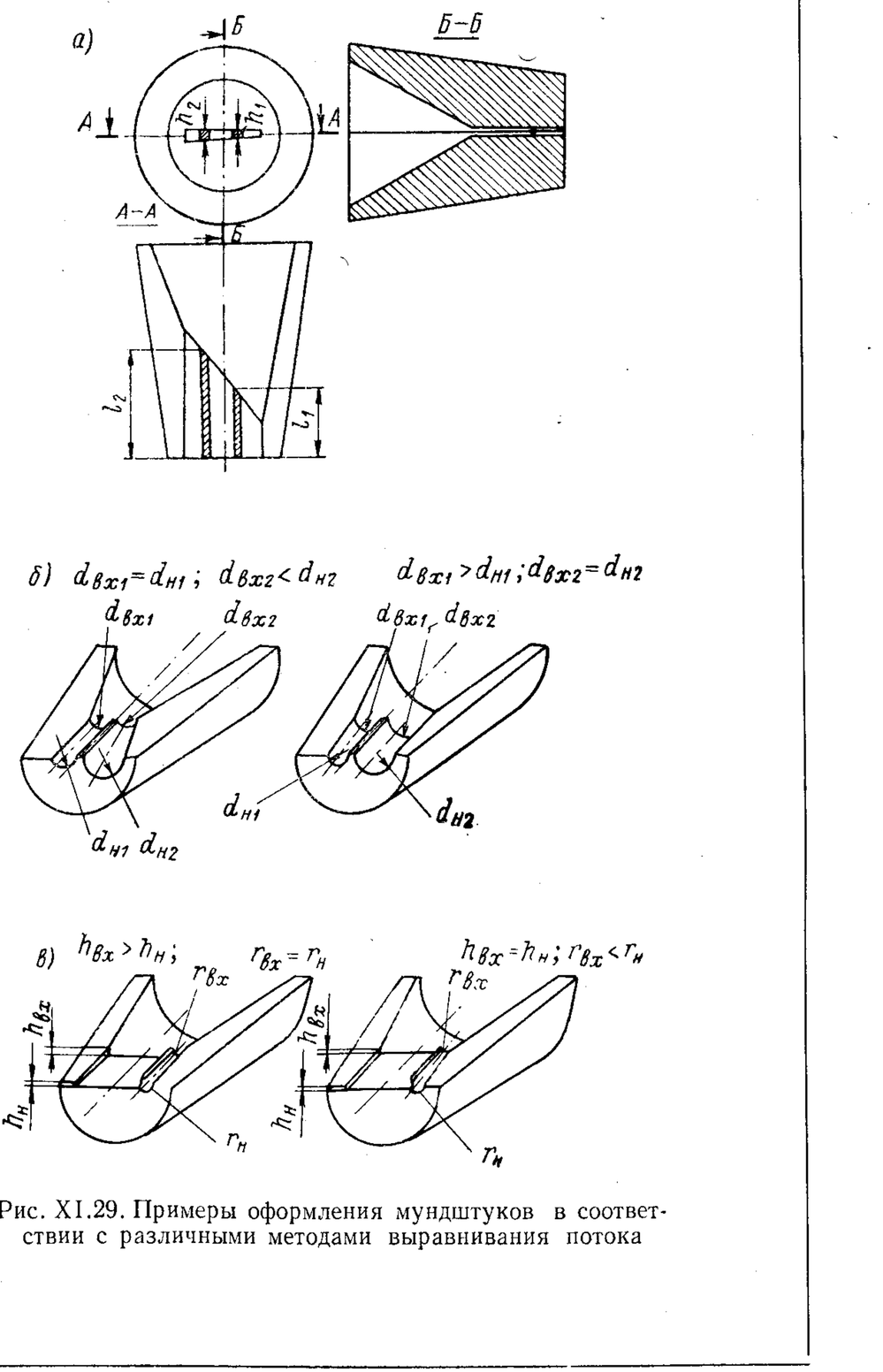



Рис. XI.29. Примеры оформления мундштуков в соответствии с различными методами выравнивания потока

