

МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПЛАСТМАСС

Шерышев М.А.,
Лясникова Н.Н.



Шерышев М.А., Лясникова Н.Н.

МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПЛАСТМАСС

ИЗДАТЕЛЬСТВО



НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ и ТЕХНОЛОГИИ

Санкт-Петербург, 2014

УДК 67.05
ББК 35.710
Ш49

Ш49 Шерышев М.А., Лясникова Н.Н. **Механические расчеты оборудования для переработки пластмасс.** — СПб: Научные основы и технологии, 2014. — 400 стр., ил.

ISBN 978-5-91703-041-8

В книге рассмотрены методы механических расчетов узлов и деталей основных видов оборудования, используемого в промышленности переработки пластмасс: прессов, таблеточных машин, шнековых экструдеров, литьевых машин, валковых машин, машин для центробежного и ротационного формования, оборудования для термоформования листовых полимерных материалов. Приведены методы расчета на жесткость и прочность экструзионных формующих головок, прессовых и литьевых форм. Пособие также содержит главы, содержащие основные положения механики упругих сред, а также описание и методы расчета основных элементов, используемых в большинстве видов перерабатывающего оборудования. Кроме того, в издании имеются приложения с таблицами данных, необходимых для практических расчетов.

Книга предназначена для специалистов в области оборудования и технологии переработки полимерных материалов, а также для инженерно-технических работников НИИ, КБ и заводов по производству оборудования и переработке пластмасс, для студентов, аспирантов и преподавателей вузов.

УДК 67.05
ББК 35.710

Все права защищены. Никакая часть данной книги не может быть воспроизведена в какой бы то ни было форме без письменного разрешения владельцев авторских прав.

ISBN 978-5-91703-041-8

© Шерышев М.А., Лясникова Н.Н., 2014
© Изд-во «Научные основы и технологии», 2014

Содержание

| | |
|---|------------|
| 1. Основные положения механики твердых тел | 7 |
| 1.1. Основные определения | 7 |
| 1.2. Геометрические характеристики плоских сечений | 13 |
| 1.3. Расчеты при растяжении (сжатии) | 14 |
| 1.4. Расчеты при чистом сдвиге и кручении | 16 |
| 1.5. Расчеты при изгибе | 18 |
| 1.6. Основы теории напряженного состояния | 26 |
| 1.7. Расчет оболочек | 31 |
| 1.8. Расчеты на устойчивость | 36 |
| 2. Общие элементы оборудования для переработки пластмасс | 39 |
| 2.1. Резьбовые соединения | 39 |
| 2.2. Шпоночные и шлицевые соединения | 43 |
| 2.3. Сварные соединения | 44 |
| 2.4. Подшипники скольжения | 47 |
| 2.5. Подшипники качения | 50 |
| 2.6. Муфты | 55 |
| 3. Прессовое оборудование | 64 |
| 3.1. Классификация прессов для переработки пластмасс | 65 |
| 3.2. Расчет гидравлических прессов | 69 |
| 3.2.1. Усилия, развиваемые прессами | 69 |
| 3.2.2. Цилиндры гидравлических прессов | 72 |
| 3.2.3. Станины гидравлических прессов | 94 |
| 3.3. Расчет прессов для таблетирования | 109 |
| 3.3.1. Размер таблеток и усилия, действующие на рабочие органы | 111 |
| 3.3.2. Расчет механизмов кривошипных таблеточных машин | 115 |
| 3.3.3. Расчет механизмов ротационных таблеточных машин | 127 |
| 4. Экструзионное оборудование | 140 |
| 4.1. Экструдеры для переработки пластмасс | 140 |
| 4.2. Расчет материального цилиндра одношнекового экструдера | 151 |
| 4.3. Расчет шнеков | 160 |
| 4.4. Расчет подшипниковых узлов | 167 |
| 5. Валковое оборудование | 179 |
| 5.1. Вальцы и кalandры для переработки пластмасс | 179 |
| 5.2. Расчет распорного усилия и мощности привода валков | 184 |
| 5.2. Расчет прогиба валков | 192 |
| 5.3. Расчет валков на прочность | 200 |
| 5.4. Расчет станины вальцов | 205 |
| 5.3. Расчет на прочность и жесткость станины Г-образного кalandра | 210 |
| 5.3.1. Расчет на прочность | 211 |
| 5.3.2. Расчет на жесткость | 213 |

| | |
|--|------------|
| 6. Оборудование для литья под давлением | 215 |
| 6.1. Устройство и работа литьевых машин. | 215 |
| 6.2. Расчет деталей узлов пластикации и впрыска. | 218 |
| 6.3. Расчет деталей узлов смыкания. | 225 |
| 6.3.1. Основные схемы узлов смыкания. | 225 |
| 6.3.2. Основные параметры узлов смыкания. | 233 |
| 6.3.3. Анализ конструкций узлов смыкания | 236 |
| 6.3.4. Расчет колонн | 266 |
| 6.3.5. Расчет рычагов, осей и втулок | 278 |
| 6.3.6. Жесткость узла смыкания | 283 |
| 7. Прочие виды оборудования. | 287 |
| 7.1. Оборудование для ротационного и центробежного формования | 287 |
| 7.1.1. Механические параметры процесса центробежного формования. | 292 |
| 7.1.2. Механические параметры процесса ротационного формования. | 294 |
| 7.2. Оборудование для вакуумного и пневматического формования | 298 |
| 7.2.1. Расчет вакуумных и воздушных ресиверов. | 299 |
| 7.2.2. Расчет зажимных устройств | 308 |
| 7.2.3. Расчет привода | 309 |
| 8. Формующий инструмент | 329 |
| 8.1. Экструзионные головки | 329 |
| 8.1.1. Расчет фильтрующей решетки. | 329 |
| 8.1.2. Расчет пакета фильтрующих сеток | 332 |
| 8.1.3. Расчет головок с осесимметричными каналами | 335 |
| 8.1.4. Расчет плоскощелевой головки | 343 |
| 8.2. Прессовые и литьевые формы. | 347 |
| 8.2.1. Расчет толщин плит, стенок матриц и пуансонов | 347 |
| 8.2.2. Системы выталкивания | 349 |
| 8.2.3. Загрузочные камеры пресс-форм | 354 |
| 8.2.4. Привод с наклонной колонкой | 355 |
| 8.2.5. Расчет выносных пресс-форм | 356 |
| Литература | 367 |
| Приложение I | |
| Реологические параметры течения жидкостей в каналах различной формы. | 369 |
| Приложение II | |
| Геометрические характеристики плоских сечений | 381 |
| Приложение III. | 383 |
| Приложение IV. | 384 |
| Приложение V | 395 |
| Приложение VI. | 396 |

1. Основные положения механики твердых тел

1.1. Основные определения

Прочность — способность тел оказывать сопротивление разрушению под действием приложенных к ним внешних сил.

Жесткость — способность элементов конструкций сопротивляться деформациям.

Устойчивость — способность элементов конструкций сопротивляться возникновению больших изменений формы при малых возмущающих воздействиях. В качестве возмущающих воздействий обычно принимают малые изменения нагрузки или температуры.

Понятие устойчивости связано с условиями равновесия элемента. Равновесие элемента *устойчивое*, если малому изменению нагрузки соответствует малое изменение деформаций. Равновесие является *неустойчивым*, если небольшой рост нагрузки сопровождается неограниченным ростом деформаций.

Признаком *потери устойчивости* является внезапная смена одной формы равновесия другой.

В механике твердых тел принимают некоторые упрощающие допущения, касающиеся свойств материала:

- материал имеет непрерывное строение в виде сплошной среды;
- материал однороден и обладает одинаковыми свойствами во всех точках;
- материал изотропен, то есть имеет одинаковые свойства во всех направлениях;
- при отсутствии внешних нагрузок материал находится в свободном (ненапряженном) состоянии;
- материал подчиняется закону Гука.

Кроме того, вводятся основные принципы, связанные с деформациями элементов конструкций:

- принцип геометрической неизменяемости размеров или принцип начальных размеров: деформации тел значительно меньше их линейных размеров;
- принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции): результат воздействия системы сил на элемент конструкции равен сумме результатов воздействий этих сил по отдельности и не зависит от последовательности их приложения;
- принцип Сен-Венана: размеры области неоднородного напряженного состояния в месте приложения сосредоточенных сил не превышают размеров поперечных сечений конструкции. Согласно принципу Сен-Венана, на малых площадях внешние силы можно заменить их статическим эквивалентом. Результат такой замены не скажется на расстоянии большем, чем характерный размер сечения;

– гипотеза плоских сечений Бернулли: плоские сечения элемента конструкции остаются таковыми в процессе деформации под нагрузкой.

Нагрузки, действующие на конструкцию, являются по отношению к ней *внешними силами*.

К внешним силам, действующим на элементы конструкции, кроме нагрузок — *активных сил*, относятся также реакции связей — *реактивные силы*.

Нагрузки различаются не только по способу их приложения (распределенные и сосредоточенные), но также по длительности действия (постоянные и временные) и характеру воздействия на конструкцию (статические и динамические).

Постоянные нагрузки (например; собственный вес конструкции) действуют на протяжении всего периода эксплуатации конструкции. *Временные нагрузки* действуют в течение ограниченного промежутка времени. *Статическая нагрузка* медленно возрастает от нуля до ее конечного значения, а потому вызывает в конструкции весьма малые ускорения, в связи с чем возникающими при этом силами инерции можно в расчете пренебречь. *Динамическая нагрузка* (например, ударная) вызывает в конструкции или отдельных ее элементах большие ускорения, которыми при расчете пренебречь нельзя. Размер этой нагрузки значительно изменяется за малые промежутки времени.

Временная нагрузка может сохранять более или менее постоянную величину в течение всего периода ее действия, а может непрерывно изменяться по некоторому закону; в последнем случае она называется *переменной нагрузкой*. Если переменная нагрузка изменяется по циклическому (повторяющемуся) закону, то она называется *циклической*.

Между частями элемента конструкции и между элементами ее, соприкасающимися друг с другом, действуют силы, называемые *внутренними силами*. Эти силы действуют и при отсутствии внешней нагрузки. Приложение к телу внешней нагрузки вызывает изменение внутренних сил, т. е. появление дополнительных внутренних сил. Под *внутренними силами* (или *внутренними усилиями*) обычно понимают силы взаимодействия между отдельными элементами сооружения или между отдельными частями элемента, возникающие под действием внешних сил. Это равносильно допущению об отсутствии в теле внутренних сил до приложения к нему внешних нагрузок.

Мерой интенсивности воздействия внутренних сил на единицу площади сечения служит *напряжение*. Пусть ΔF — равнодействующая внутренних сил, действующих на площадку ΔA (рис. 1.1, а).

Тогда

$$P_{\text{ср}} = \Delta F / \Delta A \quad (1.1)$$

— *среднее* напряжение.

Уменьшая размеры площадки ΔA , в пределе получим

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (1.2)$$

— истинное напряжение или *напряжение* в точке.

На практике используют не полное напряжение, а его составляющие (рис. 1.6, б):
 σ — *нормальное напряжение*, направленное перпендикулярно плоскости сечения;
 τ — *касательное напряжение*, лежащее в плоскости сечения.

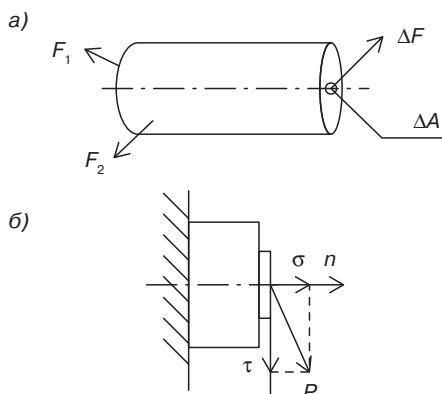


Рис. 1.1. Схемы к определению нормальных и касательных напряжений: а — нагруженный элемент конструкции; б — напряжения в выделенной площадке

Совокупность напряжений σ и τ , действующих по различным площадкам, проходящим через рассматриваемую точку, представляет собой напряженное состояние в этой точке.

Для характеристики интенсивности изменения размеров и формы элемента конструкции при нагружении используют понятие *деформации*. При этом различают линейную и угловую деформации.

Стержень длиной l , нагруженный осевой растягивающей силой P , удлиняется на Δl (рис. 1.2).

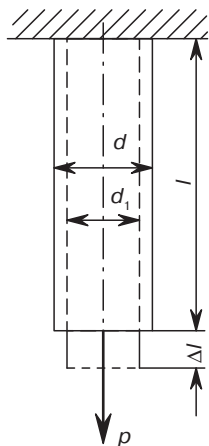


Рис. 1.2. Линейные деформации стержня

Величина

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \Delta l / l \quad (1.3)$$

— относительная *средняя* линейная деформация.

При уменьшении длины l в пределе получим

$$\varepsilon = \lim_{l \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{l}. \quad (1.4)$$

Величину ε называют истинной относительной линейной продольной деформацией или просто *линейной деформацией*. Если рассматривают линейные деформации тела в направлении осей, то им присваивают соответствующие индексы, например ε_z при деформации вдоль оси z .

Величину

$$\varepsilon' = (d_1 - d) / d \quad (1.5)$$

называют относительной линейной поперечной деформацией.

Прямой угол, образованный отрезками AB и BC после нагружения тела силой P изменится и станет равным ABC' (рис. 1.3). Разность этих углов $\angle ABC - \angle ABC'$ называют *угловой деформацией* γ .

Совокупность линейных деформаций ε по различным направлениям и угловых деформаций γ по различным плоскостям, проходящим через рассматриваемую точку, представляет собой деформированное состояние в этой точке.

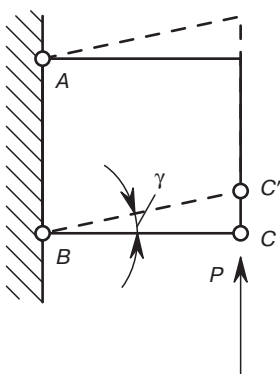


Рис. 1.3. Угловая деформация

При расчетах на прочность и жесткость элементов конструкций необходимо знать прочностные свойства (механические характеристики) материалов. Эти свойства выявляются при испытании образцов на специальных машинах.

Статические испытания на растяжение относятся к самым распространенным видам испытаний. Кроме их простоты они позволяют во многих случаях оценить

поведение материала (прочность) при других видах деформации. Испытание проводят на стандартных образцах. В ходе испытаний записывается диаграмма растяжения в координатах F (нагрузка) и Δl (удлинение образца), которая затем перестраивается в координаты $\varepsilon = \Delta l/l_0$ и $\sigma = F/A_0$, где l_0 — первоначальная длина образца, а A_0 — его первоначальная площадь. Построенную диаграмму называют *условной диаграммой растяжения* (рис. 1.4), так как напряжения и относительные удлинения вычисляют по отношению к первоначальной площади сечения и первоначальной длине образца.

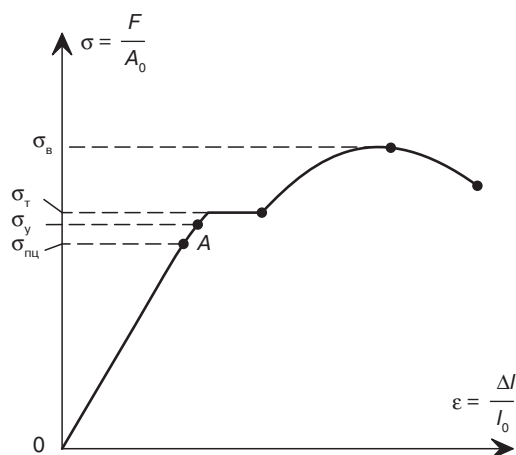


Рис. 1.4. Условная диаграмма растяжения

Характерные точки на диаграмме растяжения:

$\sigma_{\text{нц}}$ — *предел пропорциональности* — максимальное напряжение, до которого справедлив закон Гука (участок ОА);

σ_y — *предел упругости* — наибольшее напряжение, при котором еще сохраняются упругие свойства материала (оно близко к $\sigma_{\text{нц}}$, и для многих материалов и между $\sigma_{\text{нц}}$ и σ_y не делают различия);

σ_t — *предел текучести* — напряжение, при котором деформация растет при неизменной нагрузке (материал «течет»).

Для материалов, у которых нет явно выраженной площадки текучести, определяют условный предел текучести ($\sigma_{0.2}$), при котором остаточная деформация равна 0,2%.

Еще одна характерная точка на диаграмме: σ_b — предел прочности или временное сопротивление — напряжение, соответствующее наибольшей нагрузке.

Перечисленные напряжения называют характеристиками прочности материала. Помимо них испытания позволяют определить характеристики пластичности.

$\delta = (l - l_0)/l_0 \cdot 100\%$ — *относительное остаточное удлинение* при разрыве, где l — длина образца при разрыве.

$\varphi = (A_0 - A_1)/A_0 \cdot 100\%$ — *относительное остаточное сужение* при разрыве, где A_1 — площадь поперечного сечения в шейке.

Модуль упругости первого рода, согласно закону Гука ($\sigma = E\epsilon$), является коэффициентом пропорциональности между нормальными напряжениями σ и вызываемыми ими относительными линейными деформациями ϵ . Связь между касательными напряжениями τ и угловыми деформациями γ также определяется законом Гука $\tau = G\gamma$, где G — *модуль упругости второго рода* (модуль сдвига).

Еще одной важной константой, характеризующей деформационное поведение упругого материала, является коэффициент поперечной деформации μ (*коэффициент Пуассона*). Он выражает отношение относительной линейной деформации растягиваемого образца в поперечном направлении ϵ' к его относительной линейной деформации в продольном направлении ϵ

$$\mu = \epsilon'/\epsilon. \quad (1.6)$$

Связь между тремя упругими константами E , G и μ определяется уравнением

$$G = E/2(1+\mu). \quad (1.7)$$

В полимерном машиностроении чаще всего применяют метод расчета по напряжениям. По этому методу предполагают, что вероятность разрушения максимальна в той точке, где напряжения максимальны. Считают, что прочность элемента конструкции будет нарушена в том случае, если хотя бы в одной его точке возникнут остаточные деформации или появится хрупкое разрушение. Механические испытания материалов позволяют определить эти напряжения, называемые *предельными* $\sigma_{\text{пред}}$. Отсюда необходимость выявления опасной точки в детали, где возникает наибольшее расчетное напряжение σ_{max} и сопоставления этого напряжения с предельным.

Отношение предельного напряжения $\sigma_{\text{пред}}$ к наибольшему расчетному напряжению σ_{max} в элементе конструкции называют *коэффициентом запаса прочности*

$$n = \sigma_{\text{пред}}/\sigma_{\text{max}}. \quad (1.8)$$

На основе опыта эксплуатации различных конструкций устанавливают минимально необходимые значения коэффициента запаса прочности; эти значения называют нормативными и обозначают $[n]$. Если размеры конструкции известны, то расчет на прочность является *проверочным*. Тогда условие прочности записывают так

$$n = \sigma_{\text{пред}}/\sigma_{\text{max}} \geq [n]. \quad (1.9)$$

Когда конструкция находится в стадии проектирования, значения n задают заранее, вычисляя *допустимое напряжение* $[\sigma]$, выше которого не должно становиться максимальное напряжение в работающей конструкции

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пред}}/n. \quad (1.10)$$

Таким образом, при расчете *условие прочности* записывается в виде

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]. \quad (1.11)$$

Для пластичных материалов за величину $\sigma_{\text{пред}}$ принимают предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ (рис. 1.4) или условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, чтобы избежать заметных остаточных деформаций. Тогда условие прочности конкретизируют

$$n_{\text{т}} = \sigma_{\text{т}} / \sigma_{\text{max}} \geq [n] \quad \text{или} \quad n_{\text{т}} = \sigma_{0,2} / \sigma_{\text{max}} \geq [n]. \quad (1.12)$$

При различном поведении пластичного материала при растяжении (р) и сжатии (с) условие прочности записываются, например, в таком виде

$$n_{\text{т}} = \sigma_{0,2\text{р}} / \sigma_{\text{max}} \geq [n] \quad \text{или} \quad n_{\text{т}} = \sigma_{0,2\text{с}} / \sigma_{\text{max}} \geq [n]. \quad (1.13)$$

Для хрупких материалов за предельное напряжение принимают предел прочности $\sigma_{\text{в}}$ (рис. 1.4). Тогда условие прочности записывают в виде

$$n_{\text{в}} = \sigma_{\text{вр}} / \sigma_{\text{maxр}} \geq [n] \quad \text{и} \quad n_{\text{в}} = |\sigma_{\text{вс}}| / |\sigma_{\text{maxс}}| \geq [n]. \quad (1.14)$$

Значение нормативного коэффициента запаса прочности $[n]$ назначают в зависимости от: а) точности определения действующих нагрузок и применяемых методов расчета; б) степени однородности материала и изученности его свойств; в) условий работы и степени ответственности детали.

Чаще всего для пластичных материалов $n_{\text{т}} = 1,5-2$, а для хрупких $n_{\text{в}} = 2-4$.

1.2. Геометрические характеристики плоских сечений

Величины, определяемые нижеследующими интегралами, называются:

$S_x = \int_A y dA$ — статическим моментом сечения относительно оси x ;

$S_y = \int_A x dA$ — статическим моментом сечения относительно оси y ;

$J_x = \int_A y^2 dA$ — осевым моментом инерции сечения относительно оси x ;

$J_y = \int_A x^2 dA$ — осевым моментом инерции сечения относительно оси y ;

$J_{xy} = \int_A xy dA$ — центробежным моментом инерции сечения относительно осей x и y ;

$J_{\rho} = \int_A \rho^2 dA$ — полярным моментом инерции сечения относительно центра O ,

где A — площадь сечения.

Ось, относительно которой статический момент равен нулю, называется *центральной*.

Точка пересечения центральных осей называется *центром тяжести* сечения.

Если сечение имеет ось симметрии, то статический момент сечения относительно оси симметрии равен нулю и ось симметрии всегда проходит через центр тяжести сечения.

При параллельном переносе осей ($x_1 = x - a$; $y_1 = y - b$) моменты инерции определяются следующими выражениями:

$$J_{x1} = J_x + b^2 A; \quad (1.15)$$

$$J_{y1} = J_y + a^2 A; \quad (1.16)$$

$$J_{x1y1} = J_{xy} + abA. \quad (1.17)$$

Осевые и полярный моменты инерции являются величинами всегда положительными ($J_x > 0, J_y > 0, J_p > 0$), центробежный момент инерции — величина знакопеременная ($J_{xy} > < 0$).

Если при повороте осей один из осевых моментов инерции достигает своего максимального значения, то другой момент инерции принимает минимальное значение.

Если одна из осей x или y , либо обе оси одновременно являются осями симметрии, то относительно этих осей центробежный момент инерции равен нулю.

Оси, относительно которых центробежный момент инерции равен нулю, а осевые моменты инерции принимают экстремальные значения, называются *главными осями инерции*.

Главные оси, проходящие через центр тяжести сечения, называются *главными центральными осями*.

Осевые моменты инерции относительно главных осей называются *главными моментами инерции*.

Расчетная величина $i_x = \sqrt{J_x/A}$ называется *радиусом инерции* сечения относительно оси x , $i_y = \sqrt{J_y/A}$ — *радиусом инерции* сечения относительно оси y .

1.3. Расчеты при растяжении (сжатии)

Растяжение и сжатие весьма часто встречается в элементах конструкций оборудования для переработки пластмасс. Рассмотрим только одноосное растяжение (сжатие) элементов конструкций в виде стержней.

С помощью метода сечений можно определить продольную силу N_z , которая является единственным силовым фактором, возникающим в любом сечении стержня. Закон изменения напряжений при растяжении (сжатии) определяется с помощью *гипотезы плоских сечений*. Эта гипотеза, подтвержденная экспериментально, говорит о том, что все поперечные сечения стержня, плоские и нормальные к его оси до деформации, остаются таковыми и после деформации. Следовательно, касательные

напряжения отсутствуют, а нормальные напряжения распределены равномерно по сечению.

Так как продольная сила N_z является равнодействующей нормальных сечений в поперечном сечении, то

$$N_z = \int \sigma_z dA \quad (1.18)$$

и поскольку $\sigma_z = \text{const}$,

$$\sigma_z = N_z/A. \quad (1.19)$$

Формулы (1.18) и (1.19) справедливы как для растяжения, так и для сжатия, с той лишь разницей, что растягивающие напряжения считаются положительными, а сжимающие — отрицательными. Однако при сжатии тонкого длинного стержня может произойти потеря устойчивости, то есть стержень изгибается и изменяет свою первоначальную форму.

Размеры растянутого (сжатого) стержня меняются в зависимости от величины приложенных сил. Поскольку у нагруженного стержня с постоянным поперечным сечением напряженное состояние является однородным как по его длине, так и по сечению, то линейная относительная деформация ϵ_z ($\epsilon_z = \Delta l/l$) по оси стержня остается одной и той же.

Абсолютное удлинение стержня на длине l определяется как

$$\Delta l = \int_0^l \frac{N_z dz}{EA}. \quad (1.20)$$

Произведение величины модуля упругости первого рода материала, из которого изготовлен стержень, на площадь поперечного сечения стержня EA принято называть *жесткостью стержня при растяжении (сжатии)*.

В том случае, когда по длине стержня продольная сила N_z или жесткость EA изменяются, удлинение бруса находят алгебраическим суммированием удлинений отдельных участков, в пределах каждого из которых $N_z = \text{const}$ и $EA = \text{const}$.

Определив напряжение в опасном сечении растянутого (сжатого) стержня по формуле (1.19) и установив допускаемое напряжение, можно оценить прочность стержня.

Если нормальные напряжения в различных сечениях бруса неодинаковы, то необходимо найти *опасное сечение*, в котором возникают наибольшие (по модулю) нормальные напряжения. Для этого строят эпюру нормальных напряжений σ_z , что рекомендуется делать после построения эпюры продольных сил N_z .

Условие прочности при растяжении (сжатии) имеет вид

$$|\sigma|_{\max} = |N_z/A|_{\max} \leq [\sigma]. \quad (1.21)$$

Пользуясь этим условием, можно решать следующие задачи:

1. *Проверить прочность стержня*, то есть определять по заданным нагрузке и размерам поперечного сечения стержня фактические напряжения и сравнивать их с допускаемыми.

2. *Определять* (по известной нагрузке и величине допускаемого напряжения) *размеры поперечного сечения стержня*, требуемые по условию его прочности:

$$A \geq N_z / [\sigma]. \quad (1.22)$$

3. *Определять величину допускаемой продольной силы* по заданным размерам поперечного сечения стержня и известному допускаемому напряжению:

$$|N_z| \leq A[\sigma]. \quad (1.23)$$

Определив допускаемую продольную силу и установив связь между продольной силой и нагрузкой (методом сечений), можно определить и допускаемую нагрузку.

Системы, в которых нормальные силы в поперечных сечениях определяются с помощью метода сечений из условия равновесия отсеченной части, называются *статически определенными*. На практике часто встречаются системы, в которых число неизвестных реакций превышает число независимых уравнений статики. Такие системы называют *статически неопределимыми*. Разность между числом неизвестных реакций связей и числом независимых уравнений равновесия называют *степенью статической неопределимости*.

Статически неопределимые задачи решаются добавлением к уравнениям равновесия недостающего числа уравнений, получаемых из рассмотрения упругих деформаций. Эти уравнения отражают особенности геометрических связей, и называются *уравнениями перемещений*.

1.4. Расчеты при чистом сдвиге и кручении

Чистым сдвигом называется напряженное состояние, при котором на гранях элемента действуют только касательные напряжения.

Срезом называют нагружение бруса встречно направленными поперечными силами, расстояние между которыми пренебрежимо мало.

Кручением называют такой вид деформации, при котором в поперечных сечениях стержня возникает только крутящий момент.

При решении задач внешние крутящие моменты, передаваемые валом, зачастую бывают неизвестны, а задается передаваемая мощность. В этом случае крутящий момент M_z можно найти по формуле

$$M_z = N/\omega, \quad (1.24)$$

где N — мощность; ω — угловая скорость.

Касательное напряжение в произвольной точке поперечного сечения направлено перпендикулярно к радиусу, проведенному из центра сечения в данную точку, и вычисляется по формуле

$$\tau = (M_z/J_\rho)\rho, \quad (1.25)$$

где τ — касательное напряжение в произвольной точке поперечного сечения; M_z — крутящий момент в рассматриваемом поперечном сечении; ρ — расстояние от центра сечения до рассматриваемой точки; J_ρ — полярный момент инерции поперечного сечения.

Из формулы (1.25) видно, что касательные напряжения при кручении по сечению изменяются по линейному закону (рис. 1.5). В центре тяжести сечения касательные напряжения равны нулю, а наибольшие касательные напряжения будут в точках сечения, расположенных у поверхности бруса.

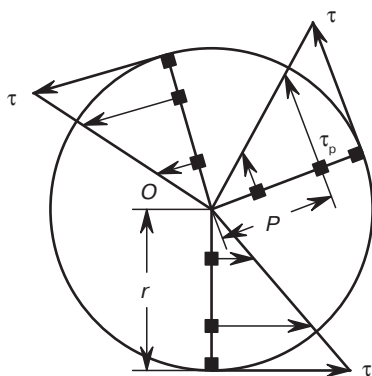


Рис. 1.5. Распределение касательных напряжений по сечению при кручении

Наибольшие касательные напряжения, возникающие в точках у контура сечения, равны

$$\tau_{\max} = M_z/W_\rho, \quad (1.26)$$

где W_ρ — полярный момент сопротивления, $W_\rho = J_\rho/\rho_{\max}$.

Для круглого сплошного сечения

$$W_\rho = \pi D^3/16. \quad (1.27)$$

Для кольцевого сечения

$$W_\rho = \pi D^3(1-d/D^4), \quad (1.28)$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры сечения соответственно.

Условие прочности при кручении имеет вид

$$\tau_{\max} \leq [\tau], \quad (1.29)$$

где $[\tau]$ — допускаемое касательное напряжение.

При действии статической нагрузки принимают $[\tau] = (0,5-0,6)[\sigma]$.

Для вычисления деформации вала при кручении используют формулу

$$\varphi = \int_0^l \frac{M_z dz}{GJ_p}, \quad (1.30)$$

где l — расстояние между сечениями, для которых определяется взаимный угол поворота φ .

Произведение GJ_p называют *жесткостью вала при кручении*.

При постоянных крутящем моменте и жесткости

$$\varphi = M_z l / GJ_p. \quad (1.31)$$

Для обеспечения требуемой жесткости вала при кручении необходимо, чтобы относительный угол закручивания θ не превосходил допустимого

$$\theta = \varphi / l \leq [\theta], \quad (1.32)$$

где $[\theta]$ — допустимый относительный угол закручивания.

Для валов средних размеров рекомендуют принимать $[\theta] = 0,5$ град/м.

1.5. Расчеты при изгибе

Чистым называют такой изгиб, при котором в сечении возникает только изгибающий момент M_x (или M_y). Если плоскость действия момента совпадает с одной из главных осей сечения, то такой изгиб называют *прямым*.

Слой балки, не испытывающий при изгибе ни растяжения, ни сжатия, называется *нейтральным* слоем. Линия пересечения нейтрального слоя с плоскостью поперечного сечения балки называется *нейтральной осью (линией)*. Пересечение силовой плоскости с плоскостью поперечного сечения называется *силовой линией*.

Величина нормальных напряжений σ_z в произвольном сечении с координатой y рассчитывается по формуле

$$\sigma_z = M_x y / J_x, \quad (1.33)$$

где J_x — осевой момент инерции поперечного сечения относительно оси x .

При чистом изгибе напряжения в поперечном сечении изменяются по линейному закону, а нейтральная линия (прямая, на которой напряжение $\sigma_z = 0$) проходит через центр тяжести сечения (рис. 1.6).

Максимальное напряжение при изгибе возникает в точках, наиболее удаленных от центральной линии

$$\sigma_{z\max} = M_x y_{\max} / J_x. \quad (1.34)$$

Для симметричных сечений (относительно главных центральных осей) отношение J_x / y_{\max} называют осевым моментом сопротивления и обозначают W_x :

$$W_x = J_x / y_{\max}. \quad (1.35)$$

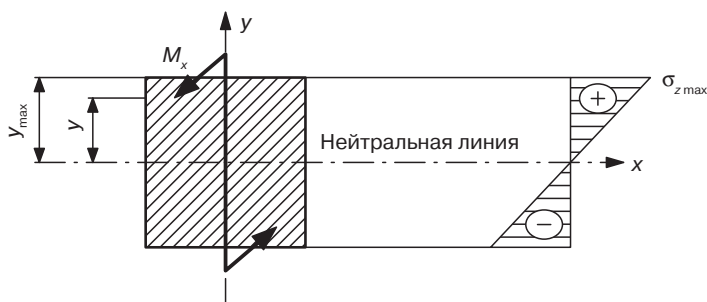


Рис. 1.6. Распределение нормальных напряжений по сечению при изгибе

Тогда

$$\sigma_{z\max} = M_x / W_x. \quad (1.36)$$

Для балки прямоугольного сечения со сторонами b и h

$$J_x = bh^3/12, y_{\max} = h/2 \text{ и } W_x = bh^2/6. \quad (1.37)$$

Для балки круглого сечения диаметром d

$$J_x = \pi d^4/64, y_{\max} = d/2 \text{ и } W_x = \pi d^3/32. \quad (1.38)$$

Для трубчатого сечения наружным диаметром D

$$J_x = \pi D^4(1-c^4)/64, y_{\max} = D/2 \text{ и } W_x = \pi D^3(1-c^4)/32, \quad (1.39)$$

где $c = d/D$; d — диаметр отверстия.

Условие прочности в опасном сечении при одинаковых допускаемых напряжениях на растяжение и сжатие имеет вид:

$$\sigma_{z\max} = |M_x / W_x|_{x\max} \leq [\sigma]. \quad (1.40)$$

Для хрупких материалов (например, чугуна) допускаемые напряжения на сжатие превосходят допускаемые напряжения на растяжение в несколько раз, поэтому более опасным является растяжение. Следовательно, в условие (1.40) необходимо подставлять $[\sigma]_p$.

Наиболее экономичными являются формы сечения, у которых при минимальной затрате материала получается максимальный момент сопротивления W_x . Для этого необходимо распределять площадь сечения подальше от нейтральной оси.

При *поперечном изгибе* в сечениях балки возникают изгибающие моменты и поперечные силы.

С наличием поперечной силы связано возникновение касательных напряжений в поперечных сечениях балки, а по закону парности касательных напряжений — и в ее продольных сечениях.

Величина касательных напряжений τ в балке прямоугольного сечения (рис. 1.7, а) определяется по формуле

$$\tau = Q_y S_x^* / J_x b, \quad (1.41)$$

где Q_y — поперечная сила, действующая в рассматриваемом сечении; S_x^* — статический момент отсеченной площади A^* (рис. 1.7, б).

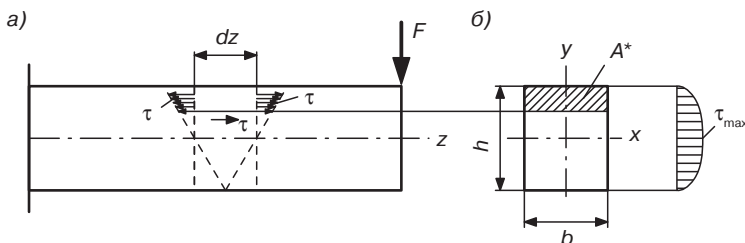


Рис. 1.7. Касательные напряжения в балке прямоугольного сечения

Формула (1.41) впервые была получена Д.И. Журавским и носит его имя.

Зависимость τ от y в сечении определяется через S_x^* . При подходе к верхней и нижней кромкам сечения $S_x^* = 0$ (ось x — центральная). Касательные напряжения в этих точках равны 0. Для симметричных сечений максимальное значение статического момента $S_{x\max}^*$ будет при $y = 0$, то есть на нейтральной линии. Следовательно, максимальные напряжения τ_{\max} будут при поперечном изгибе на нейтральной линии.

Условие прочности по касательным напряжениям при поперечном изгибе записывается так:

$$\tau_{\max} = Q_{y\max} S_{x\max}^* / J_x b \leq [\tau], \quad (1.42)$$

где $Q_{y\max}$ — максимальное значение поперечной силы; $S_{x\max}^*$ — максимальное значение статического момента отсеченной части; $[\tau]$ — допускаемое касательное напряжение.

Для пластичных металлов $[\tau] \approx 0,6[\sigma]$, для хрупких — $[\tau] \approx [\sigma]$.

Для балки прямоугольного сечения со сторонами b и h (рис. 1.7, б) имеем

$$S_x^* = b[(h^2/4) - y^2]/2, \quad J_x = bh^3/12. \quad (1.43)$$

Следовательно,

$$\tau = 6Q_y[(h^2/4) - y^2]/bh^3 \quad (1.44)$$

и эпюра касательных напряжений по высоте сечения изменяется по закону квадратичной параболы.

Наибольшее напряжение будет при $y = 0$:

$$\tau_{\max} = 1,5Q_y/bh. \quad (1.45)$$

С известным приближением формулу Журавского можно применять для вычисления касательных напряжений в балках при поперечных сечениях другой формы.

Для круглого сечения формула Журавского дает правильный результат только для максимальных касательных напряжений

$$\tau_{\max} = 4Q_y/3\pi R^2. \quad (1.46)$$

Напряжение τ , найденное по формуле Журавского, не является полным касательным напряжением, а представляет собой лишь его вертикальную составляющую τ_{zy} (рис. 1.8). Горизонтальная составляющая полного касательного напряжения τ_{zx} и само касательное напряжение τ не могут быть найдены методами сопротивления материалов.

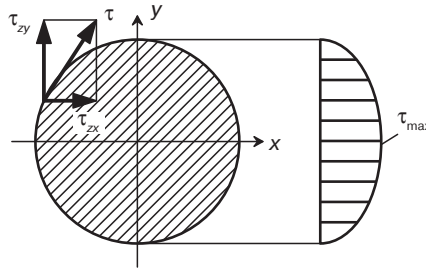


Рис. 1.8. Касательные напряжения в балке круглого сечения

Анализ точных решений теории упругости показывает, что в большинстве случаев горизонтальные составляющие касательных напряжений невелики.

Под действием нагрузки балка искривляется. Сечения балки перемещаются перпендикулярно (перемещения вдоль оси из-за малости пренебрегают) первоначально прямой оси балки и одновременно поворачиваются. Форму изогнутой оси балки (упругой линии) можно определить по формуле (рис. 1.9):

$$1/\rho = M_x/EJ_x. \quad (1.47)$$

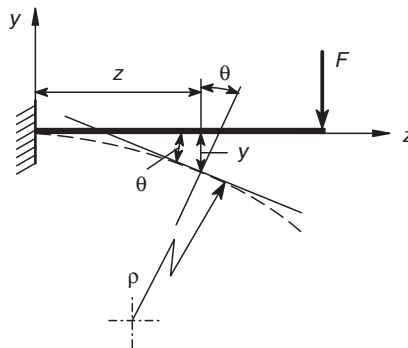


Рис. 1.9. Схема изогнутой оси стержня

В неподвижной системе координат y, z

$$1/\rho = y''/[1+(y')^2]^{3/2}, \quad (1.48)$$

где $y' = dy/dz$; $y'' = d^2y/dz^2$.

Рассматриваются только малые перемещения. В этом случае $dy/dz = \operatorname{tg}\theta \approx \theta \ll 1$ и в знаменателе формулы (1.48) этой величиной по сравнению с единицей можно пренебречь.

Тогда

$$1/\rho \approx y'', \quad (1.49)$$

откуда

$$y'' = M_x/EJ_x. \quad (1.50)$$

Выражение (1.50) известно как дифференциальное уравнение изогнутой оси балки.

Произведение EJ_x называют *жесткостью при изгибе*.

Для вычисления углов поворота $\theta \approx y'$ и прогибов y проводят интегрирование уравнения (1.50)

$$y' = \int (M_x/EJ_x) dz + C_1; \quad (1.51)$$

$$y = \int dz \int (M_x/EJ_x) dz + C_1 z + C_2, \quad (1.52)$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования, определяемые из условия закрепления концов балки (граничных условий).

Так, для заделанной одним концом балки в заделке прогиб и угол поворота сечения равны нулю. Для шарнирно опертой балки прогиб равен нулю на обеих опорах.

Определив постоянные интегрирования, из уравнений (1.51) и (1.52) можно получить угол поворота и прогиб любого сечения.

На практике часто максимальные прогибы элементов конструкции ограничивают допускаемым прогибом. Условие жесткости при изгибе записывается как

$$\left. \begin{array}{l} y \leq [\Delta] \\ \theta \leq [\theta] \end{array} \right\}, \quad (1.53)$$

где $[\Delta]$ и $[\theta]$ — соответственно допускаемые значения прогиба и угла поворота сечения для данной конструкции.

В полимерном машиностроении допускаемый прогиб в зависимости от назначения детали колеблется в довольно широких пределах $[\Delta] = (1/1000 - 1/300)l$ (l — длина конструкции между опорами). Допускаемый угол наклона цапф: в подшипниках скольжения $[\theta] = 0,001$ рад; в радиальных шарикоподшипниках $[\theta] = 0,0012$ рад; в конических роликовых $[\theta] = 0,0003$ рад.

Однако часто нужна не вся упругая линия, а только перемещение в каком-либо сечении.

Для определения перемещения любого сечения балки (вне зависимости от того, приложен или нет в этом сечении силовой фактор) необходимо найти выражение для изгибающего момента M_F от заданной нагрузки и момента \bar{M} от единичной (безразмерной) силы, приложенной в сечении, где нужно найти перемещение, в направлении перемещения. Тогда перемещение сечения (например, в точке $K - \Delta_K$) может быть определено по формуле

$$\Delta_K = \int_0^l \frac{M_F \bar{M} dz}{EJ_x}. \quad (1.54)$$

Формула (1.54) носит название интеграла Мора.

Произведение $M_F \bar{M}$ положительно, когда оба момента имеют один знак, и отрицательно, если знаки разные. Знак «минус» означает, что сечение переместится в сторону, противоположную направлению единичной силы.

Если необходимо определить угол поворота в точке K , то следует приложить в данной точке сосредоточенный момент, равный 1, и воспользоваться формулой (1.54), заменив Δ_K на θ_K .

Графоаналитический способ вычисления интеграла Мора называют способом (или правилом) Верещагина. По этому способу операция интегрирования заменяется перемножением площади грузовой эпюры A_F на ординату линейной эпюры от единичной нагрузки под центром тяжести грузовой $\bar{M}(z_c)$:

$$\Delta_K = A_F \bar{M}(z_c) / EJ_x. \quad (1.55)$$

Ордината $\bar{M}(z_c)$ берется обязательно в прямолинейной эпюре. В частном случае, если обе эпюры линейные, можно умножить площадь любой из них на соответствующую ординату другой.

Для балок переменного сечения правило перемножения эпюр Верещагина не применимо. При ступенчатом изменении жесткости балки перемножение эпюр следует осуществлять для каждого участка отдельно (со своим значением EJ_x) и затем суммировать результаты.

Встречающиеся на практике эпюры изгибающих моментов могут быть разбиты на простейшие фигуры: прямоугольник, треугольник и параболический треугольник, для которых известны площадь A и положение центра тяжести z_c .

Все приведенные вычисления справедливы для статически определимых систем, у которых опорные реакции определяются из уравнений равновесия. Однако часто, по условиям работы конструкции, оказывается необходимым увеличить число опорных закреплений; тогда получается *статически неопределимая конструкция*.

На рис. 1.10, *a* показана один раз статически неопределимая балка, на рис. 1.10, *б* — два раза статически неопределимая балка, на рис. 1.10, *в* — три раза статически неопределимая балка, на рис. 1.10, *г, д* — один раз статически неопределимые рамы,

на рис. 1.10, *е* — два раза статически неопределимая рама. Наличие дополнительных опор приводит к уменьшению (по сравнению с подобной балкой или рамой) максимального прогиба и наибольшего изгибающего момента, то есть повышает жесткость и прочность балок и рам.

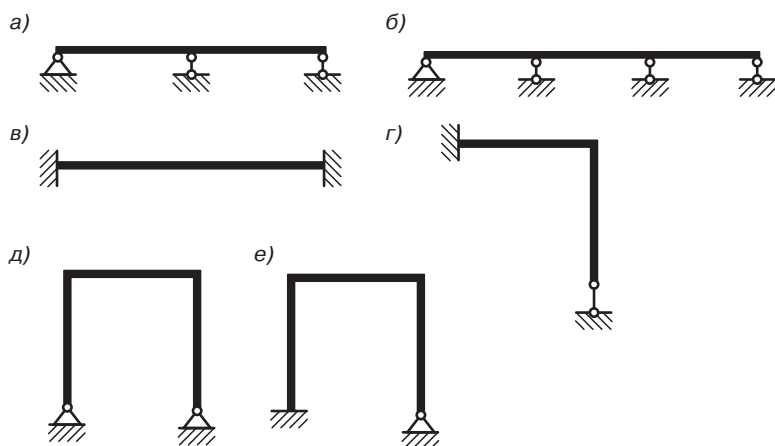


Рис. 1.10. Примеры статически неопределимых балок (*а, б, в*) и рам (*г, д, е*)

Раскрытие статической неопределимости производится путем составления и решения уравнений перемещений.

Рассмотрим один раз статически неопределимую балку (рис. 1.11, *а*). Статически определимая система получается из заданной статически неопределимой системы путем отбрасывания лишней связи. Такая система (без внешней нагрузки) называется *основной системой* (рис. 1.11, *б*). Основная система, нагруженная заданными силами и искомой реакцией отброшенной связи X_1 , называется *эквивалентной системой* (рис. 1.11, *в*).

Для одной и той же статически неопределимой балки основная система может быть выбрана несколькими способами. Например, можно удалить опору в точке *С* (рис. 1.11, *а*), заменив ее неизвестной реакцией. Однако для уменьшения объема вычислений рационально использовать свойства симметрии конструкции и нагрузки.

Суммарное перемещение от внешней нагрузки и от неизвестной силы X_1 должно равняться 0, так как в точке *В* (рис. 1.11, *а*) находится шарнир, не позволяющий перемещаться по вертикали. Пользуясь принципом независимости действия сил, уравнение перемещений принято записывать в следующем виде:

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1F} = 0, \quad (1.56)$$

где δ_{11} — перемещение от единичной силы в направлении единичной силы; Δ_{1F} — перемещение от внешней нагрузки в направлении единичной силы. Произведение $\delta_{11}X_1$ дает перемещение от неизвестной силы X_1 в направлении этой силы.

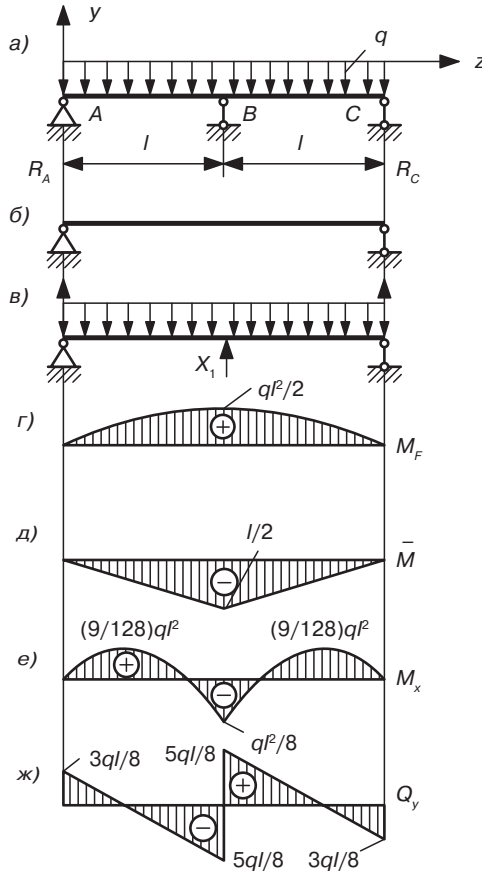


Рис. 1.11. Решение один раз статически неопределимой балки

Для любой один раз статически неопределимой системы уравнение (1.56) будет иметь такой вид. Это уравнение называют *каноническим уравнением* метода сил, поскольку в качестве неизвестного принята сила (или момент). Величина δ_{11} определяется путем умножения единичной эпюры моментов саму на себя ($\delta_{11} > 0$ всегда). Величина Δ_{1F} определяется перемножением эпюры моментов M_F (грузовой эпюры) на эпюру моментов \bar{M} от единичной силы.

При решении рассматриваемой задачи следует построить эпюру моментов M_F прикладывая внешнюю нагрузку к основной системе (рис. 1.11, з). Затем следует приложить к основной системе единичную нагрузку в направлении неизвестной силы X_1 и построить эпюру \bar{M} от единичных сил (рис. 1.11, д).

Считая, что жесткость EJ_x постоянна по всей длине балки, находим: $\delta_{11} = l^3/6EJ_x$, $\Delta_{1F} = -5ql^4/24EJ_x$. Из уравнения (1.56) определяется реакция опоры: $X_1 = 5ql/4$.

После этого из уравнений равновесия следует определить реакции R_A и R_C ($R_A = R_C = 3ql/8$), построить суммарную эпюру изгибающих моментов M_x (рис. 1.11, е) и поперечных сил Q_y (рис. 1.11, ж).

Если заданная статически неопределимая система имеет n лишних неизвестных, то система n канонических уравнений для определения этих неизвестных в общем виде записывается так:

$$\begin{aligned}\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \dots + \delta_{1n}X_n + \Delta_{1F} &= 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \dots + \delta_{2n}X_n + \Delta_{2F} &= 0, \\ \delta_{n1}X_1 + \delta_{n2}X_2 + \dots + \delta_{nn}X_n + \Delta_{nF} &= 0.\end{aligned}\tag{1.57}$$

Коэффициент δ_{ik} есть перемещение по направлению i -го силового фактора под действием единичного фактора, заменяющего k -й фактор. Коэффициент δ_{ik} представляет собой результат перемножения i -х единичных эпюр на k -е единичные эпюры. (Следует отметить, что $\delta_{ik} = \delta_{ki}$.) Величины Δ_{iF} представляют собой перемещения в направлениях $1, 2, \dots, n$, возникающие под действием заданных внешних факторов. Они определяются перемножением эпюры моментов M_F (грузовой эпюры) на соответствующие единичные эпюры.

1.6. Основы теории напряженного состояния

Значения нормальных и касательных напряжений в сечении, проходящих через произвольную точку тела, зависят от его ориентации.

Совокупность нормальных и касательных напряжений, действующих во всех площадках, проходящих через рассматриваемую точку, называется *напряженным состоянием в точке*.

Для исследования напряженного состояния в окрестностях произвольной точки тела выделяют элемент в виде бесконечно малого параллелепипеда (рис. 1.12). Полное напряжение на каждой из его граней можно разложить на одно нормальное и два касательных напряжения. Нормальное напряжение σ принято приводить с индексом, соответствующим осям x, y и z . Касательные напряжения τ обычно сопровождаются двумя индексами: первый соответствует направлению нормали к площадке, а второй — направлению самого напряжения.

Сумма проекций всех сил на оси x, y и z тождественно равна нулю, независимо от величин возникающих напряжений σ_x, σ_y и σ_z . Моменты относительно осей x, y и z взаимно уравновешиваются, а моменты от касательных сил будут равны нулю только в том случае, если

$$\left. \begin{aligned}\tau_{yz} &= \tau_{zy} \\ \tau_{zx} &= \tau_{xz} \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx}\end{aligned} \right\}\tag{1.58}$$

(например, для оси x условие равенств суммы моментов дает: $\tau_{yz} dx dy dz = \tau_{zy} dx dy dz$). Иначе говоря, на двух взаимно перпендикулярных площадках составляющие

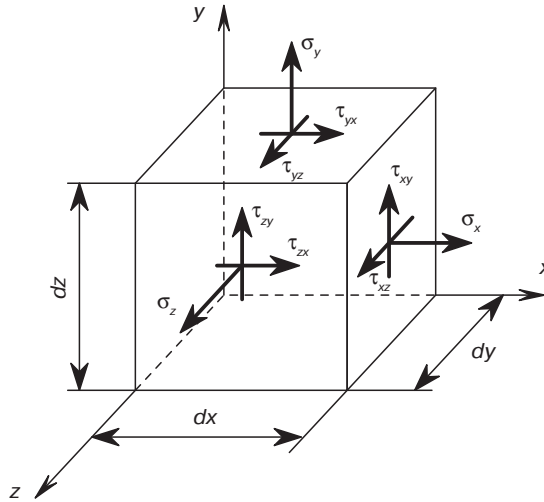


Рис. 1.12. Напряженное состояние на гранях элемента объема

касательных напряжений, перпендикулярные общему ребру, равны и направлены либо к ребру, либо от ребра. Этот закон называется законом парности касательных напряжений.

Таким образом, напряженное состояние в точке можно характеризовать симметричным тензором второго ранга:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}. \quad (1.59)$$

Если ориентацию граней выделенного элемента изменить, то будут меняться как нормальные, так и касательные напряжения.

При этом можно найти такие площадки, на которых касательные напряжения будут равны нулю. Такие площадки называются *главными*, а нормальные напряжения на этих площадках — *главными напряжениями*. Три главные площадки всегда взаимно перпендикулярны. Следовательно, в каждой точке тела будет три главных взаимно перпендикулярных напряжения. В порядке убывания три главных напряжения принято обозначать σ_1, σ_2 и σ_3 ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$). Или в тензорной форме записи

$$\begin{vmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{vmatrix}. \quad (1.60)$$

Если все три главных напряжения отличны от нуля, то напряженное состояние называют *трехосным*, или *объемным*. При двух главных напряжениях, отличных от нуля, возникает *двухосное*, или *плоское*, напряженное состояние. Если не равно

нулю только одно главное напряжение, то напряженное состояние называется *одноосным*, или *линейным*.

Наибольшие из всех возможных касательных напряжений возникают в площадках, наклоненных под углом 45° к главным площадкам и равны

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2. \quad (1.61)$$

Обобщенный закон Гука для объемного (пространственного) напряженного состояния имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &= (\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3))/E, \\ \epsilon_2 &= (\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3))/E, \\ \epsilon_3 &= (\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2))/E, \end{aligned} \quad (1.62)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Деформации $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ в направлении главных напряжений называют *главными деформациями*.

Зная $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$, можно вычислить изменение объема при деформации.

Если объем кубика до деформации равен $V_0 = dxdydz$, то после деформации его объем равен:

$$V = dxdydz (1 + \epsilon_1) (1 + \epsilon_2) (1 + \epsilon_3) \approx dxdydz (1 + \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3). \quad (1.63)$$

(Произведениями ϵ как величинами, малыми по сравнению с самими ϵ , пренебрегают.)

Относительное изменение объема v равно

$$v = (V - V_0)/V_0 = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = (1 - 2\mu)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/E. \quad (1.64)$$

Из этой формулы следует, что коэффициент Пуассона μ не может быть больше 0,5. Действительно, при трехосном растяжении объем элемента v уменьшиться не может, то есть значение положительно, а это возможно лишь при условии $1 - 2\mu \geq 0$, так как главные напряжения в этом случае положительны ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 > 0$).

Удельная потенциальная энергия, накопленная в единице объема при действии главных напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$:

$$u = (\sigma_1 \epsilon_1 + \sigma_2 \epsilon_2 + \sigma_3 \epsilon_3)/2 = [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)]/2E. \quad (1.65)$$

Напряжение, при котором происходит качественное изменение свойств материала — либо хрупкое разрушение, либо возникновение больших остаточных деформаций (текучесть), называется *предельным*.

При объемном напряженном состоянии предельное напряженное состояние может возникнуть при различном соотношении главных напряжений. Экспериментально установить предельные значения главных напряжений не рационально из-за

огромного количества возможных сочетаний главных напряжений. Кроме того, такие испытания требуют очень сложных машин и приборов.

При оценке опасности нагружения по результатам ограниченного числа испытаний за эталон сравнения принимают одноосное растяжение или сжатие.

Построение гипотез прочности основывается на предпосылке, состоящей в том, что два каких-либо напряженных состояния считаются *равноопасными* или *равнопрочными*, если они при пропорциональном увеличении главных напряжений в одно и то же число раз одновременно становятся предельными.

Под *коэффициентом запаса* понимают число, показывающее, во сколько раз следует одновременно увеличить все компоненты напряженного состояния, чтобы оно стало предельным.

Если в двух напряженных состояниях коэффициенты запаса равны, то такие напряженные состояния будут *равноопасными*.

Такой подход дает возможность сравнить заданное напряженное состояние с одноосным растяжением (эталон с напряжением $\sigma_{\text{экв}}$) по коэффициенту запаса $n = n_{\text{экв}}$.

Эквивалентным называют напряжение, которое нужно создать в растянутом образце из того же материала, чтобы его напряженное состояние стало равноопасно заданному объемному.

Критерием прочности (критерием предельного напряженно-деформированного состояния) называют параметр (фактор), на основании которого производится оценка прочности, и выявляется равноопасное состояние.

Опасность нагружения оценивают следующим образом. Заменяют пространственное (сложное) напряженное состояние эквивалентным одноосным $\sigma_{\text{экв}}$, которое сравнивают с одноосным допускаемым напряжением (рис. 1.13). Следовательно, задача сводится к нахождению эквивалентного напряжения.

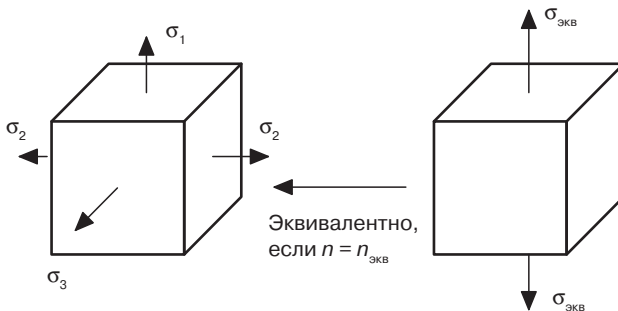


Рис. 1.13. Эквивалентные напряженные состояния

Для определения зависимости $\sigma_{\text{экв}}$ от σ_1 , σ_2 и σ_3 было предложено несколько *гипотез прочности* о причинах перехода материалов в предельное состояние. Наличие нескольких гипотез связано с тем, что гипотеза, пригодная для одного материала, может быть неприменима для другого. Поэтому критерии прочности не имеют универсального характера, а обобщают какую-либо одну группу экспериментов.

Если же попытаться учесть несколько факторов, то гипотеза становится достаточно сложной и малоприменимой в инженерных расчетах.

Наибольшее применение при расчетах на прочность оборудования для переработки пластмасс нашла гипотеза наибольших касательных напряжений (третья гипотеза прочности). В основе этой гипотезы лежит предположение, что основной причиной появления опасного состояния материала являются наибольшие касательные напряжения. Следовательно, критерием прочности является τ_{\max} .

Условие прочности

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad (1.66)$$

с учетом (1.61) записывают следующим образом:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]. \quad (1.67)$$

Третья гипотеза прочности дает хорошие результаты применительно к пластичным материалам, одинаково работающим на растяжение и сжатие. Недостаток ее заключается в том, что она не учитывает среднего главного напряжения σ_2 , которое оказывает некоторое влияние на прочность материала. Кроме того, когда $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma > 0$, то $\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = 0$ и материал согласно этой гипотезе никогда не разрушится, что противоречит опытам.

Гипотеза удельной потенциальной энергии формоизменения (четвертая гипотеза прочности) также называется энергетической гипотезой прочности или гипотезой Губера–Мизеса.

Поскольку при пластическом деформировании объем материала не изменяется, то в качестве критерия прочности принимается не вся энергия деформации, а лишь та ее часть, которая связана с изменением формы тела.

Условие прочности можно записать следующим образом:

$$u_{\phi} \leq [u_{\phi}]_p. \quad (1.68)$$

Так как объем тела не меняется при значении коэффициента Пуассона $\mu = 0,5$, то удельную потенциальную энергию формоизменения можно записать в следующем виде:

$$u_{\phi} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1)/2E. \quad (1.69)$$

Допускаемая потенциальная энергия при одноосном напряженном состоянии

$$[u_{\phi}]_p = [\sigma]^2/2E. \quad (1.70)$$

Таким образом

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3)} \leq [\sigma]. \quad (1.71)$$

Экспериментальные данные удовлетворительно согласуются с результатами, полученными при использовании четвертой гипотезы прочности, для пластичных

материалов, одинаково работающих на растяжение и сжатие. Для хрупких материалов эта гипотеза неприменима.

Расчеты по четвертой гипотезе прочности несколько точнее, так как учитывают все компоненты напряженного состояния, но более громоздки. Однако расчетные значения $\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}}$ и $\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}}$ отличаются ненамного.

Теория прочности, обобщающая третью гипотезу прочности на случаи, когда $[\sigma]_p \neq [\sigma]_c$, носит название гипотезы прочности Мора и имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - k\sigma_3 \leq [\sigma]_p, \quad (1.72)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение при одноосном растяжении; $k = \sigma_{\text{тр}}/\sigma_{\text{тс}}$ для пластичных материалов и $k = \sigma_{\text{вр}}/\sigma_{\text{вс}}$ — для хрупких материалов; $\sigma_{\text{тр}}$ и $\sigma_{\text{вр}}$ — предел текучести и предел прочности при растяжении; $\sigma_{\text{тс}}$ и $\sigma_{\text{вс}}$ — при сжатии.

Гипотеза Мора рассматривается и как гипотеза пластичности, и как гипотеза разрушения.

Для хрупких материалов гипотеза Мора дает удовлетворительные результаты, хотя материал «работает» с некоторой недогрузкой. Наилучшие результаты получаются по этой гипотезе при $\sigma_1 > 0$ и $\sigma_3 > 0$. Недостатком этой гипотезы так же, как и третьей, является игнорирование σ_2 .

1.7. Расчет оболочек

Под *оболочкой* понимают тело, одно из измерений которого (толщина) значительно меньше двух других. Геометрическое место точек, равноотстоящих от обеих поверхностей оболочки, называют *срединой поверхностью*. Толщину оболочки принимают постоянной.

Если срединная поверхность представляет собой поверхность вращения, такие оболочки называют *осесимметричными*. Полагают, что нагрузка также обладает свойствами осевой симметрии. Для таких оболочек задача расчета существенно упрощается, так как все внутренние силы (и напряжения) зависят от текущего радиуса.

В осесимметричных оболочках при осесимметричной нагрузке касательные напряжения отсутствуют. Оболочку считают *тонкостенной*, если толщина стенки оболочки s диаметром D (кроме конической) удовлетворяет условию $(s-C)/D \leq 0,1$ при $D \geq 200$ мм, где C — поправка на коррозию. Для труб: $(s-C)/D \leq 0,3$ при $D < 200$ мм.

В противном случае оболочку считают *толстостенной*.

Для тонкостенных оболочек можно принять, что нормальные напряжения равномерно распределены по толщине, то есть отсутствует изгиб оболочки. Теория оболочек, построенная в этом предположении, называется *безмоментной теорией оболочек*.

При отсутствии резких изменений формы оболочки, жестких защемлений, внешних сосредоточенных сил и моментов, можно с успехом применять к расчету оболочек на прочность безмоментную теорию. Если же имеются перечисленные особенности, то в местах крепления оболочки и резких изменений формы возникают

дополнительные напряжения, связанные с изгибом оболочки. Решение подобных задач точными методами показывает, что зона изгибных напряжений весьма ограничена и поэтому на некотором удалении от перечисленных особых областей определение напряжений можно производить по безмоментной теории.

Рассмотрим осесимметричную тонкостенную оболочку толщиной s (рис. 1.14). Обозначим радиус кривизны дуги меридиана срединной поверхности через ρ_m (меридиональный радиус), а радиус окружной — через ρ_t . Этот радиус равен отрезку нормали между срединной поверхностью и осью симметрии.

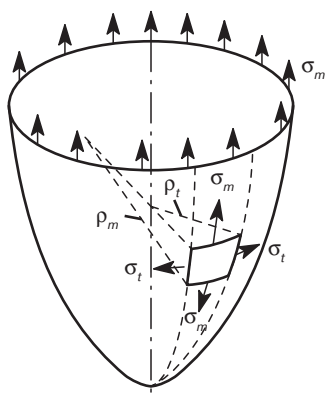


Рис. 1.14. Окружной (ρ_t) и меридиональный (ρ_m) радиусы оболочки

Выделим из оболочки элемент $dl_1 dl_2$, представленный на рис. 1.15. Действие отброшенной части оболочки заменим меридиональным напряжением σ_m и окружным (или тангенциальным) напряжением σ_t . Нагрузка на элемент — внутреннее избыточное давление p . Напряжения σ_m и σ_t , умноженные на соответствующие площади граней элемента, дадут силы $\sigma_m s dl_2$ и $\sigma_t s dl_1$, а давление p — силу нормального давления $p dl_1 dl_2$. Спроектировав все силы на направление нормали n , получим

$$p dl_1 dl_2 - 2\sigma_m s dl_2 \sin(d\theta/2) - 2\sigma_t s dl_1 \sin(d\phi/2) = 0. \quad (1.73)$$

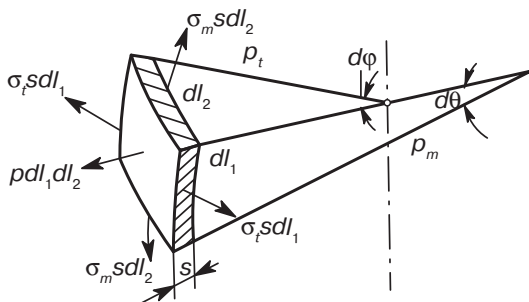


Рис. 1.15. Элемент тонкостенной оболочки

Ввиду малости размеров элемента $\sin(d\theta/2) \approx d\theta/2$ и $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$. Заменяя $d\theta/2$ на dl_1/ρ_m и $d\varphi/2$ на dl_2/ρ_t и сокращая на $dl_1 dl_2$, получим уравнение

$$\sigma_t/\rho_t + \sigma_m/\rho_m = p/s, \quad (1.74)$$

известное как *уравнение Лапласа*.

Второе уравнение для определения напряжений σ_m и σ_t можно получить, спроецировав все силы на направление оси оболочки. Однако это удобнее делать не для выделенного элемента, а для отсеченной части конкретной оболочки.

Напряжения σ_m и σ_t являются главными напряжениями. Третье главное напряжение — радиальное напряжение σ_r . На внутренней поверхности оболочки радиальное напряжение равно $-p$, а на наружной — нулю. В тонкостенных оболочках σ_m и σ_t всегда значительно больше p (примерно в 50–100 раз). Поэтому величиной радиального напряжения пренебрегают ($\sigma_r \approx 0$) и напряженное состояние тонкостенной оболочки считается двухосным.

Если оболочка подвержена воздействию наружного избыточного давления, то формально уравнение Лапласа (1.74) остается справедливым, если изменить знак давления. Однако в стенках оболочки при этом возникнут сжимающие напряжения, что может привести к потере устойчивости (формы) оболочки.

Теория расчета толстостенных сосудов была разработана Ламе.

На рис. 1.16 изображено поперечное сечение толстостенного цилиндра с наружным радиусом R_n и внутренним R_b . Цилиндр подвергнут наружному давлению p_n и внутреннему p_b . Выделим из цилиндра элемент в форме криволинейного шестигранника (рис. 1.17), удаленный от оси цилиндра на произвольный радиус r , отвечающий условию $R_n > r > R_b$. На гранях этого элемента будут действовать три напряжения: радиальное σ_r , окружное σ_t и осевое σ_z .

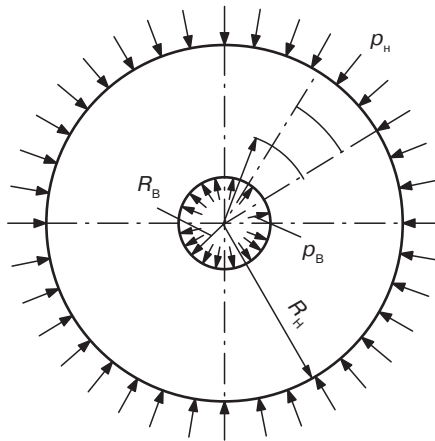


Рис. 1.16. Сечение толстостенного цилиндра

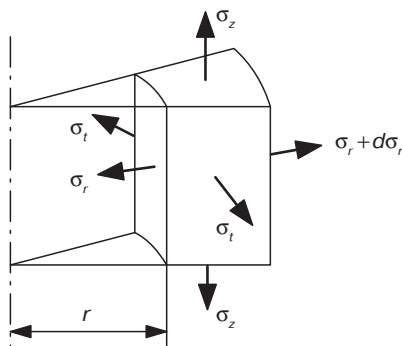


Рис. 1.17. Элемент толстостенного цилиндра

Величина этих напряжений определяется по формуле

$$\sigma_{t,r} = \frac{p_b R_b^2 - p_n R_n^2}{R_n^2 - R_b^2} \pm \frac{R_n^2 R_b^2}{r} \frac{p_b - p_n}{R_n^2 - R_b^2}, \quad (1.75)$$

а для цилиндра с днами

$$\sigma_z = (p_b R_b^2 - p_n R_n^2) / (R_n^2 - R_b^2). \quad (1.76)$$

Представляют большой практический интерес следующие два частных случая.

Цилиндр нагружен внутренним давлением. В этом случае $p_b = p$, а $p_n = 0$. Формула (1.75) принимает вид:

$$\sigma_{t,r} = \frac{p R_b^2}{R_n^2 - R_b^2} \left(1 \pm \frac{R_n^2}{r^2} \right). \quad (1.77)$$

Формула (1.76) также упрощается

$$\sigma_z = p R_b^2 / (R_n^2 - R_b^2). \quad (1.78)$$

Опасной является внутренняя поверхность цилиндра. По третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p 2 R_n^2 / (R_n^2 - R_b^2) \leq [\sigma]. \quad (1.79)$$

С увеличением толщины стенок цилиндра при неизменном R_b и p эквивалентные напряжения снижаются, но асимптотически стремятся (при $R_n \rightarrow \infty$) к $2p$. Это означает, что даже цилиндр с бесконечно большой толщиной стенок не выдержит давления, большего, чем $[\sigma]/2$ без появления остаточных (пластических) деформаций на внутренней поверхности.

Цилиндр нагружен внешним давлением. В этом случае $p_b = 0$, а $p_n = p$, напряжения будут равны

$$\sigma_{t,r} = -\frac{pR_n^2}{R_n^2 - R_b^2} \left(1 \pm \frac{R_b^2}{r^2} \right); \quad (1.80)$$

$$\sigma_z = -pR_n^2 / (R_n^2 - R_b^2). \quad (1.81)$$

Опасной также является внутренняя поверхность цилиндра. По третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p2R_n^2 / (R_n^2 - R_b^2) \leq [\sigma], \quad (1.82)$$

что совпадает с выражением для внутреннего давления.

Увеличение толщины стенок не всегда может обеспечить необходимую прочность толстостенного цилиндра.

Одним из способов повышения несущей способности толстостенных цилиндров является создание составных, соединенных с натягом цилиндров. Рассмотрим два цилиндра, наружный радиус меньшего цилиндра (R_{c1}) превышает внутренний радиус большего цилиндра (R_{c2}) на некоторую величину $\Delta = R_{c1} - R_{c2}$. Если нагреть больший цилиндр, то меньший цилиндр можно свободно вставить в него. При остывании в меньшем цилиндре возникнут напряжения сжатия, а в большем — напряжения растяжения, вызванные контактным давлением p_K

$$p_K = \frac{E\Delta (R_c^2 - R_b^2)(R_n^2 - R_c^2)}{2R_c^3 (R_n^2 - R_b^2)}. \quad (1.83)$$

Формула (1.83) получена в предположении, что модули упругости первого рода материалов внутреннего и внешнего цилиндров равны.

Составной цилиндр нагружается внутренним давлением p .

Эквивалентное напряжение, рассчитанное по третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = p \frac{2R_n^2}{R_n^2 - R_b^2} \left[1 - \frac{1}{\frac{R_n^2}{R_n^2 - R_c^2} + \frac{R_c^2}{R_c^2 - R_b^2}} \right] \leq [\sigma]. \quad (1.84)$$

Эквивалентное напряжение минимально при $R_c = \sqrt{R_n R_b}$ (условие Гадолина) и равно

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}} = pR_n / (R_n - R_b) \leq [\sigma]. \quad (1.85)$$

При этом оптимальный натяг Δ равен

$$\Delta = 2p\sqrt{R_n R_b} / E. \quad (1.86)$$

Из сравнения (1.79) и (1.85) видно, что посадка труб приводит к значительному снижению эквивалентного напряжения

$$\sigma_{\text{экв}}^{\min} / \sigma_{\text{экв}} = (R_{\text{н}} + R_{\text{в}}) / 2R_{\text{н}}. \quad (1.87)$$

При $R_{\text{в}} \ll R_{\text{н}}$ $\sigma_{\text{экв}}^{\min} \approx \sigma_{\text{экв}} / 2$, при $R_{\text{в}} \approx R_{\text{н}}$ (тонкостенные трубы) посадка труб не дает эффекта.

1.8. Расчеты на устойчивость

Важным критерием работоспособности сжатых элементов конструкций оборудования является *устойчивость* — способность элемента конструкции сохранять первоначальную прямолинейную форму при внешних воздействиях.

Устойчивая форма сжатого стержня возможна в том случае, если его длина l близка к размерам поперечного сечения (рис. 1.18, а). Если же длина элемента конструкции $l \gg d$, то при сжатии такие стержни могут искривляться, то есть терять устойчивость (рис. 1.18, б).

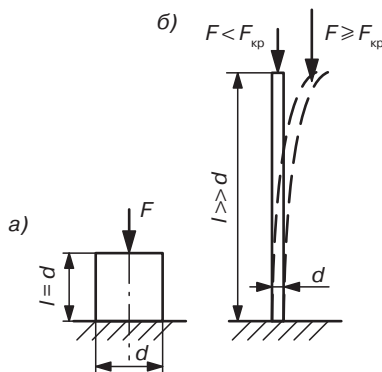


Рис. 1.18 Изменение условий работы элемента конструкции при сжатии в зависимости от длины: а — форма сохраняется; б — теряется прямолинейность

Для большинства элементов конструкций потеря устойчивости приводит к недопустимым деформациям и появлению опасных напряжений. Потере устойчивости подвержены не только длинные стержни, нагруженные сжимающей силой, но и тонкостенные оболочки, нагруженные внешним давлением, осевой силой или моментом, а также некоторые другие элементы конструкций (например, плоские балки при изгибе).

Рассмотрим явление потери устойчивости на примере консольного длинного стержня, нагруженного сжимающей силой F (рис. 1.18, б).

Пока сжимающая сила F невелика, сжатый стержень остается прямолинейным, несмотря на принудительные отклонения от положения равновесия. По мере увеличения сжимающей силы F стержень все медленнее возвращается в исходное прямолинейное положение. Наконец, при некоторой силе $F = F_{\text{кр}}$ стержень остается

в отклоненном положении и не возвращается в первоначальное положение равновесия. Наименьшая сила, при которой прямолинейная форма равновесия перестает быть устойчивой, называется *критической* ($F_{кр}$).

Для предотвращения явления потери устойчивости в сжатых стержнях вводят коэффициент запаса устойчивости n_y

$$n_y = F_{кр}/[F], \quad (1.88)$$

где $[F]$ — допускаемая нагрузка на стержень.

Для стали $n_y = 1,8-3,5$; для чугуна $n_y = 5-5,5$.

Условие устойчивости сжатого стержня записывается в виде

$$F \leq [F]. \quad (1.89)$$

Критическая сила, приводящая к потере устойчивости стержнем, определяется по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \pi^2 EJ_{\min}/(\mu l)^2, \quad (1.90)$$

где μ — коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления стержня; J_{\min} — минимальный осевой момент сечения стержня; E — модуль упругости первого рода материала стержня.

Критическое напряжение

$$\sigma_{кр} = F_{кр}/A = \pi^2 E/\lambda^2, \quad (1.91)$$

где коэффициент $\lambda = \mu l/i_{\min}$, учитывающий влияние размеров стержня и способа закрепления концов, называют *гибкостью* стержня. Гибкость стержня — величина безразмерная. Величину $i_{\min} = \sqrt{J_{\min}/A}$ называют минимальным *радиусом инерции* сечения стержня.

Формулой Эйлера можно пользоваться, пока справедлив закон Гука, то есть

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E/\lambda^2 \leq \sigma_{\text{пл}}, \quad (1.92)$$

где $\sigma_{\text{пл}}$ — предел пропорциональности материала стержня.

Если выразить из формулы (1.92) гибкость

$$\lambda \geq \lambda_{\text{пред}} = \sqrt{\pi^2 E/\sigma_{\text{пл}}}, \quad (1.93)$$

то становится ясно, что формула Эйлера применима, если гибкость стержня не меньше предельной гибкости материала. Так, для низкоуглеродистых сталей (например, Ст3) $\lambda_{\text{пред}} \approx 100$; для чугунов $\lambda_{\text{пред}} \approx 80$, для легированных сталей $\lambda_{\text{пред}} \approx 70$.

Для определения критического напряжения при значениях λ , меньших $\lambda_{\text{пред}}$ (то есть за пределом пропорциональности материала стержня), применяют эмпирическую формулу Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda. \quad (1.94)$$

Нижней границей применимости формулы (1.94) является величина λ_0 , при которой критическое напряжение становится равным предельному (либо пределу текучести, либо пределу прочности). В качестве примера можно привести следующие значения λ_0 и коэффициентов a и b : Ст3 — $\lambda_0 = 61$, $a = 304$ МПа, $b = 1,12$ МПа; сталь 45 — $\lambda_0 = 60$, $a = 589$ МПа, $b = 3,82$ МПа.

При $\lambda < \lambda_0$ сжатые стержни рассчитывают на прочность без учета потери устойчивости.

Наиболее рациональными являются кольцевые и коробчатые профили. Наименее выгодны прямоугольные сплошные сечения.

На практике при расчете конструкций стержни любой гибкости рассчитывают по формуле следующего вида:

$$F \leq \varphi[\sigma]_c A, \quad (1.95)$$

где F — сжимающая сила; φ — коэффициент снижения основного допускаемого напряжения (или коэффициент продольного изгиба); $[\sigma]_c$ — основное допускаемое напряжение на сжатие; A — площадь поперечного сечения стержня. Величина φ зависит от материала и гибкости стержня.

Для стали Ст3, Ст4 $[\sigma]_c = 160$ МПа; стали Ст5 $[\sigma]_c = 175$ МПа; чугуна $[\sigma]_c = 140$ МПа.

Пользуясь уравнением (1.95), можно решать следующие задачи:

1. *Проводить проверочный расчет* при заданных размерах сечения, нагрузке и материале стержня.

2. *Определять допускаемую сжимающую нагрузку* $[F] = \varphi[\sigma]_c A$ при заданном материале стержня и размерах сечения.

3. *Определять размеры сечения стержня* $A \geq F/\varphi[\sigma]_c$ при заданных нагрузке и материале стержня.

В последнем случае, поскольку значения λ и φ заранее не известны, расчет ведут методом последовательных приближений, состоящим в следующем. Задаются сначала некоторым среднетабличным значением φ_1 (например, $\varphi_1 = 0,5$). Затем определяют значения $A, J_{\min}, i_{\min}, \lambda$ и по таблице $\lambda = f(\varphi)$ находят соответствующее значение φ'_1 . Полученное значение φ'_1 обычно отличается от принятого значения φ_1 . Тогда следует повторить расчет, задавшись новым значением $\varphi_2 = (\varphi_1 + \varphi'_1)/2$.

Расчет считается законченным, когда расхождение между принятым в начале очередного приближения значением φ и полученным табличным значением оказывается не более 5%. Обычно для этого достаточно трех-четырёх приближений.

Следует отметить, что в таблицах $\lambda = f(\varphi)$ значения φ подсчитаны с коэффициентом запаса устойчивости $n_y = 1,8$. В тех случаях, когда требуется большее значение коэффициента запаса, расчет следует вести, пользуясь формулой Эйлера или Ясинского, а затем по формуле (1.88). Так же поступают при расчете на устойчивость стержней из материалов, для которых нет значений коэффициента φ .

2. Общие элементы оборудования для переработки пластмасс

2.1. Резьбовые соединения

Узлы, а также машины и аппараты собирают из деталей путем их соединения в определенном взаимном положении, необходимом для придания требуемой формы, взаимодействия деталей, предотвращения утечек и т. д.

Сопрягаемые части деталей вместе со связями образуют *соединения*, названия которых определяют по виду связи или соединительного элемента (детали), например соединения болтовые, сварные, шпоночные, фланцевые и т. п.

Все виды соединений можно разделить на разъёмные и неразъёмные. *Разъёмные* соединения позволяют при необходимости разбирать узлы. Основной тип разъёмных соединений — это резьбовые соединения, выполняемые с помощью крепежных деталей — винтов, шпилек, гаек, шайб или резьбы, нарезанной непосредственно на соединяемых деталях (например, резьбовое соединение труб). К *неразъёмным соединениям* относятся сварные, паяные, заклепочные и клеевые соединения, которые не могут быть разобраны без разрушения или повреждения деталей.

Резьбой называют винтовую канавку соответствующего профиля, выполненную на цилиндрической или конической поверхности.

Широкое применение резьбовых соединений определяется возможностью создания больших осевых сил; возможностью фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению; удобными формами и малыми габаритами; простотой и возможностью точного изготовления.

Резьба может быть нанесена на наружной или на внутренней поверхности цилиндра или конуса. В первом случае она называется *наружной*, во втором *внутренней* резьбой.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У *правой* резьбы винтовая линия поднимается слева направо вверх. У *левой* — винтовая линия поднимается справа налево. Наибольшее распространение имеет правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

По числу заходов резьбы делятся на однозаходные и многозаходные. *Заходность* резьбы легко определить с торца винта по числу сбегающих витков. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяют в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяется редко.

Резьба характеризуется наружным (номинальным) диаметром d , внутренним — d_1 , средним — d_2 , шагом p и углом подъема резьбы γ .

$$\gamma = p/\pi d_2. \quad (2.1)$$

Метрическая резьба имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 60^\circ$. Вершины профиля резьбы на болте и гайке притуплены по дуге или по прямой, что снижает концентрацию напряжений и исключает возможность повреждения резьбы. Радиальный зазор в резьбе делает ее негерметичной.

Метрическая резьба для одного и того же номинального диаметра выполняется с крупным или мелким шагом. Резьба с крупным шагом менее чувствительна к неточностям изготовления и изнашиванию. Ее применяют как основную крепежную резьбу. Резьба с мелким шагом прочней (d_1 больше) и надежней от ослабления затяжки (уменьшается угол подъема резьбы γ).

Форма резьбового соединения определяется типом применяемых крепежных деталей. Болтовое соединение состоит из винта (болта), гайки и шайбы. Шайбы подкладные ставят под гайку или головку болта для предупреждения смятия поверхностей соединяемых деталей, предохранения их от задиров при завинчивании гаек (винтов) и увеличения опорной поверхности.

Винтовое соединение применяют в том случае, если одна из деталей имеет большую толщину.

Соединение шпильками применяют, когда обе соединяемые детали имеют большую толщину или одна из них имеет большую толщину и по условиям эксплуатации резьбовое соединение подвергается частой разборке.

Однако при динамических и вибрационных нагрузках может произойти самоотвинчивание гаек и винтов. Для предотвращения самоотвинчивания резьбовых деталей применяют различные средства стопорения.

В отличие от метрической резьбы, трубная цилиндрическая резьба представляет собой мелкую треугольную с углом $\alpha = 55^\circ$. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение герметичным.

Когда от резьбового соединения требуется повышенная герметичность, вместо цилиндрической резьбы применяют коническую трубную резьбу.

Стандартные крепежные детали общего назначения изготавливают из углеродистых сталей Ст3, 10, 20, 35, 45 и др. Легированные стали 35Х, 35ХМ, 40Х, 38ХА, 30ХГСА и другие применяют для ответственных крепежных деталей, для работы при повышенных температурах и в агрессивных средах.

Для повышения прочности болты из среднеуглеродистых качественных и легированных сталей подвергают термообработке (улучшению или закалке). Для защиты от коррозии резьбовые детали покрывают цинком, хромом, никелем, кадмием, медью и другими металлами.

Успешно применяют шайбы из полиамидов или специальной резины, которые при затяжке сильно деформируются, заполняют зазоры и тем самым одновременно способствуют герметизации соединения. Для восприятия осевых сил они имеют металлическую основу.

Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и отрыв головки.

Допускаемое напряжение на растяжение для болта определяют по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T / n_T, \quad (2.2)$$

где n_T — коэффициент (нормативный) запаса прочности.

Коэффициент n_T зависит от характера нагрузки, материала и диаметра болта, а также от того, контролируется или нет затяжка болта. Значения n_T при статической нагрузке и неконтролируемой затяжке даны в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Значения нормативного коэффициента запаса прочности n_T при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке

| Сталь | Диаметр резьбы, d , мм | | |
|--------------|--------------------------|-------|---------|
| | 6–16 | 16–30 | 30–60 |
| Углеродистая | 5–4 | 4–2,5 | 2,5–1,6 |
| Легированная | 6,6–5 | 5–3,3 | 3,3 |

Допускаемое напряжение на срез болтов

$$[\tau]_{\text{ср}} = (0,2–0,3)\sigma_T. \quad (2.3)$$

Допускаемое напряжение на смятие болтов, скрепляющих стальные детали,

$$[\sigma]_{\text{см}} = 0,8\sigma_T. \quad (2.4)$$

Рассмотрим несколько характерных случаев нагружения болтового соединения, не делая различия между болтом и шпилькой.

Случай 1. Болт поставлен с зазором и нагружен внешней осевой растягивающей силой F без предварительной затяжки. Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности на растяжение

$$\sigma = F/A = 4F/\pi d_1^2 \leq [\sigma], \quad (2.5)$$

откуда

$$d_1 \geq 1,13\sqrt{F/[\sigma]}, \quad (2.6)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на растяжение для болта.

Для болтов из углеродистой стали в этом случае нагружения рекомендуют допускаемое напряжение $[\sigma]$ считать равным $0,6\sigma_T$.

Случай 2. Болт поставлен с зазором и затянут силой $F_{\text{зат}}$, внешние силы отсутствуют. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин и др. Стержень болта испытывает совместное действие растяжения и кручения от момента сил трения в резьбе и на торце, поэтому прочность болта определяют по эквивалентному напряжению $\sigma_{\text{экр}}$.

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3\sigma = 1,3 \cdot 4F_{\text{зат}} / \pi d_1^2 \leq [\sigma], \quad (2.7)$$

откуда

$$d_1 \geq 1,3 \sqrt{F_{\text{зат}} / [\sigma]}. \quad (2.8)$$

Требуемое значение силы затяжки выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчетom и практикой установлено, что болты малых диаметров можно легко разрушить при неквалифицированной затяжке. Поэтому не рекомендуют применять болты диаметром менее М8.

Случай 3. Соединение нагружено внешней силой F в плоскости стыка. Возможны два варианта: болт поставлен с зазором, и болт поставлен без зазора.

Вариант 1. Болт поставлен с зазором (рис. 2.1).

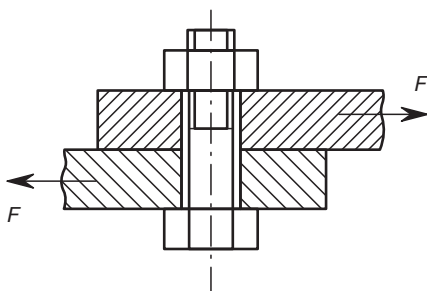


Рис. 2.1. Схема установки болта, поставленного с зазором, при нагружении силой F , действующей в плоскости стыка

Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей силой $F_{\text{зат}}$, достаточной для создания силы трения $F_{\text{тр}} = fF_{\text{зат}}$ между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на прочность по силе затяжки $F_{\text{зат}}$.

Необходимую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ определяют из условия $fF_{\text{зат}} = F$, откуда $F_{\text{зат}} = F/f$ или

$$F_{\text{зат}} = KF/iz, \quad (2.9)$$

где $K = 1,2 - 1,8$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей; i — число стыков, то есть плоскостей среза; f — коэффициент трения (для чугунных и стальных деталей $f = 0,15 - 0,20$); z — число болтов.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение.

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3\sigma = 1,3 \cdot 4F_{\text{зат}} / \pi d_1^2 = 1,3 \cdot 4KF / \pi d_1^2 iz \leq [\sigma] \quad (2.10)$$

откуда

$$d_1 \geq 1,3 \sqrt{KF / [\sigma] iz}. \quad (2.11)$$

Вариант 2. Болт поставлен без зазора.

Затяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта d_0 больше диаметра нарезанной части на 1–1,5 мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

Формулы проверочного и проектировочного расчета болта на срез:

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{4F}{\pi d_0^2 i z} \leq [\tau]_{\text{ср}}; \\ d_0 &\geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{i z [\tau]_{\text{ср}}}} \end{aligned} \right\}. \quad (2.12)$$

Формула проверочного расчета на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = F/d_0 h \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (2.13)$$

где h — наименьшая толщина соединяемых деталей, передающая нагрузку в одну сторону.

2.2. Шпоночные и шлицевые соединения

Для соединения с валами (и осями) и передачи вращающего момента от вала к установленным на нем деталям (шкивам, зубчатым колесам, маховикам, муфтам и др.) или наоборот применяют *шпонки*.

К достоинствам шпоночного соединения следует отнести простоту сборки и разборки, надежность в эксплуатации, компактность и простоту конструкции. Недостатками является ослабление вала и соединяемой детали шпоночными пазами, значительная концентрация напряжений, высокие требования к точности и трудность обеспечения взаимозаменяемости.

Из множества различных шпонок наибольшее распространение получили призматические. Призматические шпонки подразделяют на обыкновенные, предназначенные для неподвижных соединений деталей с валами, направляющие, когда детали должны иметь возможность перемещаться вдоль валов, и скользящие, перемещающиеся вдоль вала вместе с деталями.

Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 23360–78.

Длину шпонки (с закругленными концами) находят из расчета на смятие по следующей формуле:

$$2M_{\text{кр}}/d(h - t_1)(l - b) \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (2.14)$$

где $M_{\text{кр}}$ — передаваемый шпоночным соединением крутящий момент; l — длина шпонки; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение на смятие.

Затем длину шпонки округляют в большую сторону в соответствии с ГОСТ 23360–78.

В случае, когда прочность шпоночного соединения недостаточна, ставят две или три шпонки под углом 180° или 120° . При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка между шпонками распределяется равномерно.

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез.

Шлицевые (или зубчатые) соединения вал-ступица представляют собой соединения, образуемые выступами-зубьями на валу, входящими в соответствующие пазы ступицы. Эти соединения можно представлять как многошпоночные, у которых шпонки выполнены как единое целое с валом.

Шлицевое соединение по сравнению со шпоночным имеет следующие преимущества:

- лучшее центрирование и более точное направление деталей на валу при осевом перемещении;
- большую нагрузочную способность благодаря значительно большей рабочей поверхности и более равномерному распределению давления по высоте зуба;
- большую усталостную прочность вала, чем вала со шпоночными канавками.

Шлицевые соединения применяют в качестве неподвижных соединений для постоянного соединения ступицы с валом и подвижных, допускающих осевое перемещение ступицы по валу.

По форме профиля зубьев различают три типа соединений: *прямобоочные*, *эвольвентные* и *треугольные*.

Шлицы проверяют на смятие так же, как и шпонки, введя коэффициент $K \approx 0,7-0,8$ при подсчете площади боковых граней для прямобоочных зубьев из-за неравномерности распределения нагрузки между ними.

2.3. Сварные соединения

Соединение элементов конструкций при помощи сварки является наиболее совершенной и распространенной разновидностью неразъемных соединений. Сварное соединение образуется под действием сил молекулярного сцепления, возникающих в процессе сильного местного нагрева материала деталей до расплавленного или пластичного состояния. В последнем случае часто используют дополнительно сжимающие силы. С помощью сварки создают конструкции сложной формы и больших размеров, конкурирующие с литыми изделиями.

Способы сварки получили название по виду используемого источника энергии: газовая, электродуговая, электронно-лучевая, сварка ультразвуком, лазерным лучом и др. Кроме того, различают вид защиты от окисления материала, степень механизации сварки, вид электрода и дуги и т. п.

Достоинствами сварных соединений являются герметичность, технологичность и невысокая стоимость. Недостатки — коробление деталей, изменение структуры металла вблизи сварных швов, невысокая прочность при переменных и ударных нагрузках.

В зависимости от взаимного расположения деталей соединения дуговой и газовой сваркой подразделяют на стыковые, нахлесточные, тавровые и угловые.

Стыковые соединения. На рис. 2.2 показаны различные варианты стыковых швов. Эти швы наиболее прочные и надежные, их применяют для соединения элементов как одинаковой, так и разной толщины.

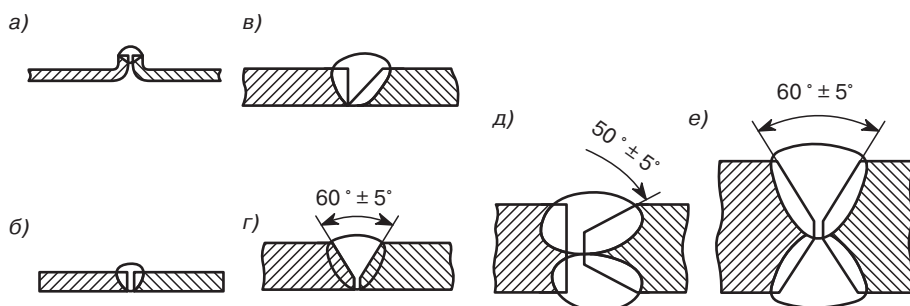


Рис. 2.2. Стыковые швы: а — для тонколистовых материалов с обработкой кромок; б — односторонний без скоса кромок; в — односторонний со скосом одной кромки; г — односторонний со скосом двух кромок; д — двухсторонний с двумя симметричными скосами одной кромки; е — двухсторонний с двумя симметричными скосами двух кромок

Нахлесточные соединения. Эти соединения выполняют *угловыми швами*, которые могут иметь разную форму сечения: *нормальные* (их профиль представляет собой равнобедренный треугольник); *вогнутые*; *выпуклые*; *специальные*. Нахлесточные соединения угловыми швами представлены на рис. 2.3.

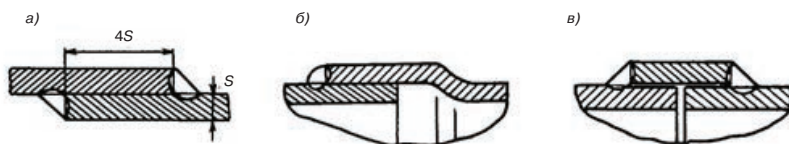


Рис. 2.3. Нахлесточные соединения угловыми швами: а — нахлесточное соединение листов; б — нахлесточное соединение труб; в — нахлесточное соединение труб муфтой

В зависимости от расположения угловые швы бывают: *лобовые*, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки F ; *фланговые*, расположенные параллельно линии действия нагрузки F ; *комбинированные*, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 2.4, а).

Основными геометрическими характеристиками углового шва являются катет k и высота шва h ; для нормального шва $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ (рис. 2.4, б). По условиям технологии минимальную величину k принимают равной 3 мм, если толщина листа $s \geq 3$ мм. В большинстве случаев $k \approx s$.

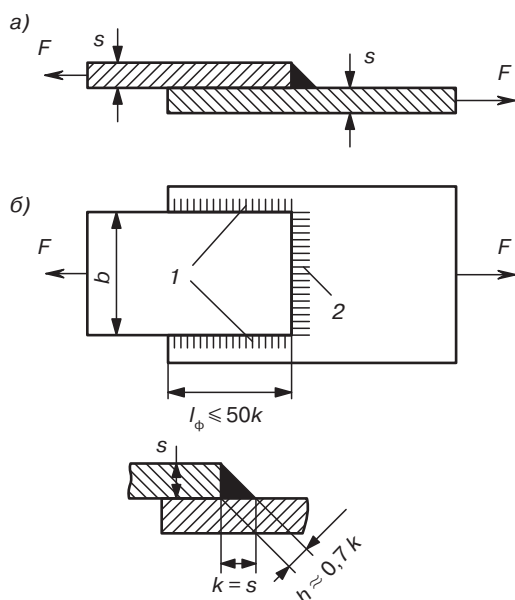


Рис. 2.4 Сварное соединение внахлестку: а — комбинированный сварной шов (1 — фланговые, 2 — лобовой); б — угловой шов

Тавровые соединения. Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может выполняться угловыми (рис. 2.5, а) или стыковыми (рис. 2.5, б) швами.

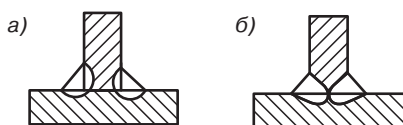


Рис.2.5. Тавровые соединения: а — угловыми швами без разделки кромок; б — стыковыми швами с разделкой кромок

Угловые соединения (рис. 2.6) при сварке листов используют в основном для несиловых конструкций из отдельных полос.

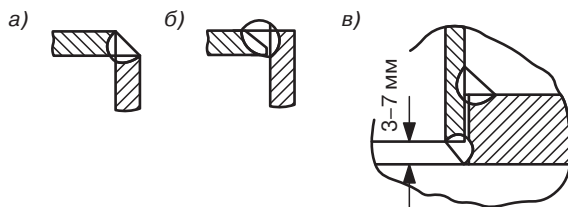


Рис. 2.6. Угловые соединения: а — угловое соединение листов без разделки кромок; б — угловое соединение листов с разделкой одной кромки; в — угловое соединение труб с фланцами

Основным критерием работоспособности сварных швов при статических нагрузках является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению.

Расчет швов стыковых соединений производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают введением коэффициента сварного шва $\phi (\phi \leq 1)$. Например, при расчете на растяжение силой F полосы, сваренной встык (рис. 2.7).

$$\sigma = F/A = F/l_{\text{ш}} \delta \leq \phi[\sigma], \quad (2.15)$$

где $l_{\text{ш}}$ — длина сварного шва, δ — толщина свариваемых деталей.

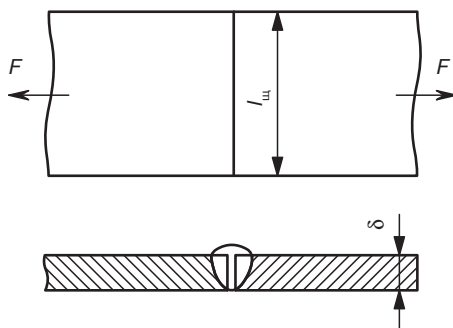


Рис. 2.7. К расчету стыкового шва

Расчет угловых швов (см. рис. 2.4) производят на срез по опасному сечению. При качественном выполнении угловых швов их разрушение происходит по биссектрисе прямого угла.

Несмотря на различные условия нагружения лобовых и фланговых швов под действием силы F (рис. 2.4, а), их расчет на прочность унифицирован.

$$\tau = P/l0,7k \leq [\tau]', \quad (2.16)$$

где l — общая длина сварного шва ($l = 2l_{\phi} + b$); $[\tau]'$ — допускаемое напряжение на срез для сварных соединений $[\tau]' = 0,6[\sigma]$.

Во фланговых швах нагрузка по длине шва распространяется неравномерно (по концам шва увеличивается), поэтому длину фланговых швов стараются ограничить $l_{\phi} \leq 50k$.

2.4. Подшипники скольжения

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины или

аппарата. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность оборудования.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают:

- радиальные — воспринимают радиальную нагрузку, перпендикулярную оси цапфы;
- упорные — воспринимают осевую нагрузку (подпятники — преимущественно вертикальную);
- радиально-упорные и упорно-радиальные — воспринимают радиальную и осевую нагрузку.

В зависимости от вида трения подшипники делятся на подшипники скольжения и подшипники качения.

Конструкции подшипников скольжения разнообразны и определяются назначением оборудования. Подшипники скольжения бывают неразъемные и разъемные.

Неразъемные подшипники могут быть выполнены за одно целое со станиной или в виде втулки 1, установленной в корпус подшипника 2 (рис. 2.8). Во внутренней полости вкладышей делают канавку 3, в которую через отверстие 4 подводят смазочный материал.

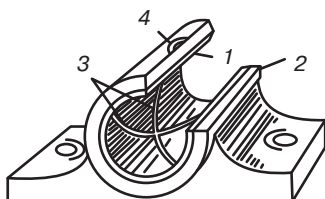


Рис. 2.8. Неразъемный подшипник скольжения

Разъемный подшипник (рис. 2.9) отличается от неразъемного тем, что в нем втулка заменена вкладышами 2 и 3. Корпус подшипника разъемный и состоит из собственно корпуса 1 и крышки 4, соединенных болтами или шпильками 5.

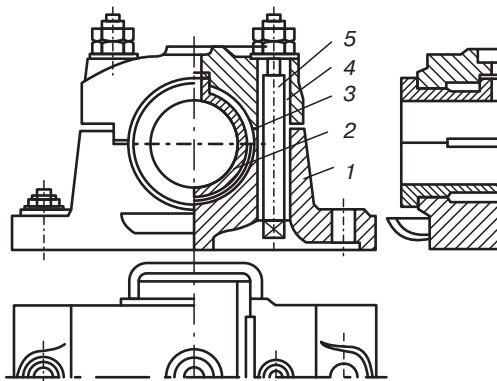


Рис. 2.9. Разъемный подшипник скольжения

Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостного трения, когда постоянного разделения контактирующих поверхностей слоем масла нет. Поэтому коэффициент трения зависит не только от качества масла, но и от материалов трущихся поверхностей и меняется от 0,008 до 0,1.

Основным элементом подшипника является вкладыш. Вкладыши изготавливают из антифрикционных материалов.

Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным износом вкладышей и цапф, заеданием, а также довольно редко — усталостным выкрашиванием. Абразивный износ возникает вследствие попаданий абразивных частиц со смазкой и неизбежного полусухого трения при пуске и останове. Заедание возникает при перегреве подшипника из-за недостаточной смазки вследствие трения вкладышей и цапфы. При установившемся режиме работы температура подшипника не должна превышать 60–75 °С.

Бронзовые вкладыши широко используют при средних скоростях (5–10 м/с) и больших нагрузках (до 12 МПа). Хорошими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы (БрОФ 10-1, БрОЦС 6-6-3 и др.). Алюминиевые (БрАЖ 9-4 и др.) и свинцовые (БрС 30) бронзы вызывают повышенный износ цапф, поэтому применяют их в паре с закаленными цапфами. Свинцовые бронзы используют при знакопеременных ударных нагрузках.

Одним из лучших антифрикционных материалов для подшипников скольжения является баббит, но он имеет невысокую прочность и температуру плавления и дорого стоит. Поэтому баббит заливают лишь тонким слоем на рабочую поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша. Лучшими являются высокооловянные баббиты Б89, Б83.

Чугунные вкладыши без заливки применяют в малоответственных тихоходных механизмах ($v \leq 5$ м/с). Наибольшее распространение получили антифрикционные чугуны АСЧ-1 и др. Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью этих материалов является большая пористость, которая используется для предварительного насыщения горячим маслом. Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без смазки. Их применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода жидкой смазки.

Достоинства подшипников скольжения:

- довольно большая долговечность при жидкостном трении рабочих поверхностей;
- надежность работы в высокоскоростных приводах;
- способность воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки;
- бесшумность работы; сравнительно малые радиальные размеры;
- возможность ремонта без демонтажа муфт, шкивов и т. п.;
- простота конструкции для тихоходных машин.

Недостатки подшипников скольжения:

- необходимость постоянного надзора в процессе эксплуатации из-за высоких требований к смазке и опасности перегрева;
- сравнительно большие осевые размеры;

- значительные потери на трение в период пуска;
- большой расход смазки;
- необходимость применения дорогих дефицитных цветных металлов.

Область применения подшипников скольжения в полимерном машиностроении:

- быстроходные валы, где долговечность подшипников качения недостаточна (турбины, ультрацентрифуги);
- опоры, подверженные значительным ударным нагрузкам (дробилки, мельницы);
- опоры, требующие разъемных подшипников (коленчатый вал двигателей внутреннего сгорания, паровых машин и поршневых компрессоров);
- опоры, требующие малых радиальных размеров (контрольно-измерительные приборы);
- работа в особых условиях, где подшипники качения непригодны (в воде, агрессивных средах, без смазки);
- вспомогательные тихоходные неответственные механизмы.

Основным критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость — сопротивление изнашиванию и заеданию. В условиях полужидкостного трения проверяют два показателя — среднее давление p и произведение $p\upsilon$, так как эта величина пропорциональна работе сил трения

$$p = F_r/dl \leq [p]; \quad (2.17)$$

$$p\upsilon \leq [p\upsilon], \quad (2.18)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы; l — длина вкладыша ($l = (0,5-1,5)d$); υ — окружная скорость поверхности цапфы.

Значения $[p]$ и $[p\upsilon]$ зависят от материалов поверхностей трения. (Для стальной закаленной цапфы и вкладыша из баббита $[p] = 6-10$ МПа, $[p\upsilon] = 15-20$ МПа·м/с. Для других трущихся пар эти значения ниже.)

2.5. Подшипники качения

Подшипники качения состоят (рис. 2.10) из внутреннего 1 и наружного 3 колец, между дорожками качения которых в сепараторе 4 помещены тела качения 3 (шарики или ролики). В процессе работы одно из колец в большинстве случаев неподвижно.

Большое влияние на работоспособность подшипника оказывает качество сепаратора, удерживающего и направляющего тела качения. Сепаратор значительно уменьшает потери на трение, так как является свободно плавающим и вращающимся элементом. Большинство сепараторов штампуют из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях (более 10–15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюралюминия или пластмасс.

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются промышленностью в большом диапазоне типоразмеров с наружным диаметром от 1,5 до 2600 мм и массой от 0,5 г до 3,5 т.

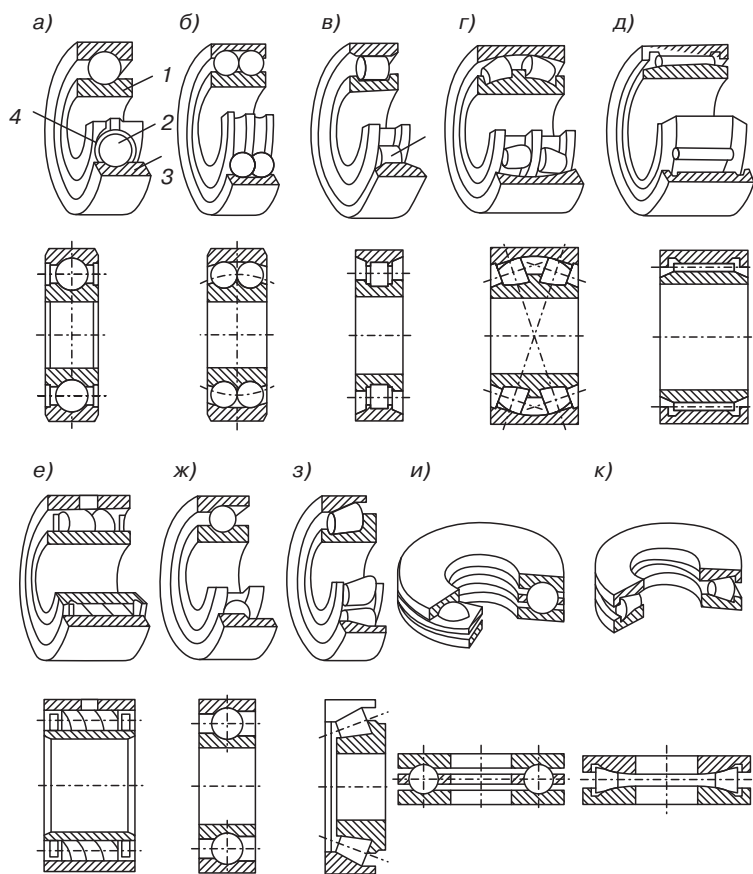


Рис. 2.10. Основные конструкции подшипников качения: а — шариковый однорядный радиальный; б — шариковый двухрядный радиальный; в — роликовый однорядный радиальный с цилиндрическими роликами; г — роликовый двухрядный радиальный с бочкообразными роликами; д — роликовый радиальный с игольчатыми роликами; е — роликовый радиальный с витыми роликами; ж — шариковый радиально-упорный; з — роликовый радиально-упорный конический с коническими роликами; и — шариковый упорный; к — роликовый упорный с коническими роликами

Достоинства подшипников качения:

- сравнительно малая стоимость вследствие массового производства;
- малые потери на трение и незначительный нагрев;
- высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машины или аппарата;
- малый расход смазки;
- простота обслуживания;
- малые осевые размеры (кроме игольчатых подшипников);
- значительно меньший расход цветных металлов;
- более высокая прочность по сравнению с подшипниками скольжения.

Недостатки подшипников качения:

- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большей жесткости конструкции подшипника;
- ограниченная долговечность из-за высоких контактных напряжений;
- ограниченная быстроходность из-за больших инерционных нагрузок;
- сравнительно большие радиальные размеры;
- шум при больших скоростях;
- высокая стоимость крупногабаритных подшипников.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

- по форме тел качения — шариковые и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими, игольчатыми и коническими роликами;
- по направлению воспринимаемой нагрузки — радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные;
- по числу рядов тел качения — однорядные и многорядные;
- по способности самоустанавливаться — несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические);
- по габаритным размерам — на серии.

Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения. В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые.

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

Для подшипников с диаметрами посадочных отверстий на вал от 10 мм и выше применяется следующий принцип маркировки.

| | | | | |
|----------------|------------------------------|-------------------|--------------------|----------------------|
| Серия ширин | Конструктивное исполнение | Тип подшипника | Серия диаметров | Диаметр отверстия |
|----------------|------------------------------|-------------------|--------------------|----------------------|

Анализ маркировки подшипника удобнее производить справа налево.

Первая позиция справа состоит из двух знаков, несущих информацию о посадочном диаметре подшипника на вал. Посадочные диаметры в интервале от 10 до 20 мм стандартизованы через 2–3 мм, в интервале 20–110 мм — через 5 мм, в интервале 110–200 мм — через 10 мм, а в интервале 200–500 мм — через 20 мм и т. д. Для подшипников с посадочными диаметрами от 20 мм и выше значение посадочного диаметра делится на пять и полученное число проставляется на первой позиции. Например, подшипник с маркировкой 12 имеет внутренний диаметр $12 \cdot 5 = 60$ мм. Если посадочный диаметр меньше 50 мм, то перед значащей цифрой, полученной после деления диаметра на пять, обязательно проставляется цифра ноль. Для интервала посадочных диаметров от 10 до 20 мм, стандартом предусмотрены следующие обозначения диаметров: диаметр 10 мм — обозначение 00, диаметр 12 мм — обозначение 01, диаметр 15 мм — обозначение 02, диаметр 17 мм — обозначение 03.

Вторая справа позиция «серия диаметров» может принимать следующие значения: 0, 8, 9, 1, 7, 2, 3, 4, 5. Цифры в этом ряду расположены в направлении увеличения наружного диаметра подшипника, при одном и том же посадочном диаметре. Наиболее употребляемые серии диаметров подшипников 2, 3 и 4; традиционно называются легкой, средней и тяжелой сериями.

Третья позиция маркировки «тип подшипника». Существует 10 типов подшипников качения: 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 (рис. 2.11).

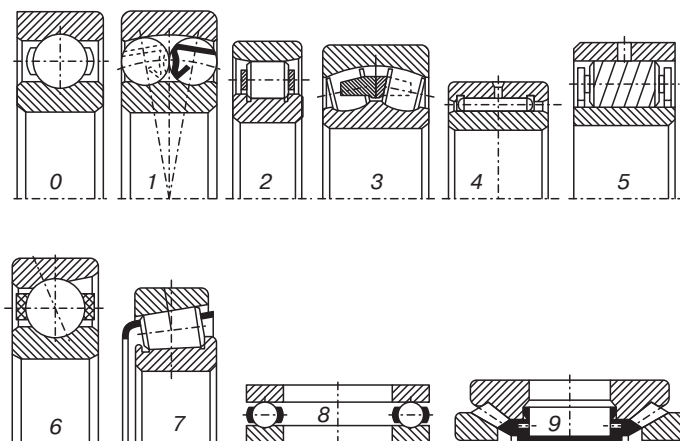


Рис. 2.11. Типы подшипников качения

Тип 0 — подшипник шариковый радиальный однорядный (цифра ноль в маркировке условно не проставляется). Подшипник такого типа предназначен для восприятия радиальных сил, но допускает и небольшие осевые нагрузки. Имеет небольшую осевую игру, т. е. возможность относительного осевого смещения колец в пределах долей миллиметра; поэтому строгой осевой фиксации вала не гарантирует. Может работать при взаимном перекосе осей колец до $0,1^\circ$. Так как контакт шариков и дорожек колец точечный, то грузоподъемность таких подшипников невелика.

Тип 1 — подшипник шариковый радиальный двухрядный сферический самоустанавливающийся. Обеспечивает работоспособность при перекосе колец до 2–4 градусов, в зависимости от размеров. Может воспринимать небольшую осевую нагрузку и позволяет фиксировать вал в осевом направлении.

Тип 2 — подшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами. Предназначен для восприятия только радиальных нагрузок, значительно больших, чем подшипник типа ноль; при действии осевых сил возможно относительное осевое смещение колец. Позволяет обеспечить свободу осевого движения вала. Допускает эксплуатацию с перекосом осей колец порядка $0,05^\circ$.

Конструктивные модификации с буртиками на обоих кольцах, ограничивающими осевое смещение тел качения, позволяют организовывать опоры с осевой фиксацией.

Тип 3 — подшипник роликовый радиальный сферический выполняется с бочкообразными роликами, что позволяет воспринимать очень большие радиальные

нагрузки с одновременным перекосом осей колец до $2,5^\circ$. Может воспринимать небольшие осевые нагрузки.

Тип 4 — подшипник игольчатый. Он предназначен для восприятия только радиальных нагрузок. Имеет минимальный радиальный размер, выпускается в модификациях с сепаратором без колец, роль которых выполняют детали узла, или с одним из колец, но без сепаратора.

Тип 5 — подшипник роликовый с витыми роликами. Является аналогом подшипника типа 2, но за счет применения роликов с винтовыми канавками обладает способностью демпфировать ударные нагрузки.

Тип 6 — подшипник шариковый однорядный радиально-упорный, глубина канавок в кольцах с одной из сторон несколько больше, чем у подшипника типа 0. Это позволяет воспринимать несколько большие осевые, а также радиальные нагрузки и обеспечивать осевую фиксацию вала.

Тип 7 — роликовый, радиально-упорный подшипник с коническими роликами. Предназначен для восприятия больших радиальных и осевых нагрузок. Осевые нагрузки допускаются только в направлении, прижимающем ролик к кольцам; обратное направление нагрузки недопустимо, так как вызывает саморазборку подшипника. Подшипник типа 7 обеспечивает осевую фиксацию вала, но не допускает значительных перекосов осей колец. Для обеспечения нормальных условий эксплуатации требует создания предварительного осевого натяга, т. е. осевой силы, зажимающей ролики между кольцами.

Тип 8 — упорный однорядный шариковый подшипник (подпятник). Предназначен для восприятия только осевых сил; весьма чувствителен к перекосам осей колец и радиальным нагрузкам. Отсутствие радиальной фиксации сепаратора и тел качения создает ограничение по предельной частоте вращения.

Тип 9 — упорный роликовый подшипник с коническими роликами. Предназначен для восприятия осевых нагрузок больших, чем у типа 8.

Четвертая позиция классификации «конструктивное исполнение», обозначаемое цифрами от 00 до 99. Конструктивное исполнение обозначает наличие у подшипников основных типов дополнительных, конструктивных особенностей: защитных шайб для защиты от загрязнений, установочных буртов или проточек и т. д.

Пятая позиция классификации «серия ширин» подшипников, определяемая рядом 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6. Перечень серий ширин или высот указан в порядке увеличения размера ширины или высоты.

Нестандартные подшипники по внутреннему диаметру или ширине (высоте) имеют обозначение серии диаметра 6, 7 или 8. Серия ширин (высот) при этом не указывается.

Кроме рассмотренных позиций классификации существуют еще дополнительные сведения о подшипнике, такие как класс точности, группа радиального зазора, момент трения и категория подшипника.

Основными причинами потери работоспособности подшипников качения являются:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец в виде раковин или отслаивания (шелушения) вследствие

циклического контактного нагружения (обычно наблюдается после длительной работы и сопровождается стуком и вибрациями);

- пластические деформации на дорожках качения (вмятины) вследствие действия ударных нагрузок или больших статических нагрузок без вращения;
- задиры рабочих поверхностей качения по причине недостаточной смазки или слишком малых зазоров из-за неправильного монтажа;
- абразивный износ вследствие плохой защиты от попадания пыли и абразивных частиц (песка и т. п.);
- разрушение сепараторов от действия центробежных сил (этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников);
- раскалывание колец и тел вращения из-за перекосов при монтаже и при больших динамических нагрузках.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

При проектировании машин и аппаратов подшипники качения подбирают по таблицам каталогов по условным формулам. Методика подбора подшипников стандартизована.

Выбор типа подшипника зависит от его назначения, направления и величины нагрузки, угловой скорости, режима работы, стоимости подшипника и особенностей монтажа.

При выборе типа подшипника рекомендуется вначале рассмотреть возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников как наиболее дешевых и простых в эксплуатации. Выбор других типов должен быть строго обоснован.

Для малых нагрузок и больших скоростей вращения принимают шариковые подшипники легкой серии. Подшипники более тяжелых серий обладают большей грузоподъемностью, но меньшей быстроходностью.

При ударных или переменных нагрузках с большой кратковременной пиковой нагрузкой предпочтительны двухрядные роликовые подшипники.

2.6. Муфты

В современном полимерном машиностроении большинство машин состоит из сборочных единиц (узлов) и механизмов. Для обеспечения кинематической связи валы узлов соединяют муфтами.

Муфтой называется устройство для соединения концов валов. Передача крутящего момента — не единственное назначение муфт. Муфты используют:

- для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе;
- предохранения машины от перегрузки;

- компенсации вредного влияния несоосности валов, связанной с неточностью изготовления и монтажа;
- уменьшения динамических нагрузок;
- удобства монтажа;
- повышения техники безопасности и т. п.

Муфты классифицируют на следующие группы.

По принципу действия:

- постоянные муфты, осуществляющие постоянное соединение валов между собой;
- сцепные муфты, допускающие во время работы сцепление и расцепление валов при помощи системы управления;
- самоуправляемые муфты, автоматически разъединяющие валы при изменении заданного режима работы машины.

По характеру работы:

- жесткие муфты, передающие вместе с вращающим моментом вибрации, толчки и удары;
- упругие муфты, амортизирующие вибрации, толчки и удары при передаче вращающего момента благодаря наличию упругих элементов;
- компенсирующие муфты, которые компенсируют радиальные, осевые, угловые или комбинированные смещения.

Основная характеристика муфт — передаваемый вращающий момент M_z . Муфты подбирают согласно стандартам по диаметрам соединяемых валов и расчетному моменту

$$M_p = KM_z, \quad (2.19)$$

где K — коэффициент режима работы.

Для приводов от электродвигателей принимают следующие значения K :

- при спокойной нагрузке с пусковыми и кратковременными перегрузками (до 120% номинальной) — 1,25–1,50;
- с умеренными колебаниями (до 150% номинальной) — 1,5–1,8.

Муфты каждого размера выполняют для некоторого диапазона диаметров вала, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте по причине разных материалов и различных изгибающих моментов.

Ниже рассмотрены наиболее распространенные виды муфт.

Втулочная муфта является простейшей из жестких муфт. Она представляет собой втулку 3, посаженную с помощью шпонок (рис. 2.12, а), штифтов (рис. 2.12, б) или шлицев на выходные концы валов 1 и 2. Применяется для передачи небольших вращающих моментов. Имеет простую конструкцию, малые габариты и низкую стоимость. Недостатком муфты является то, что монтаж и демонтаж связаны с осевым смещением валов или муфты вдоль вала.

Материал втулки — сталь 45.