(рис. XI.29, *б* слева) или уменьшение сопротивления канала с меньшим диаметром (справа) осуществляется соответственно уменьшением и увеличением диаметров на входе. Соотношение диаметров на входе и на выходе может быть получено по методу эффективной вязкости на основе уравнения (XI.2) с использованием формул констант $K_н$ для конического и цилиндрического круглых каналов, приведенных в табл. XI.2. Метод выравнивания потока в мундштуке на рис. XI.29, *в* аналогичен предыдущему; подход к определению размеров $h_{вх}$ и $r_{вх}$ также аналогичен. При втором методе выравнивания потока ($UI = 1$) следует иметь в виду, что градиент давления вдоль канала $\left(\frac{dp}{dz}\right)$ постоянен на всей длине канала только для каналов с постоянным поперечным сечением. Для каналов с непостоянным по длине сечением (например, конических или клиновидных) $\frac{dp}{dz} \neq \text{const}$. Таким образом, например, для случая рис. XI.29, *в* при равенстве давлений как на входе в каналы, так и на выходе распределение давления по их длине различно. Следовательно, в каждом поперечном сечении канала в различных участках его давление неодинаково, что приводит к крайне нежелательным перетокам расплава в направлении, перпендикулярном основному направлению течения, из-за которых, как подтверждает практика, невозможно получить экструдат правильной формы. Поэтому рекомендуется участки формующего канала с сильно разнящейся толщиной отделять перегородками, как это показано на рис. XI.29, *в*. Перегородки должны начинаться у входа в формующий канал и иметь длину меньше длины последнего на 10—20%, чтобы потоки расплава перед выходом из канала успели надежно свариться.

## § 5. ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТНОГО И ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТОВ ГОЛОВОК

Все усилия, возникающие в различных деталях экструзионных головок, являются следствием давления материала в каналах (или перепада давления по длине каналов). Гидравлический расчет позволяет определить давление в любой точке каналов при нормальной работе головки. Однако нагруженное состояние головки при нормальной работе не является критическим с точки зрения ее прочности. Наиболее опасен тот случай, когда включен (возможно случайно) экструдер при еще не прогревшемся формующем канале, который закупорен пробкой имеющегося там нерасплавленного полимера. В этом случае в соответствии с уравнением (XI.1) давление, создаваемое шнеком, достигает максимально возможного значения (условие $Q = 0$). Вследствие отсутствия расхода через головку отсутствует и перепад давлений вдоль каналов, и давление во всех точках каналов становится равным максимальному, развиваемому экструдером и определенному из уравнения (XI.1). Именно этот характер нагруженного состояния должен быть использован при составлении расчетной схемы для определения прочности элементов головки.



Тепловой расчет головок сводится к определению мощности электронагревателей (или определению потребной поверхности теплообмена в случае жидкостного или парового обогрева). Тепло затрачивается, во-первых, на нагрев головки от комнатной температуры до рабочей за определенное время (чаще всего 30—45 *мин*), во-вторых, на компенсацию тепловых потерь телом головки в окружающую среду. В каналах головки, за исключением некоторых специальных случаев, материал не должен греться за счет внешних источников тепла; в функции экструдера входит подготовить расплав с температурой экструзии, одинаковой по его объему. Естественно, мощность нагревателей, потребная в пусковом периоде, гораздо больше, чем в установившемся режиме. Расчет мощности ведется так же, как и для прессовых форм, по заданному времени прогрева до рабочей температуры.

Выбор материала для изготовления формующего инструмента зависит от конструкции головки и от агрессивности среды перерабатываемого материала.

Корпусы головок червячных машин часто делают литыми из чугуна марки СЧ 12—28 и из стали марки 35Л, а также коваными, сварными из листового проката. Выбор материала для изготовления корпуса головок во многом зависит от вида перерабатываемого материала. Так, для переработки поливинилхлорида корпус головки выполняется из легированных конструкционных сталей с гальваническими покрытиями (хромированием) внутренних поверхностей формующего инструмента, непосредственно соприкасающихся с расплавом перерабатываемого материала. В случае переработки термочувствительных пластмасс конструкционный материал не должен содержать железа и никеля, легко подвергающихся коррозии.

Мундштуки, дорны и дорнодержатели должны обладать высоким сопротивлением растяжению и изгибу, иметь хорошую износостойкость и временное сопротивление разрыву порядка 80—90 *кгс/мм²*. Дорны, подвергающиеся постоянному и значительному износу, рекомендуется изготовлять из твердых сплавов. Как дорны, так и мундштуки должны подвергаться обязательной термообработке (отпуску) для устранения возможных деформаций в работе и иметь твердость *HRC* 42—66.

Дорны и мундштуки рекомендуется изготовлять из инструментальной стали У8А, стали марки 40Х или материалов им подобных с закалкой и хромированием рабочих поверхностей.

Формующие элементы головки к эструдерам, применяемым в кабельной промышленности, рекомендуется изготовлять из легированных сталей марок Х12, Х12М, ХГ, ХВГ и ШХ15, ШХ9, ШХ6.

## § 6. РАСЧЕТ КАЛИБРУЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Калибрующие устройства, устанавливаемые на выходе из формующего канала головки, имеют следующие основные функции:

1) фиксация приобретенной в формующем канале конфигурации изделия посредством его частичного охлаждения;

2) трансформация исходной конфигурации экструдируемой заготовки до требуемой конечной конфигурации изделия с последующей фиксацией последней;

3) обеспечение требуемой точности размеров наружной, внутренней или одновременно обеих поверхностей изделия.

Основным условием удовлетворительной реализации указанных функций является надежность плотного прилегания поверхности изделия к соответствующей поверхности калибрующего инструмента. Первая из указанных функций имеет место, когда требуемая точность размеров изделия невелика (не более 9-го класса по ОСТ 1010), и на выходе из головки экструдат имеет форму и размеры, весьма близкие к таковым у готового изделия. В этом случае, если к тому же экструдируется весьма высоковязкий полимер (например, жесткий ПВХ), возможно применение простейших устройств в виде поддерживающих пластин, планок, предохраняющих изделие от провисания под воздействием собственного веса. Пример реализации второй функции показан на рис. XI.30, где кольцевое на выходе из головки поперечное сечение трансформируется на калибрующем стержне в соответствующее сечение у готового изделия. При реализации третьей функции необходим принудительный прижим охлаждаемого изделия к калибрующей поверхности. Существует несколько признаков, по которым можно классифицировать как методы калибровки, так и сами калибрующие устройства.

Первый признак — по типу поверхности изделия, которая подвергается калибровке: внутренняя (только полые профили, см. рис. XI.1) и наружная калибровка.

Второй признак — по способу прижима изделия к формующей поверхности: естественный прижим под воздействием собственного веса изделия, под воздействием усадки изделия (см. рис. XI.1), принудительный прижим механическим способом посредством пружин, грузов и т. д.; принудительный прижим с помощью сжатого воздуха и с помощью вакуума.

Третий признак — по конструктивному типу калибрующего элемента: монотонный канал; монотонный стержень (см. рис. XI.1); набор пластин с отверстиями, соответствующими поперечному сечению изделия (диафрагм); профильные ролики.