Прочность втулки проверяют по основному уравнению прочности на кручение

$$\tau = M_p D / 0,2(D^4 - d^4) \leq [\tau]_K, \quad (2.20)$$

где d и D — размеры муфты (см. рис. 2.12, а), $[\tau]_к$ — допускаемое напряжение на кручение (для стали 45 $[\tau]_к = 22\text{--}25$ МПа).

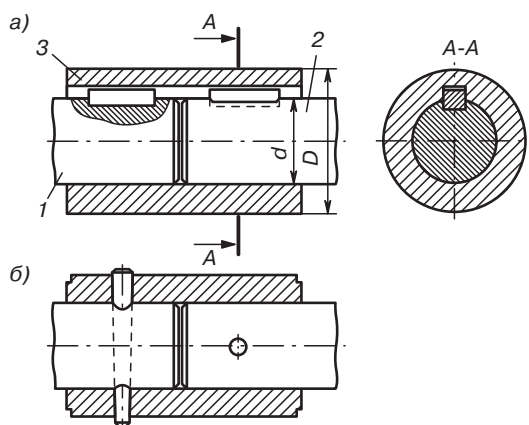


Рис. 2.12. Втулочная муфта

Фланцевая муфта состоит из вала с фланцем 1 (рис. 2.13), стянутым болтами 2 с полумуфтой 5. Половина болтов установлена с зазором, а другая — без зазора. Для центрирования на полумуфте 5 сделан выступ, а на фланце 1 — впадина. Полумуфта скреплена с валом 7 с помощью круглой гайки 3, стопорной многолапчатой шайбы 4 и шпонки 6.

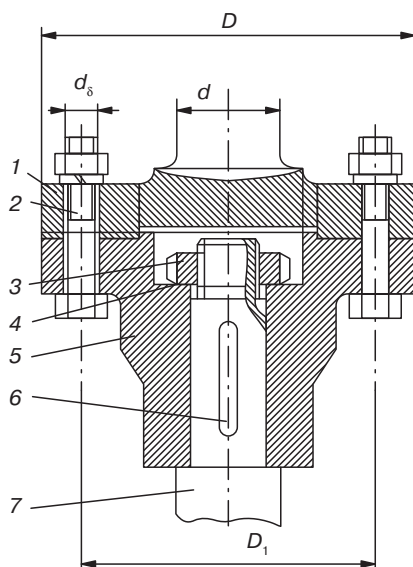


Рис. 2.13. Фланцевая муфта

Фланцевые муфты могут передавать большие вращающие моменты. Достоинство этих муфт — простота конструкции и легкость монтажа.

Материал полумуфт — сталь 40 или 45, допускается применять также чугун СЧ 21-40.

Рассчитываются на прочность болты, поставленные без зазора. Усилие, действующее на болт, определяют по формуле

$$P = 2M_p / zD_1, \quad (2.21)$$

где z — число болтов, поставленных без зазора; D_1 — диаметр центральной окружности расположения болтов.

Условие прочности болта на срез

$$\tau = 4P / \pi d_6^2 \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (2.22)$$

где d_6 — диаметр болта; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез для материала болта.

$$[\tau]_{\text{ср}} = (0,2-0,3)\sigma_r. \quad (2.23)$$

Кулачково-дисковая муфта применяется для соединения тихоходных валов (до 250 об/мин). Кулачково-дисковая муфта (рис. 2.14) состоит из двух полумуфт 1 и 2 с диаметрными пазми на торцах и промежуточного плавающего диска 3 (рис. 2.14, а) со взаимно перпендикулярными выступами. В собранной муфте выступы диска располагаются в пазах полумуфт (рис. 2.14, б). Трущиеся поверхности периодически смазываются. Допустимые радиальные смещения валов — до $0,04d$, угловое смещение — $30'$. Недостаток этих муфт — повышенная чувствительность к перекосам валов. Эти муфты предназначены, главным образом, для компенсации относительного параллельного смещения осей валов.

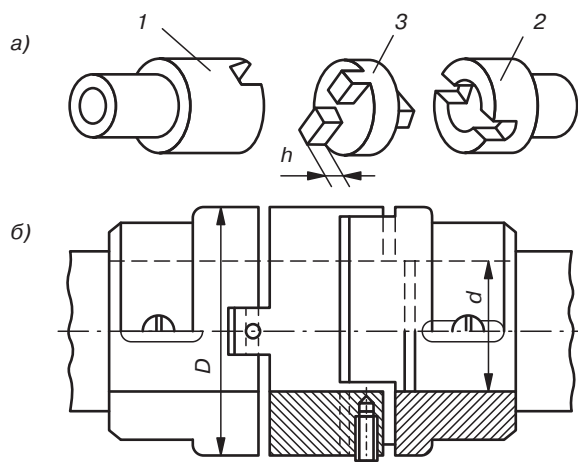


Рис. 2.14. Кулачково-дисковая муфта

Материал полумуфт и дисков — сталь 45Л.

Проверочный расчет на прочность (износостойкость) кулачково-дисковых муфт производят по формуле

$$p = 12M_p / (2D + d)(D - d)h \leq [p], \quad (2.24)$$

где p — максимальное давление, возникающее на рабочей поверхности сопряженных деталей муфты; D, d, h — размеры полумуфты; $[p]$ — допускаемое давление (для муфт с закаленными поверхностями трения $[p] = 15\text{--}30$ МПа).

Зубчатая муфта (рис. 2.15) состоит из четырех основных деталей: двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и двух обоев 3 и 4 с внутренними зубьями. Обоймы муфты соединены болтами 5, поставленными в отверстия без зазора. Через отверстие 6 заливается масло. Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов.

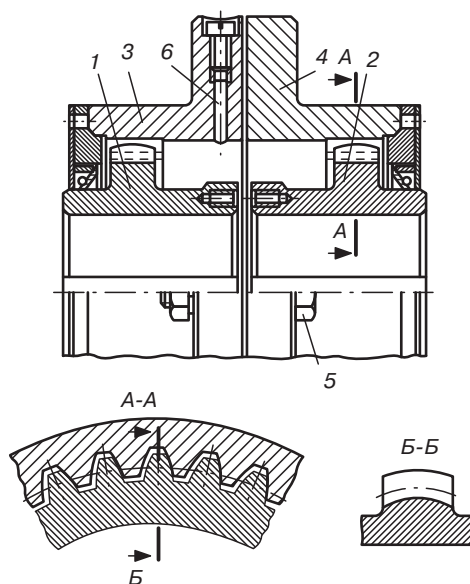


Рис. 2.15. Зубчатая муфта

Зубчатые муфты широко применяют для соединения горизонтальных тяжело-нагруженных валов, поставленными в отверстия без зазора, при окружных скоростях до 25 м/с и в приводах химических аппаратов.

Втулки и обоймы изготавливают из стали 40 или 45Л.

Проверочный расчет зубчатых муфт не производят.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) по конструкции аналогична фланцевой муфте. Она состоит из ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт (рис. 2.16). В ведущей полумуфте в конических отверстиях закреплены гайками 5 соединительные пальцы 3 с надетыми гофрированными резиновыми втулками 4.

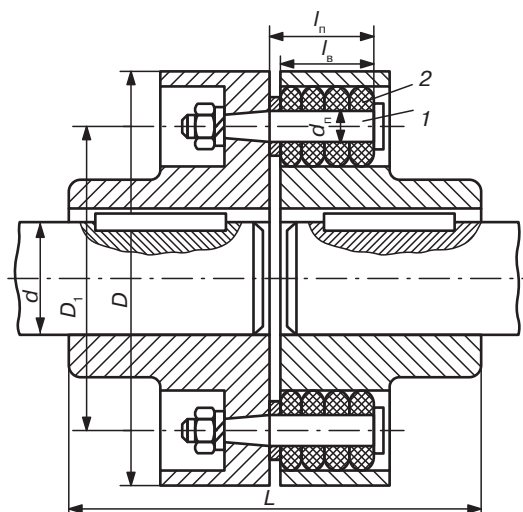


Рис. 2.16. Упругая втулочно-пальцевая муфта

Резиновые втулки позволяют компенсировать незначительные осевые и угловые смещения валов. Упругие втулочно-пальцевые муфты обладают хорошей эластичностью, высокой демпфирующей и электроизоляционной способностью, просты в изготовлении, надежны в работе.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью, компенсируя незначительные смещения валов. Радиальное и угловое смещения валов снижают долговечность резиновых втулок, нагружая валы дополнительной изгибающей силой.

Материал полумуфт — чугун СЧ 21-40, сталь 35 или 35Л. Материал пальцев — сталь 45.

Для упругих втулочно-пальцевых муфт проводят проверочный расчет пальцев на изгиб, а втулок — на смятие:

$$\sigma = M_p l_{п'} / 0,1 d_{п}^3 D_1 z \leq [\sigma]_{п}; \quad (2.25)$$

$$\sigma_{см} = 2M_p / d l_{п\ B} D_1 z \leq [\sigma]_{см\ B}, \quad (2.26)$$

где $d_{п}$, $l_{п'}$, $l_{п\ B}$, D_1 — размеры пальца, втулки и полумуфты; z — число пальцев; $[\sigma]_{п}$ — допускаемое напряжение на изгиб (для пальцев из стали 45 $[\sigma]_{п} = 80-90$ МПа); $[\sigma]_{см\ B}$ — допускаемое напряжение на смятие для втулки (для резины $[\sigma]_{см} = 2$ МПа).

Сцепные муфты иногда называют управляемыми. По принципу работы различают кулачковые и фрикционные муфты. Кулачковая муфта (рис. 2.17) состоит из двух полумуфт 1 и 2, имеющих кулачки на торцевых поверхностях. При включении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление. Для переключения муфты одна полумуфта передвигается вдоль вала по направляющей шпонке или по шлицам.

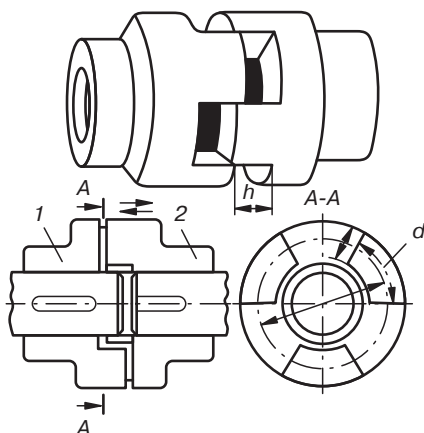


Рис. 2.17. Кулачковая муфта

Достоинства кулачковых муфт — простота конструкции и малые габаритные размеры; недостаток — невозможность включения на быстром ходу. (Выключение муфты возможно при любых скоростях.)

Материал кулачковых полу муфт — сталь 20Х или 20ХН.

Размеры кулачковых муфт принимают в зависимости от конструкции. Кулачки проверяют по расчету на износостойкость по давлению на рабочих поверхностях и на прочность по напряжению изгиба у основания кулачка:

$$p = 2M_p / 0,75bhD_1 z \leq [p]; \quad (2.27)$$

$$\sigma = 12M_p / 0,75a^2bD_1 z \leq [\sigma], \quad (2.28)$$

где a, b, h, D_1 — размеры муфты; z — число кулачков; $[p]$ — допускаемое давление (для закаленных кулачков $[p] = 25\text{--}35$ МПа); $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на изгиб для кулачков ($[\sigma] = 25\text{--}35$ МПа).

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях. По конструкции фрикционные муфты делятся: на дисковые (многодисковые), конусные, цилиндрические. Наибольшее распространение получили дисковые муфты (рис. 2.18).

Передача вращающего момента осуществляется силами трения между трущимися поверхностями деталей муфты. В начале включения за счет проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, с постепенным нарастанием передаваемого вращающего момента по мере увеличения нажимной силы F . При установившемся движении проскальзывание отсутствует, муфта замыкается, и оба вала вращаются с одной и той же угловой скоростью. В момент перегрузок фрикционные муфты пробуксовывают, предохраняя машину от поломок. В результате проскальзывания достигается включение и предохранение машин от поломок.

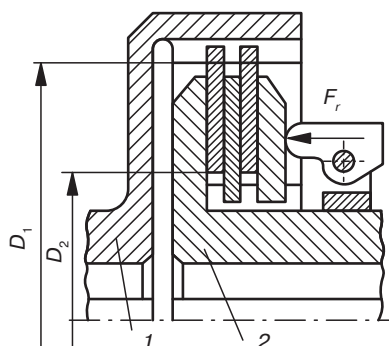


Рис. 2.18. Фрикционная муфта

Фрикционные муфты работают без смазочного материала (сухие муфты) и со смазочным материалом (масляные муфты). Последние применяют в ответственных конструкциях машин при передаче больших моментов. Смазывание уменьшает изнашивание рабочих поверхностей, но усложняет конструкцию муфты. Материал для фрикционных муфт — конструкционные стали, чугун СЧ 30. Фрикционные материалы (прессованную асбестопроволочную ткань — ферродо, порошковые материалы и т. д.) применяют в виде накладок.

Расчет сцепных многодисковых муфт производят на отсутствие проскальзывания полумуфт (дисков) и на износостойкость рабочих поверхностей. Для передачи вращающего момента (рис. 2.18) от полумуфты 1 полумуфте 2 без относительного проскальзывания дисков момент сил трения должен быть не меньше вращающего момента, создаваемого на ведущем валу:

$$M_f \cong F_r D_m z f / 2 \geq M_p, \quad (2.29)$$

где M_f — момент сил трения; M_p — вращающий момент на ведущем валу; F_r — сила прижатия дисков; $D_m = (D_1 + D_2)/2$ — средний диаметр поверхности трения дисков; f — коэффициент трения; z — число пар трущихся поверхностей; $z = n - 1$; n — число дисков.

Давление на трущихся поверхностях:

$$p = 4F_r / \pi(D_1^2 - D_2^2) \leq [p], \quad (2.30)$$

где $[p]$ — допускаемое давление (при трении при наличии смазки закаленной стали по закаленной стали $[p] = 0,6 - 0,8$ МПа; $f = 0,06$).

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины. Самоуправляемые муфты бывают: по направлению вращения — муфты свободного хода, по угловой скорости — центробежные, по моменту — предохранительные.

Предохранительные муфты допускают ограничение передаваемого вращающего момента, что предохраняет машины от поломок при перегрузках. Муфты ставят как

можно ближе к месту возникновения перегрузки; они могут работать только при строгой соосности валов.

По принципу работы предохранительные муфты делятся на пружинно-кулачковые, фрикционные муфты (рис. 2.19) и с разрушающимся элементом.

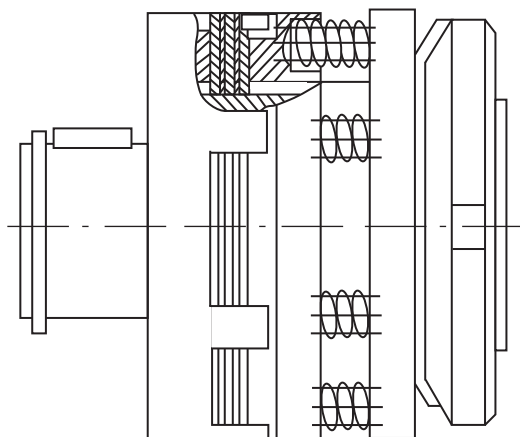


Рис. 2.19. Предохранительная фрикционная муфта

Во избежание случайных выключений эти муфты рассчитывают по предельному моменту

$$M_{\text{пред}} = 1,25M_p. \quad (2.31)$$

3. Прессовое оборудование

Примитивные прессы появились уже на заре человеческой цивилизации. Первым методом промышленного производства изделий из пластмасс было прессование, а первым оборудованием — прессы.

Прессование — это обработка того или иного материала давлением в целях придания ему требуемой формы. Характерной чертой этого процесса, в отличие, например, отковки металла или его штамповки, являются относительно низкие рабочие скорости движения рабочего инструмента.

В зависимости от технологической задачи прессование может производиться при комнатной температуре (холодное прессование), при повышенной температуре (прессование с нагревом) и при нагреве с последующим охлаждением.

В промышленности переработки пластмасс холодное прессование применяется, например, при таблетировании пресс-материалов и в технологии изготовления деталей методом спекания; прессование с нагревом используется при производстве изделий из термореактивных материалов, а прессование с нагревом и последующим охлаждением — при получении изделий из термопластов.

В процессе формования в пресс-форме происходит уплотнение исходного пресс-материала. При больших давлениях уплотнение может продолжаться до образования контактного тела, в котором частицы исходного материала сближены до такой степени, что между ними возникают силы межмолекулярного взаимодействия.

Изделия, полученные холодным прессованием, не имеют гладкой поверхности и блеска, в отличие от изделий, прессованных в горячем состоянии. Даже применение больших давлений не обеспечивает точного оформления сложных поверхностей прессованных конструкций. Поэтому методом холодного прессования изготавливают изделия простой геометрической формы, для которых внешний вид не имеет большого значения.

При холодном прессовании прочность готового изделия в конечном итоге определяется давлением прессования и свойствами самого материала, причем при очень высоких давлениях прочность прессованного изделия приближается к прочности монолитного (компактного) изделия.

Прочность и плотность полимерных изделий, полученных прессованием с нагревом, зависят от свойств наполнителя и связующего. В данном случае давление используется для обеспечения процесса заполнения формующего инструмента (пресс-формы) высоковязким расплавом термореактивного материала. Прессование с нагревом при производстве изделий из реактопластов сопровождается необратимым химическим процессом сшивки макромолекул и переводом материала в неплавкое и неразтворимое состояние.

Прессование с нагревом и последующим охлаждением позволяет перевести термопластичный полимер в вязкотекучее состояние, под давлением заполнить им формирующий инструмент, а затем, охлаждая пресс-форму, перевести полимер в твердое состояние. Сразу надо сказать о том, что переработка термопластов методом формования экономически невыгодна и применяется достаточно редко.

3.1. Классификация прессов для переработки пластмасс

Существует целый ряд классификационных признаков промышленных прессов, основным из которых является тип его привода. По этому признаку все прессы подразделяются на механические, гидромеханические и гидравлические.

Механические прессы (рис. 3.1) целесообразно использовать при производстве мелких изделий при коротких выдержках, больших скоростях и небольших усилиях прессования. При передаче больших усилий рабочие органы механических прессов становятся излишне громоздкими. В механических прессах могут быть использованы винтовые, коленно-рычажные, эксцентриковые, ротационные и другие механизмы. В промышленности переработки пластмасс прессы с механическим приводом используются в основном в машинах для таблетирования.

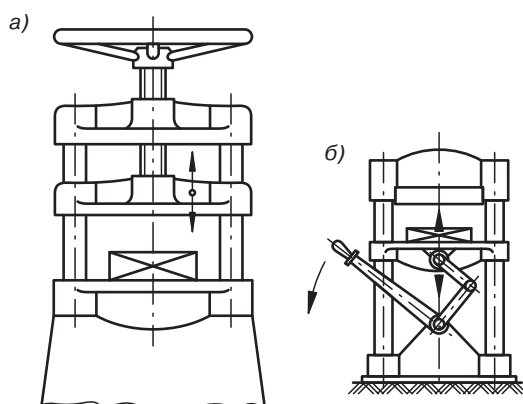


Рис. 3.1. Схемы механических прессов: а — винтового; б — коленно-рычажного

Гидромеханические прессы (рис. 3.2) позволяют за счет использования рычажного механизма получить в начале рабочего хода большую скорость и маленькое усилие на рабочей плите, а в конце рабочего хода — маленькую скорость при большом усилии. Подобное распределение скоростей и усилий прессования позволяет при постоянном расходе рабочей жидкости одного давления и простом управлении обеспечить высокую производительность и экономичность прессы. Гидромеханические прессы сложнее и дороже механических. В промышленности переработки пластмасс они встречаются достаточно редко. Правда, гидромеханические узлы смыкания форм достаточно широко используются в литьевых машинах.

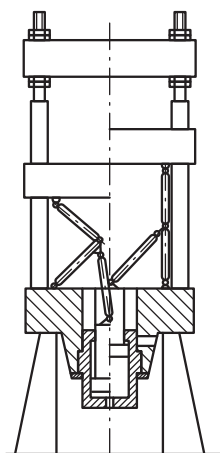


Рис. 3.2. Схема гидромеханического пресса

Гидравлические прессы имеют ряд преимуществ по сравнению с механическими и гидромеханическими. Они дают возможность определять и в широких пределах регулировать усилие прессования, скорость рабочего и холостого ходов, легко осуществлять и регулировать продолжительность выдержки под давлением. В этих прессах усилие прессования не зависит от хода подвижной плиты. В настоящее время гидравлические прессы являются наиболее распространенным видом прессового оборудования, используемого в промышленности переработки пластмасс.

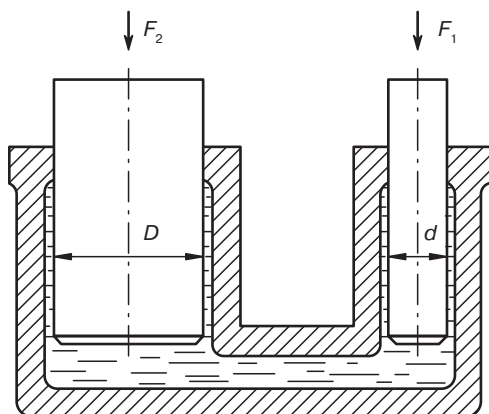


Рис. 3.3. Схема гидравлического пресса

Работа гидравлического пресса основана на законе Паскаля, согласно которому давление, действующее на жидкость, заключенную в замкнутом объеме, передается ею по всем направлениям. На рис. 3.3 показана схема, поясняющая принцип действия гидравлического пресса (для простоты восприятия будем считать, что на прессе

установлен насос плунжерного типа): два сообщающихся сосуда — цилиндр пресса и насос соединены трубопроводом. Сила F_1 , действующая на плунжер насоса диаметром d , создает в гидравлической системе давление

$$p = 4F_1/\pi d^2. \quad (3.1)$$

Давление передается во все стороны равномерно и усилие, действующее на плунжер пресса

$$F_2 = (\pi D^2/4)p \text{ или } F_1/F_2 = D^2/d^2. \quad (3.2)$$

Таким образом, усилие, создаваемое прессом, во столько раз больше усилия, приложенного к плунжеру насоса, во сколько раз площадь поперечного сечения плунжера пресса больше площади поперечного сечения плунжера насоса.

Принимая жидкость несжимаемой, и пренебрегая возможными утечками через уплотнения, можно исходя из постоянства объемов жидкости, перетекающей из насоса в пресс, определить соотношение ходов плунжеров

$$H = (d^2/D^2)h, \quad (3.3)$$

где H — ход плунжера пресса; h — ход плунжера насоса.

Гидравлические прессы можно классифицировать в зависимости от их устройства, системы управления, расположению рабочих гидроцилиндров и конструкции станины.

В зависимости от устройства прессы бывают:

- с одним или несколькими верхними рабочими цилиндрами — прессы с верхним давлением;
- с одним или несколькими нижними рабочими цилиндрами — прессы с нижним давлением;
- с верхним и нижним рабочими цилиндрами — прессы с двухсторонним давлением;
- с верхним и боковым рабочими цилиндрами — угловые прессы.

Наибольшее распространение при переработке пластмасс получили прессы с верхним давлением, снабженные вторым нижним гидроцилиндром, предназначенным для выталкивания отпрессованных изделий из формы.

Достоинством прессов с нижним давлением является простота конструкции и управления, их устойчивость, так как центр тяжести у них расположен достаточно низко, и небольшие габариты фундаментов. Эти прессы используются в том случае, если применяются съемные формы и необходимы большие усилия прессования. Возврат в рабочее положение нижней подвижной плиты в этих прессах чаще всего происходит под действием собственного веса.

В угловых прессах, как правило, верхний вертикальный цилиндр служит для прессования, а горизонтальный — для разъема пресс-формы. Обычно угловые прессы снабжаются еще третьим гидроцилиндром — выталкивающим, расположенным вертикально в нижней части пресса. Угловые прессы применяют для производства

изделий со сложными поднутрениями. Если отключить горизонтальный цилиндр, то угловой пресс может работать как обычный пресс с верхним давлением.

По типу управления прессы делятся на прессы с ручным управлением, прессы-полуавтоматы, прессы-автоматы.

Гидравлические прессы-автоматы в зависимости от количества операций, выполняемых за один цикл, подразделяют:

- на однооперационные — с питанием предварительно подогретыми таблетками;
- двухоперационные — для таблетирования и последующего прессования без подогрева таблеток, либо с подогревом полученных на другом оборудовании таблеток и прессованием изделий;
- трехоперационные — для таблетирования, нагрева таблеток током высокой частоты и прессования изделий;
- четырехпозиционные — для таблетирования, нагрева таблеток, прессования и механической обработки готовых изделий.

Если основные детали прессы (его стол и неподвижная верхняя плита) скреплены колоннами, то такой пресс называется колонным. Мелкие прессы бывают двух- и четырехколонными, а крупные — либо четырехколонными, либо многоколонными.

Если основные детали прессы соединены рамой, то такой пресс называется рамным. Бывают одно-, двух- и многостоечные рамные прессы. В последнее время большинство фирм выпускает рамные прессы. Только рамными бывают угловые и челюстные прессы.

Челюстные прессы находят применение в том случае, если для обеспечения нормальной работы пресс-формы необходим свободный доступ к ней с трех сторон.

По расположению станин прессы делятся на вертикальные и горизонтальные.

Различаются прессы и по конструкции главных рабочих цилиндров. Могут применяться цилиндры поршневого или плунжерного типа. В прессах верхнего давления предпочтение, из соображений техники безопасности, отдается цилиндрам плунжерного типа.

При использовании в прессах верхнего давления гидроцилиндров поршневого типа подъем подвижной плиты осуществляется за счет подачи рабочей жидкости в штоковую (реторную) полость главного гидроцилиндра. Сложнее обстоит дело, если используется цилиндр плунжерного типа. В этом случае должны быть предусмотрены специальные возвратные цилиндры. Существуют конструкции прессов с одним возвратным цилиндром, расположенным выше подвижной плиты, как правило, над рабочим цилиндром. Такие прессы принято классифицировать как прессы с верхним разъемом. Однако в настоящее время прессостроители предпочитают конструкции, в которых два (или более) возвратных цилиндра размещаются ниже подвижной плиты по бокам прессы. Такие прессы принято классифицировать как прессы с нижним разъемом.

По количеству плит прессы подразделяются на одно-, двух- и многоэтажные.

По количеству позиций формования и кинематической связи между формирующим инструментом и прессом можно выделить прессы одно- и многопозиционные, которые можно разделить на карусельные, ротационные и т. д.

3.2. Расчет гидравлических прессов

3.2.1. Усилия, развиваемые прессами

Номинальное усилие (F_n) гидравлического пресса любой конструкции с одним рабочим цилиндром определяется по формуле

$$F_n = p_n \pi D^2 / 4, \quad (3.4)$$

где p_n — номинальное (расчетное) давление рабочей жидкости; D — диаметр плунжера или поршня рабочего цилиндра.

В прессах российского производства номинальное давление рабочей жидкости обычно соответствует требованиям ГОСТ 6540 и выбирается из ряда: (0,63); (0,1); (1,6); 2,5; 6,3; 10,0; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0 МПа. В скобках указаны допустимые, но нежелательные величины номинальных давлений.

В прессах с несколькими рабочими цилиндрами номинальное усилие гидравлического пресса определяется как:

$$F_n = \sum_{i=1}^{i=n} F_{ni}, \quad (3.5)$$

где n — число рабочих цилиндров; F_{ni} — номинальное усилие i -го рабочего цилиндра.

Величина номинального усилия должна быть достаточной для преодоления полезного сопротивления, определяемого произведением qs_ϕ . В этом произведении q — удельное давление прессования, зависящее от природы пресс-материала, а s_ϕ — площадь проекции прессуемого изделия на плоскость плиты пресса.

В табл. 3.1 приведены величины удельных давлений прессования для ряда наиболее распространенных пресс-материалов. Достаточно большие пределы колебания этих величин для одного и того же пресс-материала объясняются зависимостью удельного давления прессования от конфигурации изделия и ряда других факторов.

Таблица 3.1. Удельные давления прессования, МПа

| Марка пресс-материала | 01-040-02 03-010-02 01-030-02 | Э-2-330-02 | У-4-080-02 | СП-1-342-02 | В-4-70 | Текстолит-крошка | Аминопласт | АГ-4В АГ-4С |
|-----------------------|-------------------------------------|------------|------------|-------------|--------|------------------|------------|----------------|
| Прямое прессование | 25–35 | 25–35 | 25–35 | 25–35 | 30–40 | 40–50 | 25–35 | 30–40 |
| Литьевое прессование | 40–80 | 40–90 | 50–80 | 60–80 | 50–80 | - | 50–80 | 70–120 |

Эффективное усилие пресса (F_s), то есть реальное усилие, воздействующее через пресс-инструмент на формуемый объект, для прессов с верхним расположением рабочего цилиндра (или рабочих цилиндров) определяют из зависимости:

$$F_3 = (np_n \cdot \pi D^2 / 4) + G - F_{тр} - F_v, \quad (3.6)$$

где n — число рабочих цилиндров, установленных на прессе; G — суммарный вес подвижных деталей пресса (плунжера или поршня каждого из рабочих цилиндров, подвижной плиты и верхней полуформы); $F_{тр} = F_{тр1} + F_{тр2}$; $F_{тр1}$ — сила трения, возникающая в уплотнениях гидроцилиндра(-ов); $F_{тр2}$ — сила трения, возникающая в направляющих подвижной плиты, для правильно отрегулированного пресса $F_{тр2} = (0,005 \div 0,01) F_n$; F_v — сила, необходимая для преодоления сил сопротивления, возникающих в возвратных цилиндрах (при плунжерной конструкции рабочего цилиндра) или в штоковой полости рабочего цилиндра поршневого типа. Для прессов с нижним расположением рабочего цилиндра (или рабочих цилиндров) зависимость (3.6) приобретает следующий вид:

$$F_3 = np_n \cdot \pi D^2 / 4 - G - F_{тр}. \quad (3.7)$$

В этом случае сила тяжести подвижных частей направлена в сторону, противоположную усилию, создаваемому рабочим цилиндром, а возвратные цилиндры на подобных прессах отсутствуют, так как возврат нижней подвижной плиты в исходное положение осуществляется за счет силы тяжести подвижных деталей пресса.

Угловые прессы, как правило, имеют верхний и боковой цилиндр, причем верхний цилиндр является прессующим, а боковой служит для замыкания формы. Поэтому эффективное усилие рассчитывается обычно только для верхнего цилиндра по уравнению (3.6).

Возвратные цилиндры предусматриваются в прессах с рабочими цилиндрами плунжерного типа

$$F_v = n(p_o \pi D_v^2 / 4 + F_{трв}), \quad (3.8)$$

где n — количество возвратных цилиндров, установленных на прессе; p_o — остаточное давление в возвратных цилиндрах во время хода вниз подвижной плиты и прессования изделия; D_v — диаметр плунжеров возвратных цилиндров; $F_{трв}$ — силы трения, возникающие в уплотнениях возвратных цилиндров.

Так как во время хода вниз подвижной плиты возвратные цилиндры обычно соединяются со сливной магистралью, то величина остаточного давления p_o определяется гидравлическим сопротивлением этой магистрали. В этом случае

$$p_o = (\gamma \xi v^2 / 2g) (S/s)^2, \quad (3.9)$$

где

$$\xi = \sum_{i=1}^{i=m} \varepsilon_i + \sum_{i=1}^{i=n} \lambda_i \frac{L_i}{d_i}; \quad (3.10)$$

g — ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); γ — удельный вес рабочей жидкости; v — скорость опускания верхней подвижной плиты; S и s — соответственно площадь поперечного сечения плунжера возвратного цилиндра и канала трубопровода; ξ — общий коэффициент потерь; ε — коэффициент потерь в местных сопротивлениях;

m — количество местных сопротивлений в сливной магистрали; λ_i — коэффициент потерь на i -м прямолинейном участке трубопровода; L_i — длина i -го прямолинейного участка трубопровода; d_i — диаметр i -го прямолинейного участка трубопровода; n — количество прямолинейных участков трубопровода.

Потери на трение в уплотнениях из кожаных и резиновых манжет рассчитываются по формуле

$$F_{\text{тр1}} = \pi D_1 h p_{\text{н}} f, \quad (3.11)$$

где h — высота соприкосновения манжет с плунжером; f — коэффициент трения скольжения между материалом манжет и плунжером (для красnodубной кожи $f = 0,006$; для хромовой кожи $f = 0,008$; для резины $f = 0,01-0,02$); D_1 — для цилиндров поршневого типа — диаметр штока поршня, а для цилиндров плунжерного типа — диаметр плунжера.

При использовании манжет, изготовленных из пластифицированного поливинилхлорида, потери на трение в уплотнениях определяются как

$$F_{\text{тр1}} = 0,6 \pi D_1 h f (q_{\text{к}} + p_{\text{н}}), \quad (3.12)$$

где f — коэффициент трения между материалом манжет и плунжером ($f = 0,35-0,45$); $q_{\text{к}}$ — контактное давление от предварительного натяга манжет ($q_{\text{к}} = 1-2$ МПа).

При малых давлениях (например, в возвратных цилиндрах во время их соединения со сливной магистралью), учитывая предварительную затяжку манжет, $q_{\text{к}} = 2-5$ МПа.

Потери на трение в набивочных уплотнениях могут быть рассчитаны по формуле

$$F_{\text{тр1}} = \pi D_1 k h, \quad (3.13)$$

где h — высота уплотнения; k — сила трения, приходящаяся на единицу площади трущейся поверхности набивки.

Величина k зависит от затяжки сальника и при давлении рабочей жидкости до 6,5 МПа составляет 0,04–0,13 МПа.

Усилие, необходимое для подъема подвижной плиты пресса верхнего давления, снабженного возвратными цилиндрами, можно определить по формуле

$$F_{\text{н}} = (n \pi d_{\text{в}}^2 / 4) p - \Sigma F_{\text{тр}} - F_{\text{тр2}} - F_{\text{г}} - G, \quad (3.14)$$

где $d_{\text{в}}$ и n — диаметр и количество плунжеров возвратных цилиндров соответственно; $\Sigma F_{\text{тр}}$ — суммарные силы трения в уплотнениях рабочего(их) и возвратных цилиндров; $F_{\text{г}}$ — потери усилия возвратных цилиндров из-за противодействия главного цилиндра.

Если пресс оборудован рабочим цилиндром(ми) поршневого типа и возвратные цилиндры отсутствуют, то усилие, необходимое для подъема подвижной плиты пресса верхнего давления, можно рассчитать по формуле

$$F_{\text{н}} = p \frac{\pi (D - D_1)^2}{4} - \Sigma F_{\text{тр}} - F_{\text{тр2}} - F_{\text{г}} - G, \quad (3.15)$$

где D_1 — диаметр штока поршня рабочего цилиндра(ов); $\Sigma F_{\text{тр}}$ — суммарные потери на трение в уплотнениях рабочего цилиндра(ов); $F_{\text{г}}$ — потери усилия в штоковой полости из-за противодействия в поршневой полости рабочего цилиндра(ов).

Усилие подъема выталкивателя при его приводе с помощью цилиндра поршневого типа рассчитывается по уравнению

$$F_{\text{выт}} = p \frac{\pi D_{\text{выт}}^2}{4} - \Sigma F_{\text{тр}} - F_{\text{в}}, \quad (3.16)$$

где $D_{\text{выт}}$ — диаметр поршня выталкивающего цилиндра; $\Sigma F_{\text{тр}}$ — суммарные потери на трение в уплотнениях выталкивающего цилиндра; $F_{\text{в}}$ — потери усилия выталкивателя из-за противодействия в штоковой полости цилиндра выталкивателя.

Усилие опускания выталкивателя равно

$$F_{\text{ов}} = p \frac{\pi (D_{\text{выт}}^2 - D_{\text{ш}}^2)}{4} - \Sigma F_{\text{тр}} - F_{\text{в1}}, \quad (3.17)$$

где $D_{\text{ш}}$ — диаметр штока поршня выталкивателя; $F_{\text{в1}}$ — потери усилия опускания выталкивателя из-за противодействия в поршневой полости цилиндра выталкивателя.

Силой тяжести подвижных элементов при расчете усилий подъема и опускания выталкивателя обычно пренебрегают.

3.2.2. Цилиндры гидравлических прессов

Цилиндры являются одними из основных и наиболее ответственных деталей прессов. Гидроцилиндры работают в условиях нагружения, которые зависят не только от условий работы и конструкции самих цилиндров, но и от конструкции сопряженных с ними деталей. Конструкция цилиндра выбирается в зависимости от величины требуемого усилия, условий работы, вида рабочей жидкости и гидравлического давления, под которым она подается в гидроцилиндр. Влияют на конструкцию и технологические возможности предприятия-изготовителя пресса.

Цилиндры бывают поршневые, плунжерные, простые и дифференциальные. Конструкция поршневых цилиндров (рис. 3.4, а) обеспечивает как создание необходимого усилия и рабочее движение поршня 2 с соединенным с ним штоком 3, так и возвратный ход поршня со штоком. Поршень разделяет цилиндр 1 на две полости: поршневую и штоковую. При поступлении рабочей жидкости под давлением p через отверстие I в поршневой полости создается давление. Одновременно штоковая полость II соединяется со сливом. На поршень начинает действовать сила, обеспечивающая рабочее движение поршня со штоком. Возвратный ход поршня и штока происходит после подачи давления рабочей жидкости в штоковую полость через отверстие II и соединения поршневой полости со сливом.

При прямом и возвратном ходе отличаются не только усилия, но и скорости передвижения поршня со штоком. Объясняется это тем, что при одной и той же производительности насоса, подающего рабочую жидкость, объемы поршневой и штоковой полостей отличаются друг от друга.

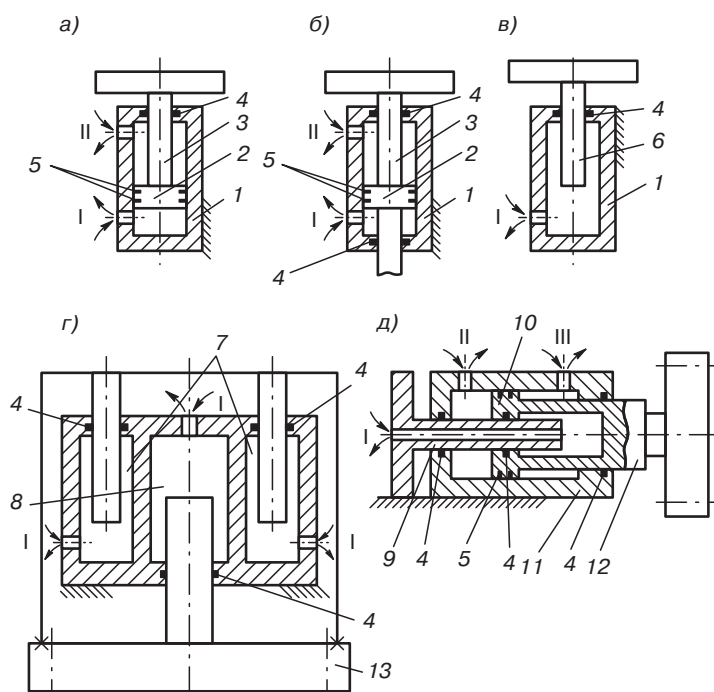


Рис. 3.4. Схемы гидравлических цилиндров прессов

Конструкция поршневого цилиндра предусматривает наличие двух видов уплотнений: неподвижного 4 в месте сопряжения цилиндра с подвижным штоком и подвижного 5 в месте сопряжения поршня с цилиндром.

Цилиндры поршневого типа можно подразделить на дифференциальные (рис. 3.4, а) и простые (рис. 3.4, б). В простых цилиндрах поршень имеет одинаковые скорости прямого и обратного хода и снабжен двухсторонним штоком. В дифференциальных цилиндрах, как было показано выше, поршни развивают различные усилия и скорости при прямом и обратном ходе.

Плунжерные цилиндры (рис. 3.4, в) имеют более простую конструкцию. В них давление рабочей жидкости, поступающей через отверстие I, воспринимается плунжером 6, имеющим меньший диаметр, чем внутренний диаметр гидроцилиндра 1. Такая конструкция позволяет существенно упростить обработку внутренней поверхности цилиндра и иметь вместо двух видов уплотнений только один — неподвижное уплотнение 4 в месте сопряжения цилиндра с подвижным плунжером. Существенным недостатком плунжерных цилиндров является отсутствие обратного хода. Для осуществления обратного хода при использовании плунжерных цилиндров приходится устанавливать так называемые возвратные цилиндры (рис. 3.4, г). Основное усилие и ход подвижной плиты 13 осуществляется плунжерным цилиндром 8. Возвратный ход обеспечивается двумя возвратными цилиндрами 7, расположенными симметрично относительно рабочего цилиндра 8. Полость цилиндра 8

соединяется со сливом, а в полости цилиндров 7 под давлением подается рабочая жидкость. Возвратные цилиндры должны преодолевать только силы тяжести и трения, возникающие при движении вверх, поэтому диаметры их плунжеров значительно меньше, чем диаметр плунжера рабочего цилиндра, и, следовательно, при той же самой производительности насоса скорость обратного хода всегда выше, чем рабочего. На прессах разной конструкции устанавливается различное число возвратных цилиндров.

Однако надо иметь в виду, что возвратные цилиндры могут отсутствовать вообще. Так, в прессах нижнего давления с массивными подвижными частями и небольшим возвратным ходом обратное перемещение осуществляется за счет сил тяжести после соединения полости рабочего плунжерного цилиндра со сливом.

При необходимости в прессах используются ступенчатые цилиндры (рис. 3.4, д). В этих цилиндрах реализуется несколько скоростей за счет комбинации дифференциальных поршней с плунжерами. Ускоренное движение происходит при подаче под давлением рабочей жидкости через отверстие I в полость штока 12 поршня 10. Эта полость работает как подвижный гидроцилиндр, в котором размещен неподвижный плунжер 9 — при создании в его полости давления он начинает движение вправо. Благодаря небольшому внутреннему диаметру полости реализуется высокая скорость перемещения штока 12 при сравнительно небольшом усилии. По мере продвижения поршня 10 через отверстие II происходит заполнение поршневой полости цилиндра 11. На конечной стадии передвижения штока 12 необходимо снизить скорость его движения и создать большое усилие. Для этого в поршневой полости гидроцилиндра 11 создается давление рабочей жидкости, скорость движения поршня со штоком снижается, а рабочее усилие возрастает. Для возврата поршня со штоком в первоначальное положение рабочая жидкость под давлением подается через отверстие III в штоковую полость цилиндра 11, а его поршневая полость соединяется со сливом.

Метод расчета цилиндра существенно зависит от способа его крепления к станине пресса. Широко используются крепления цилиндров при помощи буртов или фланцев, изготовленных совместно с цилиндром. Используются фланцы, закрепленные на цилиндре с помощью резьбы или сварки. Применяются конструкции крепления разрезной кольцевой шпонкой. Используется опора цилиндра на его днище.

После выбора давления p_n , с которым будет подаваться в цилиндр рабочая жидкость, необходимо определить диаметр поршня или плунжера, при котором будет развиваться заданное усилие F_n

$$D = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi p_n}}. \quad (3.18)$$

Полученный размер D округляют до ближайшего большего размера по ГОСТ 6540 (табл. 3.2). Затем, в зависимости от принятой конструкции, определяют внутренний диаметр цилиндра, который также должен соответствовать указанному выше стандарту.

Таблица 3.2. Рекомендуемые диаметры поршней, плунжеров и внутренние диаметры гидравлических цилиндров

| Диаметр цилиндра (поршня, плунжера) D , мм | | | |
|--|--------------------|--------------|--------------------|
| Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд |
| 10 | — | 100 | — |
| — | — | — | 110 |
| 12 | — | 125 | — |
| — | — | — | 140 |
| 16 | — | 160 | — |
| — | — | — | 180 |
| 20 | — | 200 | — |
| — | — | — | 220 |
| 25 | — | 250 | — |
| — | — | — | 280 |
| 32 | — | 320 | — |
| — | 36 | — | 360 |
| 40 | — | 400 | — |
| — | 45 | — | 450 |
| 50 | — | 500 | — |
| — | 56 | — | 560 |
| 63 | — | 630 | — |
| — | 70 | — | 710 |
| 80 | — | 800 | — |
| — | 90 | — | 900 |

При определении *толщины стенки* цилиндры гидравлических прессов рассчитываются как толстостенные цилиндрические оболочки.

В толстостенных цилиндрах, находящихся под действием внутреннего давления $p_{\text{н}}$, возникает сложное напряженное состояние, так как одновременно действуют нормальные напряжения в радиальном (σ_r) направлении в точке, удаленной на расстояние r от оси цилиндра, в тангенциальном (σ_t) и осевом (σ_z) направлениях. Величина этих напряжений по теории Ламе для толстостенных осесимметричных сосудов определяется по формулам:

$$\sigma_r = \frac{p_{\text{н}} R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right); \quad (3.19)$$

$$\sigma_t = \frac{p_{\text{н}} R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 + \frac{R_1^2}{r^2} \right); \quad (3.20)$$

$$\sigma_z = \frac{p_{\text{н}} R_2^2}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (3.21)$$

Напряжение, направленное вдоль оси цилиндра σ_z , распределено равномерно по толщине стенки (рис. 3.5), а величины напряжений σ_t и σ_r по толщине стенки принимают различные значения. Причем на внутренней поверхности цилиндра, то есть при $r = R_2$, напряжения принимают свои наибольшие абсолютные значения

$$\sigma_r = \frac{p_n R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2} \right) = -p_n; \quad (3.22)$$

$$\sigma_t = \frac{p_n R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 + \frac{R_1^2}{R_2^2} \right) = \frac{p_n (R_1^2 + R_2^2)}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (3.23)$$

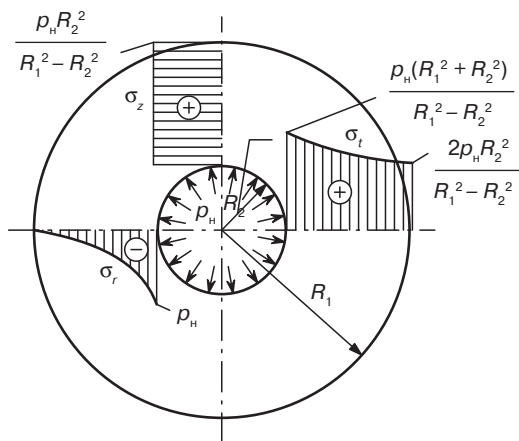


Рис. 3.5. Распределение напряжений в толстостенном цилиндре под действием внутреннего давления

Напряженное состояние любой из точек, находящихся на внутренней поверхности цилиндра, показано на рис. 3.6.

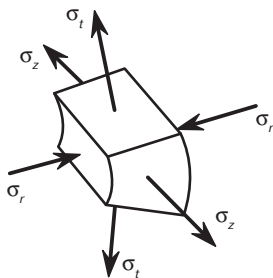


Рис. 3.6. Напряженное состояние точек, находящихся на внутренней поверхности цилиндра

Как ранее было указано, в теории сложного напряженного состояния главные напряжения обозначаются $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, причем $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Таким образом, в наиболее нагруженных точках цилиндра главные напряжения принимают следующие значения: $\sigma_1 = \sigma_r; \sigma_2 = \sigma_z; \sigma_3 = \sigma_t$.

Для определения эквивалентного напряжения в стенках цилиндра, выполненного из пластичного материала (обычно из стали), могут быть использованы гипотеза максимальных касательных напряжений (III гипотеза прочности) и энергетическая гипотеза формоизменения (IV гипотеза прочности). Достоверность расчетов на основе обеих этих гипотез примерно одинакова. Однако в полимерном машиностроении большее применение получили расчеты на основе энергетической гипотезы прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{0,5[(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]}. \quad (3.24)$$

Условие прочности $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$, где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при растяжении:

$$[\sigma] = \sigma_t / n, \quad (3.25)$$

где σ_t — предел текучести при рабочей температуре материала стенки цилиндра; n — коэффициент запаса прочности.

После подстановки в (3.24) соответствующих значений из (3.21)–(3.23), а также замены $R_1 = 0,5D_1$ и $R_2 = 0,5D_2$ получим

$$D_1 \geq D_2 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1,73p_n}}. \quad (3.26)$$

С учетом (3.26) минимальная толщина стенки цилиндра δ может быть рассчитана по формуле

$$\delta = 0,5D_2 \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1,73p_n}} - 1 \right) + c, \quad (3.27)$$

где c — припуск на обработку цилиндра при ремонте (в большинстве конструкций гидравлических прессов проточка цилиндров при ремонте не производится, и величина c принимается равной нулю).

В прессах достаточно часто используются конструкции, при которых гидравлический цилиндр опирается на свое днище. В случае работы с простым, не дифференциальным плунжером в стенках цилиндра, опирающегося на дно, отсутствуют осевые напряжения, т. е. $\sigma_z = 0$.

В дифференциальных плунжерах в стенке цилиндра возникает осевое усилие. Величина этого усилия зависит от площади дифференциальной полости и величины давления находящейся в ней рабочей жидкости (p_n). В большинстве случаев при расчете цилиндров с дифференциальным плунжером, опирающихся на днище, величиной осевых напряжений можно пренебречь.

В этом случае формула для определения наружного диаметра будет иметь вид

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{[\sigma]^2 + p_n \sqrt{4[\sigma]^2 - 3p_n^2}}{[\sigma]^2 - 3p_n^2}}. \quad (3.28)$$

На рис. 3.7 показано изменение отношения $D_1/D_2 = K$, характеризующее металлоемкость конструкции в зависимости от соотношения $[\sigma]/p_n$, рассчитанное по формуле (3.28).

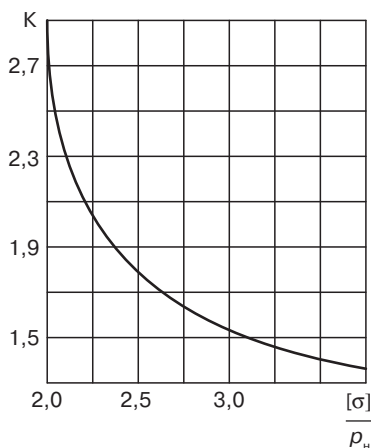


Рис. 3.7. Изменение значения K в зависимости от $[\sigma]/p_n$

Как показывает практика, оптимальное давление $p_{\text{опт}}$ с точки зрения экономии материала (получения минимального наружного диаметра) для цилиндра, опирающегося на фланец, равно: $p_{\text{опт}} = 0,289[\sigma]$, а при опоре цилиндра на дно $p_{\text{опт}} = 0,277[\sigma]$.

В расчетах коэффициент запаса прочности для кованных стальных цилиндров принимается $n = 2,65-2,9$, а для литых $n = 3,0-3,5$. При этом допускаемые напряжения будут равны: сталь 35 $[\sigma] = 100-120$ МПа; сталь 45 $[\sigma] = 125-135$ МПа; сталь 35Л $[\sigma] = 80-95$ МПа.

При конструировании цилиндров следует, по возможности, избегать резких переходов и утолщений стенок, так как в этих местах происходит концентрация напряжений, и появляются дополнительные перерезывающие силы, вызванные разной величиной деформаций в радиальном направлении.

Опорный фланец цилиндра, передающий усилие от цилиндра на станину пресса (архитрав), обычно изготавливается заодно с цилиндром. В отдельных случаях применяется сварка. В связи с возможными внутренними напряжениями, вызванными неравномерным нагревом и короблением окончательная механическая обработка должна производиться после сварки.

Применяется также крепление цилиндров при помощи разрезных колец, являющихся по существу кольцевой составной (разрезной) шпонкой.

При приближенном расчете утолщенную часть цилиндров в области перехода во фланец делают несколько большей толщины. Переход от цилиндрической части к поверхности фланца скругляется радиусом $r_{\text{н}} = (0,15-0,25)t$, где t — толщина плоского доньшка. Приблизенно толщина плоского доньшка цилиндра может определяться следующим образом $t = (1,5-2,5)\delta$, где δ — толщина стенки цилиндра.

Наружный диаметр фланца $D_{\text{ф}}$ определяется из допустимого напряжения на смятие $[\sigma]_{\text{см}}$ опорных поверхностей фланца и верхней поперечины

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_{\text{н}}}{\pi(D_{\text{ф}}^2 - D_1^2)} \leq [\sigma]_{\text{см}}; \quad (3.29)$$

$$D_{\text{ф}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{н}} + [\sigma]_{\text{см}} D_1^2 \pi}{\pi [\sigma]_{\text{см}}}}. \quad (3.30)$$

Завышать наружный диаметр фланца против расчетного не следует, с тем, чтобы упругая деформация фланца в радиальном направлении была близка к деформации цилиндра.

Высота фланца h принимается в зависимости от толщины стенки цилиндра δ , равной

$$h \approx 0,75(D_1 - D_2) \approx 1,55\delta. \quad (3.31)$$

Переход между цилиндром и фланцем выполняют с радиусом скругления $r_{\text{н}} = (0,15-0,25)h$.

Толщина *плоского днища* цилиндра $\delta_{\text{д}}$ определяется по формуле

$$\delta_{\text{д}} = \sqrt{\frac{p_{\text{н}} R_2^2}{\varphi [\sigma]}}, \quad (3.32)$$

где φ — коэффициент, учитывающий ослабление сечения днища отверстиями, например, для подвода и отвода рабочей жидкости.

Этот коэффициент либо может быть принят из эмпирического соотношения ($\varphi = 0,7 \div 0,8$), либо рассчитан по формуле

$$\varphi = (D_2 - \Sigma C)/D_2, \quad (3.33)$$

где ΣC — сумма диаметров отверстий в днище, расположенных по диаметральному сечению.

Как видно из (3.33), при отсутствии отверстий в днище $\varphi = 1$.

Приблизенно толщина плоского днища цилиндра может определяться по формуле $\delta_{\text{д}} = (1,5-2,5)\delta$. Переход от цилиндрической части к плоскому днищу рекомендуют выполнять с радиусом $r_{\text{н}} = 0,25D_2$, но не меньше 30 мм.

Сферические днища выполняются с радиусом сферы $R_{\text{сф}} = (1-2)R_2$ и переходом от цилиндра к сфере с радиусом $r_{\text{сф}} = 0,4R_2$. Толщина сферического днища составляет обычно $\delta_{\text{д}} = (1-1,3)\delta$.

Полную глубину цилиндра L можно определить по формуле

$$L = H + l_1 + l_2 + l_3, \quad (3.34)$$

где H — ход плунжера; l_1 и l_2 — ширина проточек под направляющую втулку и уплотнение; l_3 — глубина сферической части цилиндра.

Ход H в соответствии с ГОСТ 6540 определяется из конструктивных соображений из нормального ряда, приведенного в табл. 3.3.

Крышки гидравлических цилиндров выполняются плоскими. Такие крышки, установленные на винтах или шпильках, рассчитывают как круглые пластины с заделкой по наружному контуру $D_{нк}$, нагруженные равномерно распределенной нагрузкой по внутреннему диаметру гидроцилиндра D_2 .

Для отношения $D_{нк}/D_2 < 3,13$ наибольшее напряжение в опасном сечении крышки определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = \varphi_a F_n / \delta_k^2, \quad (3.35)$$

где φ_a — коэффициент, зависящий от $D_{нк}/D_2$; δ_k — толщина крышки.

Таблица 3.3. Рекомендуемый максимальный ход поршней и плунжеров

| Ход поршня (плунжера) H , максимальный (мм) | | | | | | | |
|---|--------------|--------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------------|--------------|
| Основной ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд |
| — | 10 | — | 100 | — | 1000 | — | 10 000 |
| — | — | — | — | 110 | — | 1250 | — |
| — | 12 | — | 125 | — | 1250 | — | — |
| — | — | — | — | 140 | — | 1400 | — |
| — | 16 | — | 160 | — | 1600 | — | — |
| — | — | — | — | 180 | — | 1800 | — |
| — | 20 | — | 200 | — | 2000 | — | — |
| — | — | — | — | 220 | — | 2240 | — |
| — | 25 | — | 250 | — | 2500 | — | — |
| — | — | — | — | 280 | — | 2800 | — |
| — | — | — | — | — | — | 3000 | — |
| — | 32 | — | 320 | — | 3150 | — | — |
| — | — | — | — | — | — | 3350 | — |
| — | — | — | — | 360 | — | 3550 | — |
| — | — | — | — | — | — | 3750 | — |
| 4 | 40 | — | 400 | — | 4000 | — | — |
| — | — | — | — | — | — | 4250 | — |
| — | — | — | — | 450 | — | 4500 | — |
| — | — | — | — | — | — | 4750 | — |
| — | 50 | — | 500 | — | 5000 | — | — |

Таблица 3.3, окончание

| Ход поршня (плунжера) H , максимальный (мм) | | | | | | | |
|---|--------------|--------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------------|--------------|
| Основной ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд |
| — | — | — | — | — | — | 5300 | — |
| — | — | 56 | — | 560 | — | 5600 | — |
| — | — | — | — | — | — | 6000 | — |
| 6 | 63 | — | 630 | — | 6300 | — | — |
| — | — | — | — | — | — | 6700 | — |
| — | — | 70 | — | 710 | — | 7100 | — |
| — | — | — | — | — | — | 7500 | — |
| 8 | 80 | — | 800 | — | 8000 | — | — |
| — | — | — | — | — | — | 8 500 | — |
| — | — | 90 | — | 900 | — | 9000 | — |
| — | — | — | — | — | — | 9500 | — |

Для отношения $D_{нк}/D_2 \geq 3,13$ наибольшее напряжение в опасном сечении крышки определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = \phi_b F_H / \delta_k^2, \quad (3.36)$$

где ϕ_b — коэффициент, зависящий от $D_{нк}/D_2$.

Коэффициенты ϕ_a и ϕ_b могут быть определены из графика, приведенного на рис. 3.8.

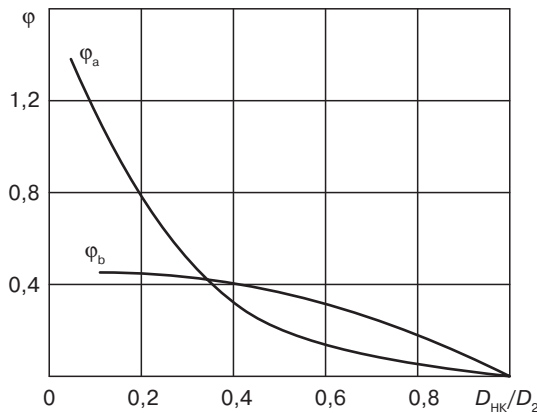


Рис. 3.8. Графики зависимости ϕ_a и ϕ_b от $D_{нк}/D_2$

Крышка, устанавливаемая на упругой прокладке, проверяется на изгиб в двух сечениях: в диаметральной плоскости, проходящей через отверстия крепления, и по кольцевому сечению, совпадающему со средним диаметром уплотнения.

Напряжение изгиба в диаметральной сечении равно

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{3 \left[\left(D_6 - \frac{2}{3} d_{\text{ср}} \right) F + (D_6 - d_{\text{ср}}) F_1 \right]}{\pi \left[(d_b - \Sigma C_0) H_{\text{к}}^2 + (D_{\text{нк}} - d_b - 2d_0) h_{\text{фк}}^2 \right]}, \quad (3.37)$$

где F — усилие от гидростатического давления среды на крышку; F_1 — добавочное усилие, передающееся на уплотнительное кольцо; D_6 — диаметр окружности расположения болтов; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр уплотнительного кольца; $h_{\text{фк}}$ — толщина фланца крышки; $H_{\text{к}}$ — толщина крышки; $D_{\text{нк}}$ — наружный диаметр крышки; ΣC_0 — сумма диаметров отверстий в крышке, расположенных в расчетном сечении; d_b — диаметр посадочного бурта крышки; d_0 — диаметр отверстий крепления.

Для разгрузки болтов, крепящих гидроцилиндр к плитам или другим деталям пресса, цилиндр 1 (рис. 3.9) часто выполняется с буртом, упирающимся в плиту 2. В пограничной зоне между стенкой цилиндра и буртом при работе цилиндра возникает сложное напряженное состояние, усугубляющееся концентрацией напряжений, величина которых зависит от радиуса R . В целях уменьшения концентрации напряжений рекомендуется, чтобы $R = (0,15-0,20)\delta$.