Сочетание рассмотренных признаков в применяемых на практике калибрующих устройствах чрезвычайно разнообразно. На рис. XI.30 приведены наиболее часто встречающиеся конструкции. На рис. XI.30, *а* показаны два варианта наружной калибровки



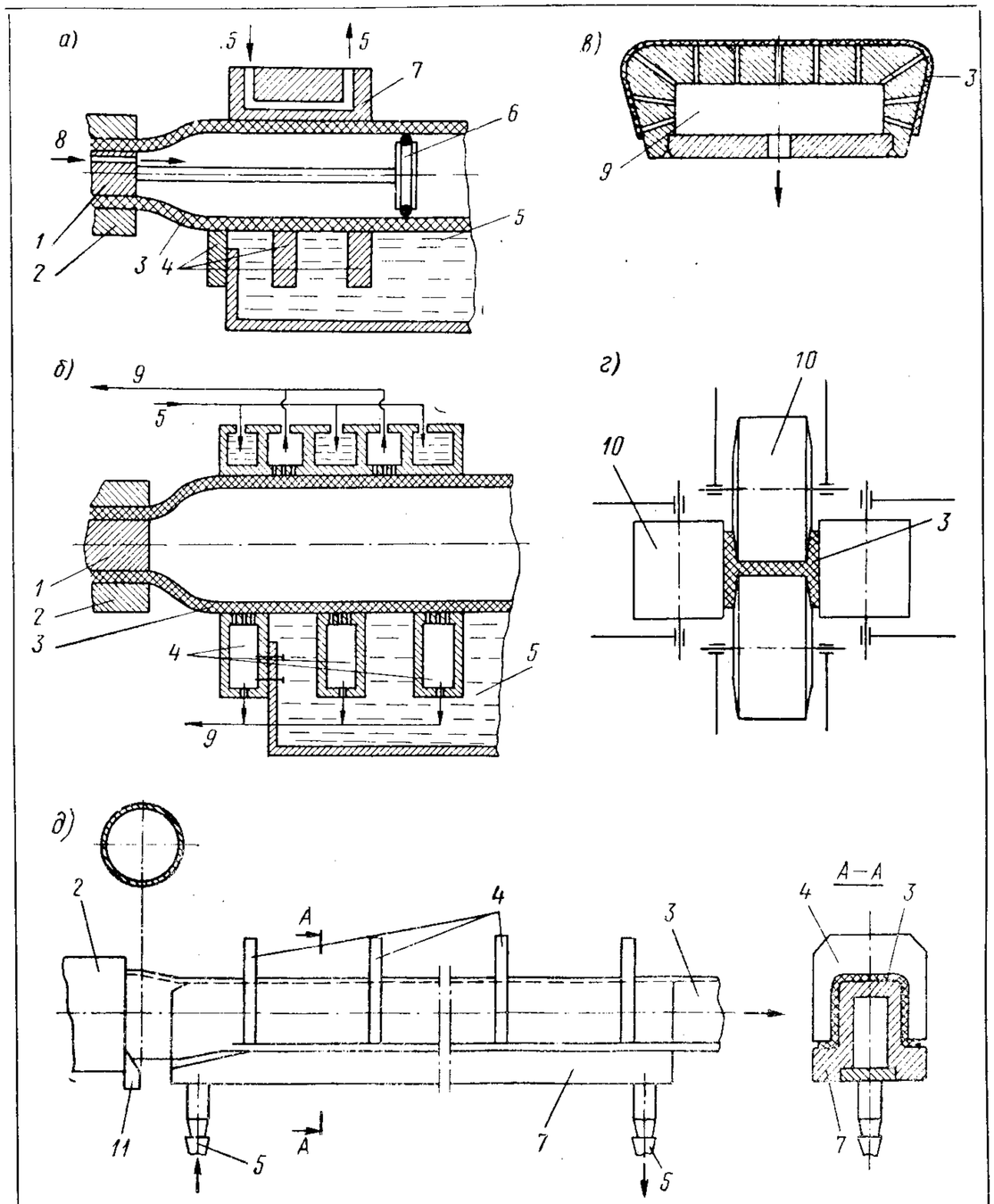



Рис. XI.30. Варианты конструкций калибрующих устройств: *а* — наружная калибровка сжатым воздухом; *б* — наружная калибровка вакуумом изделия закрытого типа; *в* — внутренняя калибровка вакуумом изделия открытого типа; *г* — калибровка роликами; *д* — комбинированный тип калибрующего устройства:

*1* — дорн; *2* — мундштук; *3* — изделие; *4* — набор диафрагм; *5* — охлаждающая вода; *6* — пробка с кольцевым резиновым уплотнением; *7* — калибрующий элемент; *8* — воздух под избыточным давлением; *9* — вакуум; *10* — ролики; *11* — нож, разрезающий трубчатую заготовку

в монотонном канале (вверху) и диафрагмами (внизу) с принудительным прижимом посредством избыточного давления воздуха, подаваемого в полость изделия через дорн головки. С целью создания давления в полости профиля в нее введена укрепленная на дорне (посредством штанги, троса, цепи и т. д.) пробка, имеющая уплотняющий элемент из резины или фторопласта. В профилях с малой (до 1,0—1,5 *см*$^2$) площадью поперечного сечения полости давление воздуха оказывается достаточным и без установки пробки. В других случаях кроме использования пробки возможна герметизация посредством пережима полости в конце экструдируемого изделия. Для тонкостенных изделий (до 2 *мм*) эффективный прижим может быть осуществлен давлением, не превышающим 1 *ат*. Поэтому для таких изделий возможно применение вакуумного способа прижима, показанного также в двух модификациях (монотонный канал и расположение в охлаждающей ванне диафрагмы) на рис. XI.30, *б*. В верхнем варианте металлический блок с калибрующим отверстием имеет чередующиеся кольцевые полости, причем в одних циркулирует охлаждающая вода, а другие сообщены с вакуумной линией и имеют множество отверстий малого диаметра, передающих прижимающее воздействие вакуума на калибруемое изделие. Вакуумная калибровка обладает преимуществами по сравнению с калибровкой давлением, заключающимися в том, что, во-первых, отсутствует необходимость пережима изделий или установки пробки, во-вторых, возможна калибровка изделий открытого типа, как это показано на рис. XI.30, *в*. Однако сообщенные с вакуумом отверстия, несмотря на их малый диаметр, могут оставлять риски на поверхности изделий из некоторых полимеров. С целью снижения сил трения и обеспечения доброкачественной поверхности изделия калибрующие поверхности должны быть обработаны с чистотой не ниже 8-го класса.

Также с целью снижения сил трения скольжения изделия о поверхности калибрующего устройства последнее можно выполнять в виде нескольких последовательно установленных групп вращающихся роликов (рис. XI.30, *г*).

Часто калибрующие устройства могут представлять собой комбинацию элементов согласно рассмотренной ранее классификации, причем в ряде случаев могут калиброваться одновременно как внутренние, так и наружные поверхности. Так, на рис. XI.30, *д* показано устройство, трансформирующее кольцевое, замкнутое на выходе из головки поперечное сечение заготовки в U-образное открытое поперечное сечение готового изделия, причем внутренняя поверхность изделия калибруется монотонным стержнем, а наружная — набором диафрагм.

Удовлетворительная работа формующего инструмента (достаточная степень охлаждения инструмента, его размерное соответствие и т. п.) зависит от того, насколько верно определены основные его размеры — длина и конфигурация поперечного сечения. Как уже отмечалось, в калибрующем инструменте имеет место неполное



охлаждение изделия, необходимое лишь для образования слоя отвердевшего полимера, достаточно прочного, чтобы противостоять в процессе окончательного охлаждения (как правило, при прохождении изделия через ванну с проточной водой) воздействию следующих силовых факторов: внутренним напряжениям в теле охлаждающегося изделия, силе собственного веса, избыточному давлению воздуха внутри изделия при соответствующем методе калибровки, тянущему усилию, гидростатическому давлению воды в охлаждающей ванне.