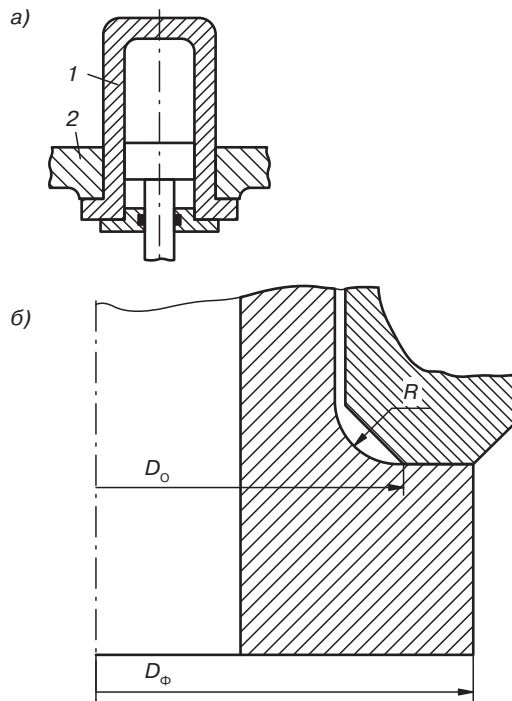


Рис. 3.9. Схема опорного бурта гидроцилиндра: а — схема цилиндра; б — место соединения цилиндра и плиты

Опорный бурт цилиндра проверяется на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = 4F_{\text{н}} / \pi(D_{\text{ф}}^2 - D_0^2). \quad (3.38)$$

Допускаемое напряжение на смятие принимается $[\sigma]_{\text{см}} = 80\text{--}100$ МПа.

Расчет деталей уплотнений цилиндров, естественно, зависит от их конструкции. Плунжеры и штоки гидравлических цилиндров большого диаметра чаще всего имеют уплотнение, аналогичное показанному на рис. 3.10, а. Это уплотнение состоит из пакета манжет 1, нажимной втулки 2, нажимного фланца 3 и шпильки 4. Часто нажимные фланцы 5 (рис. 3.10, б) изготавливают заодно с фланцем и снабжают буртиком для крепления втулки 6. Втулки 2 и 6 выполняют обычно из бронзы или антифрикционного чугуна, нажимные фланцы 3 и 5 — из сталей 35 и 45, а шпильки 4 — из сталей 40Х или 40ХН.

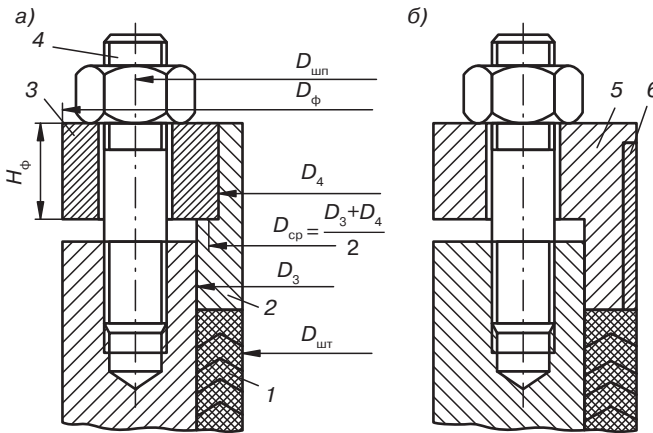


Рис. 3.10. Детали уплотнений гидроцилиндров

Для описанной конструкции уплотнения усилие, действующее на шпильку, можно представить как

$$F_{\text{шп}} = \varphi(D_3^2 - D_{\text{шп}}^2)p_{\text{н}}, \quad (3.39)$$

где φ — коэффициент, принимаемый для шевронных уплотнений, равен 0,785.

Напряжение в шпильке

$$\sigma_{\text{шп}} = F_{\text{шп}} / nS_{\text{шп}} \leq [\sigma]_p, \quad (3.40)$$

где $S_{\text{шп}}$ — площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру; n — число шпилек.

Допускаемое напряжение для шпилек из сталей 40Х или 40ХН, подвергнутых термообработке в режиме улучшения, равно $[\sigma]_p = 140$ МПа, а из сталей 35 и 45 — соответственно $[\sigma]_p = 90$ МПа и $[\sigma]_p = 100$ МПа.

Фланцы уплотнительных устройств рассчитываются с учетом возможной перетяжки гаек, и усилие, действующее на фланец, определяется как

$$F_{\phi} = (1,1F_{\text{шт}}/4D_4)(2D_{\text{шт}} - D_3 - D_4). \quad (3.41)$$

Напряжение на внутренней поверхности фланца определяется по формулам:

- для свободного фланца (рис. 3.10, а)

$$\sigma = F_{\phi}y/H_{\phi}^2;$$

- для фланца со втулкой (рис. 3.10, б)

$$\sigma = F_{\phi}x/b^2,$$

где y — постоянный коэффициент для свободного фланца; x — постоянный коэффициент для фланца со втулкой; $b = (D_3 - D_{\text{шт}})/2$ — толщина фланца с втулкой.

Для стальных фланцев коэффициенты y и x вычисляются по формулам

$$y = \frac{1}{k-1} \left(0,67 + 5,72 \frac{k^2}{k^2-1} \lg k \right); \quad (3.42)$$

$$x = \frac{0,955k^2(1+8,55 \lg k) - 1}{(k-1)(1+1,86k^2)(1+0,91)\frac{H_{\phi}}{m} + \frac{0,44H_{\phi}^3}{(k-1)(k^2-1)b^2m}}, \quad (3.43)$$

где $k = D_{\phi}/D_4$; $m = \sqrt{D_4 b}$.

Вычисленные напряжения не должны превышать допускаемые, значения которых приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Допускаемые напряжения во фланцах, МПа

| Марка материала | Свободные фланцы | Фланцы с втулкой |
|--------------------|------------------|------------------|
| Сталь СтЗ | 80 | 110 |
| Сталь 35 | 100 | 130 |
| Сталь 45 | 120 | 180 |
| Стальное литье 35Л | 90 | 120 |

Нажимные втулки должны проверяться на смятие по поверхности соприкосновения с фланцем (рис. 3.10, а):

$$\sigma_{\text{см}} = 4F_{\text{шт}}/\pi(D_3^2 - D_4^2). \quad (3.44)$$

Допускаемое напряжение на смятие для бронзы и антифрикционного чугуна $[\sigma_{\text{см}}] = 80$ МПа.

При расчете на прочность *поршневого штока* (рис. 3.11) его предварительные размеры рекомендуется определить из следующих соображений:

- внутренний диаметр резьбы $d_1 = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi[\sigma]_p}}$;
- наружный диаметр резьбы d – по стандартам на метрические резьбы;
- посадочный диаметр под поршень $d_2 = d + (2-6)$ мм;
- диаметр выточки под резьбу $d_3 = d_1 - (0,5-1,5)$ мм;
- диаметр хвостовика $d_4 = d_1 - (3-6)$ мм;
- рабочий диаметр $d_5 = d_2 + (5-10)$ мм, а затем округляется в большую сторону до размера, рекомендуемого по ГОСТ 6540 (табл. 3.5).

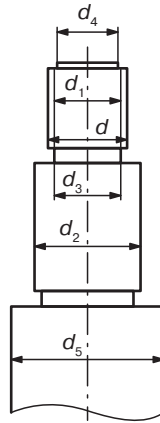


Рис. 3.11. Схема хвостовика штока

Таблица 3.5. Рекомендуемые диаметры штоков гидравлических цилиндров

| Диаметр штока d , мм | | | | |
|------------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------------|
| Основной ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд |
| — | 10 | — | 100 | — |
| — | — | — | — | 110 |
| — | 12 | — | 125 | — |
| — | — | 14 | — | 140 |
| — | 16 | — | 160 | — |
| — | — | 18 | — | 180 |
| — | 20 | — | 200 | — |
| — | — | 22 | — | 220 |
| — | 25 | — | 250 | — |
| — | — | 28 | — | 280 |
| — | 32 | — | 320 | — |
| — | — | 36 | — | 360 |
| 4 | 40 | — | 400 | — |
| — | — | 45 | — | 450 |
| 5 | 50 | — | 500 | — |

Таблица 3.5, окончание

| Диаметр штока d , мм | | | | |
|------------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------------|
| Основной ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд | Основной ряд | Дополнительный ряд |
| — | — | 56 | — | 560 |
| 6 | 63 | — | 630 | — |
| — | — | 70 | — | 710 |
| 8 | 80 | — | 800 | — |
| — | — | 90 | — | 900 |

Для изготовления штоков поршней часто используются стали 20, 35 и 45.

Резьбовое соединение штока в процессе реверсирования поршня испытывает знакопеременную нагрузку. Резьбовая часть штока испытывает нагрузку под действием: F — внешнего усилия, развиваемого гидростатическим давлением, которое растягивает и сжимает шток; T — усилия от предварительной затяжки гайки; F_z — добавочного переменного усилия, возникающего в соединении под действием усилия F ; $M_{кр}$ — крутящего момента, возникающего вследствие трения в резьбе.

Наименьшее усилие от предварительной затяжки

$$T_{\min} = F_{\Pi} C_2 / (C_1 + C_2), \quad (3.45)$$

где F_{Π} — номинальное усилие, создаваемое цилиндром; C_2 — жесткость ступицы поршня; C_1 — жесткость хвостовика штока.

Жесткость ступицы поршня (рис. 3.12) определяется по формуле

$$C_2 = E_2 S_2 / h, \quad (3.46)$$

где E_2 — модуль упругости первого рода материала поршня; $S_2 = \pi(d_{\text{ст}}^2 - d_2^2)/4$.

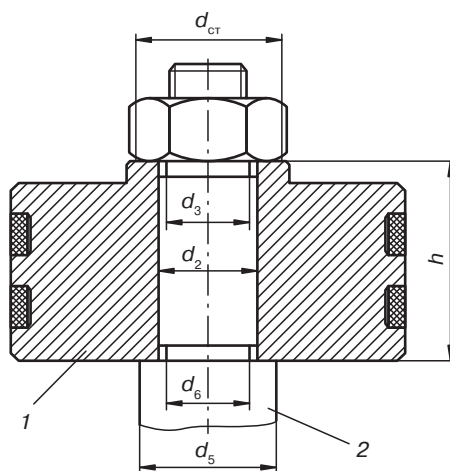


Рис. 3.12. Схема соединения поршня и штока

Жесткость хвостовика штока определяется из уравнения суммарной податливости:

$$1/C_1 = 1/C' + 1/C'' + 1/C''', \quad (3.47)$$

где C' — жесткость участка хвостовика диаметром d_2 ; C'' — то же диаметром d_3 ; C''' — то же диаметром d_6 . Жесткость каждого элемента определяется по формуле

$$C_i = E_1 S_i / l_i, \quad (3.48)$$

где $S_i = \pi d_i^2 / 4$; E_1 — модуль упругости первого рода материала штока.

Усилие предварительной затяжки $T > T_{\min}$ и определяется по формуле

$$T = k T_{\min},$$

где $k = (1, 2-1, 3)$

Переменное растягивающее хвостовик усилие F_z , возникающее под действием внешнего усилия F , создаваемого гидростатическим давлением, определяется по формуле

$$F_z = F C_1 / (C_1 + C_2). \quad (3.49)$$

Так как внешнее усилие F изменяется в пределах одного цикла от $F_{\max} = F_{\Pi}$ до

$$F_{\min} = F_{\text{ox}} = p_{\Pi} \frac{\pi (D_{\Pi}^2 - D_{\text{ш}}^2)}{4}, \quad (3.50)$$

где F_{ox} — усилие, развиваемое цилиндром при обратном ходе поршня; D_{Π} — диаметр поршня; $D_{\text{ш}}$ — диаметр штока; p_{Π} — давление рабочей жидкости, то из уравнения (3.49)

$$F_{z \max} = F_{\max} \frac{C_1}{C_1 + C_2}; \quad (3.51)$$

$$F_{z \min} = F_{\min} \frac{C_1}{C_1 + C_2}. \quad (3.52)$$

Крутящий момент от затяжки гайки

$$M_{\text{кр}} = \beta T d, \quad (3.53)$$

где d — наружный диаметр резьбы; β — коэффициент, величина которого определяется по табл. 3.6.

Номинальные напряжения от растяжения по внутреннему диаметру резьбы определяются по формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{4(T + F_{z \max})}{\pi d_1^2}; \quad (3.54)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{4(T + F_{z \min})}{\pi d_1^2}, \quad (3.55)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Таблица 3.6. Значения коэффициента β

| Условия затяжки резьбы | β |
|---|-----------|
| При наличии смазки резьбового соединения и достаточно малых значениях шероховатости поверхности резьбы | 0,1 |
| При отсутствии смазки резьбового соединения и достаточно малых значениях шероховатости поверхности резьбы | 0,12 |
| При наличии смазки резьбового соединения и больших значениях шероховатости поверхности резьбы | 0,13–0,15 |
| При отсутствии смазки резьбового соединения и больших значениях шероховатости поверхности резьбы | 0,18–0,20 |

Любой цикл может быть представлен как результат наложения постоянного напряжения σ_m на напряжение, меняющееся по симметричному циклу с амплитудой σ_a .

Среднее напряжение цикла σ_m равно

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2. \quad (3.56)$$

Амплитуда цикла σ_a

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2. \quad (3.57)$$

Кроме того, поршневой шток находится под действием постоянного крутящего момента $M_{кр}$. Номинальное касательное напряжение

$$\tau_{\max} = \tau = M_{кр}/W_p, \quad (3.58)$$

где $W_p = \pi d^3/16$ — полярный момент сопротивления сечения вала.

Коэффициент запаса усталостной прочности определяется по эмпирической формуле Гафа и Полларда

$$1/n^2 = 1/n_\sigma^2 + 1/n_\tau^2, \quad (3.59)$$

где n_σ — запас усталостной прочности в предположении, что касательные напряжения τ отсутствуют; n_τ — запас по касательным напряжениям, установленный в предположении, что $\sigma = 0$.

Коэффициент запаса усталостной прочности n_σ в данном случае следует определять по пределу усталости

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/(K_\sigma)_D \sigma_a, \quad (3.60)$$

где σ_{-1} — предел выносливости (предел усталости) при растяжении с симметричным циклом; $(K_\sigma)_D$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений для резьбы штока при растяжении.

Коэффициент $(K_\sigma)_D$ зависит от вида резьбы, характеризуемого отношением радиуса закругления впадины к высоте резьбы, предела прочности при растяжении и наружного диаметра резьбы:

$$(K_\sigma)_D = \varepsilon K_\sigma / \varepsilon_\sigma, \quad (3.60)$$

где K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений для углеродистой стали с пределом прочности $\sigma_b = 400$ МПа при наружном диаметре резьбы $d = 12$ мм (K_σ для трапецидальной резьбы определяется по графику на рис. 3.13, отношение r/h для метрической резьбы равно 0,266); ε — поправка на величину предела прочности материала штока, которая определяется по графику на рис. 3.14; ε_σ — коэффициент влияния абсолютных размеров (определяется по графику на рис. 3.15).

Коэффициент запаса усталостной прочности n_τ в данном случае следует определять по пределу текучести

$$n_\tau = \tau_r / \tau_{\max}, \quad (3.61)$$

где τ_r — предел текучести материала штока при кручении.

Запас прочности n для штоков должен быть не менее 1,3–1,5.

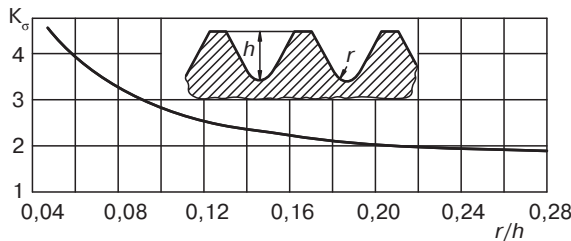


Рис. 3.13. Зависимость коэффициента концентрации напряжений K_σ от отношения r/h

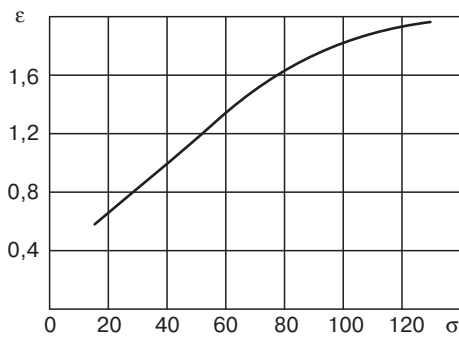


Рис. 3.14. График для определения поправки на величину предела прочности

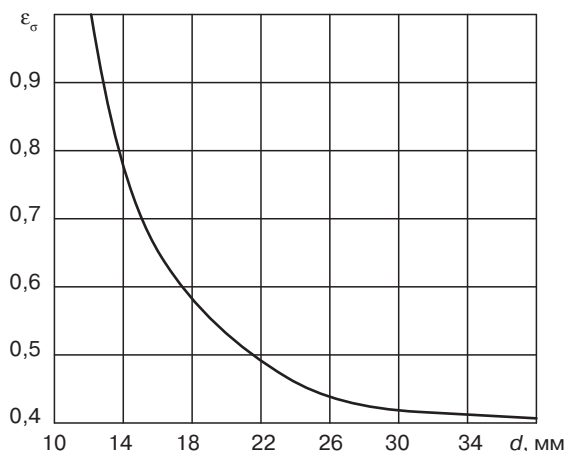


Рис. 3.15. График для определения коэффициента ϵ_σ

Так как длина штока всегда значительно больше его диаметра, то рекомендуется его проверка на устойчивость при продольном изгибе. Коэффициент запас устойчивости n_y определяется отношением

$$n_y = F_{кр}/F_n, \quad (3.62)$$

где $F_{кр}$ — критическое усилие, вызывающее потерю устойчивости; F_n — номинальное усилие, развиваемое цилиндром.

Критическое усилие для сжатия стержней постоянного сечения определяется по формуле Эйлера:

$$F_{кр} = \pi^2 EJ / (\mu l)^2, \quad (3.63)$$

где $J = \pi d^4 / 64$ — осевой момент инерции поперечного сечения рабочей части штока; l — длина сжимаемой части штока; μ — коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления концов штока, его значение выбирается по рис. 3.16, а–г.

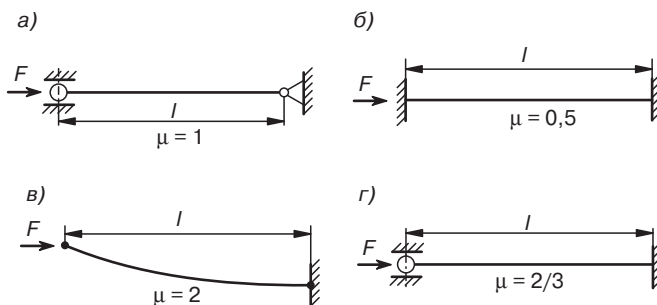


Рис. 3.16. Зависимость коэффициента приведенной длины μ от способа закрепления концов штока

Критическое напряжение определяется по формуле

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E / \lambda^2, \quad (3.64)$$

где гибкость штока $\lambda = \mu l / i$, $i = d_5 / 4$ — радиус инерции поперечного сечения рабочей части штока.

Формулой Эйлера можно пользоваться, пока применим закон Гука. Она справедлива, когда

$$\lambda \geq \lambda_{пред} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}}, \quad (3.65)$$

где σ_n — предел пропорциональности.

Для Ст3 предельная гибкость $\lambda_{пред}$ равна 100.

При гибкости штока, меньшей $\lambda_{пред}$, формула Эйлера неприменима. Для таких штоков расчет на устойчивость производится по формуле

$$[F] = \varphi [\sigma]_{сж} \frac{\pi d_5^2}{4}, \quad (3.66)$$

где $[F]$ — допускаемое усилие; φ — коэффициент понижения допускаемого напряжения, зависящий от гибкости λ и материала штока; $[\sigma]_{сж}$ — допускаемое напряжение на сжатие.

Значение коэффициента φ определяется по табл. 3.7. Запас устойчивости n_0 для штоков должен быть не менее 2,5–4,0.

Таблица 3.7. Значения коэффициента понижения допускаемого напряжения φ

| Материал штока | Гибкость штока λ | | | | | | |
|-----------------------|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| Ст.2; Ст.3; Ст.4 | 1,0 | 0,99 | 0,96 | 0,94 | 0,92 | 0,89 | 0,86 |
| Ст.5 | 1,0 | 0,98 | 0,95 | 0,92 | 0,89 | 0,86 | 0,82 |
| Конструкционные стали | 1,0 | 0,97 | 0,95 | 0,91 | 0,87 | 0,83 | 0,79 |
| Материал штока | Гибкость штока λ | | | | | | |
| | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | |
| Ст.2; Ст.3; Ст.4 | 0,81 | 0,75 | 0,69 | 0,60 | 0,52 | 0,45 | |
| Ст.5 | 0,76 | 0,70 | 0,62 | 0,51 | 0,43 | 0,37 | |
| Конструкционные стали | 0,72 | 0,65 | 0,55 | 0,43 | 0,35 | 0,30 | |

Плунжер гидравлического пресса передает усилие, создаваемое рабочей жидкостью, на подвижную плиту и пресс-инструмент. Принципиально различают две конструкции плунжеров: до диаметра ~200 мм они имеют сплошное поперечное сечение, а плунжеры больших диаметров, как правило, выполняют пустотелыми. Плунжеры изготавливаются из чугуна марки СЧ 21-40, стального литья марки 35Л и углеродистых сталей марок 35 и 45 (прокат).

Полыми или пустотелыми плунжеры больших диаметров изготавливают для уменьшения их веса. Плунжер, показанный на рис. 3.17, *а* работает на внешнее давление и может изготавливаться как из чугуна, так и из стали.

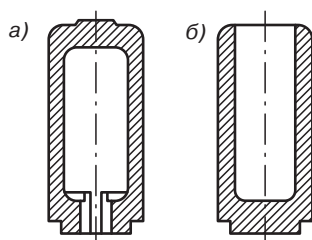


Рис. 3.17. Полые плунжеры: *а* — открытый наружу; *б* — открытый во внутрь цилиндра

Полые плунжеры, открытые внутрь цилиндра (рис. 3.17, *б*), рассчитываются так же, как цилиндры при опоре на днище. Такие плунжеры изготавливаются из стали, кованными или литыми.

Длина плунжера назначается с таким расчетом, чтобы при одном из крайних положений плунжер, опираясь на днище цилиндра, не давал подвижной плите касаться уплотнительных элементов. В другом крайнем положении перемещение плунжера, а вместе с ним и подвижной плиты пресса, должно ограничиваться механическими упорами так, чтобы плунжер не вышел из направляющей втулки.

Сплошные плунжеры рассчитываются на сжатие и устойчивость аналогично расчету штоков поршней. Плунжеры с отношением длины l к диаметру d меньше десяти ($l/d < 10$) на устойчивость не проверяются. Пустотелые плунжеры, открытые наружу, рассчитываются по аналогии с толстостенными цилиндрами, с той разницей, что гидростатическое давление действует извне.

В толстостенных цилиндрах, находящихся под действием внешнего давления p_n , возникает сложное напряженное состояние. Величины радиального (σ_r), тангенциального (σ_t) и осевого (σ_z) напряжений в точке, удаленной на расстояние r от оси цилиндра, согласно теории Ламе для толстостенных осесимметричных сосудов, определяется по формулам

$$\sigma_r = -\frac{p_n R_1^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 - \frac{R_2^2}{r^2} \right); \quad (3.67)$$

$$\sigma_t = -\frac{p_n R_1^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 + \frac{R_2^2}{r^2} \right); \quad (3.68)$$

$$\sigma_z = -\frac{p_n R_1^2}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (3.69)$$

Распределение напряжений в толстостенных сосудах под действием внешнего давления показано на рис 3.18.

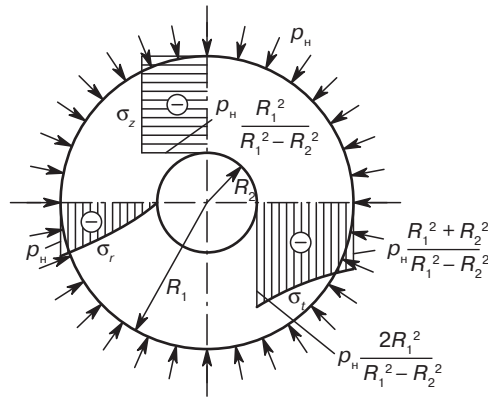


Рис. 3.18. Распределение напряжений в стенке плунжера под действием внешнего давления

Опасной является (как и при нагружении внутренним давлением) внутренняя поверхность плунжера. При $r = R_2$ напряжения принимают свои наибольшие абсолютные значения:

$$\sigma_r = -\frac{p_n R_1^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 - \frac{R_2^2}{R_2^2} \right) = 0; \quad (3.70)$$

$$\sigma_t = -\frac{p_n R_1^2}{R_1^2 - R_2^2} \left(1 + \frac{R_2^2}{R_2^2} \right) = -\frac{2p_n R_1^2}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (3.71)$$

Таким образом, в наиболее нагруженных точках плунжера главные напряжения принимают следующие значения:

$$\sigma_1 = \sigma_r; \quad (3.72)$$

$$\sigma_2 = \sigma_z; \quad (3.73)$$

$$\sigma_3 = \sigma_t. \quad (3.74)$$

При расчете по энергетической гипотезе прочности после подстановки этих значений σ_r , σ_r , σ_z в формулу (3.24) и соответствующих преобразований получим расчетную формулу для внутреннего радиуса плунжера:

$$R_2 = R_1 \sqrt{\frac{[\sigma] - 1,73 p_n}{[\sigma]}}. \quad (3.75)$$

Плунжеры, открытые вовнутрь цилиндра (рис. 3.17, б), испытывают воздействие гидростатического давления изнутри и снаружи и расчетам не подвергаются.

При необходимости в прессах используются ступенчатые цилиндры (рис. 3.4, д).

3.2.3. Станины гидравлических прессов

К наиболее нагруженным частям пресса относится станина (рамного или колонного типа). Станины прессов по конструктивным признакам делятся на колонные (двух-, четырех- и многоколонные), рамные (одно-, двух- и многостоечные) и челюстные. Станина воспринимает усилие, развиваемое прессом, а на фундамент передается только сила тяжести пресса (а также вибрация и динамические нагрузки).

Станина колонного пресса состоит из нижней и верхней поперечин и колонн. Станины рамных и челюстных прессов чаще всего изготавливают сварными из стального листа и проката, реже — литыми из стали или модифицированного чугуна.

Места приложения и величина сил и моментов, действующих на станину пресса, зависят от конструкции, тщательности изготовления и сборки пресса, а также правильности установки пресс-форм.

В основу выбора схем для расчета обычно принимается единственный признак — нагружение рамы пресса.

Станина пресса представляет собой замкнутую статически неопределимую пространственную раму, нагруженную несимметрично приложенными силами и моментами. Решение такой задачи представляет большие трудности не только вследствие большого числа статически неопределимых силовых факторов. Сложная конструкция элементов рамы (верхней и нижней поперечины и др.), зависимость нагружения станины от величины и неравномерности зазоров в направляющих подвижной плиты и подвижной поперечины, неоднородность сварки элементов станины (в рамных конструкциях), неравномерность затяжки колонн (в колонных прессах) и другие факторы также влияют на решение задачи.

Ниже приводится методика расчета при следующих принятых допущениях:

- пространственная рама заменяется плоской;
- в рамных прессах верхняя и нижняя поперечины жестко связаны с боковыми стойками рамы;
- в колонных прессах колонны жестко заделаны в верхней и нижней поперечинах;
- усилие от цилиндров с опорным фланцем передается на верхнюю поперечину в виде пары сил, приложенных в центрах тяжести опорных полуфланцев (рис. 3.19):

$$b = \frac{4(R_{\phi}^3 - R_n^3)}{3\pi(R_{\phi}^2 - R_n^2)}.$$

В случае опоры цилиндра на дно усилие, передаваемое цилиндром, а также усилие, передаваемое плунжером на подвижную плиту, можно принимать сосредоточенным или равномерно распределенным.

Усилие на нижнюю поперечину передается в виде нагрузки, равномерно распределенной на длине, равной $2/3$ длины пролета между центрами колонн.

Жесткость плит, монтируемых на нижней поперечине и подвижной поперечине, в расчете не учитывается. Не учитываются также температурные напряжения, возникающие за счет теплопередачи от обогреваемых пресс-форм.

После определения площадей и расстояния центра тяжести каждого отдельного сечения от горизонтальной оси X (C_1, C_2, C_3) определяют координату центра тяжести общего сечения относительно оси X :

$$C = \frac{S_1 C_1 + S_2 C_2 + S_3 C_3}{S_1 + S_2 + S_3}. \quad (3.76)$$

Моменты инерции каждого прямоугольника относительно горизонтальной оси x , проходящей через его центр тяжести, определяют по формуле

$$I_x = bh^3/12, \quad (3.77)$$

где b и h — ширина и высота участка.

Момент инерции относительно оси, проходящей через точку C — центр тяжести общего приведенного сечения,

$$I = I_x + Sa^2, \quad (3.78)$$

где a — расстояние между центром тяжести участка и центром тяжести приведенного сечения (по оси, перпендикулярной к оси X).

Суммарный момент инерции

$$\Sigma J = J_1 + J_2 + J_3, \quad (3.79)$$

где J_1, J_2 и J_3 — моменты инерции отдельных участков приведенного сечения.

Суммарные моменты инерции определяют по каждому из трех приведенных сечений в отдельности.

Для определения сил, действующих в раме, необходимо построить расчетную схему станины, используя данные о центрах тяжести сечений. Раму условно разрезают по верхней поперечине и прикладывают к месту разреза неизвестные силы x_1 и x_2 , а также момент x_3 . Принимают, что действующая на стол пресса сила распределена на $2/3$ ширины стола, а действующую на верхнюю поперечину силу F_n раскладывают на две составляющих $f = F_n/2$, приложенных в центрах тяжести полуколец опорного бурта главного цилиндра (рис. 3.21, *а*). Далее необходимо построить эпюры изгибающих моментов от нагрузки и от приложенных к месту разреза единичных сил.

Эпюра моментов от действующих сил на нижней поперечине рамы пресса показана на рис. 3.21, *б*. При этом $M_2 = fl_3$; $M_q = ql_6^2/2$; $M_F = fl_7$; $M_1 = M_q - M_F$. Эпюра от нагрузки показана на рис. 3.21, *в*, а эпюры от единичных сил, действующих в направлении неизвестных сил x_1 и x_2 и момента x_3 , показаны на рис. 3.22, *а*, *б*, *в*.

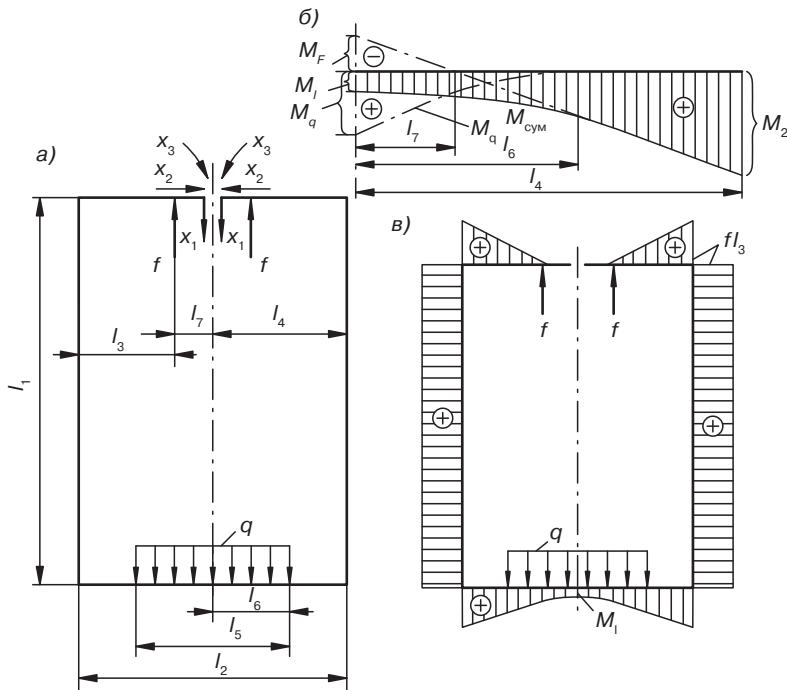


Рис. 3.21. Расчетная схема изгибающих моментов от действия внешней нагрузки: а — схема приложения внешней нагрузки и единичных сил; б — эпюра моментов от действующих сил на нижней поперечине рамы; в — эпюра моментов от внешней нагрузки

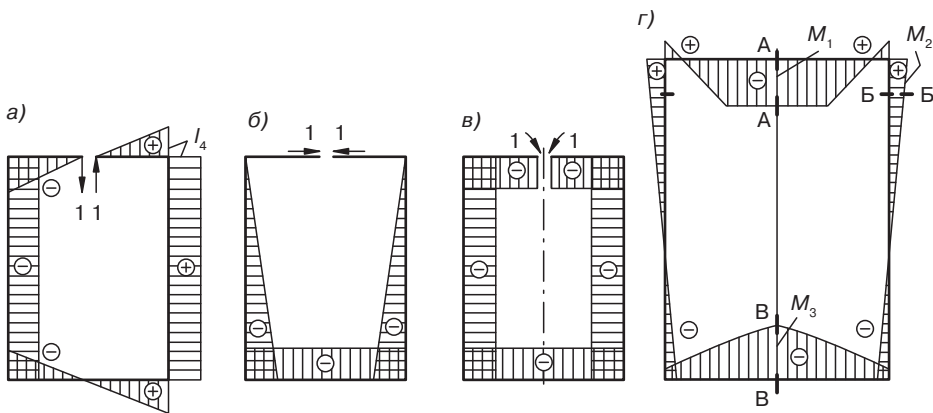


Рис. 3.22. Эпюры моментов от единичных сил и суммарная эпюра моментов, действующих на раму станины: а, б, в — эпюры от единичных сил; г — суммарная эпюра

Для определения сил x_1, x_2 и момента x_3 вначале составляют систему канонических уравнений:

$$\begin{aligned}
\delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \Delta_1 &= 0; \\
\delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \Delta_2 &= 0; \\
\delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \Delta_3 &= 0.
\end{aligned} \tag{3.80}$$

После предварительного вычисления площади эпюры моментов от внешних сил на нижней поперечине станины:

$$S = 2 \left[\frac{fl_3^2}{2} - \frac{fl_7^2}{2} + \frac{fl_6^2}{6} \right] = f(l_3^2 - l_7^2) + \frac{ql_6^3}{3} \tag{3.81}$$

определяют перемещения от действующих сил в направлении каждой из приложенных единичных сил Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 , а также перемещения δ_{11} , δ_{12} и δ_{13} и т. д. от действующих приложенных единичных сил в направлении каждой из единичных сил по методу Верещагина:

$$\begin{aligned}
\Delta_1 &= 0; \\
\Delta_2 &= -2fl_3 \frac{l_1^2}{2} \frac{1}{EJ_2} - \frac{1}{EJ_3} \left[f(l_3^2 - l_7^2) + \frac{ql_6^3}{3} \right] l_1; \\
\Delta_3 &= -2f \frac{l_3^2}{2} \frac{1}{EJ_1} - 2fl_3 l_1 \frac{1}{EJ_2} - \frac{1}{EJ_3} \left[f(l_3^2 - l_7^2) + \frac{ql_6^3}{3} \right]; \\
\delta_{11} &= \delta_{12} = \delta_{21} = \delta_{13} = \delta_{31} = 0; \\
\delta_{22} &= l_1^2/EJ_2 + l_1 l_2/EJ_3; \\
\delta_{23} &= l_1^2/EJ_2 + l_1 l_2/EJ_3; \\
\delta_{33} &= \frac{l_2}{EJ_1} + \frac{2l_1}{EJ_2} + \frac{l_2}{EJ_3},
\end{aligned}$$

где E — модуль упругости материала рамы; для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

После определения значения перемещений и коэффициентов находят неизвестные x_2 и x_3 ($x_1 = 0$), решая совместно систему канонических уравнений.

Поскольку известны действующие в раме внутренние силовые факторы, а также приложенные к раме внешние силы, можно построить суммарную эпюру моментов, действующих на станине (рис. 3.21, з).

Напряжения в опасных сечениях А-А, Б-Б и В-В определяют по формулам

$$\sigma_{A-A} = M_1 C_1/J_1; \sigma_{B-B} = M_2 C_2/J_2; \sigma_{B-B} = M_3 C_3/J_3, \tag{3.82}$$

где M_1 , M_2 и M_3 — изгибающие моменты в сечениях А-А, Б-Б и В-В; C_1 , C_2 и C_3 — координаты центров тяжести сечений; J_1 , J_2 и J_3 — моменты инерции сечений относительно осей, проходящих через их центры тяжести.

При расчете подвижной плиты пресса принимают, что она защемлена в направляющих. Усилие главного цилиндра F_n раскладывают на две одинаковые составляющие $f = F_n/2$, приложенные к центрам тяжести полуколец (рис. 3.23, а).

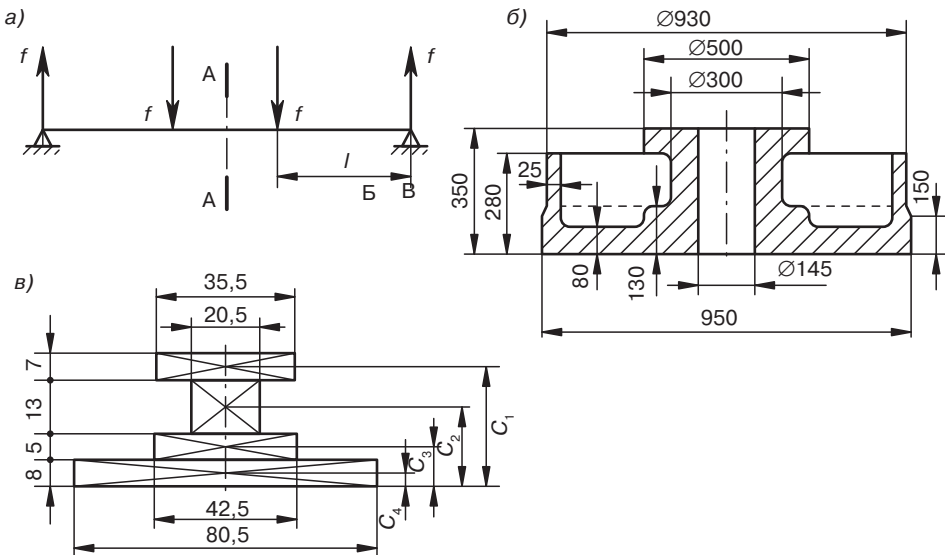


Рис. 3.23. Определение эквивалентного сечения подвижной плиты пресса: а — расчетная схема; б — опасное сечение; в — приведенное эквивалентное сечение

Опасным сечением является сечение А–А, которое изображено на рис. 3.23, б. Центр тяжести приведенного эквивалентного сечения (рис. 3.22, в)

$$C = \frac{S_1 C_1 + S_2 C_2 + S_3 C_3 + S_4 C_4}{S_1 + S_2 + S_3 + S_4}, \quad (3.83)$$

где S_1, S_2, S_3 и S_4 — площади отдельных участков сечения; C_1, C_2, C_3 и C_4 — расстояние от центров тяжести участков до оси X .

Моменты инерции каждого участка относительно оси X

$$J_x = bh^3/12, \quad (3.84)$$

где b — ширина участка; h — высота участка.

Момент инерции каждого участка относительно оси, проходящей через центр тяжести приведенного сечения,

$$J = J_x + S^2 a, \quad (3.85)$$

где S — площадь участка; a — расстояние между центром тяжести участка и центром тяжести приведенного сечения (по оси, перпендикулярной к оси X).

Изгибающий момент в сечении А–А

$$M = fl, \quad (3.86)$$

Изгибное напряжение в сечении А–А

$$\sigma_{\text{и}} = MC/\Sigma J, \quad (3.87)$$

где ΣJ — суммарный момент инерции приведенного сечения относительно оси X , проходящей через его центр тяжести.

Многие прессы имеют в нижней части станины окна для обслуживания цилиндра выталкивателя и рассчитываются по приведенной выше методике. Однако у некоторых прессов станина разрезана в нижней части до основания, для лучшего доступа к цилиндру выталкивателя, что требует проведения расчета станины по измененной методике. Расчетная схема станины с вырезом в нижней части приведена на рис. 3.24.

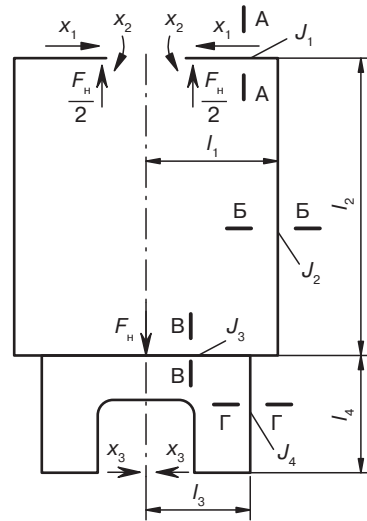


Рис. 3.24. Расчетная схема станины с вырезанной нижней частью

Приведенные на рисунке обозначения означают: J_1 – J_4 — моменты инерции сечений; l_1 – l_4 — длины расчетных участков станины; $F_{\text{н}}$ — номинальное усилие прессы; x_1 , x_3 — прикладываемые неизвестные силы; x_2 — прикладываемый неизвестный момент.

Для облегчения расчета предварительно определяем вспомогательные величины:

$$\alpha_2 = l_2/l_1; \alpha_3 = l_3/l_1; \alpha_4 = l_4/l_1;$$

$$\gamma_2 = J_2/J_1; \gamma_3 = J_3/J_1; \gamma_4 = J_4/J_1;$$

$$\beta_2 = \alpha_2/\gamma_2; \beta_3 = \alpha_3/\gamma_3; \beta_4 = \alpha_4/\gamma_4; \psi_3 = 1/\gamma_3.$$

Сечения участков станины пресса (рис. 3.24), имеющие моменты инерции J_1, J_2, J_3 и J_4 , изображены на рис. 3.25. Определим геометрические параметры этих сечений.

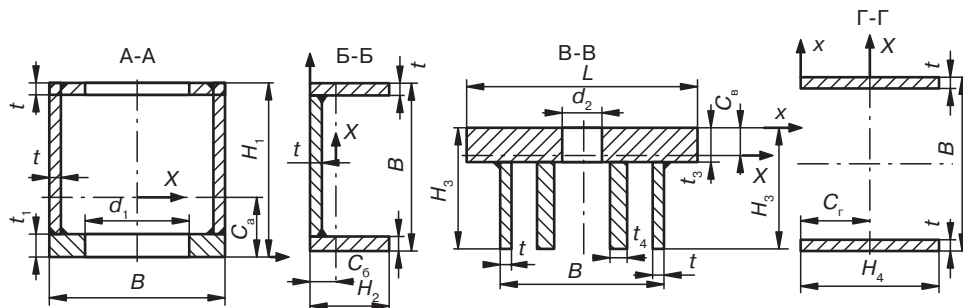


Рис. 3.25. Сечения участков станины (см. рис. 3.24)

Площади сечений:

$$S_1 = 2H_1t + (B - 2t - d_1)(t_1 + t); \quad (3.88)$$

$$S_2 = Bt + 2t(H_2 - t); \quad (3.89)$$

$$S_3 = (L - d_2)t_3 + 2(t + t_4)(H_3 - t_3); \quad (3.90)$$

$$S_4 = 2H_4t. \quad (3.91)$$

Координаты центров тяжести сечений относительно осей x , положение которых указано на рис. 3.25:

- сечение А-А

$$C_a = \frac{(B - d_1 - 2t)(2tH_1 - t^2 + t_1^2) + 2tH_1^2}{2S_1}; \quad (3.92)$$

- сечение Б-Б

$$C_б = \frac{Bt^2 + 2t(H_2^2 - t^2)}{2S_2}; \quad (3.93)$$

- сечение В-В

$$C_в = \frac{(L - d_2)t_3^2 + 2(t + t_4)(H_3^2 - t_3^2)}{2S_3}; \quad (3.94)$$

- сечение Г-Г

$$C_г = H_4/2. \quad (3.95)$$

Моменты инерции сечений относительно осей X , проведенных через центр тяжести сечений:

$$J_1 = J_{11} + J_{12} + J_{13}; \quad J_2 = J_{21} + J_{22}; \quad J_3 = J_{31} + J_{32} + J_{33}; \quad J_4 = 2tH_4^3/12;$$

$$J_{11} = 2 \left(\frac{(\frac{B-d_1}{2})t_1^3}{12} + (\frac{B-d_1}{2})t_1(C_a - \frac{t_1}{2})^2 \right);$$

$$J_{12} = 2 \left(\frac{t(H_1 - t_1)^3}{12} + t(H_1 - t_1)(H_1 - C_a - \frac{H_1 - t_1}{2})^2 \right);$$

$$J_{13} = 2 \left(\frac{(\frac{B-d_1}{2} - t)t^3}{12} + (\frac{B-d_1}{2} - t)t(H_1 - C_a - \frac{t}{2})^2 \right);$$

$$J_{21} = \frac{Bt^3}{12} + Bt \left(C_a - \frac{t}{2} \right)^2;$$

$$J_{22} = 2 \left(\frac{t(H_2 - t)^3}{12} + t(H_2 - t)(H_2 - \frac{H_2 - t}{2} - C_6)^2 \right);$$

$$J_{31} = 2 \left(\frac{(\frac{L-d_2}{2})t_3^3}{12} + (\frac{L-d_2}{2})t_3(C_B - \frac{t_3}{2})^2 \right);$$

$$J_{32} = 2 \left(\frac{t(H_3 - t_3)^3}{12} + t(H_3 - t_3)(H_3 - \frac{H_3 - t_3}{2} - C_B)^2 \right);$$

$$J_{33} = 2 \left(\frac{t_4(H_3 - t_3)^3}{12} + t_4(H_3 - t_3)(H_3 - \frac{H_3 - t_3}{2} - C_B)^2 \right).$$

Для определения внутренних силовых факторов составим систему канонических уравнений:

$$x_1\delta_{11} + x_2\delta_{12} + x_3\delta_{13} + \Delta_1 = 0;$$

$$x_1\delta_{21} + x_2\delta_{22} + x_3\delta_{23} + \Delta_2 = 0; \quad (3.96)$$

$$x_1\delta_{31} + x_2\delta_{32} + x_3\delta_{33} + \Delta_3 = 0,$$

где $x_1 = FN_1/4\alpha_2 N$; $x_2 = Fl_1 N_2/4N_1$; $x_3 = FN_3/4\alpha_4 N$;

$$N_1 = \beta_2 \beta_3 (0,5 - \psi_3) + 0,167 \beta_2 \beta_4 (1 - \psi_3) + \beta_3^2 (1 + \beta_2) - \beta_3 \psi_3;$$

$$N_2 = \beta_2 \beta_3 (0,333 + 0,167 \beta_2 + \psi_3 - \beta_3) + \beta_2 \beta_4 (0,111 + 0,55 \beta_2 + 0,275 \psi_3) + \psi_3 (\beta_3 + 0,333 \beta_4) - \beta_3^2;$$

$$N_3 = \beta_2 \beta_3 (0,167 \beta_2 + 0,333 \psi_3 + 0,833) - \beta_2 \psi_3 (0,333 + 0,333 \psi_3 + 0,083 \beta_2) + \psi_3 (\beta_3 - t_3); \setminus$$

$$N = 0,111 \beta_2 (1 + \psi_3 + 0,25 \beta_2) (3 \beta_3 + \beta_4) - \beta_3^2 (1 + 0,333 \beta_2) + \psi_3 (\beta_3 + 0,333 \beta_4).$$

На рис. 3.26 представлена эпюра моментов от действующих на раму сил, построенная после определения моментов M_1 , M_1' , M_2 , M_3 и M_4 в различных сечениях рамы пресса. Напряжения в проверяемых сечениях станины определяют по формулам

$$\sigma_{A-A} = M_1 (H_1 - C_a) / J_1; \quad (3.97)$$

$$\sigma_{B-B} = (M_2 C_6 / J_2) + (F / 2 S_2); \quad (3.98)$$

$$\sigma_{B-B} = M_3 (H_3 - C_b) / J_3; \quad (3.99)$$

$$\sigma_{\Gamma-\Gamma} = M_4 C_7 / J_4. \quad (3.100)$$

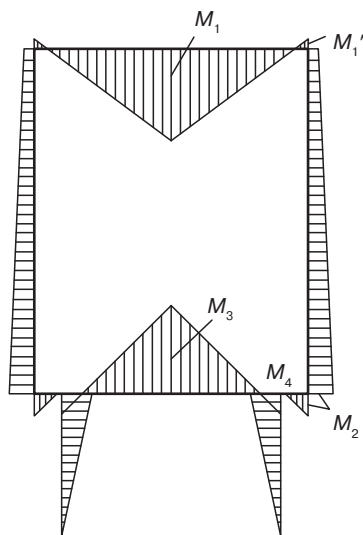


Рис. 3.26. Эпюра моментов от действующих на раму сил

При расчете рамы *колонного прессы* считаем, что все четыре колонны нагружены парами сил. Так как рассматриваются две одинаковые плоские рамы, то жесткость верхней и нижней перекладин при расчете составляет половину от их истинной жесткости.

Для раскрытия статической неопределенности станины одноцилиндрового прессы с центральным нагружением (рис. 3.27, а) врезаем три шарнира в точках 3, 4 и 5.

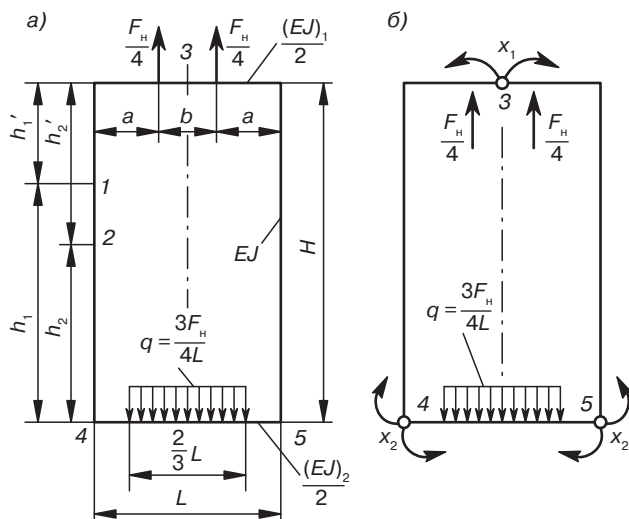


Рис. 3.27. Расчетная схема станины одноцилиндрового колонного прессы: а — схема нагружения; б — схема врезки шарниров

При определении моментов x_1 и x_2 , возникающих в шарнирах (рис. 3.27, б), используем систему канонических уравнений.

Эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки, от моментов x_1 и x_2 в основной системе показаны на рис. 3.28.

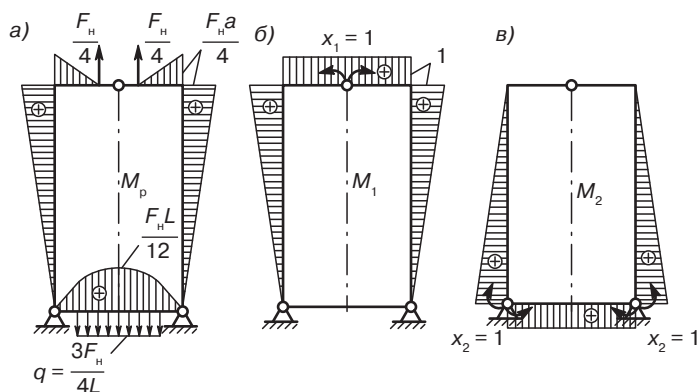


Рис. 3.28. Эпюры изгибающих моментов: а — от внешней нагрузки; б — от момента x_1 ; в — от момента x_2

Значение интенсивности равномерно распределенной нагрузки q определяется из уравнения равновесия сил: $2F_n/4 = 2q/3L$.

Определим коэффициенты канонических уравнений по правилу Верещагина:

$$\begin{aligned}\delta_{11} &= \frac{H}{EJ} \left(\frac{2}{3} + 2k_1 \frac{L}{H} \right); \\ \delta_{12} &= \delta_{21} = H/3EJ; \\ \delta_{22} &= \frac{H}{EJ} \left(\frac{2}{3} + 2k_2 \frac{L}{H} \right); \\ \Delta_1 &= \frac{1}{2EJ} \left(\frac{F_n a H}{3} + k_1 F_n a^2 \right); \\ \Delta_2 &= \frac{1}{2EJ} \left(\frac{F_n a H}{6} - \frac{23}{108} k_2 F_n L^2 \right),\end{aligned}$$

где F_n — номинальное усилие пресса; EJ — жесткость колонны на изгиб; $k_1 = EJ/(EJ)_1$; $k_2 = EJ/(EJ)_2$; $(EJ)_1$ — жесткость верхней поперечины на изгиб; $(EJ)_2$ — жесткость нижней поперечины на изгиб.

Система канонических уравнений в рассматриваемом случае имеет вид

$$\begin{aligned}x_1 \delta_{11} + x_2 \delta_{12} + \Delta_1 &= 0; \\ x_1 \delta_{21} + x_2 \delta_{22} + \Delta_2 &= 0,\end{aligned}\tag{3.101}$$

откуда

$$\begin{aligned}x_1 &= \frac{\Delta_2 \delta_{12} - \Delta_1 \delta_{22}}{\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2}; \\ x_2 &= \frac{\Delta_1 \delta_{12} - \Delta_2 \delta_{11}}{\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2}.\end{aligned}\tag{3.102}$$

После подстановки коэффициентов получим

$$x_1 = -\frac{F_n}{2H} \frac{k_1 a \left(1 + 3k_2 \frac{L}{H} \right) + \frac{1}{2} a H \left(1 + 4k_2 \frac{L}{H} \right) + \frac{23}{108} k_2 L^2}{1 + 4(k_1 + k_2) \frac{L}{H} + 12k_1 k_2 \frac{L^2}{H^2}};\tag{3.103}$$

$$x_2 = \frac{F_n}{2H} \frac{k_1 a (a - L) + \frac{46}{108} k_2 L^2 \left(1 + 3k_1 \frac{L}{H} \right)}{1 + 4(k_1 + k_2) \frac{L}{H} + 12k_1 k_2 \frac{L^2}{H^2}}.\tag{3.104}$$

В большинстве случаев жесткость поперечин гидравлических прессов принимается равной бесконечности, т. е. $k_1 = k_2 = 0$, тогда

$$x_1 = -F_{\text{н}} a/4; x_2 = 0.$$

Приведенный расчет не учитывает распорного эффекта от подвижной поперечины, т. е. он годится для случая, когда имеются достаточно большие зазоры в направляющих поперечины. Для того чтобы можно было сравнить величину зазоров с прогибами колонн, определяем перемещение точек 1 и 2 (см. 3.27, а). Приложим в этих точках единичные силы и умножим эпюры от этих единичных сил (рис. 3.29) на эпюры M_p , M_1 и M_2 (рис. 3.28) по правилу Верещагина.

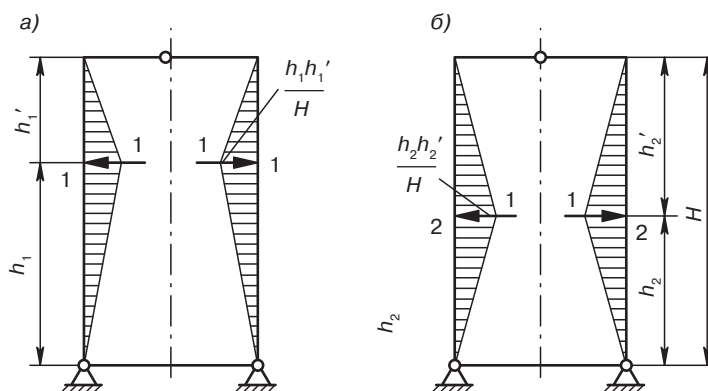


Рис. 3.29. Эпюры от этих единичных сил

Получим следующие выражения:

$$\Delta_1 = -\frac{1}{6EJ} \frac{h_1 h_1'}{H} \left[\left(\frac{F_{\text{н}} a}{4} + x_1 \right) (H + h_1) + x_2 (H + h_1') \right]; \quad (3.105)$$

$$\Delta_2 = -\frac{1}{6EJ} \frac{h_1 h_2'}{H} \left[\left(\frac{F_{\text{н}} a}{4} + x_1 \right) (H + h_2) + x_2 (H + h_2') \right], \quad (3.106)$$

где Δ_1 — перемещение в точке 1; Δ_2 — перемещение в точке 2.

В ряде случаев при расчете одноцилиндровых колонных прессов, работающих при центральном нагружении, можно пользоваться упрощенным расчетом станины. Считая жесткость колонн на изгиб неизмеримо меньшей, чем жесткость верхней и нижней поперечин, рассчитываем верхнюю и нижнюю поперечины как балки на двух опорах, нагруженные силой $F_{\text{н}}$, которая передается на поперечины опорной поверхностью цилиндра или пресс-формы. На рис. 3.30 показана схема распределения нагрузки нижней поперечины (неподвижного стола) прессы. Большей частью пресс-форма устанавливается на столе на подкладных планках, расстояние между которыми

лимитируется наличием в столе отверстий для выталкивателя. В этом случае максимальное значение изгибающего момента определяется по формуле

$$M_{\max} = F_n(L - L_1)/4, \quad (3.107)$$

где F_n — номинальное усилие рабочего плунжера; L — расстояние между осями колонн; L_1 — расстояние между центрами подкладных планок.

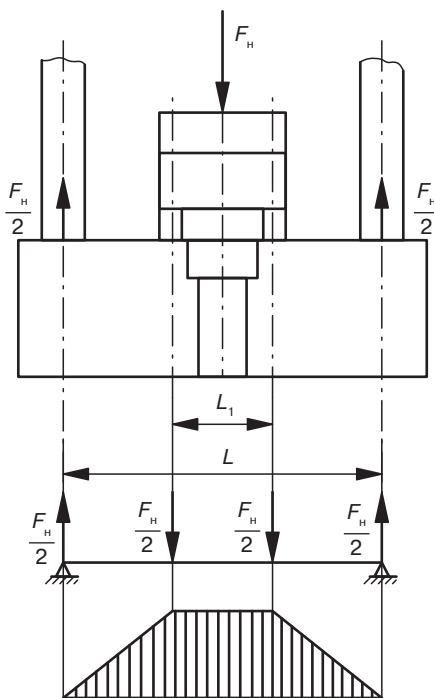


Рис. 3.30. Схема распределения нагрузки нижней поперечины пресса

Дальнейший расчет сводится к определению напряжений, возникающих в поперечинах под действием изгибающего момента и расчету колонн на растяжение.

На рис. 3.31 показано центральное (опасное) сечение литой нижней поперечины (стола) пресса, имеющей коробчатую конструкцию. Максимальное напряжение в материале стола пресса определяют по формулам

$$\sigma_p = M_{\max} C/J_{x1}; \sigma_{сж} = M_{\max} (H - C)/J_{x1},$$

где σ_p — растягивающее напряжение от изгиба; $\sigma_{сж}$ — сжимающее напряжение; C — расстояние от центра тяжести сечения до наиболее удаленного растянутого волокна; H — полная высота сечения; J_x — момент инерции относительно оси X , проходящей через центр тяжести сечения стола.