Толщина отвердевшего слоя зависит от времени контакта профиля с калибрующим устройством и, следовательно, от длины последнего. Таким образом, задача нахождения оптимальной длины калибрующего устройства должна состоять из следующих основных этапов: определение необходимой толщины отвердевшего слоя из условия его прочности под воздействием указанных усилий и затем определение длины устройства, обеспечивающей указанную толщину слоя.

Наибольшее силовое воздействие на откалиброванный профиль оказывают давление воздуха и тянущее усилие, так что воздействием прочих факторов по сравнению с указанным можно пренебречь. При этом условия прочности отвердевщего слоя имеют следующий вид:

под воздействием внутреннего давления

$$p\frac{D}{2s^*_{отв}} \leqslant [\sigma]\ ^1, \qquad \text{(XI.60)}$$

под воздействием тянущего усилия

$$\frac{N_m}{\Pi s^*_{отв}} \leqslant [\sigma]\ ^2, \qquad \text{(XI.61)}$$

где $p$ — давление воздуха; $D$ — наружный диаметр трубы; $N_m$ — тянущее усилие; $\Pi$ — периметр поперечного сечения изделия, контактирующий с калибрующим устройством; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение; $s^*_{отв}$ — необходимая толщина отвердевшего слоя.

Взаимосвязь между толщиной отвердевшего слоя на выходе из устройства и длиной последнего определяется из уравнения теплопроводности, которое для рассматриваемого случая имеет следующий вид:

$$v\frac{\partial T}{\partial x} = a\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \qquad \text{(XI.62)}$$

где $v$ — скорость протяжки изделия через калибрующее устройство; $a$ — температуропроводность полимера; $x$ и $y$ — соответственно продольная и поперечная координаты (рис. XI.31). Решение этого уравнения при следующих граничных условиях ($T_0$ — температура

[1] Формула справедлива для полых цилиндрических изделий.
[2] Формула справедлива для изделий с любым поперечным сечением.

расплава на входе в калибрующее устройство; $T_c$ — температура стенки калибрующего устройства):

$$T|_{x=0} = T_0;\ T|_{y=s} = T_c;\ \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = 0,$$

описывающее распределение температуры в массе охлаждаемого изделия, с достаточной степенью точности можно представить в следующей форме:

$$\frac{T(x, y) - T_c}{T_0 - T_c} = \frac{4}{\pi}\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{y}{s}\right)\exp\left(-g\frac{x}{v}\right);\ g \approx \frac{2{,}5a}{s^2}. \quad \text{(XI.63)}$$

Как видно из рис. XI.31, в охлаждаемом изделии имеются области отвердевшего ($T < T_g$) и охлажденного ($T > T_g$) полимера, разделенные поверхностью фазового перехода ($T = T_g$). Координата $y_g$ поверхности фазового перехода монотонно уменьшается с ростом $x$, причем согласно условию прочности отвердевшего слоя при $x = L$ она должна быть равна $s - s^*_{отв}$; подставив эти значения в выражение (XI.63), имеем формулу для определения минимально необходимой длины калибрующего устройства:

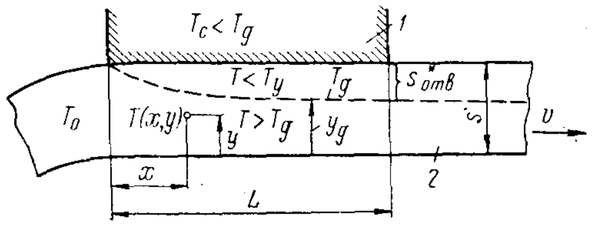



Рис. XI.31. К расчету длины калибрующего устройства:

$T_g$ — температура стеклования (кристаллизации) полимера; *1* — калибрующее устройство; *2* — калибруемое изделие

$$L = \frac{v}{g}\ln\left[\frac{4}{\pi}\left(\frac{T_g - T_c}{T_0 - T_c}\right)\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{s - s^*_{отв}}{s}\right)\right]. \quad \text{(XI.64)}$$

Формулы (XI.60) и (XI.61) получены при условии постоянства $[\sigma]$ по толщине отвердевшего слоя. При учете сильного падения $[\sigma]$ с ростом температуры и интенсивного изменения температуры по толщине отвердевшего слоя от $T_g$ до $T_c$ это, строго говоря, неверно. Однако принятие в данном случае в качестве $[\sigma]$ его значения для температурной области, близкой к $T_g$, обеспечивает достаточную надежность формул (XI.60) и (XI.61). Значения $[\sigma]$ при соответствующих $T_g$ для некоторых материалов приведены в табл. XI.3.

*Таблица XI.3*

**Значения $[\sigma]$ в области, близкой к $T_g$**

| Материал | $[\sigma]$ в $кгс/см^2$ | $T_g$ в °C |
|---|---|---|
| Жесткий ПВХ | 25 | 75 |
| Полиэтилен высокой плотности | 25 | 90 |
| Полиэтилен низкой плотности | 10 | 80 |
| Полистирол | 25 | 80 |

Формула (XI.64) может быть использована не только для определения длины калибрующего устройства на стадии его проектирования, но и при эксплуатации имеющегося оборудования для определения, например, максимально возможной скорости экструзии, максимально возможной толщины стенки профиля.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Рябинин Д. Д., Лукач Ю. Е. Червячные машины для переработки пластических масс и резиновых смесей. М., «Машиностроение», 1965.
2. Каплун Я. Б., Ким В. С. Формующее оборудование экструдеров. М., «Машиностроение», 1969.
3. Глухов Е. Е., Шапенков М. П., Кучма О. С. и др. Конструирование формующего инструмента для экструзии профильных изделий из термопластов (проект РТМ). Производство и переработка пластмасс, синтетических смол и стеклянных волокон. М., НИИТЭХим, 1968.
4. Мак-Келви Д. М. Переработка полимеров. М., «Химия», 1965.
5. Шенкель Г. Шнековые прессы для пластмасс. Л., Гос. научно-техническое изд-во химической лит-ры, 1962.

## ОГЛАВЛЕНИЕ


Предисловие . . . . . 3

Глава I. **Основы расчета деталей из пластмасс на прочность** . . . . . 5

§ 1. Механические свойства конструкционных пластмасс . . . . . —
§ 2. Общие принципы расчета деталей . . . . . 14
§ 3. Выбор допускаемых напряжений и расчет запаса прочности 17
§ 4. Статистические методы оценки прочности . . . . . 22

Глава II. **Корпусные детали машин** . . . . . 32

§ 1. Общие положения . . . . . —
§ 2. Малогабаритные корпусные детали . . . . . —
§ 3. Крупногабаритные корпусные детали из стеклопластиков . . . 37
§ 4. Корпусные элементы составного сечения . . . . . 40
§ 5. Емкости . . . . . 46
§ 6. Элементы трубопроводной арматуры . . . . . 52
§ 7. Пример расчета . . . . . 70

Глава III. **Пластмассовые передачи** . . . . . 73

§ 1. Зубчатые передачи . . . . . —
§ 2. Волновые передачи . . . . . 87
§ 3. Червячные передачи . . . . . 105
§ 4. Ременные передачи . . . . . 111
§ 5. Фрикционные передачи . . . . . 123

Глава IV. **Опоры скольжения и качения** . . . . . 134

§ 1. Общие положения . . . . . —
§ 2. Расчет несмазываемых подшипников скольжения . . . . . 136
§ 3. Расчет смазываемых пластмассовых подшипников скольжения, работающих в режиме жидкостного трения . . . . . 143
§ 4. Расчет подшипников, смазываемых водой . . . . . 147
§ 5. Расчет направляющих планок . . . . . 148
§ 6. Рекомендации по проектированию, эксплуатации и технологии сборки подвижных соединений . . . . . 150
§ 7. Подшипники качения . . . . . 154