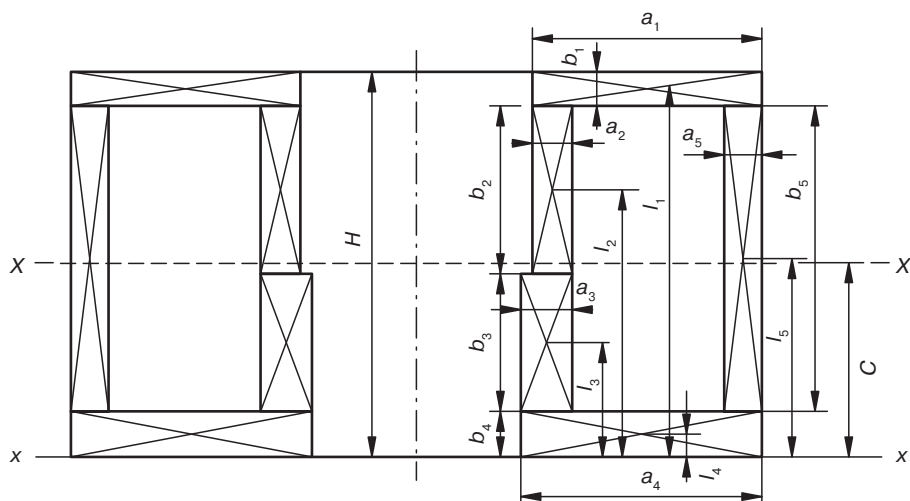


Рис. 3.31. Опасное сечение литой нижней поперечины пресса, имеющей коробчатую конструкцию

Положение центра тяжести сечения относительно оси X определяется по формуле

$$C = \frac{a_1 b_1 l_1 + a_2 b_2 l_2 + \dots + a_5 b_5 l_5}{a_1 b_1 + a_2 b_2 + \dots + a_5 b_5}. \quad (3.108)$$

Момент инерции сечения стола пресса относительно оси X (см. рис. 3.31)

$$J_X = 2 \left[\frac{1}{12} (a_1 b_1^3 + a_2 b_2^3 + \dots + a_5 b_5^3) + a_1 b_1 (l_1 - C)^2 + a_2 b_2 (l_2 - C)^2 + \dots + a_5 b_5 (l_5 - C)^2 \right]. \quad (3.109)$$

Расчет верхней перекладины производится аналогично приведенному расчету нижней перекладины, при этом, как сказано выше, предполагается, что усилие от опорного фланца цилиндра передается на верхнюю поперечину в виде двух сил, приложенных в центрах тяжести опорных полуфланцев.

Колонны, связывая верхнюю и нижнюю поперечину в жесткую раму, воспринимают все усилия, развиваемые прессом. Одновременно они служат направляющими для подвижной плиты. Длина колонн определяется из конструктивных соображений.

Предварительная затяжка гаек колонн пресса в процессе монтажа должна превышать усилие, возникающее в колонне от приходящейся на нее части усилия пресования. Поэтому на участке колонны, заходящем в поперечину, она должна рассчитываться на растяжение от силы

$$F_1 = 1,2 F_{\text{н}} / n, \quad (3.110)$$

где F_1 — расчетное усилие на одну колонну; $F_{\text{н}}$ — номинальное усилие пресса; n — количество колонн; 1,2 — коэффициент, учитывающий предварительную затяжку.

Диаметр колонны в опасном сечении (обычно внутренний диаметр резьбы)

определяется по формуле $d = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[\sigma]}}$.

В связи с деформацией поперечины и эксцентричным нагружением пресса колонны работают не только на растяжение, но и на изгиб. Кроме того, учитывая, что нагрузка на колонну пульсирует от 0 до F_1 , колонну необходимо проверять на усталостную прочность

$$\sigma = K' \left(\frac{4F_1}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3} \right), \quad (3.111)$$

где σ — напряжение в исследуемом сечении; K' — коэффициент концентрации напряжений в резьбе $K' = 1,8-2,0$; d — внутренний диаметр резьбы колонны; M — величина момента, действующего на колонну (известна из расчета станины).

Колонны обычно изготавливаются из стали Ст5 или из низколегированных сталей. При этом коэффициент запаса прочности принимается равным 2,0–2,2. Резьба на колоннах чаще всего выполняется упорной, с шагом $t = 5$ мм. При диаметре колонн d больше 150 мм шаг резьбы рекомендуется определять по формуле $t = 5 + 0,0135d$.

Расчет резьбы колонн производится на удельное давление, приблизительно равное 60 МПа, на срез, принимая допускаемое напряжение приблизительно равным 25 МПа и на изгиб витков (в развернутом состоянии), принимая допускаемое напряжение примерно равным 50 МПа. Размеры гаек колонн рекомендуется принимать по следующим соотношениям: высота $h \approx (1-1,2)d$; наружный диаметр $D \approx 1,5d$. Выбранный размер гайки D должен быть проверен на удельное давление на опорную поверхность, которое не должно превышать 80 МПа.

3.3. Расчет прессов для таблетирования

Таблетирование является одним из этапов переработки порошкообразных и волокнонаполненных полимерных композиций. Существенный разброс granulометрического состава пресс-порошков препятствует механизации процессов переработки, так как требует весового дозирования, конструктивное оформление которого достаточно сложно. Кроме того, весовые дозаторы дороже объемных, и требуют дополнительного обслуживания при их эксплуатации. Порошкообразные композиции в силу их физической природы не могут подвергаться предварительному нагреву токами высокой частоты, что существенно снижает производительность прессов при производстве изделий из реактопластов.

Таблетирование пресс-материалов позволяет не только избежать перечисленных трудностей, но в ряде случаев, например при изготовлении фасонных таблеток из стекловолоконитов, является совершенно необходимой операцией, так как течение композиций с длиноволокнистыми наполнителями в пресс-формах ограничено.

Процесс таблетирования обычно осуществляется в условиях одноосного сжатия порции материала в замкнутом объеме. Различают одностороннее, двухстороннее таблетирование, таблетирование с «плавающей» матрицей и изостатическое таблетирование (рис. 3.32).

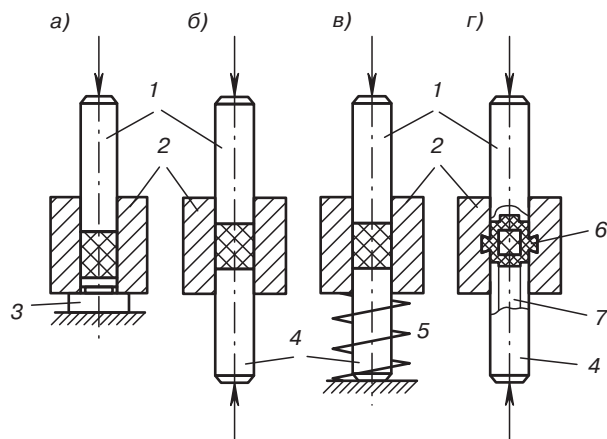


Рис. 3.32. Способы таблетирования: а — одностороннее; б — двухстороннее; в — с «плавающей» матрицей; г — изостатическое

Под односторонним таблетированием понимается такой способ уплотнения сыпучего материала, когда относительно матрицы 2 перемещается только пуансон 1 (рис. 3.32, а). Этот пуансон называется прессующим, а второй, неподвижный пуансон 3 — поддоном. При прессовании под воздействием осевого давления материал передает давление на стенки матрицы. Это давление, действующее в направлении, перпендикулярном к оси действия внешней силы, называется боковым давлением. При смещении частиц материала в процессе его уплотнения относительно стенок матрицы возникают силы трения, препятствующие этому смещению (внешнее трение). Следствием действия сил трения является снижение осевого давления по высоте прессуемого изделия в направлении от прессующего пуансона к поддону и уменьшение плотности и прочности таблетки в том же направлении.

При двухстороннем прессовании (рис. 3.32, б) пуансоны 1 и 4 являются прессующими, и частицы таблетлируемого материала перемещаются навстречу друг другу. Силы внешнего трения при таком способе таблетирования уменьшаются, и распределение плотности и прочности в таблетке более равномерное, чем при одностороннем прессовании.

Частным случаем двухстороннего прессования является двухстороннее симметричное прессование, когда пуансоны движутся симметрично относительно средней (по высоте) плоскости изделия. При этом средняя плоскость изделия не перемещается относительно матрицы.

Вариантом конструктивной реализации двухстороннего таблетирования является использование «плавающей» матрицы (рис. 3.32, в). Матрица устанавливается

на упругой опоре 5, подвижным являет лишь один из пуансонов. Возникающие при прессовании силы трения действуют не только на изделие, но и на матрицу, смещая ее в сторону движения прессующего пуансона. Это создает эффект двухстороннего таблетирования.

Изостатическое таблетирование обеспечивает всестороннее сжатие прессуемого изделия и, следовательно, наиболее равномерное распределение плотности по его объему. Для выполнения такого способа таблетирования используются матрицы с резиновой втулкой 6 (рис. 3.32, з). Сыпучий материал заполняет внутренний канал резиновой втулки, прессующие пуансоны создают давление и на материал, и на торцы втулки. При воздействии осевого давления на резиновую втулку происходит всестороннее обжатие таблетки. Для выталкивания готового изделия из матрицы после снятия давления прессования служит специальный шток 7. Для этой цели может применяться также пуансон телескопической конструкции.

Выбор схемы таблетирования является важным моментом при определении плотности, а главное прочности получаемых таблеток, так как недостаточная прочность приводит к преждевременному разрушению таблеток при их транспортировке и дозировании, а это, в свою очередь, приводит к увеличению процента брака при прессовании изделий.

Очевидно, учитывая равномерность и равнопрочность таблеток, двухстороннее таблетирование является более предпочтительным. Для таблетирования большей части пресс-порошков удельное давление колеблется в пределах 75–120 МПа, для волокнитов эта величина составляет 150–200 МПа, для стекловолокнитов — 350–400 МПа.

При конструировании таблетирующего оборудования всегда учитывается степень уплотнения материала при его таблетировании, которая составляет для пресс-порошков величину 2–2,5, для волокнитов — 3–3,5, а для стекловолокнитов — 20–25.

3.3.1. Размер таблеток и усилия, действующие на рабочие органы

Цилиндрическая форма таблеток является наиболее распространенной в промышленности пластических масс. Для увеличения прочности таблеток и уменьшения выкрашивания в процессе транспортировки и дозирования иногда применяют таблетки со сферическими основаниями, с основаниями в виде усеченного конуса и т. д. Однако при изготовлении изделий сложной формы подчас приходится загружать в пресс-форму несколько таблеток, суммарный вес которых равен весу изготавливаемого изделия. В этом случае таблетки располагают в пресс-форме таким образом, чтобы при прессовании были обеспечены одинаковые условия поступления материала в оформляющие полости пресс-формы.

Часто соотношение диаметра и высоты таблетки не играет существенной роли при последующем использовании таблеток. В этих случаях размеры таблеток должны определяться из условия оптимального использования таблеточной машины, а если машина проектируется заново, то из условия минимального веса машины. Рассмотрим эти варианты.

Предположим, что максимальное усилие прессования таблеточной машины, которое определяется мощностью привода и прочностью ее деталей, известно, а вес

таблетки не задан. Размеры таблетки в этом случае должны быть найдены из условия максимального веса таблетки, что обеспечит максимальную весовую производительность машины.

При известном усилии прессования F_T давление под прессующим пуансоном равняется

$$q_{\text{ТВ}} = 4F_T / \pi d^2, \quad (3.112)$$

где d — диаметр таблетки.

Давление $q_{\text{ТН}}$ на неподвижном пуансоне с учетом сил трения на боковой поверхности прессуемого тела может быть найдено из уравнения равновесия сил на вертикальную ось: $\Sigma F_z = 0$. Последнее уравнение можно представить в следующем виде:

$$q_{\text{ТВ}} \frac{\pi d^2}{4} = q_{\text{ТН}} \frac{\pi d^2}{4} + \pi d h \tau_{\text{ср}}$$

или

$$q_{\text{ТН}} = q_{\text{ТВ}} - 4 \frac{h}{d} \tau_{\text{ср}}, \quad (3.113)$$

где $\tau_{\text{ср}} = \tau_{\text{усл}} + (h-1)K'$; h — высота таблетки (в мм); $\tau_{\text{ср}}$ — средняя удельная сила трения при высоте таблетки h ; $\tau_{\text{усл}}$ — удельная сила трения, найденная для таблеток, имеющих высоту $h = 10$ мм и $q_{\text{ТВ}} = 100$ МПа; K' — эмпирический коэффициент. Для фенолформальдегидного пресс-порошка марки 03-010-02 $\tau_{\text{усл}} = 28$ МПа; $K' = 35$ МПа/мм.

Так как величина $q_{\text{ТН}}$ не может быть взята меньше некоторого минимального значения, обеспечивающего прочность таблетки, и является известной, уравнение (3.113) можем переписать в виде

$$\pi d h \tau_{\text{ср}} = F_T - \frac{\pi d^2}{4} q_{\text{ТН}}. \quad (3.114)$$

Объем таблетки

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h$$

или, подставляя значение h , найденное из формулы (3.114),

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{F_T}{\pi d} - \frac{dq_{\text{ТН}}}{4} \right) \frac{1}{\tau_{\text{ср}}}. \quad (3.115)$$

Определим, при каких соотношениях размеров d и h объем таблетки будет максимальным. Для этого найдем производную от V по d и приравняем ее нулю:

$$\frac{F_T}{4} - \frac{3\pi q_{\text{ТН}} d^2}{16} = 0,$$

откуда

$$d = 2 \sqrt{\frac{F_{\tau}}{3\pi q_{\text{тн}}}} \quad (3.116)$$

и

$$h = \frac{q_{\text{тн}}}{\tau_{\text{ср}}} \sqrt{\frac{F_{\tau}}{3\pi q_{\text{тн}}}}. \quad (3.117)$$

Таким образом, максимальный объем при заданных значениях усилия прессования и давления на нижнем пуансоне:

$$V = \frac{F_{\tau}}{3\tau_{\text{ср}}} \sqrt{\frac{F_{\tau}}{3\pi q_{\text{тн}}}}.$$

Соотношения размеров цилиндрической таблетки при этом

$$d/h = 2\tau_{\text{ср}}/q_{\text{тн}}. \quad (3.118)$$

Все приведенные выводы и формулы относятся к одностороннему прессованию таблеток. При двустороннем прессовании формулы примут следующий вид:

$$d = 2 \sqrt{\frac{F_{\tau}}{3\pi q_{\text{тн}}}} \quad (3.119)$$

$$h = 2 \frac{q_{\text{тн}}}{\tau_{\text{ср}}} \sqrt{\frac{F_{\tau}}{3\pi q_{\text{тн}}}}; \quad (3.120)$$

$$d/h = \tau_{\text{ср}}/q_{\text{тн}}. \quad (3.121)$$

В формулах (3.119)–(3.121) $q_{\text{тн}}$ — давление в нейтральном слое.

При проектировании новой таблеточной машины необходимо по заданному весу таблетки найти такие значения размеров d и h , при которых потребуется наименьшее прессующее усилие для достижения заданной прочности таблетки. Это позволит не перегружать звенья машины и ее станину и, следовательно, приведет к конструкции, наиболее экономичной с точки зрения металлоемкости.

При решении этой задачи следует исходить из давления прессования на нижнем пуансоне $q_{\text{тн}}$, обеспечивающем необходимую прочность таблетки.

Вес таблетки

$$G = \pi d^2 h \gamma / 4, \quad (3.122)$$

где γ — удельный вес таблетки.

Решая совместно уравнения (3.118) и (3.122), находим

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{\tau_{\text{ср}} G}{\pi \gamma q_{\text{тн}}}}; \quad (3.123)$$

$$h = \frac{q_{\text{тн}}}{\tau_{\text{ср}}} \sqrt[3]{\frac{\tau_{\text{ср}} G}{\pi \gamma q_{\text{тн}}}}. \quad (3.124)$$

При двустороннем прессовании соответственно получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{4\tau_{\text{ср}} G}{\pi \gamma q_{\text{тн}}}}; \quad (3.125)$$

$$h = \frac{q_{\text{тн}}}{\tau_{\text{ср}}} \sqrt[3]{\frac{4\tau_{\text{ср}} G}{\pi \gamma q_{\text{тн}}}}. \quad (3.126)$$

Полученные размеры таблетки d и h должны быть проанализированы как с точки зрения удобства предварительного подогрева и загрузки таблеток в пресс-форму, так и с точки зрения конструкции машин. При значительном преобладании высоты таблетки над диаметром резко возрастут величины перемещений рабочих органов механизмов прессования и выталкивания, что приведет к увеличению габаритов машины.

После уточнения размеров таблетки усилие на прессующем пуансоне определяется по следующим формулам:

- при одностороннем прессовании

$$F_{\text{тв}} = \frac{\pi d^2}{4} q_{\text{тн}} + \pi d h \tau_{\text{ср}}; \quad (3.127)$$

- при двустороннем прессовании

$$F_{\text{тв}} = \frac{\pi d^2}{4} q_{\text{тн}} + \frac{1}{2} \pi d h \tau_{\text{ср}}. \quad (3.128)$$

Пресс-форма рассчитывается на прочность по боковому давлению $q_{\text{бз}}$, которое определяется в зависимости от давления прессования по графикам (см. рис. 3.33) или по формуле

$$q_{\text{бз}} = k q_{\text{тв}}^2 - a q_{\text{тв}},$$

где $q_{\text{тв}}$ — давление прессования в осевом направлении; k и a — коэффициенты, значения которых зависят от свойств прессуемого материала; для пресс-порошка 03-010-02 $k = 1,68 \cdot 10^{-4}$ 1/МПа, $a = 1,8 \cdot 10^{-2}$.

Пресс-форму необходимо рассчитывать по максимальному значению $q_{\text{бзmax}}$.

Усилие выталкивания таблетки рассчитывается по формуле

$$F_{\text{выт}} = \pi d h \tau_{\text{ост}},$$

где $\tau_{\text{ост}}$ — удельная сила трения при выталкивании (табл. 3.8).

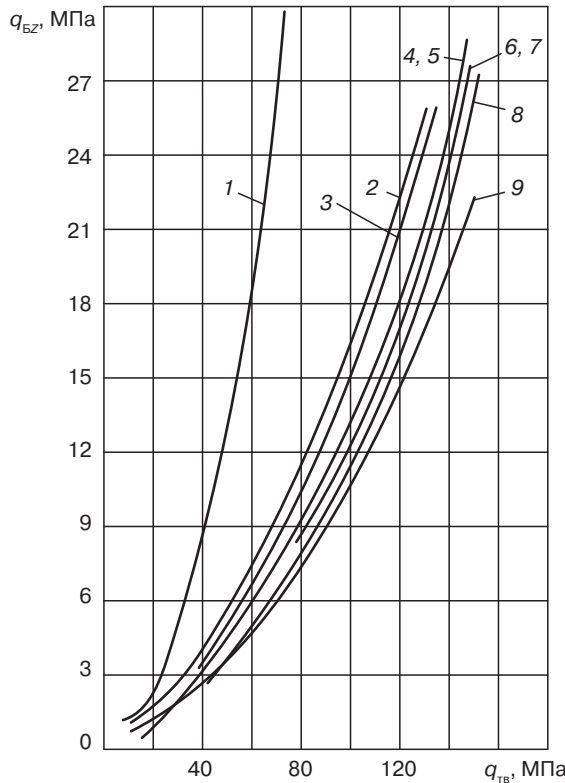


Рис. 3.33. Зависимость бокового давления от давления прессования для термореактивных и термопластичных материалов: 1 — полиэтилен; 2 — полистирол; 3 — СП1-342-02; 4 — аминопласт КМФА3; 5 — аминопласт КФА1; 6 — Э1-340-02; 7 — Э2-330-02; 8 — волокнит; 9 — 03-10-02

Таблица 3.8. Зависимость удельной силы трения при выталкивании от давления прессования

| Давление прессования, МПа | Удельные силы трения при выталкивании, МПа |
|---------------------------|--|
| 50 | 20,5 |
| 75 | 24,1 |
| 100 | 27,5 |
| 125 | 28,8 |
| 150 | 30,6 |
| 175 | 32,0 |

3.3.2. Расчет механизмов кривошипных таблеточных машин

Кривошипные таблеточные машины с рычажным механизмом прессования относятся к автоматам с периодическим перемещением обрабатываемого объекта. Кривошипные таблеточные машины являются, как правило, машинами вертикального

типа, с односторонним прессованием порошка без выдержки под давлением. Компенсаторы давления в кривошипных таблеточных машинах применяются сравнительно редко.

По конструкции кривошипные таблеточные машины весьма разнообразны; они обычно позволяют получать таблетки из пресс-порошков диаметром от 12 до 100 мм при усилиях прессования, соответственно лежащих в пределах от 20 до 1000 кН.

Машина состоит из литой составной станины, на которой смонтированы все узлы и детали машины. Крутящий момент обычно передается от электродвигателя на эксцентриковый главный вал 6 через клиноременную или плоскоременную передачу, шкив 1 (рис. 3.34, а), зубчатые шестерни 3 и 9.

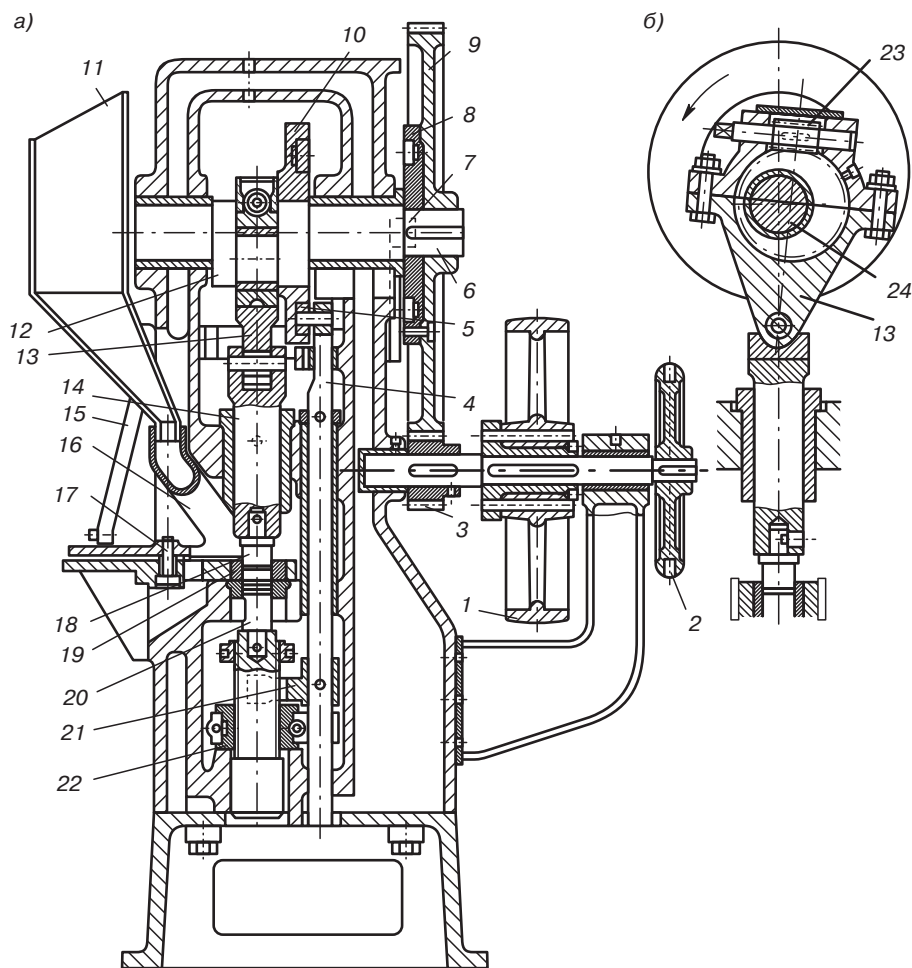


Рис. 3.34. Схема кривошипной таблеточной машины: а — продольный разрез; б — узел регулировки давления

На средней эксцентриковой части 12 вала 6 в шатуне 13 установлена эксцентриковая втулка, которая может поворачиваться в цилиндрическом пазу шатуна для изменения эксцентриситета и регулирования давления таблетирования. К шатуну прикреплен ползун 14, в котором установлен верхний пуансон 18. Нижний пуансон 20 закреплен в резьбовом штоке, который может подниматься или опускаться под действием регулировочной гайки 22 для изменения веса таблетки, формируемой в матрице 19.

Готовая таблетка выталкивается из матрицы нижним пуансоном под действием внутреннего профильного ролика, расположенного во вращающемся диске 10. При обкатывании ролика 5 по профилю кулачка штанга 4 перемещается вилкой 21 по вертикали, обеспечивая подъем и опускание нижнего пуансона.

Порошкообразный материал из бункера 11 загружается в поворотный питатель 16. Поворот питателя осуществляется вследствие обкатывания ролика 7 по внутреннему кулачку 8. При этом под действием рычага 15 питатель поворачивается вокруг оси 17, обеспечивая засыпку материала в матрицу. Штурвал 2 предназначен для проворачивания главного вала машины вручную.

На рис. 3.34, б показано устройство для регулирования усилия таблетирования. Червяк 23 находится в зацеплении с зубчатым колесом 24, представляющим собой эксцентриковую втулку, состоящую из двух половин. При вращении червяка эксцентриковая втулка поворачивается в корпусе шатуна 13 и расстояние от оси кривошипа до оси пальца ползуна изменяется, поэтому изменяется и глубина опускания верхнего пуансона 18 в матрицу.

К силовому расчету машины относится определение усилий, действующих на звенья механизма, реакций в кинематических парах и приведенных к ведущему звену машины моментов от сил, приложенных к ее звеньям.

Решение первых двух задач позволяет получить исходные данные для последующих прочностных расчетов деталей таблеточных машин, а также для подбора подшипников, расчета коэффициента полезного действия и т. д. Определение приведенных к ведущему звену машины моментов сил позволяет решить вопрос о подборе двигателя и произвести расчет момента инерции маховика.

Силовой расчет механизмов проводится при помощи кинетостатического метода, в соответствии с которым можно рассматривать равновесие кинематической цепи и отдельных звеньев в том случае, если ко всем активным и реактивным силам добавить силы инерции. Силы инерции обычно рассчитываются для периода установившегося движения машины в предположении, что угловая скорость ведущего звена постоянна и известна. Уточнение величин сил инерции и реакций в кинематических парах может быть произведено лишь после определения истинного закона движения машинного агрегата.

На ведомые звенья исполнительных механизмов таблеточной машины могут действовать следующие силы:

1. Силы полезных сопротивлений: усилие прессования и усилие выталкивания.
2. Силы тяжести звеньев. В некоторых случаях силами тяжести можно пренебречь в связи с их незначительной величиной по сравнению с другими нагрузками;

так, например, в кривошипных таблеточных машинах суммарная сила тяжести всех подвижных звеньев механизма прессования составляет не более 0,3–0,5% от величины максимальной прессующей силы.

3. Силы инерции звеньев. В связи с тем что кривошипные эксцентриковые таблеточные машины являются тихоходными, отношение максимального ускорения ползуна механизма прессования к ускорению силы тяжести не превышает 0,1, т. е. силы инерции можно не учитывать и силовой расчет этого механизма производить как статический. Для других исполнительных механизмов машины вопрос о необходимости учета сил инерции должен решаться индивидуально в каждом случае, так как эти силы иногда могут представлять основную нагрузку механизма.

4. Силы упругости пружин. Наряду с геометрическим замыканием высших пар в кулачковых механизмах таблеточных машин применяются системы с силовым замыканием кинематической пары кулачок–толкатель. В последнем случае ведомое звено находится под воздействием пружины. Одно из движений толкателя совершается за счет воздействия кулачка на толкатель; при этом пружина деформируется и накапливает потенциальную энергию; при обратном ходе толкателя упругая сила пружины является движущей. Следовательно, за цикл движения механизма работа упругих сил пружины равна нулю, если пренебречь потерями на гистерезис.

5. Силы трения в кинематических парах. При силовых расчетах трение в кинематических парах учитывается по законам сухого трения, т. е. предполагается, что силы трения, возникающие в кинематических парах, пропорциональны нормальным давлениям — реакциям в соответствующих парах. В поступательной паре действие сил трения приводит к отклонению реакции на угол трения $\phi = \operatorname{arctg} f$ в сторону, обратную относительной скорости звеньев пары. Во вращательной паре действие сил трения приводит к смещению реакции относительно оси шарнира на величину радиуса круга трения $\rho = fr$ (где r — радиус цапфы); коэффициент трения f для стали по бронзе в приближенных расчетах обычно принимается равным 0,075–0,1.

Силы трения в кинематических парах в некоторых случаях существенно влияют на величину реакций и приведенного к ведущему звену момента сил сопротивлений. Для правильной оценки условий работы кинематических пар необходимо определять и сопоставлять коэффициенты потерь в кинематических парах.

Поскольку механизм имеет плоскость симметрии, при определении реакций в направляющих и в подшипниках шатуна можно этот механизм рассматривать как плоский. При расчете реакций в опорах главного вала необходимо учитывать влияние сил, действующих на другие исполнительные механизмы, а также реакции в зубчатом зацеплении. В дальнейшем введены следующие обозначения: F — сила прессования; F_{12} — реакция кривошипа на шатун; F_{23} — реакция шатуна на ползун; F_{03} — реакция направляющей на ползун; r_B и r_C — радиусы подшипников шатуна; r — длина кривошипа; l — длина шатуна; $\lambda = r/l$ — относительный размер; ψ и α — углы давления и поворота кривошипа.

Так как силы тяжести и силы инерции звеньев в расчете не учитываются, можно считать, что реакция $F_{12} = F_{23}$ и направлена по общей касательной к кругам трения, построенным в точках B и C (рис. 3.35, *a*). Радиусы кругов трения рассчитываются по формулам $\rho_B = fr_B$, $\rho_C = fr_C$.

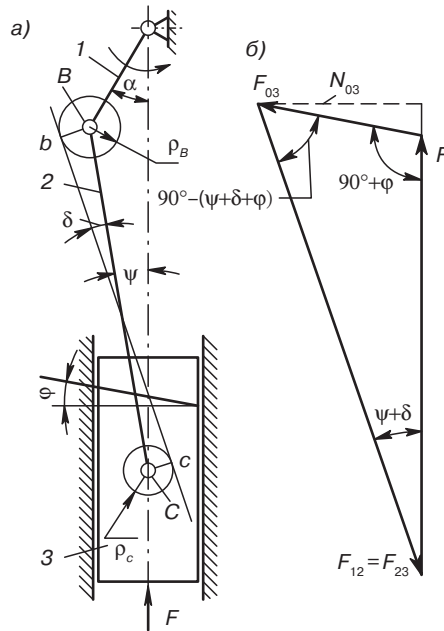


Рис. 3.35. Схема кривошипно-шатунного механизма: а — схема механизма; план сил ползуна; 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — ползун

Касательная к кругам трения проводится таким образом, чтобы усилие, действующее по этому направлению, уравнивало моменты трения в подшипниках. Реакция F_{03} отклонена от нормали на угол трения. Ниже рассматривается случай, когда перекося ползуна в направляющей отсутствует.

Из плана сил, построенного для ползуна (рис. 3.35, б) по теореме синусов, получим

$$F_{12} = F_{23} = \frac{\cos \varphi}{\cos(\psi + \delta + \varphi)} F; \quad (3.129)$$

$$F_{03} = \frac{\sin(\psi + \delta)}{\cos(\psi + \delta + \varphi)} F. \quad (3.130)$$

Нормальная составляющая реакции F_{03} может быть определена по формуле

$$N_{03} = \frac{\sin(\psi + \delta) \cos \varphi}{\cos(\psi + \delta + \varphi)} F. \quad (3.131)$$

Угол δ можно найти, проектируя замкнутый контур $BbcC$ на направление нормали к касательной, проведенной к кругам трения:

$$(Bb) + (cC) - l \sin \delta = 0, \quad (3.132)$$

откуда

$$\rho_B + \rho_C = l \sin \delta \quad (3.133)$$

и

$$\delta = \arcsin \left(f \frac{r_B + r_C}{l} \right).$$

Для расчета реакций F_{12} , F_{23} и N_{03} можно использовать приближенные формулы, так как $\lambda < 1/3$, $f = 0,1$ и $\delta \leq 3^\circ$:

$$F_{12} = F_{23} \approx F;$$

$$N_{03} = \left(\lambda \sin \alpha + \frac{1}{\operatorname{ctg} \delta} \right) F. \quad (3.134)$$

Максимальная погрешность расчета по приближенным формулам составляет не более 5% и соответствует значению угла $\alpha = 90^\circ$; при этом обычно прессование еще не происходит.

В том случае, когда конструкция поступательной кинематической пары такова, что может возникнуть перекос ползуна в направляющей (рис. 3.36), расчетные формулы для определения реакций получаются из рассмотрения равновесия ползуна.

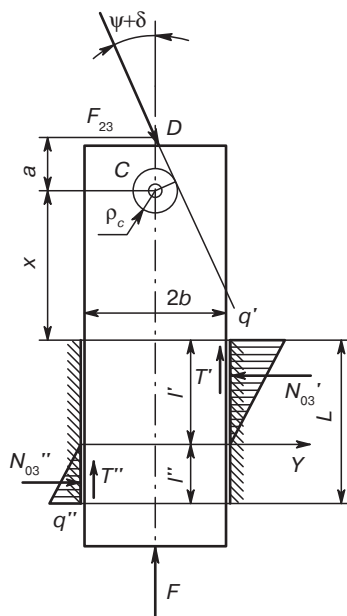


Рис. 3.36. Схема сил, приложенных к ползуну кривошипно-шатунного механизма при перекосе ползуна в направляющей

Предполагается, что при перекосе распределенная нагрузка на направляющую (удельное давление) распределяется по закону треугольника. Эпюра распределенных нагрузок q' и q'' показана на рис. 3.36. Равнодействующая такой распределенной нагрузки, эпюра которой имеет вид треугольника, равна площади этого треугольника и проходит через его центр тяжести.

Таким образом

$$N'_{03} = 0,5q'l', N''_{03} = 0,5q''l'', \quad (3.135)$$

причем

$$l' + l'' = L,$$

где L — длина направляющей.

Силы трения T' и T'' в направляющих можно выразить через нормальные реакции:

$$T' = fN'_{03}; T'' = fN''_{03}. \quad (3.136)$$

Имея в виду подобие треугольников эпюр распределенных нагрузок, можно записать

$$q'/q'' = l'/l'', \quad (3.137)$$

следовательно,

$$N'_{03}/N''_{03} = (l'/l'')^2. \quad (3.138)$$

Уравнения равновесия ползуна имеют следующий вид:

$$\Sigma F_y = 0; F_{23} \sin(\psi + \delta) - N'_{03} + N''_{03} = 0; \quad (3.139)$$

$$\Sigma F_x = 0; -F_{23} \cos(\psi + \delta) + fN'_{03} + fN''_{03} + F = 0; \quad (3.140)$$

$$\Sigma M_D = 0; N'_{03}(a + x + 1/3l') - fN'_{03}b + fN''_{03}b - N''_{03}(a + x + L - 1/3l'') = 0, \quad (3.141)$$

где

$$a = \rho_c / \sin(\psi + \delta); \quad (3.142)$$

$2b$ — ширина ползуна; x — отстояние точки C от направляющей ползуна.

При известном расстоянии L_0 от оси вращения кривошипа до направляющей оно может быть выражено равенством

$$x = L_0 - x_c$$

Величина x_c является функцией угла поворота кривошипа и определяется по уравнению

$$x_C = r \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{4} \lambda + \cos \alpha + \frac{1}{4} \lambda \cos 2\alpha \right). \quad (3.143)$$

Из уравнения (3.141) определяем

$$\frac{N'_{03}}{N''_{03}} = \frac{a + x + L - \frac{l''}{3} - fb}{a + x + \frac{l'}{3} - fb}. \quad (3.144)$$

Решая совместно уравнения (3.143) и (3.138), находим

$$\left(\frac{l'}{l''} \right)^2 = \frac{a + x + L - \frac{l''}{3} - fb}{a + x + \frac{l'}{3} - fb}. \quad (3.145)$$

Принимая

$$3(a + x - fb)/L = m, \quad (3.146)$$

получим

$$\left(\frac{l'}{l''} \right)^2 = \frac{mL + 3L - l''}{mL + l'}; \quad (3.147)$$

$$l' = \frac{(2 + m)L}{3 + 2m}; \quad (3.148)$$

$$l'' = \frac{(1 + m)L}{3 + 2m}; \quad (3.149)$$

$$\frac{N'_{03}}{N''_{03}} = \left(\frac{m + 2}{m + 1} \right)^2 = K. \quad (3.150)$$

Уравнения (3.139), (3.140) и (3.148) позволяют определить величины реакций в кинематических парах:

$$F_{23} = \frac{1}{\cos(\psi + \delta)} \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\psi + \delta)} F; \quad (3.149)$$

$$N'_{03} = \frac{K \cdot \operatorname{tg}(\psi + \delta)}{K - 1} \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\psi + \delta)} F; \quad (3.150)$$

$$N_{03}'' = \frac{\operatorname{tg}(\psi + \delta)}{K - 1} \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\psi + \delta)} F, \quad (3.151)$$

где

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{K + 1}{K - 1} f. \quad (3.152)$$

Приведенный к ротору момент от сил сопротивления на нижнем пуансоне будет равен

$$M_1 = (N_{03}' - N_{03}'') R = \frac{FR \operatorname{tg}(\psi + \delta)}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\psi + \delta)}, \quad (3.153)$$

где R — радиус окружности матриц.

Приведенными формулами следует пользоваться для расчета реакций лишь в том случае, когда $x > (L/3) + f \cdot b - a$. При значениях $x \leq (L/3) + f \cdot b - a$ будет иметь место односторонний прижим ползуна к направляющей, и тогда для силового расчета следует использовать формулы (3.129)–(3.131).

Определим приведенный момент сил сопротивления с учетом сил трения (рис. 3.37). Обычно главный вал в кривошипных таблеточных машинах двухопорный; в этом случае для периода прессования можно написать

$$M_n = M'_n + M_{\text{тр}E} + M_{\text{тр}G}, \quad (3.154)$$

где приведенный момент на главном валу без учета потерь на трение в опорах вала

$$M'_n = F_{21}(Aa_1) = F_{21}(Ad_1 + d_1a_1) = F_{21}[r \sin(\theta + \delta + \varphi) + \rho_B]. \quad (3.155)$$

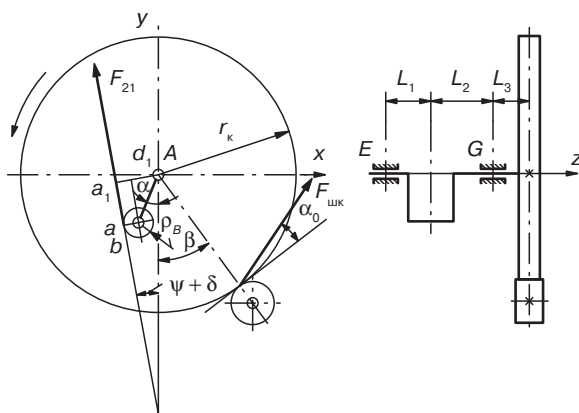


Рис. 3.37. Схема сил, приложенных к главному валу кривошипной таблеточной машины

Моменты сил трения в опорах вала E и G рассчитываются по формулам

$$M_{\text{тр}E} = F_E f r_0; \quad (3.156)$$

$$M_{\text{тр}G} = F_G f r_0, \quad (3.157)$$

где F_E и F_G — реакции в опорах вала; $2r_0$ — диаметр вала в опорах.

Полагая, что опоры главного вала расположены по обе стороны шатуна и что главный вал приводится в движение от зубчатой передачи (рис. 3.37), можно написать следующие уравнения равновесия вала:

$$\Sigma F_x = 0; \quad X_E + X_G - F_{21} \sin(\psi + \delta) + F_{\text{шк}} \cos(\alpha_0 + \beta) = 0; \quad (3.158)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad Y_E + Y_G - F_{21} \cos(\psi + \delta) + F_{\text{шк}} \sin(\alpha_0 + \beta) = 0; \quad (3.159)$$

$$\Sigma M_{Ex} = 0; \quad -F_{21} \cos(\psi + \delta) L_1 - Y_G (L_1 + L_2) - F_{\text{шк}} \sin(\alpha_0 + \beta) (L_1 + L_2 + L_3) = 0; \quad (3.160)$$

$$\Sigma M_{Ey} = 0; \quad -F_{21} \sin(\psi + \delta) L_1 - X_G (L_1 + L_2) + F_{\text{шк}} \cos(\alpha_0 + \beta) (L_1 + L_2 + L_3) = 0; \quad (3.161)$$

$$\Sigma M_z = 0; \quad M'_n + M_{\text{тр}E} + M_{\text{тр}G} - F_{\text{шк}} \cos \alpha_0 r_k = 0, \quad (3.162)$$

где X_E и Y_E — проекции реакции F_E на горизонтальную и вертикальную оси; X_G и Y_G — проекции реакции F_G на горизонтальную и вертикальную оси; $F_{\text{шк}}$ — реакция в зубчатом зацеплении; α_0 — угол зацепления шестерни и колеса; β — угол, определяющий установку шестерни; r_k — радиус начальной окружности колеса; L_1, L_2, L_3 — расстояния, указанные на рис. 3.37.

Если принять во внимание, что

$$F_E = \sqrt{X_E^2 + Y_E^2}; \quad (3.163)$$

$$F_G = \sqrt{X_G^2 + Y_G^2}, \quad (3.164)$$

то приведенные выше уравнения равновесия позволяют определить все интересующие нас величины, в том числе и реакции в опорах главного вала.

Точное решение системы уравнений представляет некоторые трудности. Для случая, когда движение ползуна происходит без перекоса, можно удовлетвориться приближенным решением, дающим погрешность до 3–5%:

$$M_n = F \left\{ r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \frac{f}{1 - f \frac{r_0}{r_e} \frac{\sin(\alpha_0 + \beta)}{\cos \alpha_0}} [(\lambda + 1)r_B + \lambda r_C + r_0] \right\}. \quad (3.165)$$

Учитывая, что

$$M_n = F_{\text{шк}} r \cos \alpha_0, \quad (3.166)$$

можно рассчитать $F_{\text{шк}}$, а затем при помощи уравнений (3.158)–(3.161) найти как проекции реакций F_E и F_G , так и сами реакции.

В случае движения ползуна с перекосом приближенное решение можно получить, определяя $F_{\text{шк}}$ по уравнению (3.162), в предположении, что $M_{\text{тр}E} = M_{\text{тр}G} \approx 0$. После этого можно будет рассчитать реакции F_E и F_G и затем определить M_n .

При силовом расчете механизма выталкивания учитываем, что на звенья кулачкового механизма выталкивания (рис. 3.38) действуют следующие силы:

- сила сопротивления выталкиванию $F_{\text{выт}} = \pi d h \tau_{\text{ост}}$, приложенная к выталкивателю (см. раздел 4.2.1);
- силы тяжести звеньев выталкивателя $G_{\text{выт}}$ и штанги $G_{\text{шт}}$;
- сила инерции поступательно движущихся звеньев (последняя обычно незначительна, и силовой расчет может проводиться как статический);
- силы трения в кинематических парах.

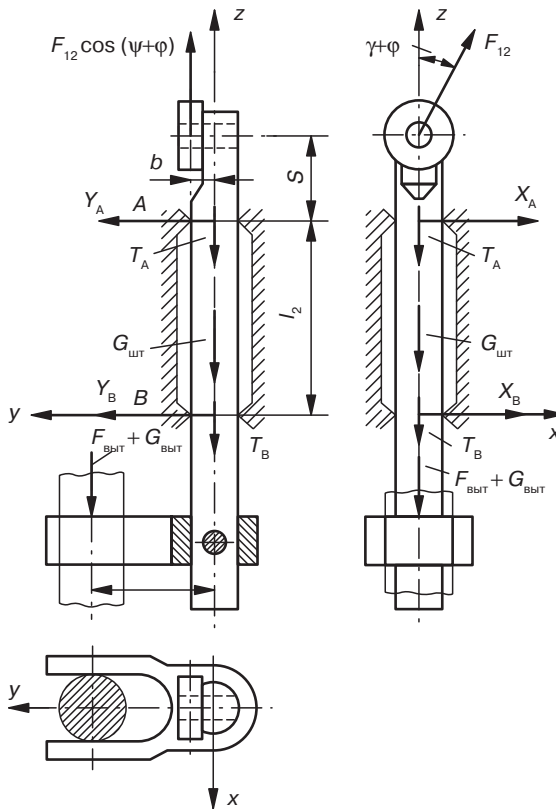


Рис. 3.38. Схема сил, приложенных к звеньям механизма выталкивания

При определении реакций в кинематических парах трение учитывается приближенно: вначале рассчитываются реакции без учета сил трения, а затем по найденным величинам реакций определяются силы трения, которые и вводятся в уравнения равновесия.

Рассмотрим равновесие штанги в произвольном положении в период выталкивания таблетки. Следует отметить, что обычно сила выталкивания не лежит в плоскости кулачка. Уравнения равновесия с учетом трения имеют вид:

$$\Sigma F_x = 0; \quad X_A + X_B + F_{12} \sin(\gamma + \varphi) = 0; \quad (3.167)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad Y_A + Y_B = 0; \quad (3.168)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad F_{12} \cos(\gamma + \varphi) - T_A - T_B - F_{\text{выт}} - G_{\text{выт}} - G_{\text{шт}} = 0; \quad (3.169)$$

$$\Sigma M_{Ax} = 0; \quad Y_B l_2 - (F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}})(a - b) = 0; \quad (3.170)$$

$$\Sigma M_{Ay} = 0; \quad F_{12} \sin(\gamma + \varphi) S - X_B l_2 = 0. \quad (3.171)$$

Силы трения рассчитываются по формулам

$$T_A = f^* F_A = f^* \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}; \quad (3.172)$$

$$T_B = f^* F_B = f^* \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}, \quad (3.173)$$

где X_A и Y_A — проекции реакции F_A в опоре A штанги на оси x и y ; X_B и Y_B — проекции реакции F_B в опоре B штанги на оси x и y ; F_{12} — реакция в кулачковой паре; a и b — расстояния от линии действия сил $F_{\text{выт}}$ и F_{12} до оси штанги; l_2 — расстояние между опорами штанги; S — расстояние между центром ролика и толкателя и опорой штанги; f^* — коэффициент трения в опорах штанги; γ — угол давления кулачкового механизма в расчетном положении; φ — угол трения, учитывающий отклонение реакции в кулачковой паре от нормали; величина этого угла, если пренебречь сопротивлением при качении, равна

$$\varphi = \arcsin(d_o f / d), \quad (3.174)$$

где d_o — диаметр оси ролика; d — диаметр ролика; f — коэффициент трения подшипника ролика.

При составлении уравнений равновесия диаметр штанги принимался равным нулю и не учитывались потери на трение в направляющих выталкивателя. Полагая в первом приближении при идеальных кинематических парах

$$F_{12} = (F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}} + G_{\text{шт}}) / \cos \gamma, \quad (3.175)$$

можно найти

$$F_A = \sqrt{(F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}} + G_{\text{шт}})^2 \left(1 - \frac{S}{l_2}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \gamma + (F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}})^2 \left(\frac{a-b}{l_2}\right)^2}; \quad (3.176)$$

$$F_B = \sqrt{(F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}} + G_{\text{шт}})^2 \left(\frac{S}{l_2}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \gamma + (F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}})^2 \left(\frac{a-b}{l_2}\right)^2}. \quad (3.177)$$

Более точно реакция F_{12} определяется по уравнению

$$F_{12} = \frac{F_{\text{выт}} + G_{\text{выт}} + G_{\text{шт}} + T_A + T_B}{\cos(\gamma + \varphi)}. \quad (3.178)$$

Приведенный момент на главном валу без учета потерь на трение в опорах вала рассчитывается по формуле

$$M'_n = F_{12}(l_1 - S)\sin(\gamma + \varphi), \quad (3.179)$$

где l_1 — расстояние от верхней направляющей штанги до оси кулачка (размер указан на рис. 3.34).

Реакции опор главного вала и приведенный момент на валу с учетом трения в его опорах можно найти при помощи уравнений, аналогичных уравнениям (3.158)–(3.162). При силовом расчете механизма дозирования учитывается воздействие на звенья механизма силы тяжести звеньев, силы инерции и силы трения.

Как показывают расчеты, силы, действующие на механизм дозирования, незначительны по сравнению с силами, действующими на другие механизмы кривошипных таблеточных машин, причем силы трения малы по сравнению с силами инерции. Отмеченное позволяет производить силовой расчет механизма дозирования, как правило, без учета сил трения в кинематических парах.

3.3.3. Расчет механизмов ротационных таблеточных машин

Ротационная таблеточная машина представляет собой многопозиционный пресс-автомат, в котором все технологические операции осуществляются в ходе непрерывного вращения ротора.

Пуансоны по мере вращения ротора совершают возвратно-поступательное движение, обеспечивающее необходимую последовательность операций таблетирования.

Вертикальное перемещение пуансона осуществляется при помощи неподвижных цилиндрических кулачков-копиров, по ним скользят (или катятся) головки ползунов, в которых закреплены пуансоны.

По окружности ротора на равном расстоянии друг от друга расположено несколько комплектов пресс-инструмента. Число позиций определяется по технико-экономическим соображениям и колеблется на машинах различных производителей от 4 до 50.

Каждый комплект состоит из матрицы и двух пуансонов, при этом оси пуансонов параллельны оси вращения машины. Матрицы по отношению к ротору неподвижны.

Ротационные таблеточные машины могут быть однократного и многократного действия. В машинах однократного действия длительность технологического цикла получения таблетки соответствует времени одного оборота ротора. В машинах многократного действия за один оборот ротора в каждом комплекте инструмента осуществляется i технологических циклов (где i — кратность действия). Многократность действия обеспечивается соответствующим построением направляющих копиров, наличием нужного числа бункеров, питателей, приемных устройств и т. д.

В ротационных таблеточных машинах обычно осуществляется двухстороннее прессование таблеток. В этом случае копиры верхних и нижних пуансонов на участке прессования имеют одинаковый профиль.

В зависимости от принятой конструкции машины между копиром и пуансоном возникает трение скольжения или качения. В первом случае головка пуансона во время холостого хода и в начале прессования скользит по профилю цилиндрического кулачка. Для того чтобы снизить потери на трение, в этих машинах обычно в позиции прессования ставят прессующий ролик. Головка пуансона в позиции прессования набегают на прессующий ролик и обкатывают его. Таким образом, в момент наибольшего давления трение скольжения замещается трением качения. При другом конструктивном решении пуансоны крепятся в ползунах, имеющих ролики. Осевое перемещение ползуна осуществляется за счет воздействия неподвижного цилиндрического кулачка (копира) на торцевой или боковой ролик, укрепленные на верхних и нижних пуансонах. При этом торцевой ролик обеспечивает прямой, а боковой — обратный ход пуансона.

Таблеточные машины с прессующими роликами отличаются более простой конструкцией ползунов, что приводит к значительному уменьшению габаритов ротора и всей машины в целом. Однако в этих машинах выше потери на трение, а лекала и головки пуансонов подвергаются большему износу.

Как уже было сказано, в ротационных таблеточных машинах операции таблетирования выполняются одновременно в нескольких комплектах пресс-инструмента, но на различных фазах. В связи с этим силы сопротивления, действующие на рабочие органы, и соответствующие им составляющие моменты сил сопротивления на валу ротора не равны между собой и, кроме того, изменяются в зависимости от положения ротора.

При помощи силового расчета определяются силы, действующие на звенья машины, и находится закон изменения момента сил сопротивления на валу ротора.

Величина момента сил сопротивления, приведенного к валу ротора, для машин однократного действия циклически повторяется при повороте ротора на угол

$$\alpha = 360^\circ / m,$$

где m — число комплектов пресс-инструмента.

Для машин многократного действия угол поворота ротора, соответствующий циклу изменения момента на валу, будет

$$\alpha' = 360^\circ/im,$$

где i — кратность использования каждого комплекта пресс-инструмента за один оборот ротора.

При силовом расчете машины следует рассмотреть условия равновесия верхних и нижних ползунов на всех участках движения.

На звенья ротационной таблеточной машины действуют силы полезного сопротивления, силы тяжести, силы инерции, а также силы трения в кинематических парах. В связи с тем что ускорения незначительны, силами инерции в переносном и относительном движении пуансонов можно пренебречь и силовой расчет проводить как статический.

Определим реакции в кинематических парах и уравнивающий момент на валу ротора для машин с копирами; в этих машинах ползуны имеют прессующие и боковые ролики.

На участке прессования нижний и верхний ползун набегают на копир прессующими торцовыми роликами. При этом боковой ролик не нагружен, а направляющий ролик, перемещающийся в пазу ротора 1, предотвращает проворачивание ползуна 2 в направляющей ротора. Схема нагружения ползуна при прессовании показана на рис. 3.39.

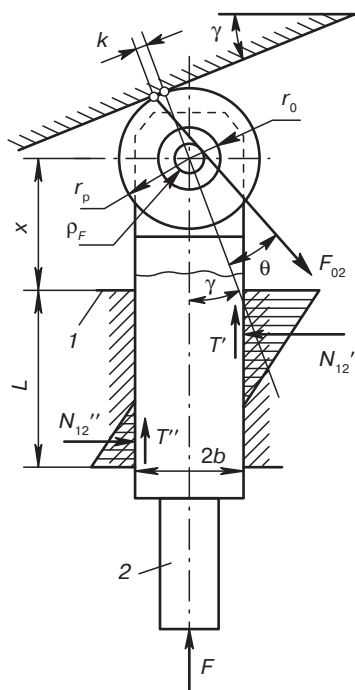


Рис. 3.39. Схема сил, приложенных к верхнему ползуну ротационной таблеточной машины с копиром на участке прессования

Реакция F_{02} , действующая на торцовый ролик, направлена под углом $\gamma + \theta$ к оси ползуна (γ — угол давления в данном положении ползуна; θ — угол отклонения от нормали реакции F_{02}).

Угол θ рассчитывается по формуле

$$\theta = \arctg \frac{k}{r_p} + \arctg \frac{\rho_p}{\sqrt{r_p^2 + k^2 - \rho_p^2}}, \quad (3.180)$$

где k — коэффициент трения качения (для закаленной стали 0,001 см); $\rho_p = f' r_o$ — радиус круга трения в опоре ролика; r_u — радиус оси ролика; f' — приведенный коэффициент трения в опоре ролика; r_p — радиус ролика.

Принимая во внимание, что величины k и ρ_p по крайней мере на порядок меньше величины радиуса ролика, приближенно можно считать

$$\theta \approx (k + \rho_p)/r_p. \quad (3.181)$$

Формулы, по которым рассчитываются реакции, в случае перекоса ползуна в направляющей имеют следующий вид:

$$F_{02} = \frac{1}{\cos(\gamma + \theta)} \frac{1}{1 - \tg \beta \cdot \tg(\gamma + \theta)} F; \quad (3.182)$$

$$N'_{12} = \frac{K \tg(\gamma + \theta)}{K - 1} \frac{1}{1 - \tg \beta \cdot \tg(\gamma + \theta)} F; \quad (3.183)$$

$$N''_{12} = \frac{\tg(\gamma + \theta)}{K - 1} \frac{1}{1 - \tg \beta \cdot \tg(\gamma + \theta)} F. \quad (3.184)$$

В приведенных выше формулах F — сумма силы полезного сопротивления и силы тяжести ползуна;

$$K = \left(\frac{m+2}{m-1} \right)^2,$$

где

$$m = 3(a + x + fb)/L;$$

$$a = \rho_p / \sin(\gamma + \theta);$$

x — расстояние от центра ролика до направляющей; $2b$ — ширина ползуна; L — длина направляющей; f — коэффициент трения ползуна о направляющую;

$$\tg \beta = \frac{K+1}{K-1} f,$$

где β — угол трения.

Приведенный к валу ротора момент от сил сопротивления на верхнем ползуне

$$M_{\Pi}^B = (N'_{12} - N''_{12})R = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \theta)}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \theta)} FR, \quad (3.185)$$

где R — расстояние от вала ротора машины до оси ползуна.

Если имеет место соотношение $x \leq (L/3) + fb - a$, то расчетные формулы выводятся из условия одностороннего прижима ползуна к направляющей:

$$F_{02} = \frac{\cos \varphi}{\cos(\gamma + \theta + \varphi)} F; \quad (3.186)$$

$$N_{12} = \frac{\sin(\gamma + \theta) \cos \varphi}{\cos(\gamma + \theta + \varphi)} F; \quad (3.187)$$

$$M_{\Pi}^B = N_{12} \left(\frac{\sin(\gamma + \theta) \cos \varphi}{\cos(\gamma + \theta + \varphi)} \right) FR. \quad (3.188)$$

Силы и моменты, рассчитанные по формулам (3.186)–(3.188), относятся лишь к верхнему ползуну таблеточной машины. Аналогичный вид имеют формулы для расчета сил и момента, приложенного к валу ротора, для нижнего пуансона. Все формулы могут использоваться для силового расчета верхних и нижних ползунов на тех участках циклограммы, на которых их перемещение относительно ротора осуществляется за счет перекатывания по копирам торцовых роликов.

В том случае, когда перемещение ползуна 2 обусловлено перекатыванием по копиру бокового ролика, характер нагружения ползуна внешними силами меняется (рис. 3.40).

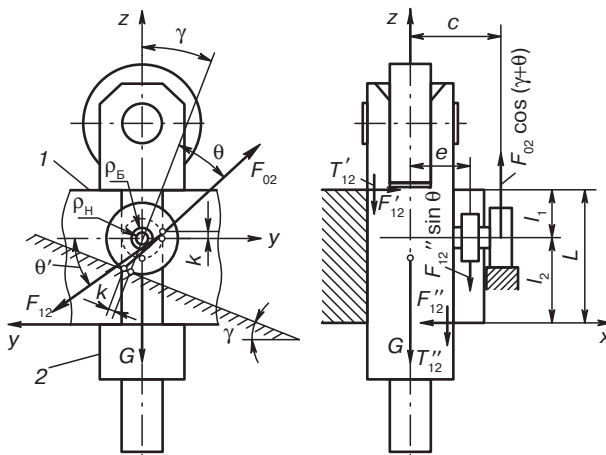


Рис. 3.40. Схема сил, приложенных к верхнему ползуну ротационной машины с копирами на участке прессования: 1 — ротор; 2 — ползун

Исходные уравнения равновесия для этого случая могут быть записаны следующим образом:

$$\Sigma F_x = 0; \quad F'_{12} - F''_{12} = 0; \quad (3.189)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad F_{12} \cos \theta' - F_{02} \sin(\gamma + \theta) = 0; \quad (3.190)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -T'_{12} - T''_{12} - G + F_{02} \cos(\gamma + \theta) - F_{02} \sin \theta' = 0; \quad (3.191)$$

$$\Sigma M_y = 0; \quad F'_{12} l_1 + F''_{12} l_2 + F_{12} e \sin \theta' - F_{02} c \cos(\gamma + \theta) = 0. \quad (3.192)$$

Кроме того,

$$T'_{12} = F'_{12} f^*; \quad (3.193)$$

$$T''_{12} = F''_{12} f^*, \quad (3.194)$$

где γ – угол давления; $\theta = (k + \rho_6)/r_6$; k – коэффициент трения качения; r_6 – радиус бокового ролика; ρ_6 – радиус круга трения в опоре бокового ролика; $\theta' = (k + \rho_{11})/r_{11}$; ρ_{11} – радиус круга трения в опоре направляющего ролика; r_{11} – радиус направляющего ролика; l_1 и l_2 – расстояния (см. рис. 3.40); $f^* = 1,27f$ – приведенный коэффициент трения в цилиндрической направляющей ползуна.

Уравнения равновесия составлены в предположении, что проворачиванию пуансона вокруг вертикальной оси препятствует лишь направляющий ролик, причем размеры c и e незначительно отличаются один от другого.

Полагая, что в исходных уравнениях γ и θ малые углы, получим

$$F_{02} \approx \frac{G}{\cos(\gamma + \theta) \left(1 - \frac{2cf^*}{L}\right)}; \quad (3.195)$$

$$F_{12} \approx \frac{G \operatorname{tg}(\gamma + \theta)}{\cos \theta' \left(1 - \frac{2cf^*}{L}\right)} \frac{c}{e}. \quad (3.196)$$

Приведенный к валу ротора момент сил сопротивления

$$M_n^p \approx \frac{G \operatorname{tg}(\gamma + \theta)}{1 - \frac{2cf^*}{L}} \frac{c}{e} (R + e). \quad (3.197)$$

При перемещении ползунов по горизонтальным участкам копиров реакции и приведенные моменты сил сопротивления рассчитываются по формулам (3.195)–(3.197), в которых γ полагается равной нулю.

Формулы для определения реакций и приведенных моментов сил сопротивлений в ротационных таблеточных машинах с прессующими роликами имеют сходный характер. На участке прессования, когда головки ползунов перекатываются по цилиндрической поверхности прессующего ролика, после приведения пространственной кинематической схемы к плоской (рис. 3.41, а) схема нагружения ползунов силами аналогична рассмотренной ранее. Для силового расчета можно использовать формулы (3.182)–(3.184) при наличии перекоса ползуна в направляющей и формулы (3.186)–(3.188) при одностороннем прижиге ползуна.

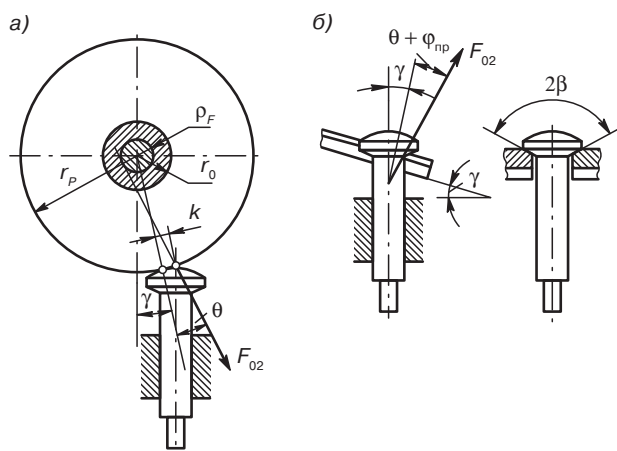


Рис. 3.41. Схема возникновения реакции F_{02} на верхнем ползуне ротационной машины с прессующими роликами: а — на участке прессования; б — на участке подъема пуансона

Для тех участков движения верхних и нижних пуансонов, на которых головки скользят по направляющим, можно использовать приведенные выше расчетные формулы; однако принимая во внимание отсутствие роликов, вместо угла θ следует брать угол трения ϕ :

$$\theta = \phi = \arctg f_{01}, \quad (3.198)$$

где f_{01} — коэффициент трения головки ползуна по направляющей.

В том случае, когда головка ползуна скользит по горизонтальному участку профиля кулачка (копира), угол $\gamma = 0$.

Для обеспечения принудительного движения вверх верхних ползунов и вниз нижних ползунов применяются направляющие (рис. 3.41, б), захватывающие головки ползунов и обеспечивающие геометрическое замыкание пары ползун–копир. В этом случае при расчете реакций и моментов необходимо вместо θ вводить в расчетные формулы приведенный угол трения ϕ_{np} :

$$\theta = \phi_{np} = \arctg f_{01} / \sin \beta, \quad (3.199)$$

где β — угол при вершине конусной части головки ползуна.

На рис. 3.42, а и б вверху приведены примеры зависимостей реакций в кинематических парах и приведенных моментов для верхнего и нижнего ползунов от угла поворота ротора при прессовании и выталкивании таблетки на ротационной машине.

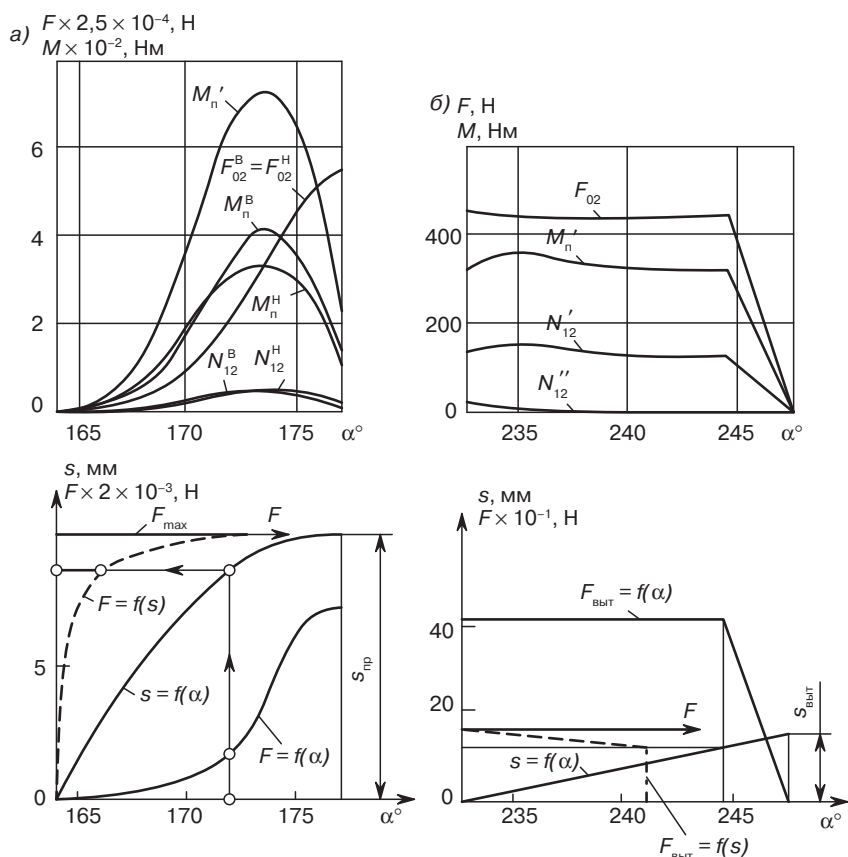


Рис. 3.42. Примеры диаграмм изменения приведенных моментов сил и реакций в кинематических парах ползуна ротационной машины: а — на участке прессования; б — на участке подъема ползуна

Приведенный момент сил сопротивления для комплекта пресс-инструмента рассчитывается по формуле

$$M'_n = M_n^B + M_n^H, \quad (3.200)$$

где M_n^H — приведенный момент от сил сопротивления на нижнем ползуне; M_n^B — приведенный момент от сил сопротивления на верхнем ползуне.

Для определения величины реакций и моментов по формулам (3.182) – (3.197) необходимо знать закономерности, характеризующие изменение угла давления γ , расстояние от центра ролика x (или центра сопряжения головки пуансона) до направляющей и силу полезного сопротивления F как функцию угла α поворота ротора. В каждом

расчетном положении при определении реакций и моментов необходимо брать соответствующие значения перечисленных величин. Углы давления и расстояния определяются из кинематического анализа машины. Кривую изменения силы полезного сопротивления по углу поворота ротора $F(\alpha)$ можно найти при помощи известных диаграмм прессования и выталкивания таблетки. На этих диаграммах сила сопротивления представлена как функция перемещения рабочего органа $F(s)$. В связи с тем что зависимость перемещения ползуна от угла поворота ротора известна, легко кривую $F(s)$ привести к кривой $F(\alpha)$. Это построение показано на рис. 3.42, *а* и *б* внизу, где исходные кривые $F(s)$ представлены пунктирными линиями, а результирующие $F(\alpha)$ — сплошными.

Анализ диаграммы приведенного момента сил сопротивления от одного комплекта пресс-инструмента показывает, что приведенный момент сил сопротивления на тех участках цикла, где не производятся рабочие операции, практически можно считать постоянным (рис. 3.43, *а*). В этом случае приведенный момент сил сопротивления является приведенным моментом от сил тяжести ползунков $M_{пГ}$.

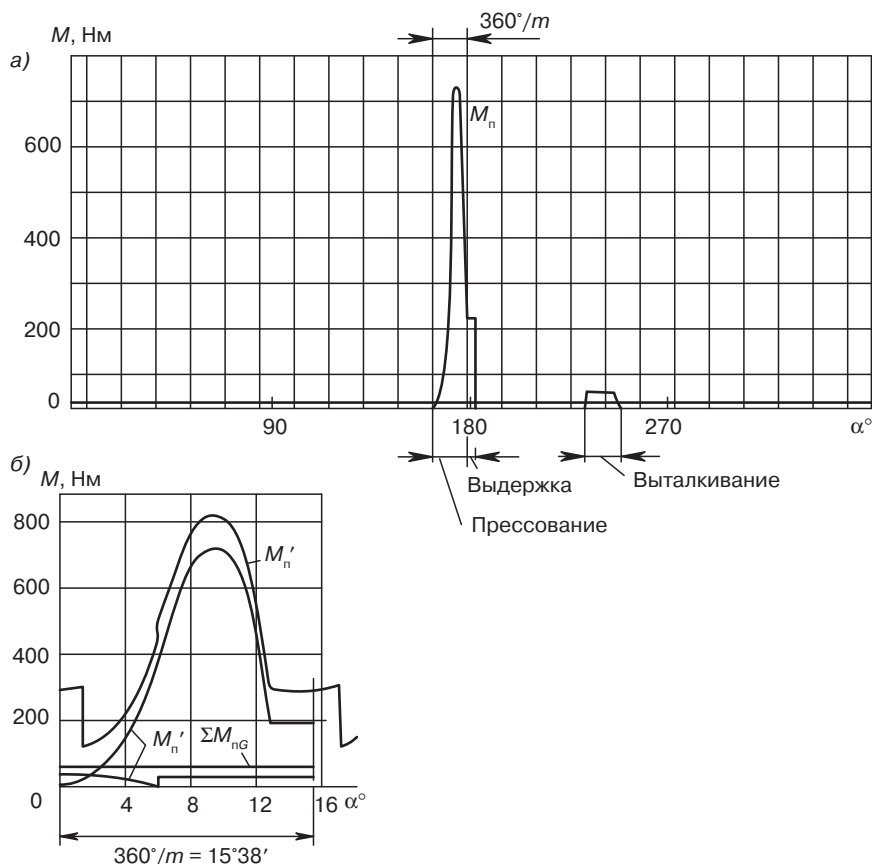


Рис. 3.43. Приведенный момент сил при таблетировании: *а* — изменение приведенного момента сил за цикл для одного комплекта пресс-инструмента; *б* — суммарная диаграмма

Суммарный приведенный момент сил сопротивления при таблетировании $M_{\pi 1}$ складывается из моментов сил сопротивления от каждого комплекта пресс-инструмента. Поэтому для построения суммарной кривой приведенного момента сил сопротивления необходимо разбить период цикла на интервалы в соответствии с числом комплектов пресс-инструмента и сложить величины моментов (рис. 3.43, б). Сопоставление кривых приведенных моментов сил сопротивления для одного комплекта пресс-инструмента и суммарного свидетельствует о том, что происходит выравнивание моментов на валу машины. По этой причине в ротационных таблеточных машинах двукратного действия желательно иметь нечетное число комплектов пресс-инструмента, а в машинах трех- и четырехкратного действия число комплектов пресс-инструмента должно быть выбрано таким, чтобы максимумы приведенных моментов равномерно распределялись во времени. Общий приведенный момент сил сопротивления на валу ротора складывается из суммарного приведенного момента от сил сопротивления при таблетировании $M_{\pi 1}$, приведенного момента от сил сопротивления ворошителя $M_{\pi 2}$ и моментов сил трения в упорных и радиальных подшипниках ротора $M_{\text{тр}1}$ и $M_{\text{тр}2}$

$$M_{\pi} = M_{\pi 1} + M_{\pi 2} + M_{\text{тр}1} + M_{\text{тр}2}. \quad (3.201)$$

Приведенный момент от сил сопротивления ворошителя имеет сравнительно малую величину. В том случае, когда ворошитель представляет собой мешалку с плоскими лопастями, величина приведенного момента $M_{\pi 2}$ может быть приближенно рассчитана по следующей формуле:

$$M_{\pi 2} = 975Ni/\eta n, \quad (3.202)$$

где N — мощность ворошителя; i — передаточное отношение от вала ворошителя к валу ротора; η — КПД соответствующей передачи; n — число оборотов ворошителя в минуту.

Формулы (3.201) и (3.202) записаны в предположении, что привод ворошителя осуществляется от вала ротора.

Мощность ворошителя N (в киловаттах) рассчитывается по эмпирической формуле

$$N = c\gamma_{\text{нас}} \omega^{1,2} L^{2,3} (b \sin \alpha)^{0,82} H^{1,04} \tau_{\text{max}},$$

где c — приведенный коэффициент сопротивления, для фенольных пресс-порошков $c \approx 5,2 \cdot 10^{-3}$; $\gamma_{\text{нас}}$ — насыпной вес пресс-материала ($\text{кг}/\text{м}^3$); ω — угловая скорость вращения лопасти ($1/\text{с}$); L — длина лопасти (м); b — высота лопасти (м); α — угол наклона лопасти к горизонту; H — высота слоя пресс-материала над лопастью (м); τ_{max} — коэффициент, характеризующий возрастание сопротивления движению лопасти во времени, для фенольных пресс-порошков $\tau_{\text{max}} \approx 3,1$.

Момент сил трения в упорных подшипниках ротора можно приближенно считать, полагая, что они при симметричном двустороннем прессовании воспринимают лишь вес ротора:

$$M_{\text{тр1}} = Gf^*d/2, \quad (3.203)$$

где f^* — приведенный коэффициент трения для шариковых подшипников; $f^* = 0,005-0,01$; d — диаметр вала.

Момент сил трения в цапфах $M_{\text{тр2}}$ рассчитывается по приближенной формуле

$$M_{\text{тр2}} = F_A f \frac{d_A}{2} + F_B f \frac{d_B}{2}, \quad (3.204)$$

где F_A и F_B — реакции в цапфах A и B ; d_A и d_B — диаметры цапф A и B ; f — коэффициент трения в цапфе, который можно принимать при фитильной или капельной смазке равным $0,04-0,07$ и при периодической смазке $0,07-0,10$.

Циклограммы ротационных таблеточных машин свидетельствуют о том, что на участках прессования (на копирах прессования или на прессующих роликах) в каждый момент времени находится один или два комплекта пресс-инструмента. Поэтому максимальное значение усилия прессования одновременно в нескольких комплектах пресс-инструмента не может быть даже и в том случае, когда рассматриваемая машина многократного действия.

Реакции в опорах ротора определяются в предположении, что реакции в направляющих верхних и нижних ползунов $N_{21}^в$ и $N_{21}^н$ можно заменить одной равнодействующей силой, приложенной на окружности матриц в той точке, которая соответствует максимальной силе прессования. Это допущение приводит к некоторому завышению значений реакций. В том случае, когда прессование одностороннее, необходимо учитывать силу трения $F_{\text{тр}}$ прессуемого порошка о стенки матрицы. Максимальная величина последней определяется экспериментально или находится расчетным путем по величине средней удельной силы трения $\tau_{\text{ср}}$:

$$F_{\text{тр}} = \pi dh \tau_{\text{ср}}, \quad (3.205)$$

где πdh — боковая поверхность таблетки.

При составлении уравнений равновесия ротора для расчета величины реакций используется метод последовательных приближений, сущность которого заключается в том, что силы трения в подшипниках вала ротора в эти уравнения первоначально не вводятся. Впоследствии по найденным реакциям определяются моменты трения в опорах и по формуле (3.201) рассчитывается приведенный момент $M_{\text{п}}$, после чего производится уточненный расчет реакции, а затем прочностный расчет червячной передачи и вала ротора. При проведении предварительного силового расчета также не учитывается осевая сила на червячном колесе, величина которой сравнительно мала:

$$Q = Ftg(\lambda + \rho),$$

где λ — угол подъема витка по делительному цилиндру червяка; ρ — угол трения в червячном зацеплении.

Уравнения равновесия ротора с консольным расположением червячного колеса (рис. 3.44) при указанных условиях имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= 0; X_A + X_B - F_n \sin \delta - T = 0 \\ \sum F_y &= 0; Y_A + Y_B - F_n \cos \delta - F = 0 \\ \sum F_z &= 0; Z_A - G - F_{тр} = 0 \\ \sum M_x &= 0; F_n l_2 \cos \delta + F_{тр} R \sin \delta + Fl_3 - Y_B l_1 = 0 \\ \sum M_y &= 0; F_n l_2 \sin \delta + F_{тр} R \cos \delta + X_B l_1 + Tl_3 = 0 \\ \sum M_z &= 0; F \frac{d_k}{2} - F_n R = 0, \end{aligned} \right\}, \quad (3.206)$$

где $F_n = M_{н1}/R$ — сила сопротивления, приведенная к радиусу ротора; F — окружная сила на червячном колесе; d_k — диаметр начальной окружности червячного колеса; T — радиальная сила на червячном колесе, $T = Ftg\alpha$; α — угол профиля червяка, $\alpha = 20^\circ$; δ — угол, определяющий положение точки приложения приведенной силы по отношению к плоскости zx , перпендикулярной к оси червяка (соответствует положению оси прессующего ролика или вершине копира прессования); X_A, Y_A, Z_A — составляющие реакции в опоре A и в упорном подшипнике; X_B, Y_B — составляющие реакции в опоре B . Из системы уравнений (3.206) определяются составляющие радиальных реакций в опорах A и B , после чего полные реакции могут быть найдены при помощи уравнений

$$F_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}; \quad (3.207)$$

$$F_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}; \quad (3.208)$$

$$Z_A = G + F_{тр}. \quad (3.209)$$

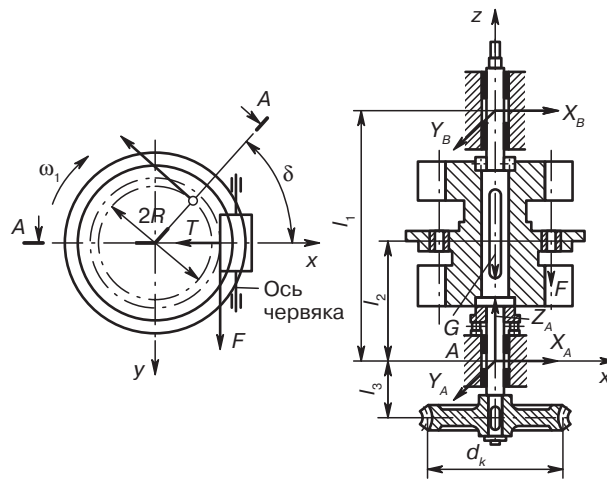


Рис. 3.44. Схема приложения сил к ротору таблеточной машины

В том случае, когда в ротационной таблеточной машине осуществляется двустороннее симметричное прессование, сила $F = 0$; реакции определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} F_A &= \frac{M_{H1}}{l_1} \sqrt{\left(\frac{l_1 - l_2}{R}\right)^2 - \frac{4(l_1 - l_2)(l_1 + l_3)}{Rd_K}} A, \\ A &= (\cos \delta - \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \alpha) + 4 \left(\frac{l_1 + l_2}{d_K}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha}; \\ F_B &= \frac{M_{H1}}{l_1} \sqrt{\left(\frac{l_2}{R}\right)^2 - \frac{4l_2 l_3}{Rd_K} (\cos \delta - \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \alpha) + B}, \\ B &= 4 \left(\frac{l_3}{d_K}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha}; \\ Z_A &= G. \end{aligned} \right\} \quad (3.212)$$

где

где

4. Экструзионное оборудование

4.1. Экструдеры для переработки пластмасс

Экструзия (выдавливание) в настоящее время является одним из наиболее распространенных методов производства изделий из пластмасс. С его помощью производятся листы, плоские и рукавные пленки, трубы, самые различные профили, экструзией получают заготовки для экструзионно-раздувного формования. Экструзионные линии используются при гранулировании полимерного сырья, при создании полимерных композиционных материалов, при обкладке проводов и кабелей полимерной изоляцией и т. д.

Для экструзии разработана целая гамма отличающихся друг от друга по принципу действия машин, краткая классификация которых представлена на рис. 4.1. Рассмотрим основные виды экструдеров, которые используются в промышленности переработки пластмасс.

Поршневые экструдеры чаще всего используются для получения профильных изделий из реактопластов (так называемое профильное прессование). Эти экструдеры по своему устройству очень близки к гидравлическим прессам, поэтому часто их называют профильными прессами. Наиболее распространены поршневые экструдеры горизонтального типа.

Пример схемы подобного экструдера, приведен на рис. 4.2. Он состоит из станины, двух плит стола 1, стоек стола 2, передней подвижной плиты 3, задней подвижной плиты 4, колонн, соединяющих подвижные плиты (на схеме не показаны), моста 5, неподвижной плиты 6, колонн 7, плунжера рабочего цилиндра 8, плунжера обратного хода 9, плиты плунжера обратного хода 10, тяг плунжера обратного хода 11 и гаек 12.

Рабочая жидкость подается в полость задней плиты 4, являющейся одновременно подвижным цилиндром, через плунжер 8, один конец которого закреплен в неподвижной плите 6, а другой конец входит через уплотнение в полость плиты 4. Под действием давления, создаваемого рабочей жидкостью, подвижные плиты 4 и 3, соединенные между собой колоннами, движутся вправо и при этом перемещают пуансон, который крепится к плите 3. Пуансон передает пресс-материал в формующий инструмент, установленный на плите стола 1. Цилиндр обратного хода, расположенный внутри плунжера рабочего цилиндра, находится под постоянным давлением рабочей жидкости.

Когда подвижные плиты перемещаются в крайнее правое положение, рабочий цилиндр переключается на слив. Плиты сразу начинают двигаться назад (холостой ход пресса), так как на них действует плунжер обратного хода, находящийся всегда

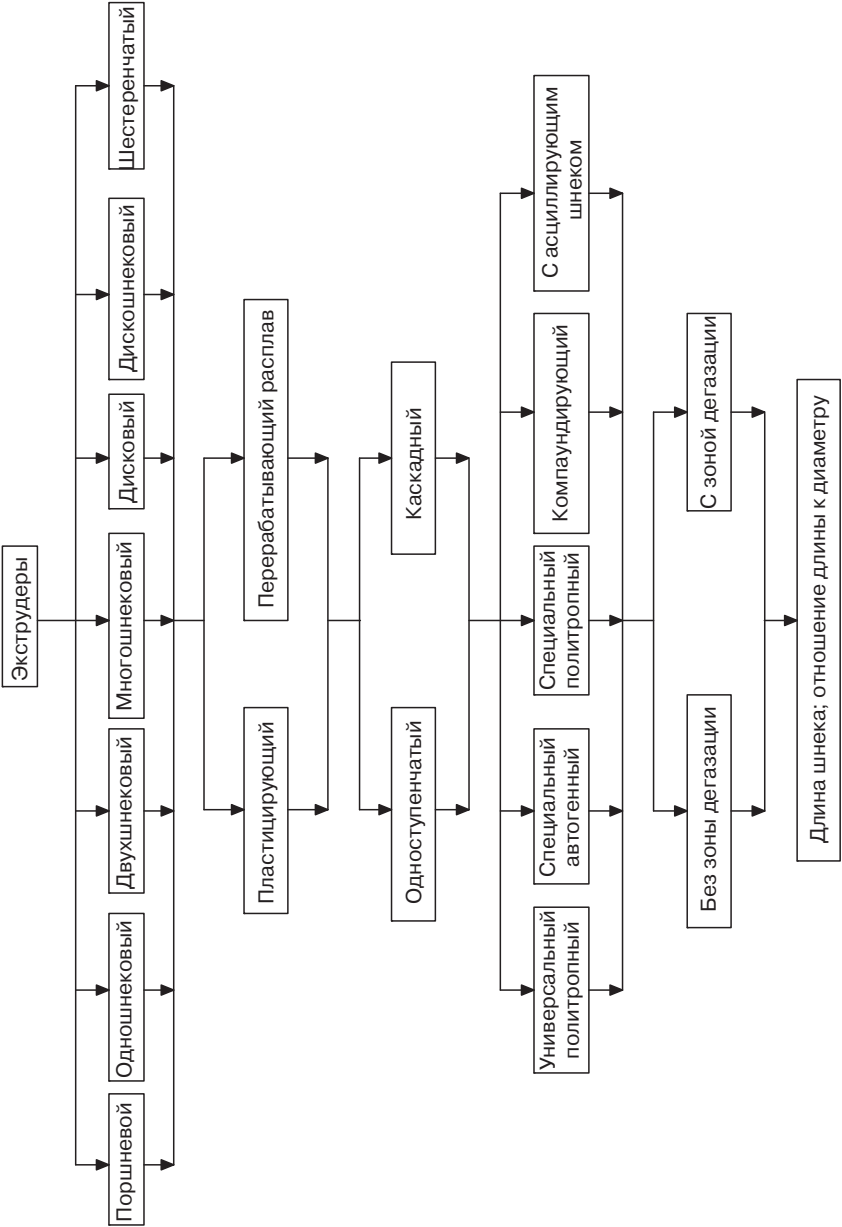


Рис. 4.1. Краткая классификация экструдеров, используемых в промышленности переработки пластмасс

под действием давления. Его движение сообщается подвижным плитам при помощи плиты 10 и тяг 11, соединенных с задней подвижной плитой 4.

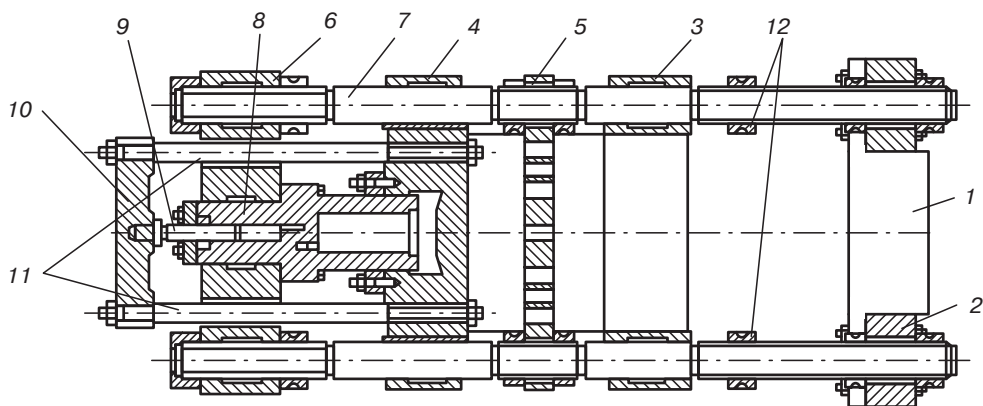


Рис. 4.2. Схема поршневого экструдера

Для ограничения хода подвижных плит и предупреждения выхода плунжера 8 из рабочего цилиндра (полости в задней подвижной плите) на колоннах 7 устанавливаются гайки 12. Эти гайки воспринимают усилие пресса в том случае, если своевременно не сработает автоматическое управление, переключающее пресс с рабочего на обратный ход.

Из основных деталей пресса к его станине крепится только неподвижная плита 6. Плита стола 1 свободно лежит в направляющих, что обеспечивает свободу перемещения ее относительно станины во время установки на прессе пресс-формы и при возможной деформации колонн во время работы пресса. Мост 5 предназначен для крепления дорнов оформляющего инструмента.

В промышленности находят свое применение и вертикальные конструкции поршневых экструдеров, устройство и работа которых принципиально не отличаются от устройства и работы горизонтальных машин.

Как видно из рис. 4.2, отдельные элементы конструкции поршневых экструдеров повторяют аналогичные конструкции, используемые в гидравлических прессах, поэтому механические расчеты их отдельных узлов и деталей проводятся по методикам, представленным во 2-й главе этой книги.

Шнековые экструдеры принято классифицировать в первую очередь по количеству шнеков. Они подразделяются на одно-, двух- и многошнековые.

Одношнековый экструдер, принципиальное устройство которого показано на рис. 4.3, состоит из материального цилиндра 2, в котором вращается шнек 1. Термопластичный полимерный материал через специальное отверстие попадает в материальный цилиндр из бункера 3. Там он подхватывается шнеком и транспортируется к адаптеру 7, соединяющий материальный цилиндр с формующей головкой. По ходу движения сначала уплотняется, затем за счет диссипативного

тепловыделения и тепла, выделяемого нагревателями 5, материал переводится в вязкотекучее состояние, гомогенизируется и подготавливается к подаче в формующую головку. Во избежание залипания полимера в загрузочном отверстии рядом с ним предусматривается зона водяного охлаждения 4, изолирующая эту зону материального цилиндра от повышения температуры. Для уменьшения влияния тепловой инерции нагревателей каждая зона нагрева оборудуется индивидуальным вентиляционным устройством 13. Контроль температуры полимера в материальном цилиндре осуществляется с помощью термодатчика 6. Для уменьшения коэффициента трения полимерного материала о шнек часто используются устройства 10, предназначенные для водяного охлаждения шнека. Привод шнека с бесступенчатым регулированием частоты вращения может быть осуществлен с помощью различных механизмов. В качестве примера на рис. 4.2 показан электромеханический привод, состоящий из электродвигателя 12 и редуктора 9. При работе всех видов шнековых экструдеров создается большое усилие, действующее вдоль оси шнека. Для его восприятия в конструкции экструдера всегда предусматривается специальный подшипниковый узел 11. Все узлы и механизмы экструдера монтируются на станине 8.

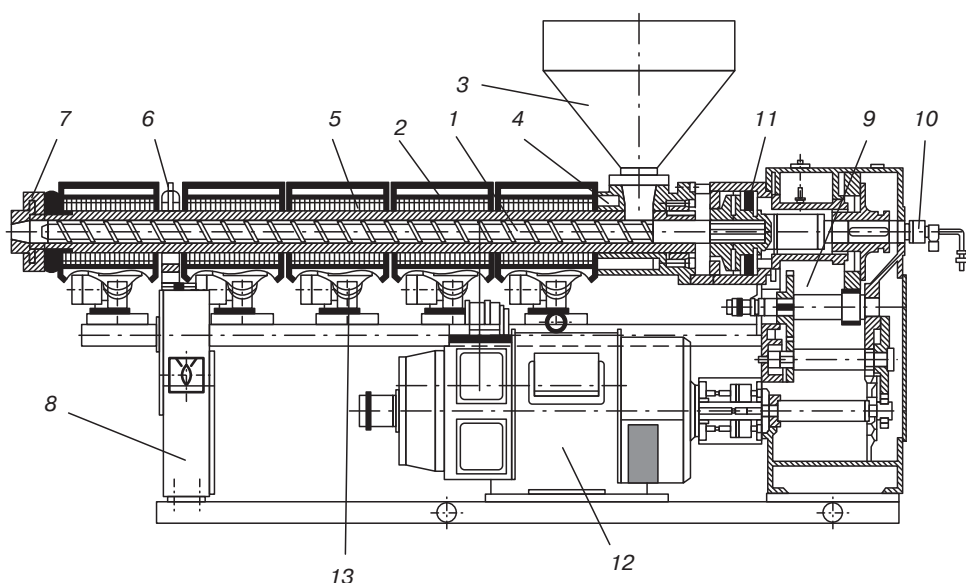


Рис. 4.3. Схема одношнекового экструдера

Одна из разновидностей одношнековых машин — смесители-пластикаторы с осциллирующим движением шнека (рис. 4.4). На сварной станине 1 устанавливается специальный редуктор 2, обеспечивающий вращение и возвратно-поступательное движение шнека. Входной вал редуктора соединен с электродвигателем, например через клиноременную передачу 3. Выходной вал редуктора соединяется жестко

с хвостовиком шнека специальной продольно-сварной муфтой 4. Задняя гладкая часть 5 шнека расположена в подшипнике скольжения 6, установленном в корпусе редуктора. Шнек имеет специальный профиль многозаходной нарезки, в проточках которой помещаются три ряда неподвижных пальцев, закрепленных в разъемном материальном цилиндре 7. При вращении и возвратно-поступательном движении шнека неподвижные пальцы, кинематически связанные с проточками в нарезке, создают сложное петлеобразное движение перерабатываемого термопласта, что обеспечивает высокий смесительный и пластицирующий эффект.

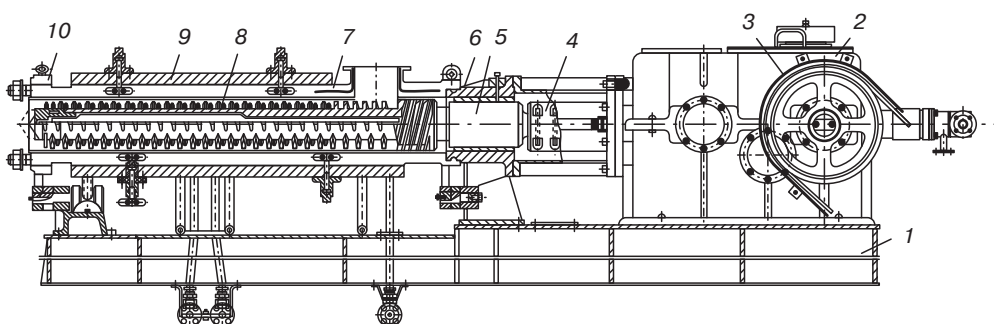


Рис. 4.4. Схема одношнекового экструдера с осциллирующим шнеком

Материальный цилиндр 7 выполнен с разъемом вдоль оси для раскрытия при чистке шнека. Для соединения двух половин материального цилиндра служит клиновой замок 9 и клиновое соединение 10. Для повышения износостойкости внутри корпуса крепится азотированная гильза 8 из высокопрочной стали, состоящая также из двух половин, прикрепляемых к частям материального цилиндра болтами-пальцами. Материальный цилиндр снабжен рубашкой, в полость которой подается теплоноситель. По длине материального цилиндра образуются температурные зоны с независимым автоматическим терморегулированием.

Подобные экструдеры обеспечивают только пульсирующую подачу материала. Для уменьшения пульсации полимера, нагнетаемого осциллирующим шнеком, к нему под углом 90° присоединен короткий одношнековый экструдер обычной конструкции, к которому обычно и крепят формующую головку. Однако в ряде случаев, например, для питания расплавом каландров головки закрепляют непосредственно на материальном цилиндре осциллирующего шнека.

Двухшнековый экструдер представлен схемой, показанной на рис. 4.5. В середине 30-х годов XX века появляется новый тип шнековых экструдеров для переработки пластмасс — двухшнековый, в конструкцию которого был заложен принципиально другой механизм продвижения материала, чем в одношнековом, — принудительный. Несомненными преимуществами двухшнековых экструдеров являются хороший захват исходного сырья в зоне загрузки вне зависимости от агрегатного состояния и формы частиц материала, принудительное продвижение материала к формующему инструменту и взаимная самоочистка шнеков.

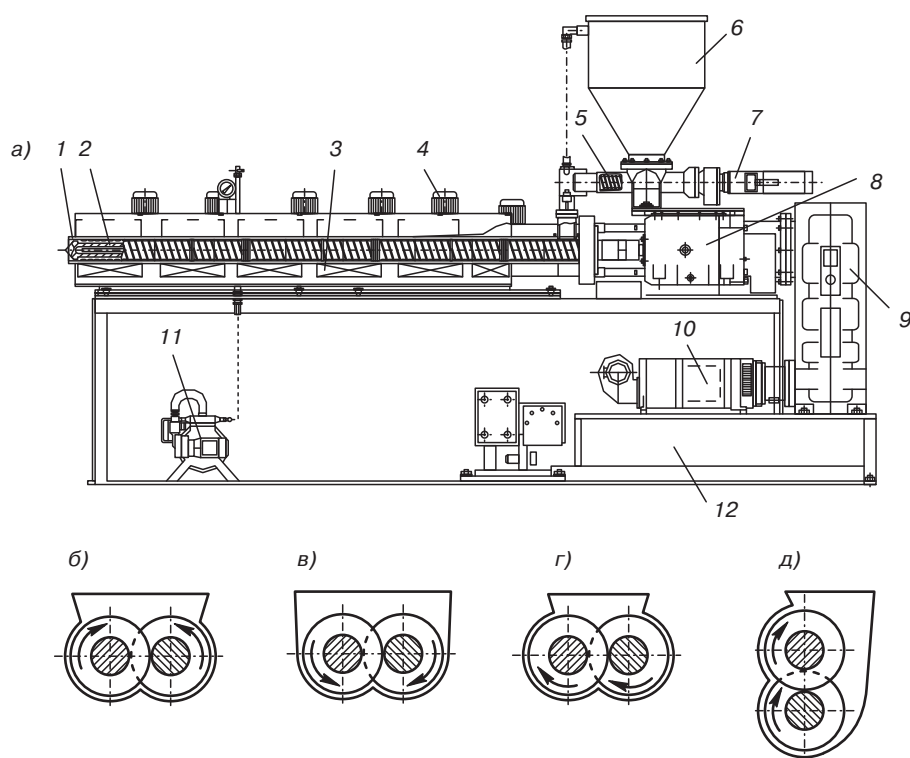


Рис. 4.5. Схема двухшнекового экструдера

Основными рабочими органами двухшнековых экструдеров являются два шнека 2 (рис. 4.5, а), вращающиеся в материальном цилиндре 1, на котором размещены кольцевые электронагреватели 3. Для компенсации тепловой инерции нагревателей на каждой зоне обогрева имеются индивидуальные воздушные вентиляторы 4. При использовании порошкообразных материалов экструдеры часто снабжаются дополнительными шнеками 5 с индивидуальным приводом 7, транспортирующими полимер от бункера 6 к загрузочному отверстию материального цилиндра. Установка подобных дополнительных шнеков гарантирует полное и равномерное заполнение в зоне загрузки межвиткового пространства рабочих шнеков. Так же, как и в одношнековых машинах, зона вблизи загрузочного отверстия материального цилиндра охлаждается водой (на схеме каналы охлаждения не показаны). Во многих конструкциях экструдеров для удаления газообразных продуктов в материальном цилиндре и шнеках предусматривается зона дегазации. В этом случае экструдер может быть снабжен вакуумным насосом 11. Привод рабочих шнеков с бесступенчатым регулированием частоты вращения может осуществляться различными способами. На схеме изображен электромеханический привод, состоящий из электродвигателя 10 и редуктора 9. Осевые усилия, возникающие при работе экструдера, воспринимаются узлом упорных подшипников 8. Все узлы и агрегаты экструдера монтируются на станине 12.

По направлению относительного вращения шнеков двухшнековые экструдеры бывают с вращением шнеков в одну сторону (при этом оба шнека имеют одинаковую нарезку) и с вращением шнеков в разные стороны. Тогда шнеки представляют собой зеркальное изображение один другого.

Машины, шнеки которых вращаются в разные стороны (рис. 4.5, б и в), близки к коловратным насосам и могут развивать более высокие давления. Процесс переработки материала на них характеризуется наличием значительного валкового эффекта. Относительное вращение шнеков может осуществляться двумя способами, причем способ, изображенный на рис. 4.5, в, предпочтительнее при переработке сухих порошкообразных материалов. Недостатком машин этого типа являются заметные колебания производительности за один оборот шнека.

Машины, шнеки которых вращаются в одну сторону (рис. 4.5, г и д), обеспечивают лучшее качество смешения вследствие большей разницы относительных скоростей в зоне сопряжения и более высокое тепловыделение, но имеют меньшую производительность при одинаковых геометрических размерах червяка. Уменьшение производительности объясняется худшими условиями захвата материала в зоне загрузочной воронки, так как один шнек препятствует захвату материала другим. Для того чтобы исключить этот отрицательный эффект, такие машины нередко изготавливаются с расположением шнеков в вертикальной плоскости (рис. 4.5, д).

Нельзя окончательно оценить как наиболее эффективное то или иное направление относительного вращения шнеков. Оба типа конструкции развиваются самостоятельно и применяются в зависимости от требований технологического процесса и свойств перерабатываемого материала.

Многошnekовые экструдеры применяются сравнительно редко. К таким экструдерам можно, в частности, отнести трех- и четырехшнековые экструдеры, а также экструдеры планетарного типа.

На рис. 4.6 показано расположение трех шнеков многошнекового экструдера и схема приводного механизма в двух различных рабочих положениях. Приводной механизм состоит из эксцентрично расположенных зубчатых колес с одинаковой эллипсностью.

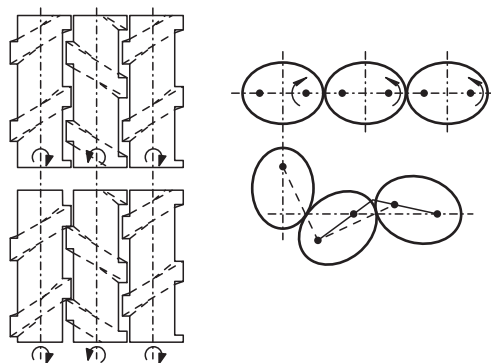


Рис. 4.6. Схема трехшнекового экструдера

На рис. 4.7 приведена схема расположения и направления вращения четырехшнекового экструдера. При переработке на подобных экструдерах порошкообразных материалов можно получать высокую степень гомогенизации полимера и большие давления в зоне дозирования.

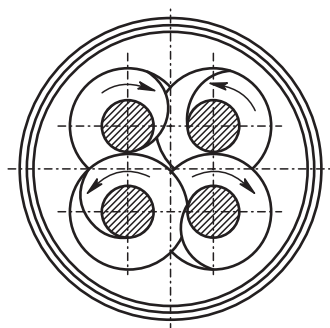


Рис. 4.7. Схема четырехшнекового экструдера

В зоне загрузки материала планетарных экструдеров (рис. 4.8) устанавливается транспортирующий шнек, подающий полимерный материал в зону пластикации и смешения. Эта зона состоит из одного центрального шнека и еще, как правило, шести–двенадцати дополнительных шнеков, расположенных вокруг центрального на одинаковом радиальном расстоянии. Эти шнеки называют планетарными, отсюда и название экструдера. Принцип гомогенизации при проходе массы состоит в ее раскатке на тонкие слои во множественных зазорах зацепления. В ряде конструкций присоединенный к планетарному экструдеру разгрузочный шнек принимает пластицированную массу и подает ее в формующую головку. Такая конструкция позволяет перерабатывать материалы, склонные к быстрой термической деструкции (часто — композиции ПВХ) без применения высоких температур, но со значительным смесительным эффектом и интенсивной дегазацией расплава.

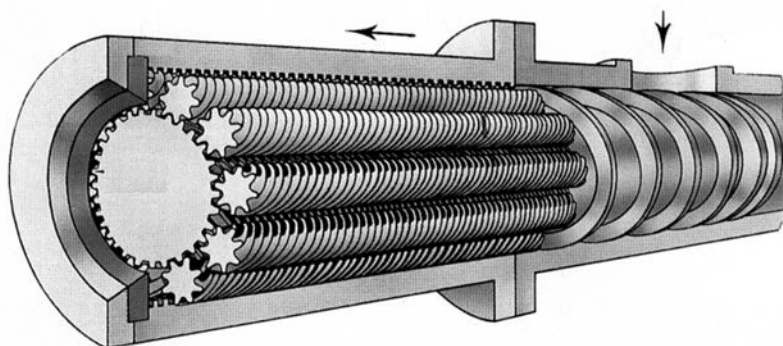


Рис. 4.8. Схема многошнекового планетарного экструдера

Дисковые экструдеры, основанные на использовании эффекта Вайсенберга, за последние 50–60 лет получили в промышленности переработки пластмасс распространение в качестве смесителей-пластикаторов.

На рис. 4.9 приведены различные схемы дисковых и шнекодисковых экструдеров. При этом рис. 4.9, *а* иллюстрирует простейшую схему дискового экструдера, состоящего из вращающегося диска 2 и неподвижного диска 1, размещенных в корпусе 3. Необходимая температура переработки обеспечивается электронагревателями 4. Перерабатываемый материал подается из бункера (на рисунке не показан) в загрузочную воронку А, откуда под действием сил трения и спиральной траектории движения (под действием центробежных сил) втягивается в зону между подвижным и неподвижными дисками, где нагревается, пластицируется, а затем выдавливается через формующий инструмент в виде готового изделия заданного профиля.

Однако недостатками данной конструкции дискового экструдера являются пульсация производительности и небольшое давление, развиваемое на входе в формующий инструмент (до 1 МПа). Для ликвидации этих недостатков используется шнековый дозатор 5 (рис. 4.9, *б*), который подает перерабатываемый материал из воронки А в зазор между вращающимся 2 и неподвижным 1 дисками, откуда пластицированный материал шнеком 6 выдавливается через формующий инструмент. В этом варианте дискошнекового экструдера шнек 6 длиной не более $(5-7)D$, где D — диаметр шнека, выполняет функцию винтового насоса, обеспечивающего необходимое давление экструзии полимеров.

На рис. 4.9, *в* представлена конструкция дискошнекового экструдера, в котором отсутствует шнековый дозатор, а за выравнивание пульсации производительности отвечает только шнек 6.

Конструкция дискового экструдера со спиральными канавками на поверхностях вращающегося диска 2 показана на рис. 4.9, *г*. При этом правый и левый зазоры между неподвижным 3 и вращающимся 2 дисками сообщаются с помощью цилиндрических отверстий В, через которые осуществляется массообмен между указанными полостями.

На рис. 4.9, *д* изображен вариант конструктивного исполнения с дисковым шнеком, когда на самом корпусе диска 2 выполнена винтовая нарезка, обеспечивающая равномерную загрузку экструдера и необходимое давление экструзии. При этом длина нарезанной части диска не должна превышать $(4-5)D$, где D — диаметр шнека.

Оптимальным считается вариант шнекодискового экструдера, представленный на рис. 4.9, *е*. Этот экструдер состоит из короткого шнека 6, выполняющего функцию транспортера гранул полимера и генератора расплава, т. е., в отличие от традиционного шнека дозирующего типа, в этом шнеке 6 можно обойтись без зоны дозирования. Гомогенизация расплава полимера осуществляется в правом и левом зазорах, образованных вращающимся вместе со шнеком 6 диском и неподвижным диском 1.

Дисковые экструдеры и комбинированные (дискошнековые и шнекодисковые экструдеры) зарекомендовали себя как очень эффективные смесители-пластикаторы и смесители-диспергаторы непрерывного действия.

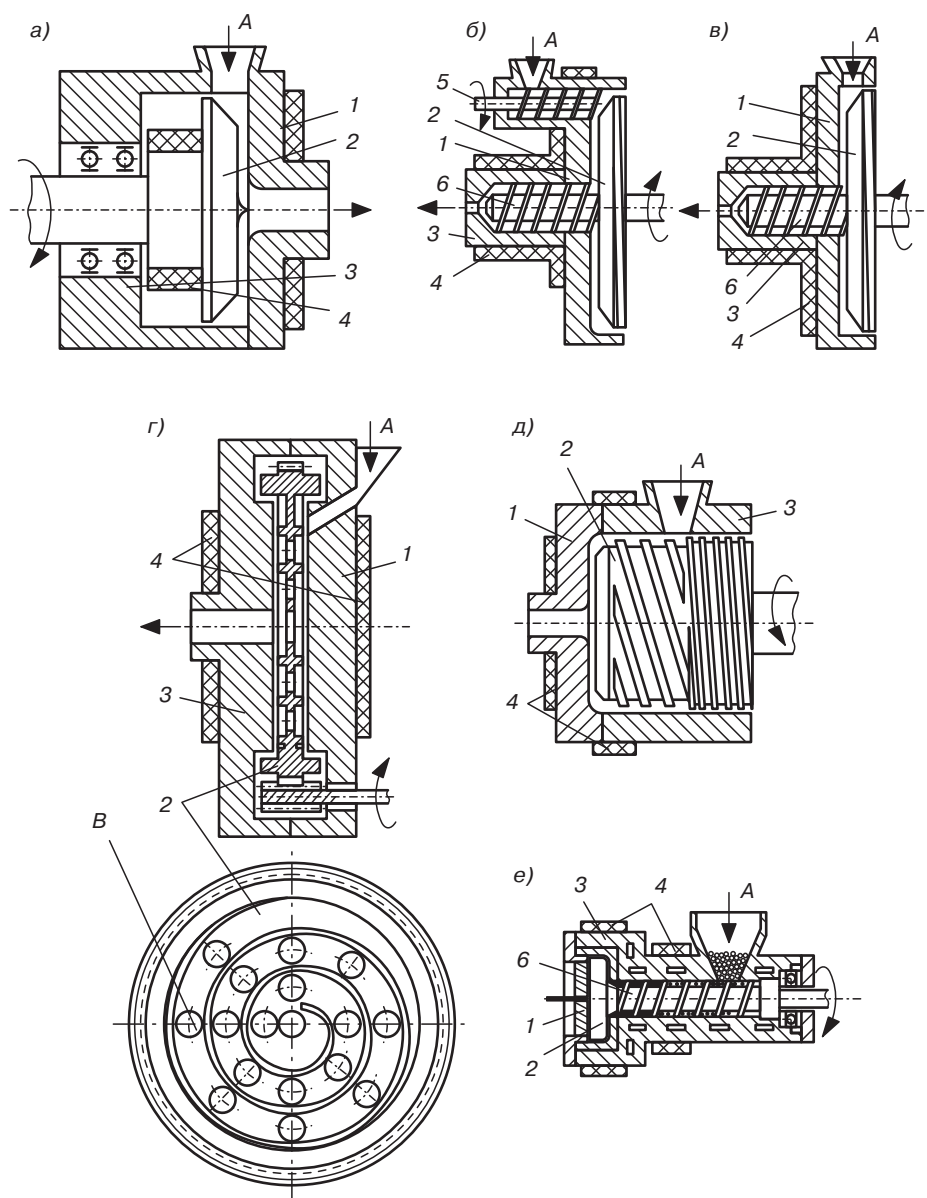


Рис. 4.9. Схемы дисковых экструдеров

Процессы переработки пластических масс в экструдерах ведутся при значительных давлениях, достигающих 50 МПа, что определяет повышенные требования к расчетам на прочность и жесткость деталей этих машин.

Прочностные расчеты деталей шнековых экструдеров выполняются после предварительного выбора геометрических размеров шнека и определения основных

технологических параметров. Целью расчета является определение размеров основных деталей экструдеров. Шнеки экструдеров проверяются на жесткость. Производится выбор и расчет упорно-опорных элементов. Расчеты осуществляют на максимально возможные усилия, возникающие в шнековых машинах.

Максимальное давление в материальном цилиндре p развивается шнеком, когда отверстие в головке закрыто, то есть производительность равна нулю. Рабочее давление в цилиндре обычно ниже, но подобная ситуация может возникнуть, например, при засорении формующей головки.

Производительность Q одношнекового экструдера рассчитывается по формуле

$$Q = \alpha k_{\alpha} n - \beta k_{\beta} \frac{\Delta p}{\eta_{\text{cp}}} - \gamma k_{\gamma} \frac{\Delta p}{\eta_{\text{cp}}}, \quad (4.1)$$

где Δp — гидравлическое сопротивление формующей головки; α , β и γ — коэффициенты, характеризующие геометрию шнека; k_{α} , k_{β} и k_{γ} — соответственно коэффициенты формы прямого, обратного потоков и потока утечек (при переработке термопластичных материалов принимают $k_{\alpha} = k_{\beta} = k_{\gamma} = 1$); n — частота вращения шнека; η_{cp} — средняя по длине шнека вязкость перерабатываемого материала.

Первое слагаемое в уравнении (4.1) характеризует производительность прямого потока, второе — обратного потока и третье — производительность потока утечек. Как правило, в новых одношнековых экструдерах производительность потока утечек существенно мала по сравнению с производительностями других потоков. Это позволяет нам переписать уравнение (4.1) в виде

$$Q = \alpha k_{\alpha} n - \beta k_{\beta} \frac{\Delta p}{\eta_{\text{cp}}}, \quad (4.2)$$

из которого следует, что при $Q = 0$ и, следовательно, при $\Delta p = p$:

$$p = \alpha k_{\alpha} n_{\text{cp}} / \beta k_{\beta}. \quad (4.3)$$

Значение средней вязкости материала определяют по кривым течения перерабатываемого полимера, полученным при температуре, соответствующей температуре в зоне дозирования экструдера, для которого проводится расчет. Если же из опытных данных нам известна производительность рассчитываемого экструдера при установке соответствующей формующей головки, то для определения средней по длине шнека вязкости перерабатываемого материала η_{cp} можно воспользоваться формулой

$$\eta_{\text{cp}} = \frac{\beta k_{\beta} \Delta p}{\alpha k_{\alpha} n - Q}. \quad (4.4)$$

Максимальное осевое усилие F_z , действующее на шнек, определяется как

$$F_z = p \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (4.5)$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр материального цилиндра, приблизительно равный наружному диаметру шнека D .

Крутящий момент $M_{\text{кр}}$, действующий на шнек, Н·м, рассчитывается из соотношения

$$M_{\text{кр}} = Nk/\omega, \quad (4.6)$$

где N — мощность привода шнека; k — коэффициент полезного действия привода шнека; ω — угловая скорость шнека.

4.2. Расчет материального цилиндра одношнекового экструдера

Если наружный диаметр $D_{\text{н}}$ материального цилиндра превосходит его внутренний диаметр $D_{\text{вн}}$ более чем в 1,5 раза, то такой цилиндр можно рассчитывать как толстостенный сосуд и использовать для определения возникающих в нем напряжений теорию Ламе. Внутреннее давление, оказываемое на стенки материального цилиндра расплавом полимера, всегда несравненно выше внешнего давления, которое в том или ином случае может быть приложено к наружной поверхности этих цилиндров. Поэтому материальные цилиндры всегда рассчитываются как сосуды, работающие под внутренним давлением.

Как уже было показано в разделе 2, при внутреннем нагружении толстостенных цилиндрических сосудов максимальные значения напряжений наблюдаются на их внутренней поверхности. Поэтому максимальное радиальное (сжимающее) напряжение определяется по формуле

$$\sigma_r = -p, \quad (4.7)$$

максимальное тангенциальное напряжение может быть определено как

$$\sigma_t = \frac{p(R_{\text{н}}^2 + R_{\text{вн}}^2)}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2}, \quad (4.8)$$

где p — максимальное внутреннее давление, возникающее в материальном цилиндре; $R_{\text{н}} = D_{\text{н}}/2$ — наружный радиус цилиндра; $R_{\text{вн}} = D_{\text{вн}}/2$ — внутренний радиус цилиндра.

Кроме этих напряжений, в материальном цилиндре возникает осевое усилие, определяемое по формуле (4.5).

Поэтому осевое напряжение в цилиндре равномерно распределено по площади его поперечного сечения и рассчитывается как

$$\sigma_z = \frac{pR_{\text{вн}}^2}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2}. \quad (4.9)$$

Если учесть, что для изготовления материальных цилиндров шнековых экструдеров чаще всего используются пластичные стали, то с учетом энергетической (IV) гипотезы толщина стенки s цилиндра определится как

$$s = R_{\text{вн}} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1,73p}} - 1 \right) + C, \quad (4.10)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для стали материального цилиндра; C — добавка на коррозию и эрозию.

Если материальный цилиндр изготовлен из хрупкой или малопластичной стали, то может быть использована первая гипотеза прочности и толщина стенки в этом случае рассчитывается по формуле

$$s = R_{\text{вн}} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right) + C. \quad (4.11)$$

Если рабочая температура материального цилиндра превышает 350°C для углеродистой стали и 400°C для легированной, то явление ползучести способствует выравниванию напряжений по толщине стенки и в этом случае допускаемое напряжение выбирается по пределу ползучести, а толщина стенки, несмотря на то, что $D_{\text{н}}/D_{\text{вн}} > 1,5$, определяется по формуле для тонкостенного сосуда:

$$s = pD_{\text{н}}/(2,3[\sigma] + p) + C. \quad (4.12)$$

Температурные напряжения в материальном цилиндре возникают из-за разности температуры внутренней и наружной поверхностей, причем чем меньше толщина стенки корпуса, тем меньше при прочих равных условиях будет перепад температур, так как

$$t_{\text{н}} - t_{\text{вн}} = qs/\lambda, \quad (4.13)$$

где $t_{\text{н}}$ — температура наружной стенки материального цилиндра; $t_{\text{вн}}$ — температура внутренней стенки материального цилиндра; q — величина удельного теплового потока; λ — коэффициент теплопроводности материала цилиндра.

При расчете материальных цилиндров шнековых экструдеров возможны два случая воздействия температурных напряжений (учитывая, что цилиндры нагружены внутренним давлением):

- тепловой поток направлен от внутренних слоев к наружным, что соответствует охлаждению внешней стенки цилиндра $t_{\text{вн}} > t_{\text{н}}$;
- тепловой поток направлен от наружных слоев к внутренним, что соответствует нагреву внешней стенки цилиндра $t_{\text{н}} > t_{\text{вн}}$.

Характер возникающих при этом температурных напряжений изображен на рис. 4.10. На этом рисунке в обоих случаях: вверху эпюра растягивающих напряжений в стенках цилиндра, возникающая от действия внутренних давлений, а внизу

эпюра температурных напряжений. Знаком плюс обозначены растягивающие напряжения, знаком минус — сжимающие.

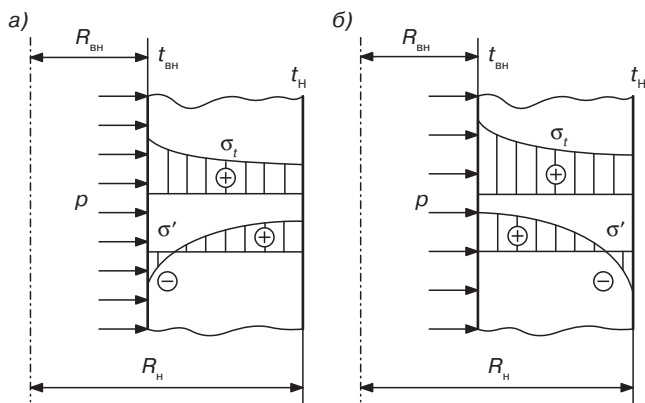


Рис. 4.10. Эпюры напряжений, возникающих в цилиндре от внутреннего давления, и эпюры температурных напряжений: а — при $t_{\text{н}} > t_{\text{вн}}$; б — при $t_{\text{н}} < t_{\text{вн}}$

На рис. 4.10, а, где $t_{\text{н}} > t_{\text{вн}}$, наружные слои, как менее нагретые, мешают расширяться внутренним, более нагретым слоям. Наружные слои поэтому оказываются растянутыми, а внутренние — сжатыми. Таким образом, растягивающие напряжения от внутренних давлений, имеющие знак плюс, суммируются со сжимающими температурными напряжениями, имеющими знак минус, во внутренних наиболее нагруженных слоях цилиндра. В результате этого растягивающие напряжения уменьшаются и, таким образом, увеличивается способность цилиндра сопротивляться внутреннему давлению.

На рис. 4.10, б, где $t_{\text{н}} < t_{\text{вн}}$, наоборот, температурные напряжения ухудшают условия работы цилиндра. Поэтому при внутреннем избыточном давлении более опасным является второй случай, и он требует аналитической проверки.

Температурное напряжение на внутренней поверхности цилиндра для второго случая может быть определено по формуле

$$\sigma_{\text{вн}e} = \frac{\alpha E (t_{\text{н}} - t_{\text{вн}})}{2(1-\mu)} \left(\frac{2R_{\text{н}}^2}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2} - \frac{1}{\ln R_{\text{н}} - \ln R_{\text{вн}}} \right), \quad (4.14)$$

а на наружной поверхности

$$\sigma_{\text{н}e} = \frac{\alpha E (t_{\text{н}} - t_{\text{вн}})}{2(1-\mu)} \left(\frac{2R_{\text{вн}}^2}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2} - \frac{1}{\ln R_{\text{н}} - \ln R_{\text{вн}}} \right), \quad (4.15)$$

где E — модуль упругости первого рода; μ — коэффициент Пуассона; α — коэффициент линейного температурного расширения (указанные величины берутся в зависимости от материала и средней температуры стенки).

Характер напряжений (сжатие или растяжение) определяется знаком величины напряжения, полученного по формулам (4.14) и (4.15).

При температурах стенки цилиндра выше $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ температурные напряжения могут не учитываться, так как они выравниваются по толщине стенки из-за ползучести металла.

При расчете толщины стенки цилиндра при внешнем обогреве (см. рис. 4.10, б) необходимо учесть сумму максимальных напряжений, возникающих на внутренней поверхности цилиндра

$$\Sigma\sigma = \sigma_t + \sigma', \quad (4.16)$$

где σ_t — максимальное напряжение в тангенциальном направлении, возникающее от внутреннего давления и определяемое по формуле (4.8); σ' — температурное напряжение, определяемое по формулам (4.14) и (4.15).

Суммарное напряжение, найденное по формуле (4.16), должно обеспечивать необходимый запас прочности по отношению к пределу текучести при температуре внутренней поверхности.

Некоторые машиностроительные фирмы предпочитают комплектовать шнековые экструдеры материальными цилиндрами с запрессованными в них гильзами, выполненными из износостойких материалов (так называемыми двухслойными цилиндрами). Гильза устанавливается в цилиндр по одной из переходных посадок с натягом, который создает давление на наружную поверхность гильзы, благодаря чему на ее внутренней поверхности появляется напряжение сжатия (рис. 4.11). Эти напряжения понижают величину тангенциальных напряжений, возникающих от давления расплава полимера, находящегося внутри материального цилиндра.