Глава V. **Уплотнения и амортизаторы** . . . . . 160

§ 1. Общие сведения . . . . . —
§ 2. Прокладки для герметизации стыков . . . . . 161
§ 3. Радиальные уплотнения . . . . . 164
§ 4. Сальниковые набивки . . . . . 167
§ 5. Торцовые уплотнения вращающихся валов . . . . . 172
§ 6. Амортизаторы . . . . . 174
§ 7. Примеры расчета . . . . . 178

Глава VI. **Расчет, выбор основных конструктивных параметров и сборка разъемных и неразъемных соединений** . . . . . 183

§ 1. Общие положения . . . . . —
§ 2. Прессовые соединения . . . . . 186





§ 3. Шпоночные и шлицевые соединения . . . . . 189
§ 4. Резьбовые соединения . . . . . 190
§ 5. Соединения с запрессованной металлической арматурой . . . . 193
§ 6. Соединения конструкций из стеклопластиков . . . . . 195

Глава VII. **Основы взаимозаменяемости деталей из пластмасс** . . . . . 199

§ 1. Общие положения . . . . . —
§ 2. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений деталей 204
§ 3. Допуски и посадки резьбовых соединений деталей . . . . . 219
§ 4. Допуски и посадки различных соединений и передач . . . . . 223
§ 5. Точность изготовления деталей . . . . . 229

Глава VIII. **Основы конструирования технологичных деталей из пластмасс** 245

§ 1. Принципы конструирования . . . . . —
§ 2. Элементы конструкций . . . . . 249
§ 3. Влияние конструкции детали на образование остаточных напряжений . . . . . 264

Глава IX. **Основы расчета и конструирования форм для прессования деталей из пластмасс** . . . . . 272

§ 1. Особенности и классификация форм для прессования . . . . . —
§ 2. Основные конструктивно-технологические расчеты . . . . . 288
§ 3. Расчет исполнительных размеров форм . . . . . 299
§ 4. Расчет деталей форм на прочность . . . . . 305
§ 5. Тепловой расчет форм для прессования . . . . . 307

Глава X. **Основы расчета и конструирования форм для литья под давлением деталей из пластмасс** . . . . . 316

§ 1. Особенности и классификация форм для литья под давлением . —
§ 2. Основные конструктивно-технологические расчеты . . . . . 323
§ 3. Проектирование литниковой системы . . . . . 327
§ 4. Проектирование системы охлаждения . . . . . 339
§ 5. Анализ типовых конструкций форм для литья под давлением . 345
§ 6. Некоторые особенности конструкций форм для литья под давлением реактопластов . . . . . 347

Глава XI. **Экструзионный формующий инструмент** . . . . . 352

§ 1. Классификация экструзионных головок . . . . . —
§ 2. Основные факторы, определяющие конструктивное оформление головок . . . . . 356
§ 3. Гидравлический расчет формующего инструмента . . . . . 364
§ 4. Основные типы головок . . . . . 372
§ 5. Вопросы прочностного и теплового расчетов головок . . . . . 406
§ 6. Расчет калибрующего инструмента . . . . . 408

Рустам Гусейнович МИРЗОЕВ, Илья Дмитриевич КУГУШЕВ,
Владимир Абрамович БРАГИНСКИЙ,
Юрий Васильевич КАЗАНКОВ

# Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления

Редакторы издательства *Т. Л. Лейкина, Г. Н. Курепина*
Переплет художника *Ф. Э. Крылова*
Технический редактор *Л. В. Щетинина*. Корректор *А. И. Лавриненко*

Сдано в производство 3/VII 1972 г. Подписано к печати 28/XI 1972 г. М-13433. Печ. л. 26,0. Уч-изд. л. 26,8 Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Тираж 18 000 экз. Зак. № 1846. Цена 1 р. 08 к.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ».
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Главполиграфпрома
Государственного комитета Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10