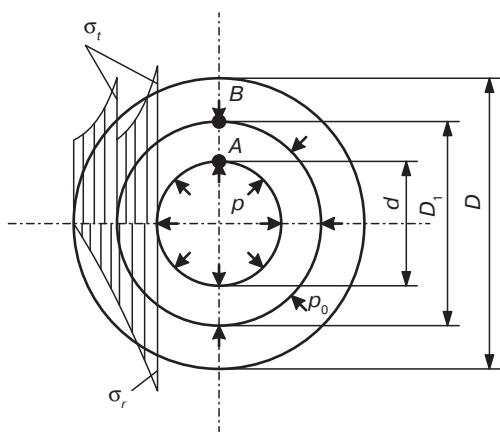


Рис. 4.11. Эпюры напряжений в стенках материального цилиндра с гильзой

Давление на наружную поверхность гильзы называется давлением натяга и может быть определено по формуле

$$p_0 = E_1 \delta / K, \quad (4.17)$$

где $\delta = \Delta / D_1$ — относительный расчетный натяг; Δ — величина натяга; D_1 — наружный диаметр гильзы; E_1 — модуль упругости первого рода материала цилиндра.

Коэффициент K в уравнении (4.17) рассчитывается по формуле

$$K = (\alpha_1 - \mu_1) + \frac{E_1}{E_2} (\alpha_2 + \mu_2), \quad (4.18)$$

где μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона соответственно материала цилиндра и гильзы; E_2 — модуль упругости первого рода материала гильзы; α_1 и α_2 — коэффициенты, определяемые из соотношений

$$\alpha_1 = \frac{1 + C_1^2}{1 - C_1^2}; \quad (4.19)$$

$$\alpha_2 = \frac{1 + C_2^2}{1 - C_2^2}; \quad (4.20)$$

$$C_1 = d/D_1; C_2 = D_1/D. \quad (4.21)$$

При одинаковых значениях модулей упругости материалов материального цилиндра и гильзы и равных значениях коэффициентов Пуассона ($\mu_1 = \mu_2 \approx 0,3$) $K = \alpha_1 + \alpha_2$.

Наибольшие напряжения возникают на внутренних поверхностях гильзы и цилиндра. На рис. 4.11 приведен вид эпюр нормальных напряжений, действующих в тангенциальном (σ_t) и радиальном (σ_r) направлениях в сечении двухслойного цилиндра. Из этих эпюр видно, что в двухслойном цилиндре происходит перераспределение напряжений: величина напряжений, действующих в тангенциальном направлении σ_t в точке A уменьшается, а в точке B увеличивается, при этом величина радиальных напряжений σ_r увеличивается незначительно.

Эквивалентное напряжение в любой точке на внутренней поверхности гильзы (точка A) в соответствии с четвертой гипотезой прочности определяется по формуле

$$\sigma_A^{\text{экв}} = \frac{\sqrt{3 + C^4}}{1 - C^2} p - \frac{2}{1 - C_1^2} p_0 = \gamma_1 p - \beta_1 p_0, \quad (4.22)$$

где $C = d/D$; γ_1 и β_1 — коэффициенты соответственно равные

$$\gamma_1 = \frac{\sqrt{3 + C^4}}{1 - C^2}; \quad \beta_1 = \frac{2}{1 - C_1^2} = \alpha_1 + 1. \quad (4.23)$$

Эквивалентное напряжение в любой точке внутренней поверхности цилиндра определяется по формуле

$$\sigma_{\text{вц}}^{\text{экв}} = \frac{C + \sqrt{3 + C_2^4}}{1 - C^2} p + \frac{\sqrt{3 + C_2^4}}{1 - C_2^2} p_0 = \gamma_2 \left(\frac{C_1^2 - C^2}{1 - C^2} p + p_0 \right), \quad (4.24)$$

где γ_2 — коэффициент, $\gamma_2 = \frac{\sqrt{3 + C_2^4}}{1 - C_2^2}$.

При значениях C , C_1 и C_2 более 0,9 коэффициенты α_1 , α_2 , γ_1 , γ_2 и β рассчитываются по формулам

$$\alpha_1 = \frac{d}{D_1 - d} - 0,5; \quad \alpha_2 = \frac{D_1}{D - D_1} - 0,5; \quad \gamma_1 = \frac{D}{D - d}; \quad \gamma_2 = \frac{D}{D - D_1}; \quad \beta_1 = \alpha_1 + 1. \quad (4.25)$$

Эквивалентные напряжения для внутренних поверхностей гильзы и цилиндра должны обеспечивать необходимый запас прочности по отношению к пределу текучести материалов гильзы и материального цилиндра.

Расчет фланцев материального цилиндра рекомендуется производить не на рабочее давление, зависящее от гидравлического сопротивления головки, а на аварийный случай засорения головки, то есть на то максимальное давление p , которое может возникнуть в материальном цилиндре. Фланцевое соединение материального цилиндра и формующей головки должно работать как прочно-плотное.

По способу крепления к материальному цилиндру фланцы делятся на приварные плоские, приварные встык и свободные на приварном кольце (рис. 4.12). Резьбовые фланцы используются достаточно редко. Кроме того, фланцы различают по характеру поверхности, обеспечивающей крепление уплотняющего устройства (с соединительным выступом, под прокладку овального сечения, с выступом и впадиной, шипом и пазом и т. п.). Конструкцию фланцевого соединения принимают в зависимости от температуры t материального цилиндра и давления p : плоские приварные фланцы — при $p \leq 2,5$ МПа, $t \leq 300$ °С и числе циклов нагружения за время эксплуатации до 2000; приварные встык фланцы — при $p \geq 2,5$ МПа и $t > 300$ °С. Соединения со свободными фланцами на приварном кольце рекомендуется применять при требовании независимой координации соединяемых частей по отверстиям для болтов и шпилек.

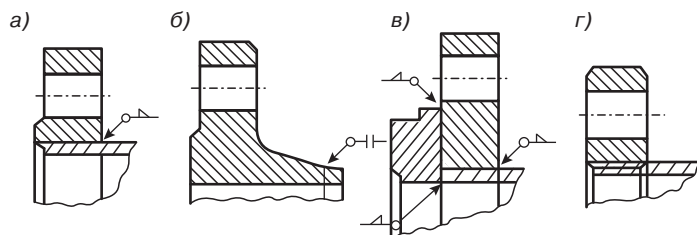


Рис. 4.12. Конструкции фланцев: а — плоские приварные; б — приварные встык; в — свободные на приварном кольце; г — резьбовые

Во фланцевых соединениях при $p \leq 4,0$ МПа и $t < 300$ °С применяют болты, а при $p > 4,0$ МПа и $t > 300$ °С — шпильки. Для уплотнения фланцевых соединений применяют прокладки стандартных форм (рис. 4.13). Рекомендации по выбору прокладок приведены в табл. 4.1.

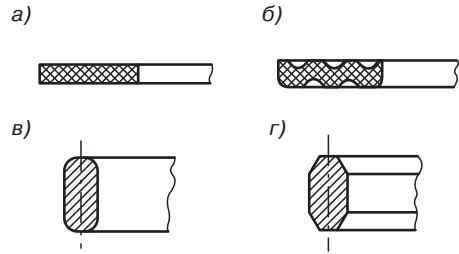


Рис. 4.13. Конструкции прокладок фланцевых соединений: а — плоская; б — гофрированная; в — овального сечения; г — восьмиугольного сечения

Таблица 4.1. Выбор прокладок

| Конструкция прокладки | Материал | p , МПа | t , °С |
|--|--|------------|---------------|
| Плоская металлическая (для уплотнения шип–паз) | Алюминий | $\geq 2,5$ | От 200 до 300 |
| | Латунь | | |
| | Сталь | | |
| Плоская или гофрированная составная | Асбест в металлической оболочке из алюминия, меди, латуни, стали | $\leq 6,4$ | От 200 до 550 |
| Овального или восьмиугольного сечения | Сталь | $\geq 6,4$ | От 200 до 550 |

Расчет фланцевых соединений всегда состоит из расчета болтов или шпилек, расчета фланцев и выбора прокладок.

Проверочный расчет болтов и прокладок фланцевых соединений начинают с определения расчетной температуры t_p . Для фланцев она равна температуре цилиндра t_c , а для болтов (шпилек) составляет $0,95t_c$. Затем определяют расчетные нагрузки на соединение. Расчетная нагрузка, действующая от внутреннего избыточного давления p , равна

$$F_1 = 0,789 p D_{\text{сп}}^2 \cdot F_1 = p \frac{\pi D_{\text{сп}}^2}{4}, \quad (4.26)$$

где $D_{\text{сп}}$ — средний диаметр прокладки.

Усилие, возникающее от разности температур фланца и болта (шпильки) в период эксплуатации, равно

$$F_2 = f_6 \gamma E_6 n t_c (\alpha_{\text{ф}} - 0,95 \alpha_6), \quad (4.27)$$

где $f_6 = 0,59d_6^2$ — площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы; d_6 — внутренний диаметр резьбы болта (шпильки); γ — коэффициент (для плоских фланцев $\gamma = 0,015$ – $0,02$, для угловых приварных $\gamma = 0,07$ – $0,08$); E_6 — модуль упругости первого рода материала болта (шпильки) при рабочей температуре; n — число болтов (шпилек); α_ϕ и α_6 — соответственно коэффициенты линейного расширения материалов фланцев и болтов (шпилек).

Если $F_2 < 0$, то в дальнейшем принимают $F_2 = 0$.

Число болтов n рекомендуется брать кратным 4.

Расчетная сила осевого сжатия фланцев, требуемая для обеспечения герметичности соединения (реакция прокладки) R_n равна:

$$R_n = \pi D_{\text{сн}} b_0 m p, \quad (4.28)$$

где m — коэффициент, зависящий от конструкции и материала прокладки (см. табл. 4.2); p — внутреннее давление.

Расчетное осевое усилие для болтов (шпилек) P_6 принимают большим из следующих трех значений:

$$F_{61} = \pi D_{\text{сн}} b_0 q; F_{62} = \zeta(1,3F_1 + R_n); F_{63} = F_1 + R_n + F_2, \quad (4.29)$$

где F_{61} , F_{62} , F_{63} — соответственно усилие, действующее на болты при предварительном обжатии прокладок, усилие затяжки болтов при монтаже и предельное усилие, действующее на болты в процессе эксплуатации; b_0 — эффективная ширина прокладки ($b_0 = b$ при $b < 0,015$ м; $b_0 = 0,12\sqrt{b}$ при $b > 0,015$ м); b — ширина прокладки; q — удельная нагрузка на прокладку (табл. 4.2); $\zeta = [\sigma]_{20}/[\sigma]_t$ — отношение допускаемых напряжений для материала фланцев или болтов (шпилек) при монтаже ($t = 20$ °С) и при расчетной температуре t (принимают меньшее из значений ζ).

Таблица 4.2. Значения m и q для различных прокладок

| Параметр | Прокладки плоские металлические | | | Прокладки плоские составные асбестовые с оболочкой | | | | Прокладки овальные или восьмиугольные металлические |
|----------|---------------------------------|--------|---------|--|------|--------|-------|---|
| | алюминий | латунь | сталь | алюминий | медь | латунь | сталь | |
| m | 4,0 | 4,75 | 5,5–6,5 | 3,25 | 3,5 | 3,5 | 3,75 | 5,5–6,5 |
| q | 60 | 90 | 125–180 | 38 | 46 | 46 | 53–63 | 125–180 |

Затем выполняют проверку прочности болтов (шпилек) по условию

$$\sigma = \frac{1,3P_6}{nf_6} \leq [\sigma]_6, \quad (4.30)$$

где $[\sigma]_6$ — допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре, соответствующей действию максимальной нагрузки P_6 .

В ряде случаев для крепления формующей головки к материальному цилиндру используются байонетные соединения.

Конструктивная схема байонетного затвора приведена на рис. 4.14. При работе экструдера байонетное соединение испытывает растягивающее усилие, которое рассчитывается либо исходя из максимально возможного внутреннего давления в материальном цилиндре, образующегося в случае засорения формующей головки, либо перегрузка учитывается специальным коэффициентом $n_p = 1,8-2,2$.

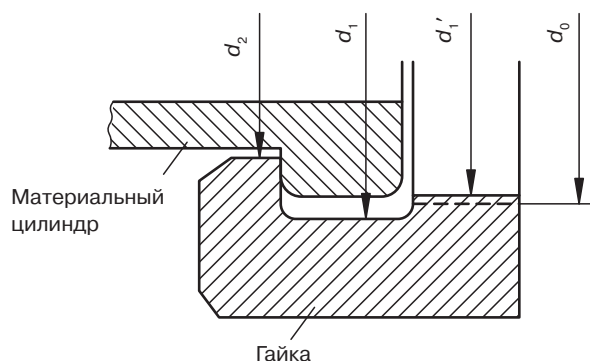


Рис. 4.14. Расчетная схема байонетного соединения

В последнем случае растягивающее усилие определяется по формуле

$$F_p = p \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} n_p. \quad (4.31)$$

Расчет байонетного затвора сводится к расчету зубьев байонетного соединения на изгиб, к проверке резьбы байонета на предельно допустимые напряжения и к определению размеров плеча рычага байонетной гайки.

Проверка зубьев байонетного затвора на изгиб производится по изгибающему моменту

$$M_{\text{и}} = \frac{F_p}{z} \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (4.32)$$

где z — число зубьев байонетного кольца.

Момент сопротивления зуба байонетного кольца

$$W = ba^2/6, \quad (4.33)$$

где a — толщина зуба; b — ширина зуба.

Напряжение изгиба у основания зуба

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W \leq [\sigma]_{\text{и}}. \quad (4.34)$$

Резьба байонетного затвора проверяется на смятие по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_p}{kz} \frac{1}{\pi d_{\text{ср}} (d_0 - d'_1)}, \quad (4.35)$$

где k — коэффициент полноты резьбы, для метрической резьбы он равен 0,2; z — число витков, работающих на смятие; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр резьбы; d_0 — наружный диаметр резьбы; d'_1 — внутренний диаметр резьбы.

Для определения плеча ключа, необходимого для затяжки байонетной гайки, находится момент, возникающий в гайке:

$$M_3 = M'_3 + M''_3, \quad (4.36)$$

где M'_3 — момент трения, возникающий в резьбе; M''_3 — момент трения, возникающий на зубьях байонетного кольца.

Момент трения в резьбе находится из формулы

$$M'_3 = F_p \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{d_{\text{ср}}}{2}, \quad (4.37)$$

где α — угол подъема винтовой линии; $\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} f / \cos \alpha_1$ — угол трения; α_1 — угол профиля кромок резьбы; f — коэффициент трения стали по стали при смазке, равный 0,0578.

Момент трения зубьев байонетного затвора определяется по формуле

$$M'_3 = \frac{1}{3} f F_p \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2}. \quad (4.38)$$

Момент, возникающий на рукоятке байонета,

$$M_3 = Ql, \quad (4.39)$$

где Q — усилие на рукоятке (примерно 200 Н); l — длина рукоятки.

Откуда плечо рукоятки

$$l = \frac{M'_3 + M''_3}{Q}. \quad (4.40)$$

4.3. Расчет шнеков

Многие авторы работ, в которых описывается методика расчета шнеков на прочность и жесткость, предлагают начинать эти расчеты с проверки устойчивости шнека при продольном изгибе, а затем, после получения значения гибкости λ , вести

дальнейший расчет по одному из двух вариантов. Первый вариант (при гибкости $\lambda < 50$) проводится без учета возможности потери шнеком устойчивости, а второй вариант (при гибкости $\lambda \geq 50$) учитывает эту возможность.

Как уже было сказано, внутри материального цилиндра может развиваться рабочее давление до 50 МПа, а в аварийных случаях и еще выше. Естественно, что при этом создается большая осевая сила (4.5), которая, казалась бы, может вызвать потерю продольной устойчивости шнека. Однако не следует забывать, что при незаполненном полимерным материалом пространстве между материальным цилиндром и расположенным в нем шнеком внутри цилиндра не может быть создано хоть сколько-нибудь значительное внутреннее давление. То есть будет отсутствовать и существенная осевая нагрузка на шнек.

В то же время при нормальной работе экструдера пространство между цилиндром и шнеком заполнено полимером. В зоне загрузки уже на расстоянии полутора-двух витков от загрузочного отверстия это плотная пробка непроплавленного материала, а в зонах пластикации и дозирования — расплав полимера, представляющий собой очень вязкую и практически несжимаемую при давлениях переработки жидкость.

Поэтому полимер, заполнивший пространство между цилиндром и шнеком, можно считать дополнительной опорой, обеспечивающей шнеку достаточный запас продольной устойчивости.

В связи со сказанным расчет шнеков экструдеров на устойчивость при продольном изгибе можно не проводить.

При расчете шнека определяют максимальные касательные напряжения, возникающие на поверхности шнека от действия крутящего момента $M_{кр} = Nk/\omega$, где N — мощность привода шнека; k — коэффициент полезного действия привода шнека; ω — угловая скорость шнека:

$$\tau = M_{кр}/W_p, \quad (4.41)$$

здесь W_p — полярный момент сопротивления, равный

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right), \quad (4.42)$$

где D — наружный диаметр шнека.

Осевое отверстие с диаметром d в теле шнека служит для размещения в нем системы охлаждения или термостатирования. Надо иметь в виду, что в шнеках небольших диаметров подобные осевые отверстия не предусматриваются и в этих случаях $d = 0$.

Из уравнений (4.41) и (4.42) получаем

$$\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right)}. \quad (4.43)$$

Расчетная схема шнека показана рис. 4.15. Нормальные напряжения вызываются осевой силой F_z и распределенной нагрузкой q . Максимальные напряжения будут возникать в месте закрепления шнека (у правого подшипника)

$$\sigma = F_z/A + M_{\text{и}}/W_x, \quad (4.44)$$

где $M_{\text{и}}$ — максимальный изгибающий момент от распределенной нагрузки шнека; A — площадь поперечного сечения шнека; W_x — осевой момент сопротивления.

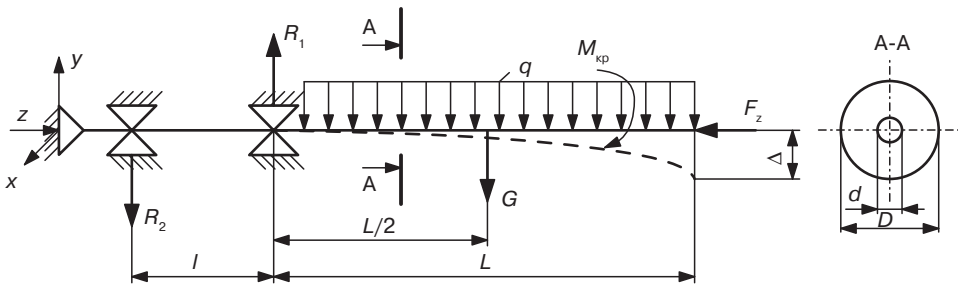


Рис. 4.15. Расчетная схема нагружения шнека и его опор

$$M_{\text{и}} = GL/2 = \rho g AL^2/2, \quad (4.45)$$

где G — вес консольной части шнека длиной L ; ρ — плотность материала шнека; g — ускорение свободного падения.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right); \quad (4.46)$$

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right). \quad (4.47)$$

После подстановки (4.45), (4.46) и (4.47) в (4.44) получаем

$$\sigma = \frac{4F_z}{\pi D^2 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)} + \frac{4\rho g L^2}{D \left(1 + \frac{d^4}{D^4} \right)} \quad (4.48)$$

В соответствии с третьей гипотезой прочности условие прочности шнека запишется как

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (4.49)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала шнека с учетом условий его работы.

Максимальный прогиб шнека под действием собственной тяжести равен

$$\Delta = \frac{\rho g A L^4}{8 E J_x} = \frac{\rho g \pi D^2}{32 E J_x} L^4 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right), \quad (4.50)$$

где E — модуль упругости первого рода материала шнека; J_x — осевой момент инерции поперечного сечения шнека:

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right). \quad (4.51)$$

Надо иметь в виду, что полученное значение максимального прогиба реализуется только при отсутствии внутри материального цилиндра полимера. Но так как запуск экструдера может быть осуществлен и при отсутствии полимера внутри материального цилиндра, то во избежание повреждения цилиндра и шнека, определив Δ_{\max} по формуле (4.50), необходимо сравнить его значение с величиной радиального зазора между выступами на резьбе шнека и внутренней поверхностью материального цилиндра. Полученный прогиб должен быть меньше этого зазора.

Величины радиальных зазоров между выступами на резьбе шнека и внутренней поверхностью материального цилиндра в зависимости от диаметра шнека приведены в табл. 4.3

Шнеки должны обладать достаточной жесткостью на кручение. Угол закручивания шнека определяется по формуле $\varphi = M_{\text{кр}} L / G J_p$, где G — модуль упругости второго рода ($G \approx 8 \cdot 10^4$ МПа); J_p — полярный момент инерции опасного сечения $J_p = 2 J_x$.

Таблица 4.3. Рекомендованные размеры радиальных зазоров в зависимости от диаметра шнека экструдера

| Диаметр шнека, мм | Зазор в новой машине, мм | Максимально допустимый зазор в старой машине, мм |
|-------------------|--------------------------|--|
| 63 | 0,18–0,22 | 0,60–0,75 |
| 90 | 0,25–0,30 | 0,75–0,90 |
| 125 | 0,25–0,30 | 0,75–0,90 |
| 160 | 0,30–0,38 | 0,75–0,90 |
| 200 | 0,33–0,40 | 1,25–1,50 |
| 250 | 0,42–0,50 | 1,50–1,65 |

Допустимый угол закручивания из опыта эксплуатации шнеков установлен в интервале $1,5$ – 3° . Меньшие значения углов принимаются для шнеков диаметром более 100 мм.

Крутящий момент, обеспечивающий вращение шнека внутри материального цилиндра, передается на шнек с помощью шпоночного или шлицевого соединения.

К достоинствам шпоночного соединения следует отнести простоту монтажа и демонтажа, надежность в эксплуатации, компактность и простоту конструкции. Недостатками являются ослабление хвостовика шнека и ступицы шпоночными пазами, значительная концентрация напряжений, высокие требования к точности и трудность обеспечения взаимозаменяемости, то есть необходимость ручной подгонки или подбора шпонки по месту.

Чаще всего для передачи крутящего момента на шнеки используются призматические шпонки. Момент передается со ступицы на хвостовик шнека узкими боковыми гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$, а в продольном сечении шпонки — напряжения среза τ (рис. 4.16).

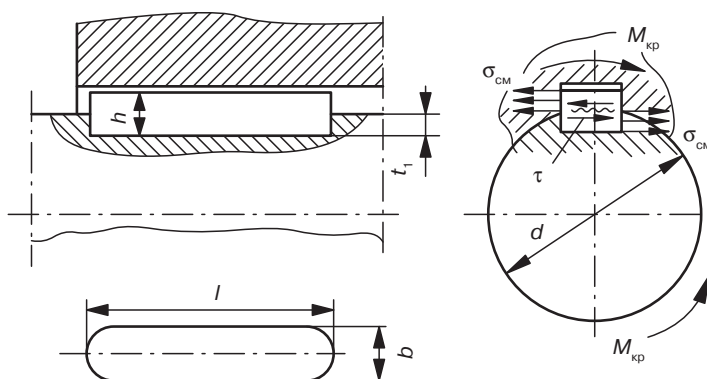


Рис. 4.16. Схема работы призматической шпонки

Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), глубину паза в хвостовике шнека t_1 выбирают в зависимости от диаметра хвостовика d по ГОСТ 23360–78 (табл. 4.4). Из расчета на срез в стандарте заданы размеры b и h , а длину шпонки (с закругленными концами) находят из расчета на смятие по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (4.52)$$

где $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение на смятие (для шпоночных соединений из сталей марок Ст2 и Ст3 принимается равным 100–140 МПа).

Затем длину шпонки округляют в большую сторону в соответствии с табл. 4.4.

В случае, когда прочность шпоночного соединения недостаточна, иногда на хвостовике шнека устанавливают симметрично две шпонки, но чаще используют шлицевое соединение, которое к тому же обладает рядом преимуществ перед шпоночным. Шлицевое соединение обеспечивает лучшее центрирование и более точное направление хвостовика шнека при осевом перемещении во время монтажа и демонтажа шнека; кроме того, благодаря большой рабочей поверхности шлицевое соединение обладает большей нагрузочной способностью.

Таблица 4.4. Размеры призматических шпонок

| Диаметр вала d , мм | Ширина шпонки b , мм | Высота шпонки, h , мм | Глубина паза на валу t_1 , мм | Длина шпонки, l , мм |
|--------------------------|---------------------------|----------------------------|------------------------------------|---------------------------|
| От 10 до 12 | 4 | 4 | 2,5 | От 8 до 45 |
| Св. 12 до 17 | 5 | 5 | 3 | От 10 до 56 |
| Св. 17 до 22 | 6 | 6 | 3,5 | От 14 до 70 |
| Св. 22 до 30 | 8 | 7 | 4 | От 18 до 90 |
| Св. 30 до 38 | 10 | 8 | 5 | От 22 до 110 |
| Св. 38 до 44 | 12 | 8 | 5 | От 28 до 140 |
| Св. 44 до 50 | 14 | 9 | 5,5 | От 36 до 160 |
| Св. 50 до 58 | 16 | 10 | 6 | От 45 до 180 |
| Св. 58 до 65 | 18 | 11 | 7 | От 50 до 200 |
| Св. 65 до 75 | 20 | 12 | 7,5 | От 56 до 220 |
| Св. 75 до 85 | 22 | 14 | 9 | От 63 до 250 |
| Св. 85 до 95 | 25 | 14 | 9 | От 70 до 280 |
| Св. 95 до 110 | 28 | 16 | 10 | От 80 до 320 |
| Св. 110 до 130 | 32 | 18 | 11 | От 90 до 360 |

Примечание. Длины шпонок l выбирают из следующего ряда: 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125 и т. д.

Все размеры шлицевых (зубчатых) соединений, а также допуски на них стандартизованы. По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямобочные, эвольвентные, треугольные.

Соединения с прямобочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням зубьев (рис. 4.17, *а*), по наружному (рис. 4.17, *б*) или внутреннему (рис. 4.17, *в*) диаметру вала. Стандартом предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя и тяжелая), которые отличаются высотой и количеством зубьев. Число зубьев изменяется в пределах от 6 до 20. У соединений тяжелой серии зубья выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серий.

Центрирование по диаметрам (D или d) обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям.

Диаметр центрирования (наружный или внутренний) выбирают исходя из технологических условий. Если твердость материала втулки (ступицы) позволяет обработку протяжкой ($HВ < 350$), рекомендуют центрирование по наружному диаметру. При этом центрирующие поверхности втулки калибруют протяжкой, а центрирующие поверхности вала — шлифованием. При высокой твердости втулки рекомендуют центрирование по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности отверстия и хвостовика шнека можно обработать шлифованием.

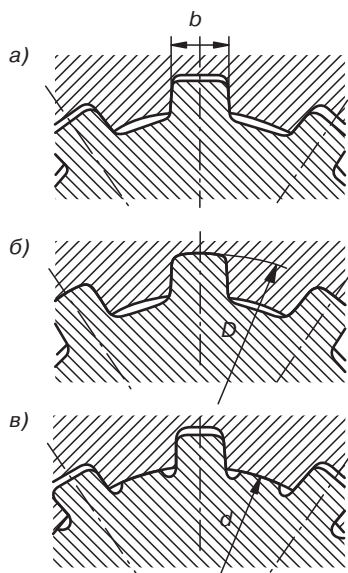


Рис. 4.17. Схема шлицевых соединений с прямоугольными зубьями

Соединения с эвольвентными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням (рис. 4.18, *а*) или по наружному диаметру вала (рис. 4.18, *б*). Наиболее распространен первый способ центрирования.

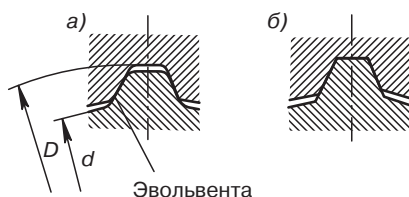


Рис. 4.18. Схема шлицевых соединений с эвольвентными зубьями

Соединения с треугольными зубьями (рис. 4.19) не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных втулках и стесненных габаритах по диаметру. Вследствие технологических трудностей треугольные зубья часто заменяют мелкими эвольвентными зубьями.

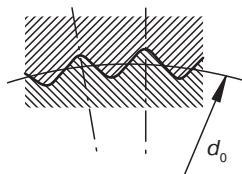


Рис. 4.19. Схема шлицевых соединений с треугольными зубьями

Размеры зубьев, аналогично шпонкам, выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Боковые поверхности зубьев испытывают напряжения смятия, а в сечениях у их оснований возникают напряжения среза и изгиба (рис. 4.20).

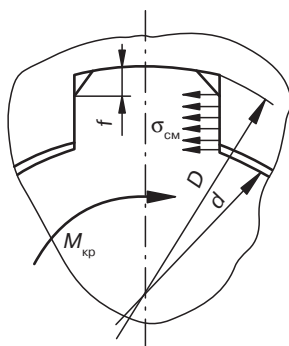


Рис. 4.20. Схема для расчета шлицевого соединения

Для зубьев стандартного профиля решающее значение имеют напряжения смятия, которые определяют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = M_{\text{кр}} / K z h l r_{\text{cp}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (4.53)$$

где $K \approx 0,7-0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий между зубьями; z — число зубьев; h — высота поверхности контакта зубьев;

l — рабочая длина зубьев; r_{cp} — средний радиус поверхности контакта; $h = \frac{D-d}{2} - 2f$;

$r_{\text{cp}} = (D+d)/4$ — для прямобоочных зубьев (f — высота фасок; см. рис. 4.20); $h \approx m$;
 $r_{\text{cp}} = mz/2$ — для эвольвентных зубьев (m — модуль).

4.4. Расчет подшипниковых узлов

Как видно из рис. 4.15, как правило, опорные узлы шнеков включают в себя радиальные (или радиально-упорные) подшипники и упорный подшипник, воспринимающий осевую нагрузку F_z .

Подбору подшипников предшествует определение реакций, возникающих в подшипниковых узлах, и определяемых из уравнений равновесия.

$$\left. \begin{aligned} \Sigma M_1 &= 0; & GL/2 - R_2 l &= 0 \\ \Sigma F_y &= 0; & R_1 - R_2 - G &= 0, \end{aligned} \right\}, \quad (4.54)$$

где $G = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) L \rho g$ — вес консольной части шнека длиной L .

В качестве опор шнеков применяют серийные типы подшипников нормальной точности. Основные требования, предъявляемые к опорам шнека:

- обеспечение радиальной и осевой жесткости;
- работоспособность в широком диапазоне скоростей;
- изменение температуры в малых пределах при различных условиях нагрузки и скорости;
- малый износ (долговечность).

Выполнение перечисленных требований зависит от конструкции подшипниковых узлов.

Радиальная жесткость опор шнека достигается установкой подшипников, обладающих большой относительной жесткостью. К таким подшипникам относятся двухрядные роликовые, конические роликовые, радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами и т. д.

Относительная расчетная жесткость различных подшипников может быть определена из следующей зависимости:

$$j_1/j_2 = z_1/z_2 = \sqrt{(d_1/d_2)}, \quad (4.55)$$

где $j_1, j_2, z_1, z_2, d_1, d_2$ — соответственно жесткости (j), количество (z) и диаметры (d) шариков или роликов в сопоставляемых подшипниках.

Как уже говорилось, при экструзии на шнековом экструдере возникают значительные осевые нагрузки, воспринимаемые упорными подшипниками. Применение упорных шариковых и конических роликовых подшипников лимитируется предельно допустимыми числами оборотов. Поэтому в опорах шнеков быстроходных экструдеров для восприятия осевых усилий устанавливаются шариковые радиально-упорные подшипники. Из-за возникающих больших осевых усилий одностороннего действия в ряде случаев устанавливают несколько радиально-упорных подшипников таким образом, чтобы узкий торец наружного кольца одного подшипника был обращен к широкому торцу наружного кольца другого подшипника. Целесообразно для этих целей применять радиально-упорные подшипники с углом контакта дорожки качения с телами качения $\beta = 46^\circ$.

В многошнековых экструдерах из-за малых размеров межцентрового расстояния шнеков и значительных осевых усилий, возникающих в процессе работы, разработка конструкции опор шнеков представляет собой сложную задачу. Для восприятия радиальных нагрузок применяются игольчатые подшипники, а для восприятия осевых — упорные подшипники качения, реже — скольжения.

Распространение получили узлы из упорных подшипников качения, устанавливаемые совместно с пакетом тарельчатых пружин. Каждый упорный подшипник воспринимает только определенную часть осевого усилия шнека, передаваемого через тарельчатые пружины.

Нашли применение конструкции, где осевое усилие одновременно равномерно распределяется между несколькими подшипниками. Хорошо себя зарекомендовала конструкция узла упорных подшипников двухшнековых

экструдеров, в которых осевое усилие одного из шнеков воспринимается мощным упорным подшипником, а осевое усилие другого шнека передается на несколько подшипников.

На рис. 4.21 приведена схема подшипникового узла, в котором осевые усилия, развиваемые шнеком, воспринимаются упорным подшипником 1, который установлен с наружной стороны, что упрощает доступ к нему. Хвостовая часть шнека располагается в полom валу 3 и упирается в гайку 2. Полый вал 3 установлен на шарикоподшипнике 4 и двухрядном роликоподшипнике 5.

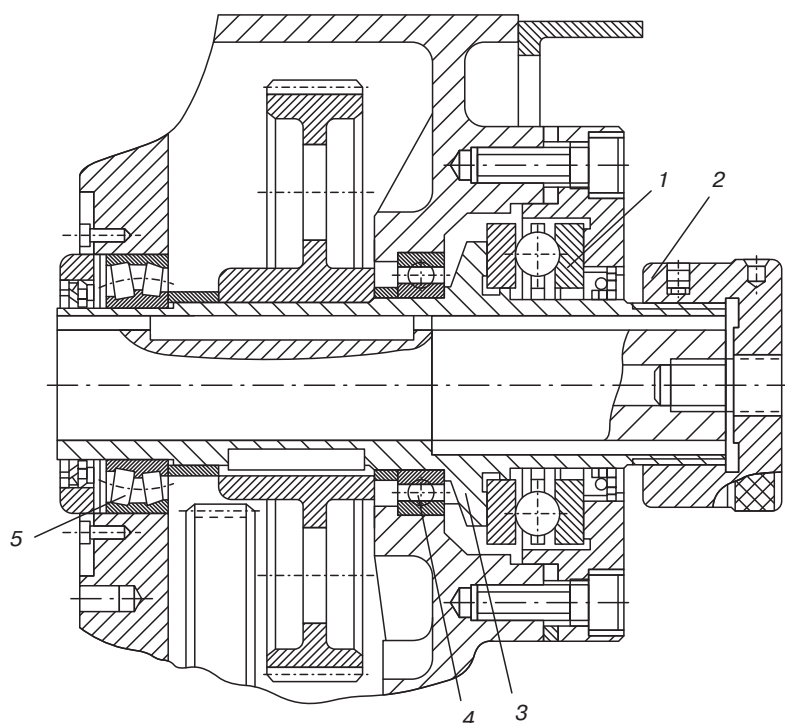


Рис. 4.21. Схема узла подшипников одношнекового экструдера с шариковым упорным подшипником

В схеме, приведенной на рис. 4.22, осевые усилия воспринимаются сферопорным подшипником 3. Хвостовая часть шнека располагается в полom валу 2, который установлен на шарикоподшипниках 1. Сферопорный подшипник расположен внутри привода. Для его замены необходима разборка узла.

В быстроходных червячных прессах осевые усилия воспринимаются шариковыми радиально-упорными подшипниками 2 (рис. 4.23). Подшипники установлены таким образом, что узкий торец наружного кольца одного подшипника обращен к широкому торцу наружного кольца другого подшипника. Хвостовик шнека 1 упирается в торец расточки приводного вала 3.

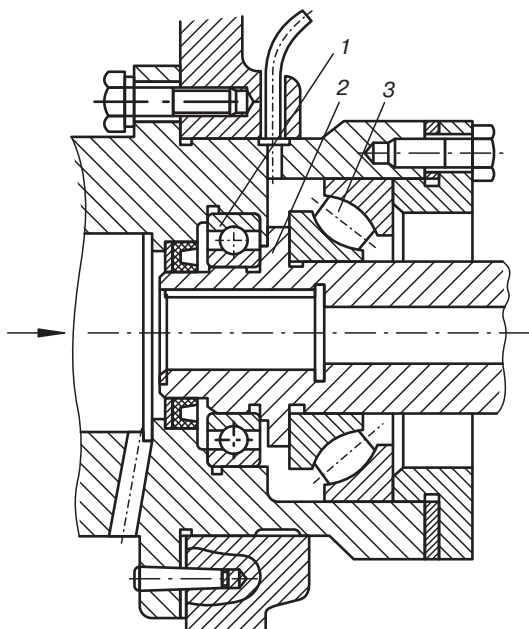


Рис. 4.22. Схема узла подшипников одношнекового экструдера со сферопорным подшипником

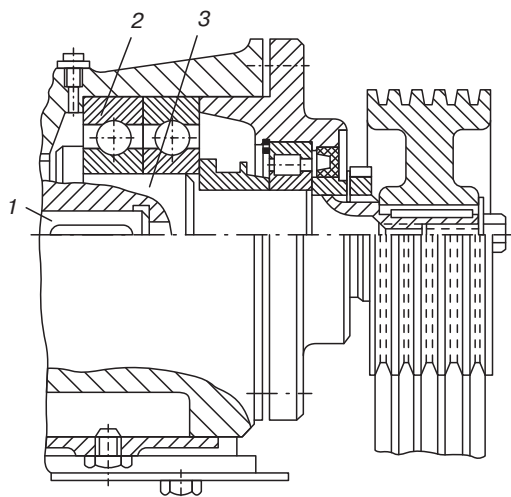


Рис. 4.23. Схема узла подшипников быстроходного одношнекового экструдера

В схеме, изображенной на рис. 4.24, осевое усилие одного из шнеков, передаваемое через вал 5, воспринимается мощным роликовым упорным подшипником 6, а осевое усилие другого шнека — тремя упорными роликовыми подшипниками 2, которое равномерно распределяется на упорные подшипники 2 через втулки 3.

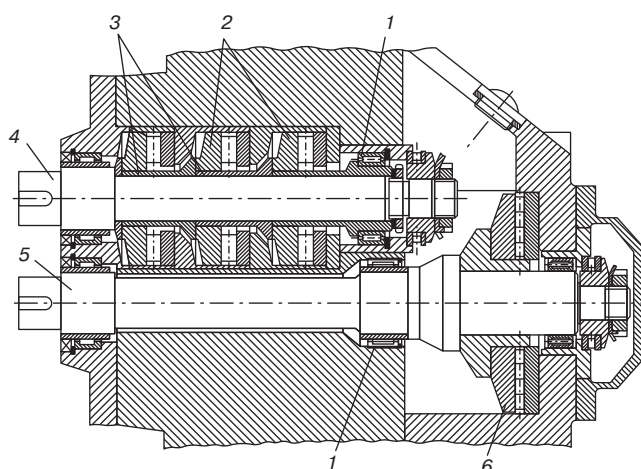


Рис. 4.24. Схема узла подшипников двухшнекового экструдера с одним упорным подшипником большого диаметра и тремя подшипниками малого диаметра: 1 — игольчатый радиальный подшипник; 2 — упорные однорядные подшипники; 3 — дистанционные втулки; 4, 5 — приводные валы; 6 — упорный многорядный подшипник

В следующей схеме (рис. 4.25) осевые усилия каждого шнека воспринимаются двумя упорными роликоподшипниками 1 и 2 или 4 и 5. Подшипники 2 и 4 отжимаются в левую сторону тарельчатыми пружинами 3. При монтаже подшипников 1 и 5 предусматривают зазор «К» между буртом вала и подшипником. Вначале осевые усилия передаются на подшипники 2 и 4; тарельчатые пружины 3 сжимаются на величину зазора «К». При дальнейшем повышении осевого усилия вступают в строй упорные подшипники 1 и 5, которые воспринимают возрастающую нагрузку.

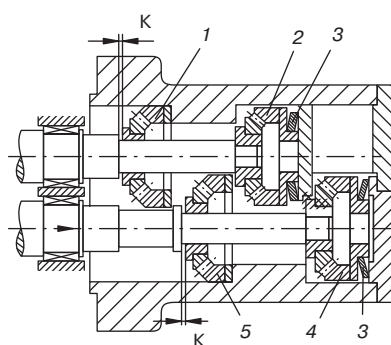


Рис. 4.25. Схема узла подшипников двухшнекового экструдера с распределением усилий на упорные подшипники малого диаметра

Расчет подшипников качения проводится по двум критериям: по динамической грузоподъемности (ресурсу) и по статической. Расчеты по обоим критериям провероч-

ные, так как для их проведения требуется знание характеристик реального подшипника. Поэтому подшипники предварительно подбирают по конструктивным соображениям, находят по справочной литературе их параметры, а затем проводят проверочный расчет, который определяет правильность подбора.

Динамическая грузоподъемность подшипника качения — это постоянная нагрузка, при действии которой подшипник сохраняет работоспособность (нет следов усталостного выкрашивания) в течение одного миллиона оборотов. Динамическая грузоподъемность измеряется в ньютонах и является паспортной характеристикой подшипника, обозначаемой буквой C . Ресурс подшипника качения обозначается буквой L и измеряется в миллионах оборотов. Выражения для расчета этих величин имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} L &= a_1 a_2 (C/P)^m / K_{HE} \\ C &= P \sqrt[m]{LK_{HE} / (a_1 a_2)} \end{aligned} \right\}, \quad (4.56)$$

где P — эквивалентная нагрузка на подшипник; m — показатель степени кривой испытания на усталостное выкрашивание тел качения и колец; K_{HE} — коэффициент, учитывающий режим нагружения; a_1 — коэффициент, определяющий уровень надежности, закладываемый в расчет; a_2 — коэффициент, учитывающий качество металла подшипника и условия эксплуатации.

Для шариковых подшипников коэффициент m равен 3, а для роликовых — 3,33.

Величина коэффициента K_{HE} определяется в зависимости от номера стандартного режима нагружения (табл. 4.5).

Таблица 4.5. Зависимость коэффициента K_{HE} от номера стандартного режима нагружения

| Номер стандартного режима нагружения | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--------------------------------------|---|-----|------|------|-------|-------|
| K_{HE} | 1 | 0,5 | 0,25 | 0,18 | 0,125 | 0,063 |

Обычно при работе любых реальных конструкций, в том числе и экструдеров, нагрузка во времени не постоянна. В таких случаях задают один из стандартных режимов нагружения (рис. 4.26).

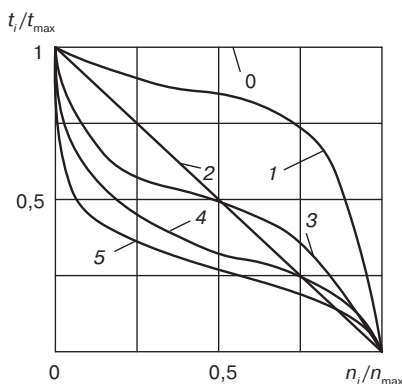


Рис. 4.26. Стандартные режимы нагружения

Нулевой режим нагружения самый тяжелый, нагрузка в течение всего срока эксплуатации постоянна. При работе на любом другом режиме нагрузка меняется во времени согласно некоторому закону и в итоге за весь срок службы ее можно примерно описать одной из представленных кривых, построенных в координатах $t_i/t_{\max} - n_i/n_{\max}$. Здесь t_i — время работы тела вращения подшипника с частотой n_i ; t_{\max} — максимальное время работы; n_{\max} — максимальная частота вращения.

Значения коэффициентов a_1 и a_2 приводятся в табл. 4.6 и 4.7.

Как видно из табл. 4.6 для получения повышенной гарантии безотказной работы следует очень сильно снижать расчетные сроки эксплуатации подшипников.

Таблица 4.6. Значение коэффициента a_1

| | | | | | | |
|--------------------------------|-----|------|------|------|------|------|
| Вероятность безотказной работы | 0,9 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |
| a_1 | 1 | 0,62 | 0,53 | 0,44 | 0,33 | 0,21 |

Таблица 4.7. Значение коэффициента a_2

| Режим работы | Подшипники шариковые (кроме сферических) | Подшипники с цилиндрическими роликами и шариковые сферические | Подшипники с коническими роликами. |
|--------------|--|---|------------------------------------|
| 1 | 0,7–0,8 | 0,5–0,6 | 0,6–0,7 |
| 2 | 1 | 0,8 | 0,9 |

Режим работы в табл. 4.7 соответствует: 1 — обычный режим с удовлетворительной смазкой и углами перекоса осей колец при работе на грани допуска; 2 — режим с гарантированно хорошей смазкой и низкими значениями углов перекоса.

Эквивалентная нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников — это такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет — постоянная центральная, осевая нагрузка при вращающемся кольце, закрепленном на валу, и неподвижном кольце в корпусе:

$$P = (RVX + AY)K_B K_T \quad (4.57)$$

где V — коэффициент кольца (он принимается равным 1,2, если вращается наружное кольцо или 1,0, если вращается кольцо внутреннее); R — радиальная нагрузка (для примера, приведенного на рис. 4.15, R для соответствующего подшипника равно R_1 или R_2); A — осевая нагрузка; X и Y — соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, которые учитывают вклад радиальной и осевой компонент нагрузок в общее условие нагружения подшипника (см. табл. 4.8); K_B и K_T — соответственно коэффициенты безопасности и температурного режима эксплуатации подшипников.

Таблица 4.8. Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок

| Тип подшипника | Угол контакта $\alpha, ^\circ$ | Относительная нагрузка A/C_0 | Однорядные подшипники | | | | Двухрядные подшипники | | | | e |
|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------------|-----------------------|------|------------|------|-----------------------|------|------------|------|------|
| | | | $A/VR \leq e$ | | $A/VR > e$ | | $A/VR \leq e$ | | $A/VR > e$ | | |
| | | | X | Y | X | Y | X | Y | X | Y | |
| Шариковые радиальные | 0 | 0,014 | 0 | 0,56 | 2,30 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30 | 0,19 | |
| | | 0,028 | | | 1,99 | | | | 1,99 | | 0,22 |
| | | 0,056 | | | 1,71 | | | | 1,71 | | 0,26 |
| | | 0,084 | | | 1,55 | | | | 1,55 | | 0,28 |
| | | 0,11 | | | 1,45 | | | | 1,45 | | 0,30 |
| | | 0,17 | | | 1,31 | | | | 1,31 | | 0,34 |
| | | 0,28 | | | 1,15 | | | | 1,15 | | 0,38 |
| | | 0,42 | | | 1,04 | | | | 1,04 | | 0,42 |
| | | 0,56 | | | 1,00 | | | | 1,00 | | 0,44 |
| | | | | | | | | | | | |
| Шариковые радиально-упорные | 12 | 0,014 | 0 | 0,46 | 1,81 | 1 | 2,08 | 0,74 | 2,94 | 0,30 | |
| | | 0,029 | | | 1,62 | | 1,84 | 2,63 | 0,34 | | |
| | | 0,057 | | | 1,46 | | 1,69 | 2,37 | 0,37 | | |
| | | 0,086 | | | 1,34 | | 1,52 | 2,18 | 0,41 | | |
| | | 0,11 | | | 1,22 | | 1,39 | 1,98 | 0,45 | | |
| | | 0,17 | | | 1,13 | | 1,30 | 1,84 | 0,48 | | |
| | | 0,29 | | | 1,04 | | 1,20 | 1,69 | 0,52 | | |
| | | 0,43 | | | 1,01 | | 1,16 | 1,64 | 0,54 | | |
| | | 0,57 | | | 1,00 | | 1,16 | 1,62 | 0,54 | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | 18...20 | — | 1 | 0 | 0,43 | 1,00 | 1 | 1,09 | 0,70 | 1,53 | 0,57 |
| | 24...26 | | | | | | | | | 0,87 | 1,44 |

| | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|--------|---|---|---|------|-----------|----------|------------|------|------------|----------|
| | 30 | — | 1 | 0 | 0,39 | 0,76 | 1 | 0,78 | 0,63 | 1,24 | 0,80 |
| | 35; 36 | | | | 0,37 | 0,66 | | 0,66 | 0,60 | 1,07 | 0,95 |
| | 40 | | | | 0,35 | 0,57 | | 0,55 | 0,57 | 0,93 | 1,14 |
| Роликовые конические | — | — | 1 | 0 | 0,4 | 0,4 ctg α | 1 | 0,45 ctg α | 0,67 | 0,67 ctg α | 1,5 tg α |
| Шариковые упорно-радиальные | 45 | — | — | — | 0,66 | 1 | 1,18 | 0,59 | 0,66 | 1 | 1,25 |
| | 65 | | | | 0,92 | | 1,90 | 0,54 | 0,92 | | 2,17 |
| | 75 | | | | 1,66 | | 3,89 | 0,52 | 1,66 | | 4,67 |
| Роликовые упорно-радиальные | — | — | — | — | tg α | 1 | 1,5 tg α | 0,67 | tg α | 1 | 1,5 tg α |

Примечания. 1. Для упорно-радиальных подшипников $V = 1$. C_0 — статическая грузоподъемность.

Для подшипниковых узлов экструдеров коэффициент K_B , учитывающий характер нагрузки, выбирается в пределах 1,1–1,2. Коэффициент теплового режима работы K_T принимает значения отличные от единицы при температуре эксплуатации подшипников выше 100 °С, что недопустимо в работе подшипниковых узлов экструдеров.

При работе экструдеров возможны аварийные ситуации, вызванные засорением формирующей головки, что приводит к резкому повышению давления в зоне дозирования и, следовательно, соответствующему увеличению осевой нагрузки. Современными схемами управления предусматривается в такой ситуации остановка работы экструдера. Однако какое-то время после остановки осевая нагрузка на подшипники продолжает сохраняться.

При статическом нагружении процесс усталостного разрушения не проявляется и выход подшипников из строя может происходить только за счет остаточных пластических деформаций тел качения. Расчет подшипников при таком режиме нагружения производится по критерию статической грузоподъемности.

Статической грузоподъемностью подшипника качения считается нагрузка, после действия которой остаточная пластическая деформация тел качения не превышает 0,01% от первоначального диаметра. Статическая грузоподъемность измеряется в Ньютонах. При величине остаточной деформации, превышающей указанную величину, возникают ударные нагрузки и шумы при работе подшипника, приводящие к быстрому его разрушению.

Проверка подшипников качения по статической грузоподъемности проводится по следующим условиям:

$$C_0 \geq RX_0 + AY_0; C_0 \geq R; C_0 \geq A, \quad (4.58)$$

где C_0 — величина паспортной статической грузоподъемности, которая должна удовлетворять всем трем неравенствам; R и A — значения максимальных статических сил, нагружающих подшипник; X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок.

Коэффициенты X_0 и Y_0 равны соответственно 0,6 и 0,5 для радиальных однорядных и двухрядных шариковых подшипников. Для радиально-упорных шариковых подшипников $X_0 = 0,5$, а $Y_0 = 0,47$ для $\alpha = 12^\circ$ и $Y_0 = 0,28$ для $\alpha = 36^\circ$.

Для конических подшипников и самоустанавливающихся шариковых и роликовых подшипников $X_0 = 0,5 \operatorname{ctg} \alpha$, $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$. Величина α — угол контакта тел качения и кольца подшипника.

Установка подшипников в ряд (см. рис. 4.25) и соответствующий расчет пружин должны обеспечить распределение осевого усилия F_z на каждый подшипник. Поэтому каждый из этих подшипников воспринимает соответствующую часть усилия F :

$$F = F_z/n, \quad (4.59)$$

где n — количество упорных подшипников, установленных в один ряд.

Установка тарельчатых пружин позволяет воспринимать значительные усилия (до 500 кН) и распределять общее осевое усилие равномерно на каждый подшипник

при минимальном осевом смещении. На рис. 4.27 показана одна из тарельчатых пружин, выпускаемых по ГОСТ 3057–90, которыми комплектуются подшипниковые узлы подобной конструкции. Диаметр стандартных тарельчатых пружин бывает от 30 до 300 мм.

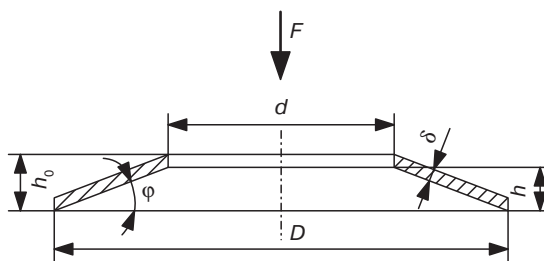


Рис. 4.27. Схема тарельчатой пружины

Приводимая ниже методика расчета тарельчатых пружин справедлива при условии, что $D/d \leq 3$. Величины D и d предварительно определяют из конструктивных соображений в зависимости от выбранных подшипников и диаметров втулок хвостовиков шнека. Далее, задавшись углом подъема φ , рассчитывают высоту тарелки

$$h = \frac{D-d}{2} \operatorname{tg} \varphi. \quad (4.60)$$

Максимально допустимый ход одной тарелки f не должен превышать $0,6\text{--}0,75 h$, причем f в данном случае является допустимым осевым смещением шнека под действием осевой силы F_z .

Основные параметры пружины связаны с усилием на одну пружину следующим образом:

$$F = \frac{4f\delta E}{\alpha(1-\mu^2)D^2} \left[(h-f) \left(h - \frac{f}{2} \right) + \delta^2 \right]. \quad (4.61)$$

Исходя из этого уравнения, путем подбора толщины, предусматриваемой ГОСТ 3057–90, определяют значение δ , удовлетворяющее уравнению (4.61).

Далее проверяется соблюдение условия прочности

$$\sigma_{\max} = \frac{4fE}{kD^2} (hk_0 - fk_1 + \delta) \leq [\sigma], \quad (4.62)$$

где F — часть осевого усилия F_z , действующая на одну пружину и рассчитываемая по уравнению (4.59); E — модуль упругости первого рода материала тарельчатой пружины; α , k , k_0 и k_1 — коэффициенты, зависящие от отношения D/d и определяемые

из графиков на рис. 4.28; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала пружины, равное пределу прочности; μ — коэффициент Пуассона (для стали $\mu \approx 0,3$).

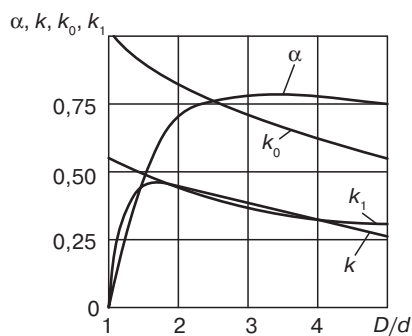


Рис. 4.28. Зависимость расчетных коэффициентов от отношения наружного диаметра пружины к диаметру ее отверстия

Для создания необходимого натяга и равномерного распределения общего осевого усилия F_z на все подшипники каждую пружину предварительно зажимают до нагрузки $F_{np} = (0,05-0,1)F$.

5. Валковое оборудование

5.1. Вальцы и каландры для переработки пластмасс

При переработке пластмасс широко используется валковое оборудование трех типов: наиболее распространены вальцы и каландры, и, кроме того, при получении экструзионным методом листов и плоских пленок применяются так называемые калибровочные (или гладильные) каландры. Используются валковые устройства и в других вспомогательных процессах, например, в клеенамазочных, пропиточных, лакировальных машинах и т. д.

Механическому расчету вальцов и каландров в настоящей главе будет уделено основное внимание.

Вальцы используются, в основном, в подготовительных производствах. На них производится листование, подогрев материала и питание перерабатывающего оборудования, смешение, пластикация, рафинирование, дробление и измельчение, промывка и отжим (последние три группы операций наиболее характерны при производстве и утилизации изделий на основе натурального и синтетического каучуков).

Каландры в промышленности переработки пластмасс используются, как правило, для получения листов и пленок, дублирования их ткаными и неткаными материалами, при производстве линолеума и т. д.

Вальцы имеют, как правило, два валька, вращающихся навстречу друг другу. Принципиально работа вальцов сводится к следующей схеме. В область 1 (рис. 5.1), находящуюся над межвальковым зазором 2, подается обрабатываемый материал. Этот материал может быть в виде непрерывной ленты, отдельных кусков или сухой смеси порошкообразных или волокнистых компонентов. За счет сил трения, возникающих при соприкосновении загруженного материала с вращающимися поверхностями валков, он затягивается в межвальковый зазор. Так как по мере продвижения материала в межвальковом зазоре последний непрерывно сужается, то обрабатываемый материал подвергается интенсивному деформированию и уплотнению в том случае, если он загружался в виде рыхлой массы. Именно это деформирование обеспечивает протекание всех технологических процессов, осуществляемых на вальцах. Для активизации деформирования перерабатываемого материала на многих типах вальцов обеспечивается разная линейная скорость на поверхности валков.

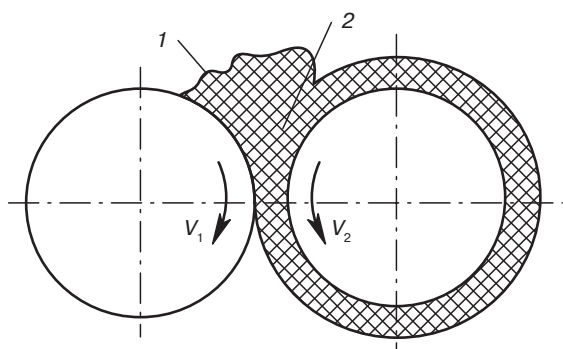


Рис. 5.1. Принципиальная схема вальцов

При различных линейных скоростях на поверхности валков скорость на переднем валке V_1 меньше скорости на заднем валке V_2 . Отношение $f = V_1/V_2$ называется коэффициентом фрикции.

При наличии фрикции, то есть при $f \geq 1$, выходящий из межвалькового зазора материал изгибается в сторону вала с меньшей линейной скоростью на поверхности («ложится» на передний валок).

Основные параметры вальцов для пластмасс в нашей стране не стандартизованы, в то же время действующий в настоящее время ГОСТ 14333 определяет основные параметры вальцов, предназначенных для приготовления, листования, рафинирования и подогрева резиновых смесей; пластикации и промывки каучука; дробления и размалывания старой резины.

В соответствии с этим стандартом изготавливают вальцы следующих восьми типов: дробильные — «Др»; подогревательные — «Пд»; промывные — «Пр»; размалывающие — «Рз»; рафинирующие — «Рф»; смесительные — «См»; смесительно-подогревательные — «См-Пд»; лабораторные — «Лб». Основные параметры этих вальцов представлены в табл. 5.1

Кроме того, по требованию потребителя стандарт допускает изготовление вальцов с параметрами и размерами, указанными в табл. 5.2.

Каландрирование — это процесс получения бесконечной ленты из полимерного материала, толщину и ширину которой можно регулировать. При каландрировании размягченный материал пропускается через зазоры между валками, расположенными в горизонтальной плоскости.

Валков в каландре бывает два, три, четыре, пять и шесть. В зависимости от взаимного расположения валков каландры делятся на Г-, L-, Z-, S-образные, а также треугольные и вертикальные (рис. 5.2). У каландров, предназначенных для листования, дублирования, тиснения и профилирования коэффициент фрикции, как правило, равен единице. В отличие от вальцов обрабатываемый на каландре материал проходит через зазор между валками в большинстве случаев однократно. Почти всегда валки каландра выполняются одинакового диаметра в пределах одной машины.

Таблица 5.1. Основные параметры и размеры вальцов

| Типоразмер вальцов * | Фрикция | Длина рабочей части валков L , мм | Диаметр рабочей части валков, мм | | Расчетное рас- порное усилие на 1 см длины рабочей части валков, кН, не более | Макси- мальная на- грузка под- шипника валков, кН |
|---------------------------------|---|-------------------------------------|----------------------------------|------------------|--|---|
| | | | пере- дного D_1 | заднего D_2 | | |
| Л6 $\frac{50}{50}$ Л | 1:1,06; 1:1,20; 1:1,35 | 100 | 50 | 50 | 2,00 | — |
| Л6 200 $\frac{100}{100}$ | От 1:1,00 до 1:4,00** | 200 | 100 | 100 | 4,00 | 20 |
| Л6 320 $\frac{160}{160}$ П | 1:1,07; 1:1,17; 1:1,27; 1:1,51 | 320 | 160 | 160 | 4,00 6,00*** | 100 |
| Пд 320 $\frac{160}{160}$ | 1:1,25 | | | | | |
| Пд 630 $\frac{315}{315}$ Л | | 630 | 315 | 315 | 11,00 | 350 |
| Пд 800 $\frac{550}{550}$ П(Л) | 1:1,29 | 800 | 550 | 550 | 12,50 | — |
| Пд 800 $\frac{550}{550}$ С2 | | | | | | |
| Пд 800 $\frac{560}{560}$ П(Л) | 1:1,27 | 800 | 560 | 560 | 18,00 | 1200 |
| Пд 1500 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,28 | 1500 | 660 | 660 | 15,00 | 1300 |
| Пд 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,22 | 2100 | | | | 1800 |
| Пд 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л)2 | | | | | | |
| Пд 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л)3 | | | | | | |
| Рф 800 $\frac{490}{610}$ П(Л) | 1:2,55 | 800 | 490 | 610 | 12,50 | — |
| Рф 800 $\frac{490}{610}$ С2 | | | | | | |
| Др 800 $\frac{490}{610}$ П(Л) | | | | | | |

Таблица 5.1, окончание

| Типоразмер вальцов* | Фрикция | Длина рабочей части валков L , мм | Диаметр рабочей части валков, мм | | Расчетное рас- порное усилие на 1 см длины рабочей части валков, кН, не более | Макси- мальная на- грузка под- шипника валков, кН |
|-----------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|------------------|--|---|
| | | | пере- дного D_1 | заднего D_2 | | |
| Др 800 $\frac{550}{550}$ П(Л) | 1:3,08 | | 550 | 550 | 13,00 | |
| Рз 800 $\frac{550}{550}$ П(Л) | 1:4,00 | | | | | |
| См 800 $\frac{550}{550}$ П(Л) | 1:1,11 | | | | | |
| Др 800 $\frac{710}{710}$ П(Л) | 1:3,25 | 800 | 710 | 710 | 20,00 | 1800 |
| Пр 800 $\frac{550}{550}$ П(Л) | 1:1,39 | | 550 | 550 | 12,50 | |
| См 800 $\frac{560}{560}$ П(Л) | 1:1,27 | | 560 | 560 | 18,00 | 1200 |
| См 1500 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,07 | 1500 | 660 | 660 | 15,00 | 1300 |
| См 1500 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,07 или 1,07:1**** | | 710 | 710 | 20,00 | |
| См 1500 $\frac{710}{710}$ П(Л) | 1:1,08 | | | | | |
| См 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,07 | 2100 | 660 | 660 | 15,00 | 1800 |
| См 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л)2 | | | | | | |
| См 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л)3 | | | | | | |
| См 2100 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,07 или 1,07:1*** | | | | | |
| См 2100 $\frac{800}{800}$ П(Л) | 1:1,07 | 2100 | 800 | 800 | 18,00 | — |
| См-Пд 1500 $\frac{660}{660}$ П(Л) | 1:1,14 | 1500 | 660 | 660 | 15,00 | 1300 |

* Буквы, стоящие вначале, обозначают: Лб — валцы лабораторные; Пд — подогревательные; Рф — рафинировочные; Др — дробильные; Пр — промывные; Рз — размалывающие; См — смесительные. За ними следует параметр $L(D_1/D_2)$. Следующие за этим параметром буквы П и Л обозначают соответственно правое или левое расположение привода, стоящие после этих букв цифры 2 и 3 обозначают соответственно агрегат из двух или трех валцов.

** Фрикция регулируется бесступенчато. *** Для вновь разрабатываемых и модернизируемых валцов. **** Переключаемая фрикция.

Таблица 5.2. Дополнительные параметры и размеры валцов, допускаемые ГОСТ 14333

| Диаметр рабочей части валков, мм | Длина рабочей части валков, мм | Максимальная нагрузка подшипника валков, кН | Расчетное распорное усилие на 1 см длины рабочей части валков, кН |
|----------------------------------|--------------------------------|---|---|
| 100 | 200 | 20 | 2,00 |
| 125 | 250 | 40 | 3,20 |
| 160 | 320 | 100 | 6,25 |
| 200 | 400 | 200 | 10,00 |
| 225 | 450 | 250 | 11,11 |
| 315 | 630 | 350 | 11,11 |
| 400 | 1000 | 600 | 12,00 |
| 560 | 800 | 1200 | 30,00 |
| 560 | 1500 | 1200 | 16,00 |
| 660 | 1500 | 1300 | 17,33 |
| 660 | 2100 | 1800 | 17,14 |
| 710 | 2500 | 2400 | 19,20 |

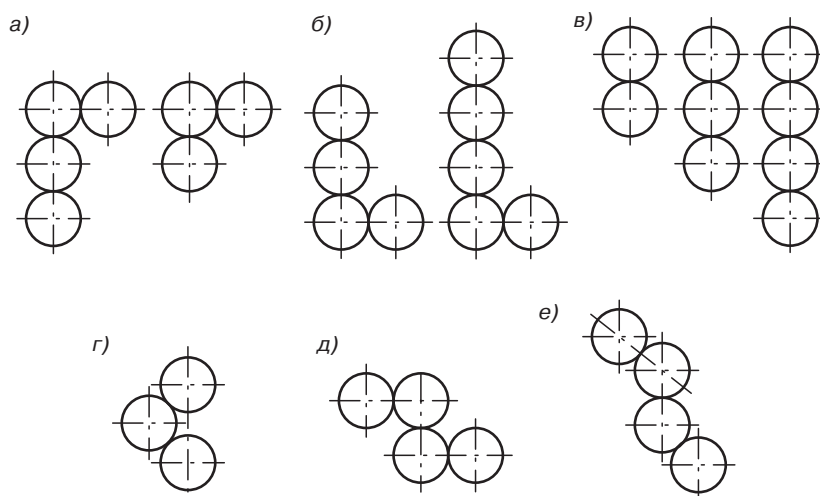


Рис. 5.2. Схемы расположения валков каландры: а — Г-образное; б — L-образное; в — вертикальное; г — треугольное; д — Z-образное; е — S-образное

По характеру изменения давления в зазоре каландры делятся на каландры с постоянным зазором, с постоянным давлением и переменным зазором и давлением. В первом случае положение осей валков и, следовательно, величина зазора строго фиксирована. Во втором и третьем случаях в паре валков ось одного неподвижная, а ось другого имеет возможность поперечного перемещения за счет подвижных опор.

5.2. Расчет распорного усилия и мощности привода валков

Наиболее существенным фактором, в конечном итоге определяющим прочностной расчет валков, станины, подшипниковых узлов и многих других элементов конструкции валковых машин, является распорное усилие. Причиной его возникновения является сжатие в межвалковом зазоре затянутого в него полимера. При этом в материале возникают реактивные силы, направленные навстречу сжимающей нагрузке. При постоянном по длине валков зазоре распорное усилие равномерно распределено от одной ограничительной стрелы до другой. Ограничительные стрелы устанавливаются на валковых машинах для того, чтобы обрабатываемый материал не попадал на шейки валков и в подшипниковые узлы. Величина распорного усилия зависит от вязкости обрабатываемого материала, размеров межвалкового зазора и ряда других факторов.

Естественно, что для вращения валков к ним необходимо приложить определенный крутящий момент, величина которого также влияет на прочность узлов и деталей валковых машин. Кроме того, на их прочность оказывают влияние усилия, возникающие в различных элементах привода.

Привод к валкам может быть групповым и индивидуальным. При групповом приводе все валки вращаются от одного двигателя. При индивидуальном приводе вращение каждого валка обеспечивает свой двигатель. Для обеспечения группового привода валков большое распространение получили блок-редукторы.

Особенность конструкции привода валковых машин состоит в том, что для изменения межвалкового зазора один или несколько валков должны выполняться подвижными. При изменении их положения всякий раз нарушается соосность между валом привода и подвижным валком. Для компенсации этой несоосности применяются шарнирные муфты и карданные валы. Если же на подвижном валке имеется шестерня или зубчатое колесо открытой пары, то эти пары имеют крупномодульное зацепление.

При расчете распорного усилия и мощности привода валков вводятся следующие допущения:

- обрабатываемый материал несжимаем и расплав смачивает поверхность валков;
- процесс изотермичен;
- пренебрегают массовыми силами;
- рассматривается плоская задача;
- расплав материала подчиняется закону вязкости Ньютона;
- коэффициент трения валков равен единице, то есть на своей поверхности валки имеют одинаковую линейную скорость V .

Учитывая, что в межвалковом зазоре имеют место два потока: вынужденный поток, обусловленный трением перерабатываемого материала о поверхность валка, и противопоток, вызываемый наличием градиента давления вдоль вертикальной оси X , делящий межвалковое пространство на две равные части. Расчетная схема приведена на рис. 5.3.

Таким образом, суммарный поток Q_x в произвольном сечении с координатой x , включающий в себя вынужденный поток и противопоток, равен

$$Q_x = Q_D + Q_p = 2VhL - \frac{L(2h)^3}{12\eta} \frac{dp}{dx}. \quad (5.3)$$

В месте, где в точке с координатой x_K происходит отрыв материала от одного из валков (см. рис. 5.3), производительность определяется только вынужденным потоком, так как давление в точке с этой координатой равно нулю.

$$Q_K = 2Vh_K L. \quad (5.4)$$

Обязательным условием непрерывности получаемого профиля является равенство суммарных потоков в любом сечении межвалкового зазора, поэтому можно записать $Q_x = Q_K$ или, учитывая уравнения (5.3) и (5.4),

$$Q_K = 2Vh_K L = 2VhL - \frac{L(2h)^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \quad (5.5)$$

или

$$\frac{dp}{dx} = \frac{12\eta(2VhL - 2Vh_K L)}{8Lh^3} = \frac{3\eta V(h - h_K)}{h^3}. \quad (5.6)$$

Для удобства перейдем к безразмерной независимой переменной. Из треугольника OAB (рис. 5.3) согласно теореме Пифагора запишем:

$$R^2 = x^2 + [R - (h - h_0)]^2 \quad (5.7)$$

или $R^2 = x^2 + R^2 - 2R(h - h_0) + (h - h_0)^2 = x^2 + R^2 - 2Rh + 2Rh_0 + h^2 - 2hh_0 + h_0^2$, а так как размеры h и h_0 существенно малы в сравнении с x и R , пренебрегаем членами h^2 , h_0^2 и hh_0 .

$$\text{Откуда} \quad 0 = x^2 - 2Rh + 2Rh_0$$

$$\text{или} \quad h = h_0 + x^2/2R,$$

$$\text{то есть} \quad h/h_0 = 1 + x^2/2Rh_0. \quad (5.8)$$

Введем обозначение новой независимой переменной. Пусть

$$\rho = \frac{x}{\sqrt{2Rh_0}}, \quad (5.9)$$

тогда

$$x = \rho \sqrt{2Rh_0}, \quad (5.10)$$

$$a \quad dx = \sqrt{2Rh_0} d\rho. \quad (5.11)$$

Подставим (5.9) в (5.8) и получим величину межвалкового зазора в произвольном сечении x :

$$h = h_0 + h_0 \rho^2 = h_0 (1 + \rho^2), \quad (5.12)$$

а затем по аналогии найдем величину этого зазора в сечении с координатой x_K :

$$h_K = h_0 (1 + \rho_K^2). \quad (5.13)$$

Подставим уравнения (5.12) и (5.13) в уравнение (5.6) и получим значение градиента давления, выраженное через безразмерную независимую переменную ρ :

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{3\eta V \sqrt{2Rh_0} [h_0 (1 + \rho^2) - h_0 (1 + \rho_K^2)]}{h_0^3 (1 + \rho^2)^3} = \frac{3\eta V \sqrt{2Rh_0} (\rho^2 - \rho_K^2)}{h_0^2 (1 + \rho^2)^3}. \quad (5.14)$$

Интегрируя выражение (5.14), получаем значение давления материала в произвольной точке межвалкового зазора с координатой ρ :

$$p = \frac{\eta V}{h_0} \sqrt{\frac{9R}{32h_0}} [f(\rho, \rho_K) + C], \quad (5.15)$$

$$\text{где} \quad f(\rho, \rho_K) = \left(\frac{\rho^2 - 1 - 5\rho_K^2 - 3\rho_K^2 \rho^2}{(1 + \rho^2)^2} \right) \rho + (1 - 3\rho^2) \operatorname{arctg} \rho. \quad (5.16)$$

Постоянную интегрирования C определяем из граничного условия: при $\rho = \rho_K$ $p = 0$. Тогда

$$C = \left(\frac{1 + 3\rho_K^2}{1 + \rho_K^2} \right)^2 \rho_K - (1 - 3\rho_K^2) \operatorname{arctg} \rho_K. \quad (5.17)$$

Для практических расчетов с достаточной степенью точности можно считать, что

$$C = 5\rho_K^3. \quad (5.18)$$

Анализ уравнения (5.14) показывает, что $dp/d\rho = 0$ в двух случаях (при $\rho = +\rho_K$ и при $\rho = -\rho_K$), причем при $\rho = +\rho_K$ имеем точку минимума $p = 0$, а максимальное давление получим при $\rho = -\rho_K$.

Поскольку функция $f(\rho, \rho_K)$ может быть как положительной, так и отрицательной, то уравнение (5.15) имеет два корня, представляющие интерес, а именно $\rho = -\rho_H$ и $\rho = +\rho_K$. Безразмерная координата ρ_H соответствует координате сечения входа обрабатываемого материала x_H (рис. 5.3).

Уравнение (5.15) показывает, что в этих точках должны существовать следующие условия:

$$f(\rho_K, \rho_K) = -C(\rho_K) = -5\rho_K^3 \quad (5.19)$$

$$f(-\rho_H, \rho_K) = -C(\rho_K) = -5\rho_K^3 \quad (5.20)$$

Отсюда видно, что

$$f(\rho_K, \rho_K) = f(-\rho_H, \rho_K). \quad (5.21)$$

Следовательно, между ρ_K и ρ_H существует только одно функциональное соотношение, показанное графически на рис. 5.5.

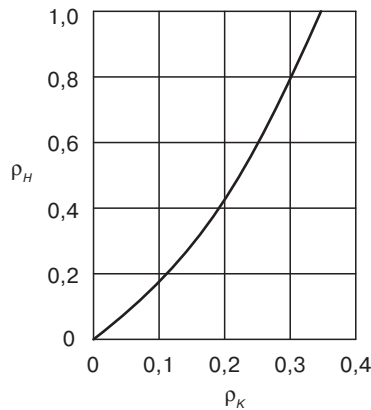


Рис. 5.5. Зависимость ρ_K от ρ_H

Выражение для определения максимального давления можно получить из уравнения (5.15) с помощью подстановки $\rho = -\rho_K$. Так как $f(\rho, \rho_K)$ — нечетная функция, то

$$f(-\rho_K, \rho_K) = -f(\rho_K, \rho_K). \quad (5.22)$$

Если же принять во внимание и уравнение (5.19), то получим выражение для определения максимального давления

$$p_{\max} = P(-\rho_K) = \frac{5\eta V \rho_K^3}{h_0} \sqrt{\frac{9R}{8h_0}}. \quad (5.23)$$

Отношение давлений p/p_{\max} , получаемое при делении уравнения (5.15) на уравнение (5.23), равно

$$\frac{p}{p_{\max}} = \frac{p(\rho)}{p(-\rho_K)} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{f(\rho, \rho_K)}{5\rho_K^3} \right]. \quad (5.24)$$

В частном случае, когда $\rho = 0$, величина $f(0, \rho_K)$ и уравнение (5.24) принимает вид:

$$p/p_{\max} = 1/2.$$

Отсюда следует, что давление, развивающееся в зазоре между валками, равно половине максимального давления.

Общий вид распределения давления, получаемого при построении графика зависимости p/p_{\max} от ρ , определяется поведением функции $f(\rho, \rho_K)$. Легко вычислить следующие основные точки кривой распределения давления:

| | | |
|----------------------|-------------------------------------|----------------------|
| при $\rho = -\rho_H$ | $f(-\rho_H, \rho_K) = -5\rho_K^3$, | $p/p_{\max} = 0$; |
| при $\rho = -\rho_K$ | $f(-\rho_K, \rho_K) = +5\rho_K^3$, | $p/p_{\max} = 1$; |
| при $\rho = 0$ | $f(0, \rho_K) = 0$, | $p/p_{\max} = 1/2$; |
| при $\rho = +\rho_K$ | $f(\rho_K, \rho_K) = -5\rho_K^3$, | $p/p_{\max} = 0$. |

Если уравнение (5.15) представить в виде

$$p = 10 \left[\frac{\eta V}{h_0} \sqrt{\frac{9R}{32h_0}} \right] \frac{\rho_K^3}{2} \left[1 + \frac{f(\rho, \rho_K)}{\rho_K^3} \right], \quad (5.25)$$

то, используя уравнение (5.24), получим

$$p = 10 \frac{\eta V}{h_0} \sqrt{\frac{9R}{32h_0}} \rho_K^3 \frac{p}{p_{\max}}. \quad (5.26)$$

Для иллюстрации влияния ρ_K на характер распределения давления параметры η , V , R , h_0 будем считать постоянными. В этом случае уравнение (5.26) можно записать в следующем виде:

$$p = K \rho_K^3 \frac{p}{p_{\max}} = K p', \quad (5.27)$$

где p' — относительное давление.

На рис. 5.6 показана зависимость относительного давления p' от ρ для трех различных значений параметра ρ_K . Заметим, что при увеличении параметра ρ_K кривая расширяется, а максимальное давление увеличивается. Так как p_{\max} зависит от третьей степени ρ_K , то даже незначительные изменения вызывают большие изменения p_{\max} . Например, если ρ_K увеличится вдвое, то это вызовет увеличение p_{\max} в восемь раз. При увеличении значения параметра ρ_K от 0,28 до 0,32, p_{\max} возрастет примерно на 50%.

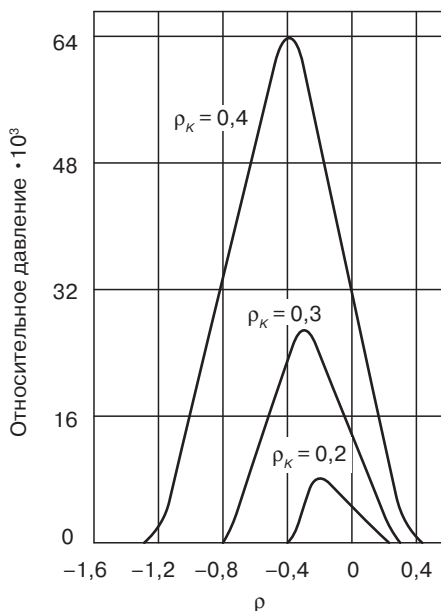


Рис. 5.6. Кривые относительного давления для различных значений ρ_K

Хотя параметр ρ_K и оказывает сильное влияние на форму кривой давления, гидродинамическая теория вальцевания все же не в состоянии независимым образом установить значение ρ_K . Значение параметра ρ_K необходимо определять опытным путем. Если имеется кривая давления, то значение параметра ρ_K можно определить исходя из давлений в тех точках, где оно равно нулю и максимально, а также исходя из значения давления в зазоре между вальцами. Учет этих зависимостей дает наиболее хорошие результаты.

Гидростатическое давление жидкости, возникающее между вальцами, стремится их раздвинуть, то есть создает распорное усилие

$$F = L \int_{x_H}^{x_K} p dx = L \sqrt{2Rh_0} \int_{-\rho_H}^{\rho_K} p d\rho. \quad (5.28)$$

Подставляем выражение для давления (5.15) в уравнение (5.28) и после интегрирования получаем

$$F = (3\eta VRL/4h_0)q(\rho_K), \quad (5.29)$$

где функция $q(\rho_K)$ определяется выражением

$$q(\rho_K) = \left(\frac{\rho_K + \rho_H}{1 + \rho_H^2} \right) \left[\rho_H - \rho_K + 5\rho_K^3 (1 + \rho_H^2) \right] + (1 - 3\rho_K^2) (\rho_K \operatorname{arctg} \rho_K - \rho_H \operatorname{arctg} \rho_H). \quad (5.30)$$

Крутящий момент на площадке вала шириной dx равен

$$dM = R\tau L dx. \quad (5.31)$$

Напряжения сдвига τ по аналогии с плоской щелью определяются как

$$\tau = h \frac{dp}{dx}, \quad (5.32)$$

подставив в выражение (5.32) значение dx из уравнения (5.11), а h из уравнения (5.12),

получим

$$\tau = \frac{h_0(1+\rho^2)}{\sqrt{2Rh_0}} \frac{dp}{d\rho}. \quad (5.33)$$

Теперь подставим (5.11) в (5.31) и воспользуемся уравнением (5.14), тогда получим

$$dM = \frac{h_0(1+\rho^2)}{\sqrt{2Rh_0}} \frac{3\eta V h_0 \sqrt{2Rh_0} (\rho^2 - \rho_K^2)}{h_0^3 (1+\rho^2)^3} L R \sqrt{2Rh_0} d\rho = 3\eta V L R \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \frac{\rho^2 - \rho_K^2}{(1+\rho^2)^2} d\rho, \quad (5.34)$$

$$M = 3\eta V L R \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \int_{-\rho_H}^{\rho_K} \frac{\rho^2 - \rho_K^2}{(1+\rho^2)^2} d\rho = 3\eta V L R \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \Phi(\rho_K). \quad (5.35)$$

Мощность привода двухвалковой машины

$$N = 2M\omega = 2M \frac{V}{R} = 6\eta V^2 L \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \Phi(\rho_K), \quad (5.36)$$

где

$$\Phi(\rho_K) = (1+\rho_K^2) (\arctg \rho_K - \arctg \rho_H) - \left[\frac{(\rho_H + \rho_K)(1+\rho_H \rho_K)}{1+\rho_H^2} \right]. \quad (5.37)$$

При выводе основных уравнений теории вальцевания использовалось допущение о том, что расплав полимера, находящийся в межвалковом зазоре, подчиняется закону вязкости Ньютона $\tau = \eta \dot{\gamma}$. Теперь кратко рассмотрим случай неньютоновского поведения расплава, когда он подчиняется степенному закону $\tau = \eta_0 \dot{\gamma}^{1/n}$.

Приближенно можем считать, что $\dot{\gamma} = \frac{V}{h_0}$. Тогда давление в зазоре равно

$$p = \frac{\eta_0 V^{\frac{1}{n}}}{h_0^{\frac{1}{n}}} \sqrt{\frac{9R}{32h_0}} \left\{ \left[\frac{\rho^2 - 1 + 5\rho_K^2 - 3\rho_K^2 \rho^2}{(1+\rho^2)^2} \right] \rho + (1-3\rho^2) \arctg \rho + 5\rho_K^3 \right\}, \quad (5.38)$$

и по аналогии с предыдущими вычислениями

$$p_{\max} = 5\eta_0 \left(\frac{V}{h_0} \right)^{1/n} \rho_K^3 \sqrt{\frac{9R}{8h_0}};$$

$$F_H = \frac{3\eta_0 RL}{4} \left(\frac{V}{h_0} \right)^{1/n} q(\rho_K);$$

$$N_H = 3\sqrt{2}\eta_0 V^{1/n} LR^{3/2} h_0^{(1/n-1/2)},$$

где F_H и N_H — соответственно распорное усилие и затрачиваемая мощность при вальцевании неньютоновской жидкости.

Таким образом, распорное усилие при вальцевании неньютоновской жидкости относится к распорному усилию при вальцевании жидкости, подчиняющейся закону Ньютона, как

$$\frac{F_H}{F} = \frac{\eta_0 (V/h_0)^{1/n}}{\eta (V/h_0)^{1/n}} \quad (5.39)$$

или при $\eta_0 = \eta$

$$F_H/F = (V/h_0)^{(1/n)-1}.$$

5.2. Расчет прогиба валков

Схематично валок можно представить в виде балки (рис. 5.7, *a*), расположенной на двух опорах (подшипниках) и нагруженной по длине (между двумя ограничительными стрелами) распределенной нагрузкой $q = F/L$, где F — величина распорного усилия, а L — расстояние между ограничительными стрелами.

Естественно, что при таком нагружении валок прогибается, причем величина прогиба y_c получается наибольшей в середине рабочей части валка (точка *c*), а наименьшей $y_d = y_{d'}$ — на краях рабочей части (точки *d* и *d'*).

Пусть между двух валков нам надо получать лист или пленку. Если рабочие части валков цилиндрические, то с некоторым допущением можно записать, что $EJ_x = \text{const}$ для всех участков балки (E — модуль упругости первого рода материала валка, J_x — осевой момент инерции поперечного сечения валка). Так как лист формируется между двух валков, то при начальном зазоре между валками, равном $2h_0$ (см. рис. 5.3), в процессе каландрирования межвалковый зазор по краям составит $h_d = 2h_0 + 2y_{d'}$ а в середине — $h_c = 2h_0 + 2y_c$. Таким образом, разнотолщинность листа или пленки составит

$$\Delta = h_c - h_d = 2(y_c - y_{d'}).$$

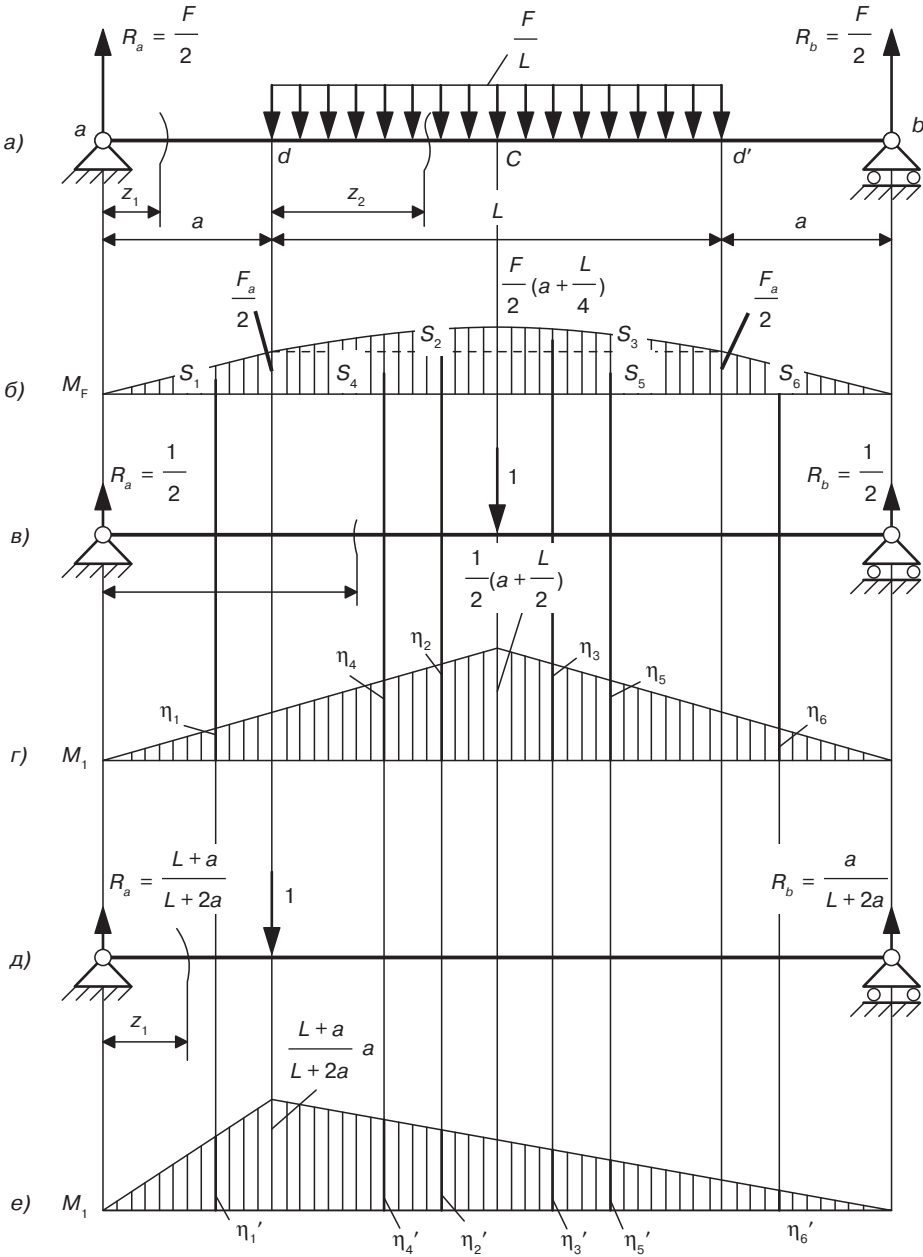


Рис. 5.7. Схема расчета прогиба вала. Пояснения в тексте

Чтобы не допустить разнотолщинности, приходится компенсировать прогиб валков. Наиболее распространены три вида компенсации: изготовление валков, рабочая часть которых имеет бочкообразную форму (бомбировка валков), пространственное смещение осей неприводных валков и создание на валках дополнительных усилий, вызывающих прогиб вала в противоположную сторону и таким образом сводящим на нет прогиб вала от распорного усилия (контризгиб вала).

Для осуществления любого из названных выше методов необходимо знать величину прогиба от распорного усилия. При его определении воспользуемся методом Верещагина. Строим эпюру изгибающих моментов M_F от внешних сил (рис. 5.7, б). Для определения прогиба вала в точке с выбираем вспомогательное состояние балки – снимаем внешнюю нагрузку и прикладываем к точке с единичную силу (рис. 5.7, в). Затем строим эпюру изгибающих моментов от единичной силы (рис. 5.7, г) – M_1 . Разбиваем эпюру изгибающих моментов от внешних сил на отдельные участки и определяем площади каждого из этих участков

$$S_1 = S_6 = \frac{1}{2} \frac{Fa}{2} a = \frac{Fa^2}{4}; \quad (5.40)$$

$$S_2 = S_3 = \frac{2}{3} \frac{FL}{8} \frac{L}{2} = \frac{FL^2}{24}; \quad (5.41)$$

$$S_4 = S_5 = \frac{Fa}{2} \frac{L}{2} = \frac{FaL}{4}. \quad (5.42)$$

Ординаты на эпюре изгибающих моментов от единичной силы, расположенные под центрами тяжести соответствующих участков эпюры моментов от внешних сил, равны (рис. 5.7, г):

$$\eta_1 = \eta_6 = \frac{1}{2} \frac{2}{3} a = \frac{a}{3}; \quad (5.43)$$

$$\eta_2 = \eta_3 = \frac{1}{2} \left(a + \frac{5}{8} \frac{L}{2} \right) = \frac{a}{2} + \frac{5}{32} L; \quad (5.44)$$

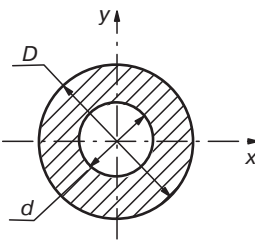
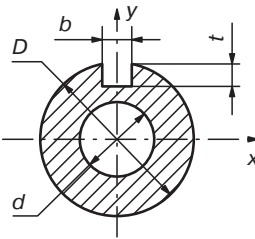
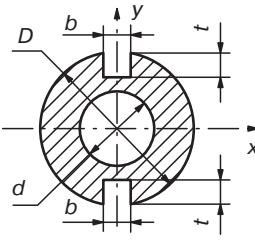
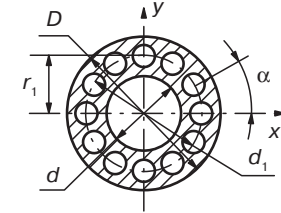
$$\eta_4 = \eta_5 = \frac{1}{2} \left(a + \frac{L}{4} \right) = \frac{a}{2} + \frac{L}{8}. \quad (5.45)$$

Прогиб вала в центре определяется как

$$\begin{aligned} y_c &= \frac{2}{EJ_x} \left[\frac{Fa^2}{4} \frac{a}{3} + \frac{FL^2}{24} \left(\frac{a}{2} + \frac{5}{32} L \right) + \frac{FaL}{4} \left(\frac{a}{2} + \frac{L}{8} \right) \right] = \\ &= \frac{F}{384EJ_x} (64a^3 + 96a^2L + 40aL^2 + 5L^3). \end{aligned} \quad (5.46)$$

Геометрические характеристики поперечных сечений валков зависят от особенностей их конструкции. В табл. 5.3 приводятся величины осевых моментов инерции и моментов сопротивления при изгибе для различных вариантов поперечных сечений.

Таблица 5.3. Осевые моменты инерции и моменты сопротивления при изгибе различных поперечных сечений валков

| Вид поперечного сечения | Осевой момент инерции J_x | Момент сопротивления при изгибе W_x |
|---|---|---|
|  | $\frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$ | $\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$ |
|  | $\frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{4}$ | $\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2D}$ |
|  | $\frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2}$ | $\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{D}$ |
|  | $\frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \sum_{n=1}^k \left\{ \frac{\pi d_1^4}{64} + [r_1 \sin(n-1)\alpha]^2 \frac{\pi d_1^2}{4} \right\}$ | $2J_x/D$ |

$\alpha = 360/k$; k — количество периферийных отверстий; d_1 — диаметр каналов для подвода теплоносителя; r_1 — радиус окружности, по которой расположены центры каналов для подвода теплоносителя.

Для нахождения прогиба вала в точке d строим новое вспомогательное состояние балки — снимаем внешнюю нагрузку и прикладываем единичную силу в точке d (рис. 5.7, ∂), а затем строим эпюру изгибающих моментов от этой единичной силы (рис. 5.7, e). При определении перемещения будем иметь в виду, что эпюра изгибающих моментов от внешних сил остается той же, что и при определении прогиба y_c . А координаты на эпюре изгибающих моментов от единичной силы, расположенные под центрами тяжести соответствующих участков эпюры моментов от внешних сил, равны (рис. 5.7, e):

$$\eta'_1 = \frac{2}{3} a \frac{L+a}{L+2a};$$

$$\eta'_2 = \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{L}{2} + \frac{3}{8} \frac{L}{2} \right) = \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{11}{16} L \right);$$

$$\eta'_3 = \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{5}{16} L \right);$$

$$\eta'_4 = \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{L}{2} + \frac{L}{4} \right) = \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{3}{4} L \right);$$

$$\eta'_5 = \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{1}{4} L \right);$$

$$\eta'_6 = \frac{a}{L+2a} \frac{3}{2} a.$$

Воспользовавшись правилом Верещагина, определим прогиб в точке d :

$$\begin{aligned} y_d &= \frac{1}{EJ_x} \left[\frac{Fa^2}{4} \frac{3}{2} a \left(\frac{L+a}{L+2a} \right) + \frac{FL^2}{24} \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{11}{16} L \right) + \frac{FL^2}{24} \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{5}{16} L \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{FaL}{4} \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{3}{4} L \right) + \frac{FaL}{4} \frac{a}{L+2a} \left(a + \frac{1}{4} L \right) + \frac{Fa^2}{4} \frac{a}{L+2a} \frac{2}{3} a \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_x} \frac{Fa}{24} (4a^2 + L^2 + 6aL). \end{aligned} \quad (5.47)$$

Зная величины прогибов в точках C и d , можно определить профиль бомбировки вала. Его наружный диаметр в среднем сечении должен составлять $D_\delta = D + 2(y_c + y_d)$, при наружных диаметрах по краям равных D .

Для компенсации прогиба валка методом контризгиба к консольным частям валка, выступающим за подшипниковые узлы, прикладываются усилия Q (рис. 5.8, а), создаваемые, как правило, с помощью гидроцилиндров. Величина этих усилий определяется из условия отсутствия прогиба в середине валка.

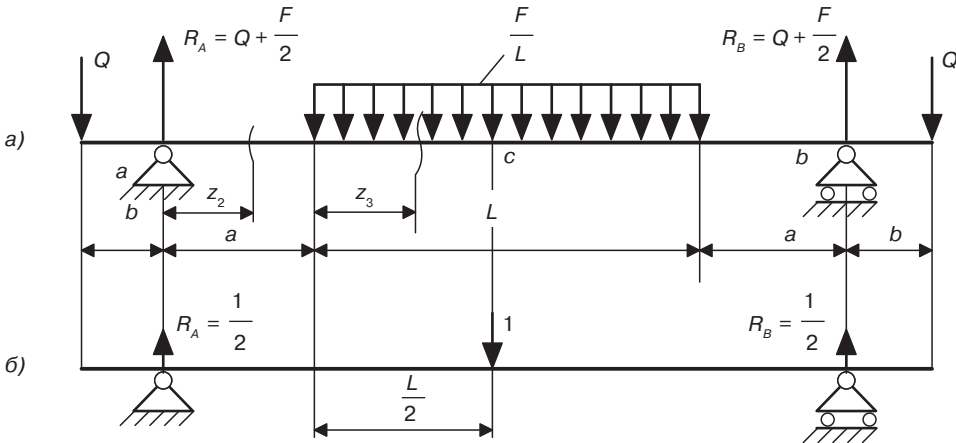


Рис. 5.8. Схема нагружения валка при компенсации прогиба методом контризгиба: а — схема внешней нагрузки; б — схема с единичной нагрузкой

Прогиб валка в точке C определим с помощью интеграла Мора. При этом учтем полную силовую и геометрическую симметрию рассматриваемой силовой схемы и то обстоятельство, что при нагружении единичной силой в точке c на консольных краях валка изгибающий момент M_{x1} отсутствует. Последнее позволяет не записывать уравнения изгибающих моментов от внешних сил на первом и пятом силовых участках, так как при подстановке M_{x1} и M_{x5} в интеграл Мора соответствующие члены будут равны нулю.

Уравнение изгибающих моментов от внешних сил на втором силовом участке имеет следующий вид

$$M_{x2} = -Q(b + z_2) + \left(Q + \frac{F}{2}\right)z_2 = \frac{F}{2}z_2 - Qb, \quad (5.48)$$

а уравнение от изгибающих моментов от единичной силы на этом же участке —

$$M_{12} = z_2/2.$$

Значение z_2 на этом участке изменяется от 0 до a .

Уравнение изгибающих моментов от внешних сил на третьем силовом участке можно записать как

$$M_{x3} = -Q(b + a + z_3) + \left(Q + \frac{F}{2}\right)(a + z_3) - \frac{F}{2L}z_3^2 = \frac{Fa}{2} + \frac{F}{2}z_3 - Qb - \frac{F}{2L}z_3^2, \quad (5.49)$$

а уравнение изгибающих моментов от единичной силы на этом участке

$$M_{13} = (a + z_3)/2. \quad (5.50)$$

Из условия симметрии расчетной схемы значение z_3 на этом участке изменяется от 0 до $L/2$. Величину Q следует определять из условия $y_C = 0$:

$$Q = \frac{2}{EJ_x} \left(\int_0^a M_{x2} M_{12} dz_2 + \int_0^{\frac{L}{2}} M_{x3} M_{13} dz_3 \right) =$$

$$= \frac{2}{EJ_x} \left[\int_0^a \left(\frac{F}{2} z_2 - Qb \right) \frac{1}{2} z_2 dz_2 + \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{Fa}{2} + \frac{F}{2} z_3 - Qb - \frac{F}{2L} z_3^2 \right) \frac{a + z_3}{2} dz_3 \right]. \quad (5.51)$$

После интегрирования получаем выражение

$$Q = \frac{1}{EJ_x} \left[\frac{Fa^3}{6} - \frac{Qba^2}{2} + (1-a) \frac{FL^3}{48} - \frac{FL^3}{128} + (Fa - Qb) \frac{L^2}{8} + \left(\frac{Fa}{2} - Qb \right) \frac{aL}{2} \right]. \quad (5.52)$$

Так как $1/EJ_x \neq 0$, то

$$Q = \frac{F(64a^3 + 5L^3 + 40aL^2 + 96a^2L)}{48b(4a^2 + L^2 + 4aL)}. \quad (5.53)$$

Рассчитанная таким образом сила Q может значительно превосходить само распорное усилие F . Конструкция механизма контризгиба при этом оказывается слишком металлоемкой и громоздкой, а потери энергии на трение в ней — весьма значительными. По этой причине контризгиб как самостоятельный прием компенсации прогиба валков не применяют, а используют его в сочетании с бомбировкой.

Очень часто вместо бомбировки и контризгиба применяется прием перекрещивания (пространственного перекоса) валков. Рассмотрим этот прием на примере двух расположенных в горизонтальной плоскости валков 1 и 2 (рис. 5.9, а).

Если валки приблизить друг к другу, то они займут положение, показанное на рис. 5.9, а. Если затем валок 1 повернуть в вертикальной плоскости, то он займет положение относительно валка 2, показанное на рис. 5.9, б. Во всех местах по длине рабочей части образуется зазор между валками y_n тем больший, чем больше смещение x центра сечения C_1' валка 1 от первоначального положения C_1 .

При определении величины пространственного перекоса валков задаемся следующими условиями: пусть в паре работают валки с наружными диаметрами D_1 и D_2 ; известно значение величин L , a , E , F (рис. 5.10, а) и δ — требуемая толщина листа или пленки. Тогда величину зазора до начала обработки материала можно определить (рис. 5.10, в) как $y = \delta - y_{c1} - y_{c2}$, где y_{c1} и y_{c2} — соответственно прогибы первого и второго валка в середине (точка С).

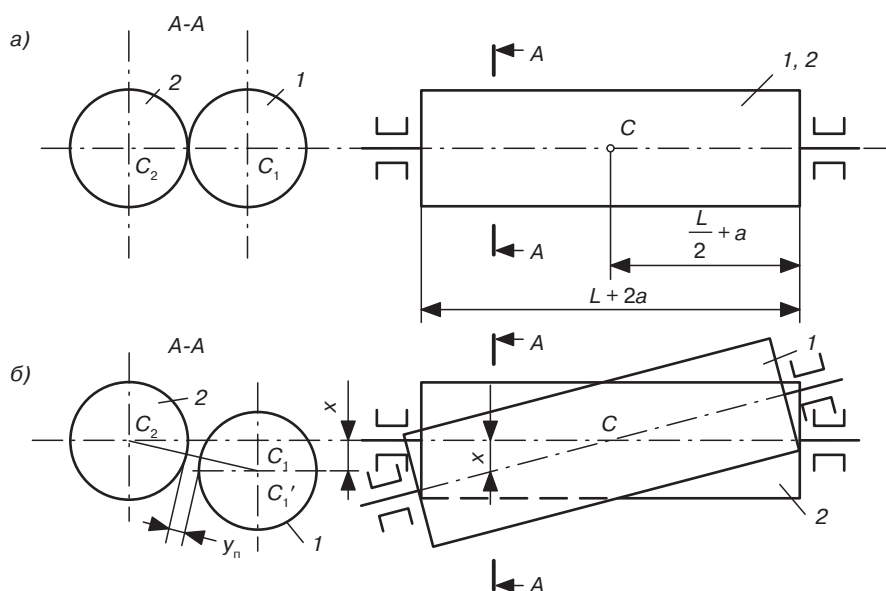


Рис. 5.9. Схема перекрещивания (пространственного перекоса) валков: а — до перекоса; б — после перекоса

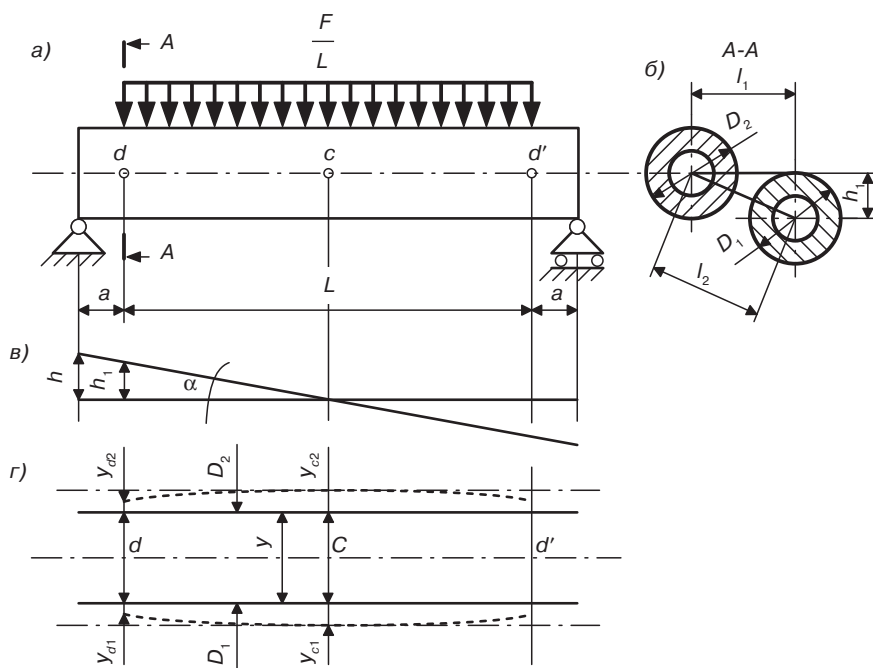


Рис. 5.10. Схема компенсации прогиба валков пространственным перекосом оси неприводного валка: а — схема нагрузки валка; б — поперечное сечение валков; в — схема определения величины смещения; г — геометрия образующих валков в различные моменты их нагружения

Смещение оси валка в сечении А–А (рис. 5.10, б) h_1 определим как

$$h_1 = \sqrt{l_2^2 - l_1^2},$$

где $l_1 = \frac{D_1 + D_2}{2} + y$; $l_2 = \frac{D_1 + D_2}{2} + \delta - y - y_{d1} - y_{d2}$. Здесь y_{d1} и y_{d2} – прогибы первого и второго валков на краях (точки d и d').

Угол перекоса (рис. 5.10, в) равен

$$\alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = 2h_1/L, \quad (5.54)$$

а перемещение подшипникового узла

$$h = \left(\frac{2a}{L} + 1 \right) h_1. \quad (5.55)$$

Перемещение подшипниковых узлов для создания пространственного перекоса осей валков осуществляется специальным механизмом, включающим в себя электродвигатель, систему валов, зубчатых передач, муфт и подшипников.

5.3. Расчет валков на прочность

При создании той или иной валковой машины прочность валков, станины и ряда других элементов определяется исходя из номинального распорного усилия. Однако на практике иногда возникают ситуации, при которых по той или иной причине величина номинального распорного усилия может быть превышена. В этом случае требуется провести дополнительный расчет на прочность и убедиться в том, что валки выдержат подобное усилие. В этом разделе расчет валков будет вестись по величине распорного усилия, определенной по методике, изложенной в разделе 5.1.

Рассмотрим два наиболее распространенных варианта нагрузки, действующей на валок. В первом варианте, например в смесительных вальцах, распорное усилие будет действовать на валок только в одной плоскости. Во втором варианте, например в Г- или L-образном каландрах, на валок будут действовать во взаимно перпендикулярных областях два распорных усилия.

Итак, в первом случае валок будет нагружен крутящим моментом $M^{\text{кр}}$, усилиями, возникающими в открытых зубчатых парах, установленных на консолях валка (P_1 и P_2), распределенной нагрузкой от распорного усилия $q = F/L$ и силами реакции в подшипниковых узлах (R_A и R_B). Весом валка пренебрегаем.

Такая схема нагрузки изображена на рис. 5.11, а. Она реализуется на смесительных вальцах, кинематическая схема которых изображена на рис. 5.12. Следует отметить, что эпюра изгибающих моментов M_x несимметрична.

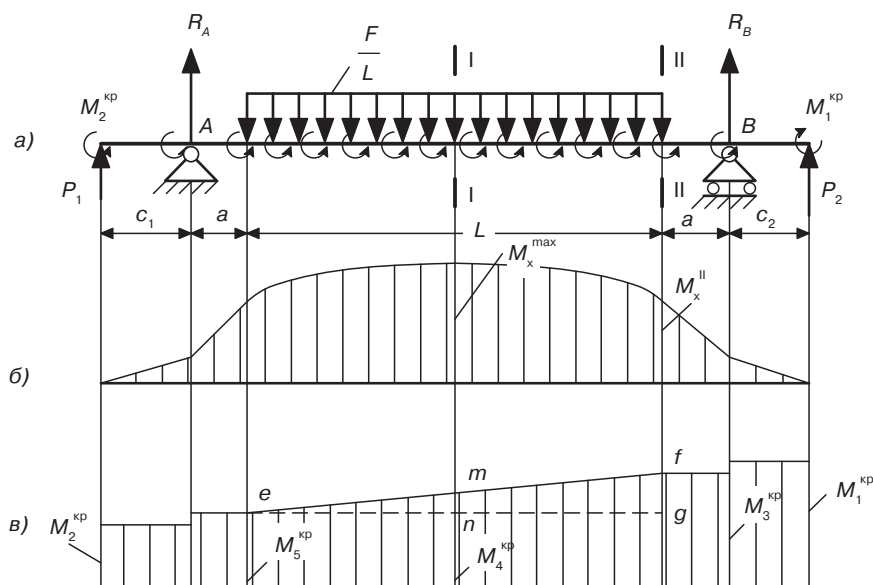


Рис. 5.11. Схема для расчета валька на прочность: а — схема нагружения; б — эпюра изгибающих моментов; в — эпюра крутящих моментов

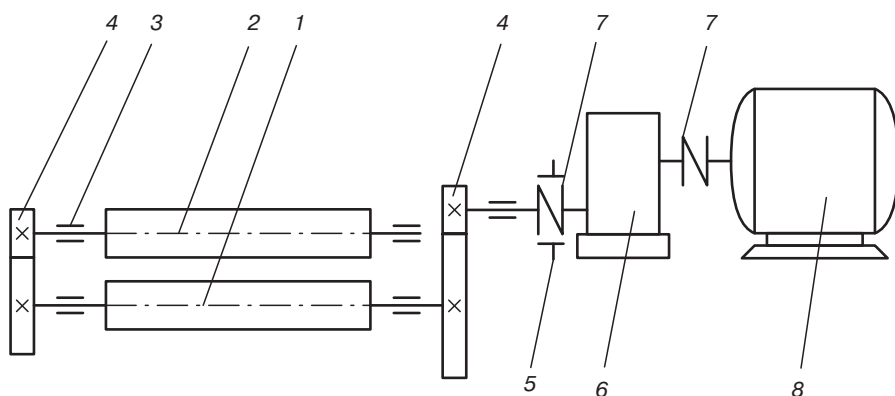


Рис. 5.12. Кинематическая схема смесительных вальцов: 1, 2 — вальки; 3 — подшипники; 4 — открытые зубчатые пары; 5 — тормозное устройство; 6 — редуктор; 7 — муфта; 8 — электродвигатель

Изгибающий момент достигает на третьем силовом участке своего максимального значения M_x^{max} в точке, где перерезывающая сила $Q_{\lambda 3} = 0$, то есть при

$$l_3 = \frac{P_1 + R_A}{F} L, \quad (5.56)$$

где R_A — реакция опоры. (Реакции опор R_A , R_B определяются из уравнений равновесия.).

Таким образом

$$M_X^{\max} = P_1 \left[a + c_1 + \frac{L}{F} (P_1 + R_A) \right] + R_A [c_1 + (P_1 + R_A)] - \frac{F}{2L} \left(\frac{P_1 + R_A}{F} L \right)^2 =$$

$$= P_1 a + P_1 c_1 + R_A a + \frac{L}{2F} (2P_1 R_A + R_A^2 + P_1^2). \quad (5.57)$$

Изгибающий момент в сечении II–II равен

$$M_X^{\text{II}} = (P_2 + R_B) a + P_2 c_2. \quad (5.58)$$

При анализе эпюр изгибающих и крутящих моментов видно, что опасными сечениями могут быть сечения I–I либо II–II. Крутящий момент в сечении II–II можно определить как

$$M_3^{\text{кр}} = M_1^{\text{кр}} v, \quad (5.59)$$

где v — коэффициент полезного действия подшипника (для подшипников качения $v = 0,99$); $M_1^{\text{кр}}$ — крутящий момент, создаваемый приводом на валке 1 (рис. 5.12).

$$M_1^{\text{кр}} = 9554 \frac{N_1}{n_1} v_n [\text{Нм}]. \quad (5.60)$$

В этой формуле v_n — коэффициент полезного действия привода; N_1 — мощность двигателя [кВт]; n_1 — частота вращения вала [об/мин].

Величина крутящего момента $M_2^{\text{кр}}$, передаваемого на валок 2, определяется с помощью технологических расчетов.

Предполагается, что крутящий момент вдоль валка «расходуется» по линейной зависимости.

Крутящий момент в сечении I–I ($M_4^{\text{кр}}$) следует определять из подобия треугольников emn и efg .

Для этого определяем величину момента $M_5^{\text{кр}}$:

$$M_5^{\text{кр}} = M_2^{\text{кр}} / v. \quad (5.61)$$

Приращение крутящего момента $\Delta M^{\text{кр}}$ на рис. 5.11 обозначено как fg :

$$fg = M_3^{\text{кр}} - M_5^{\text{кр}} = M_1^{\text{кр}} v - \frac{M_2^{\text{кр}}}{v}; \quad (5.62)$$

$$fg/L = mn/l_3 = mnF/(P_1 + R_A)L; \quad (5.63)$$

$$mn = \frac{(P_1 + R_A) \left(M_1^{\text{кр}} v - \frac{M_2^{\text{кр}}}{v} \right)}{F}; \quad (5.64)$$

$$M_4^{\text{кр}} = \frac{M_2^{\text{кр}}}{v} + \frac{(P_1 + R_A) \left(M_1^{\text{кр}} v - \frac{M_2^{\text{кр}}}{v} \right)}{F}. \quad (5.65)$$

Используя третью гипотезу прочности, определим эквивалентные напряжения в сечениях I–I и II–II:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{I-I}} = \frac{\sqrt{(M_x^{\text{max}})^2 + (M_4^{\text{кр}})^2}}{W_x}; \quad (5.66)$$

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{II-II}} = \frac{\sqrt{(M_x^{\text{II}})^2 + (M_3^{\text{кр}})^2}}{W_x}. \quad (5.67)$$

В сечении с наибольшим из двух полученных значений эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}^{\text{I-I}}$ и $\sigma_{\text{экв}}^{\text{II-II}}$ проверяем условие прочности

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma] = \sigma_{\text{в}} / n',$$

где $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности для материала валка (чаще всего валки изготавливаются из серого чугуна или, реже, из литевых марок сталей); n' — коэффициент запаса прочности ($n' = 2,4$; серый чугун $\sigma_{\text{в}} = 200$ МПа, сталь 35Л — 500 МПа).

Если условие прочности выполняется, то работа при распорном усилии F на данной валковой машине возможна, если же условие прочности не выполняется, то надо изменить условия технологического процесса так, чтобы величина F уменьшилась.

Как уже было сказано, в ряде конструкций каландров, например в L-образном, на валок одновременно действуют два распорных усилия: одно F_1 в горизонтальной, другое F_2 в вертикальной плоскостях (рис. 5.13).

Рассмотрим вариант конструкции, в котором крутящий момент валкам сообщается от одного привода и далее передается от валка к валку с помощью открытых пар. В этом случае к валку прикладываются усилия P_1 и P_2 , возникающие в открытых зубчатых парах. При индивидуальном приводе валков или в случае установки блок-редуктора эти усилия отсутствуют. В любом случае валок нагружен крутящим моментом $M^{\text{кр}}$, двумя распределенными нагрузками $q_1 = F_1/L$ и $q_2 = F_2/L$, а также силами реакции в подшипниковых узлах R_A^x, R_A^y, R_B^x и R_B^y . Как и в предыдущем случае, пренебрегаем силой веса валка. Схема подобной нагрузки изображена на рис. 5.13, а.

Эпюра изгибающих моментов M_x (рис. 5.13, б) несимметрична. По аналогии с уравнением (5.57) найдем значения M_x^{max} .

$$\begin{aligned} M_x^{\text{max}} &= P_1 \left[a + c_1 + \frac{L}{F_1} (P_1 + R_A^x) \right] + R_A^x \left[c_1 + (P_1 + R_A^x) \right] - \frac{F_1}{2L} \left(\frac{P_1 + R_A^x}{F_1} L \right)^2 = \\ &= P_1 a + P_1 c_1 + R_A^x a + \frac{L}{2F_1} \left[2P_1 R_A^x + (R_A^x)^2 + P_1^2 \right]. \end{aligned} \quad (5.68)$$

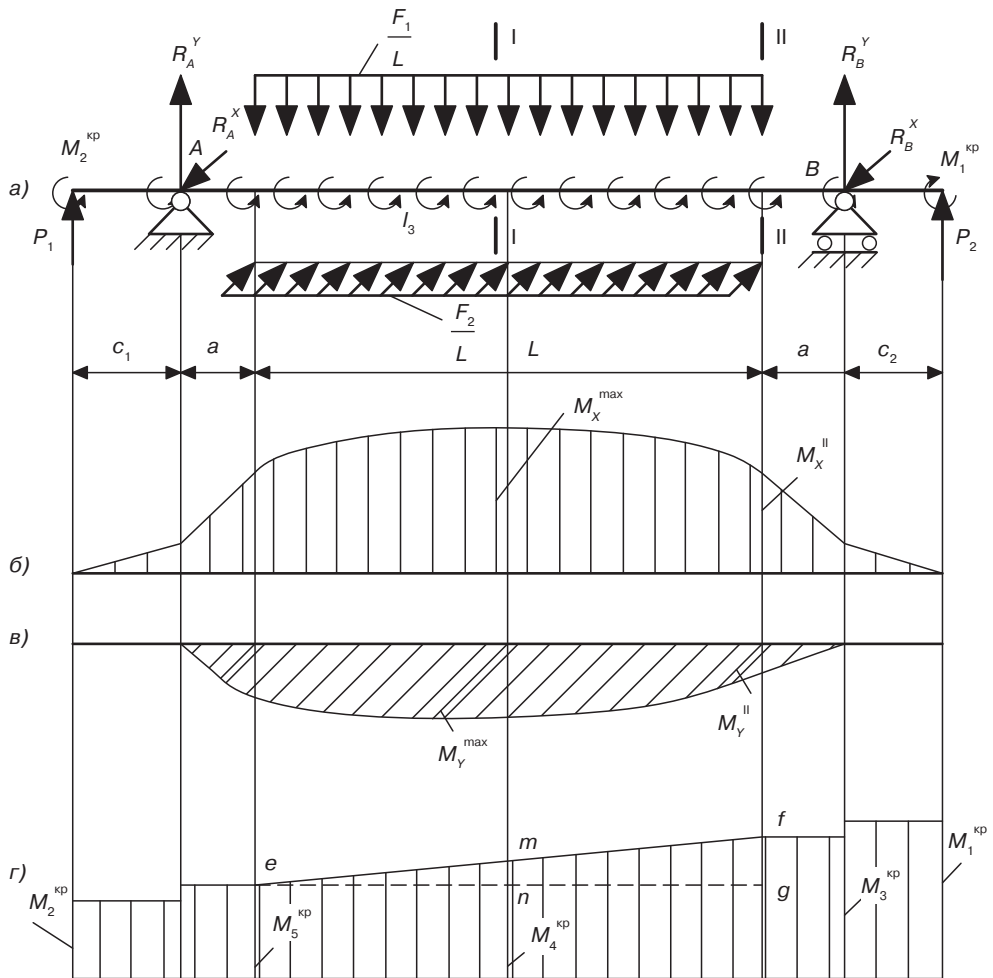


Рис. 5.13. Схема для расчета валка на прочность: а — схема нагружения; б — эпюра изгибающих моментов относительно оси x ; в — эпюра изгибающих моментов относительно оси y ; г — эпюра крутящих моментов

Так как нагрузка от распорного усилия F_2 симметрична, то силы реакции $R_A^x = R_B^x = F_2/2$, поэтому наибольший изгибающий момент M_y^{\max} (рис. 5.13, в) возникнет ровно в середине валка и может быть рассчитан по формуле

$$M_y^{\max} = -F_2(a + L/4)/2. \quad (5.69)$$

Величина M_y^{II} определяется как

$$M_y^{\text{II}} = -F_2 a/2. \quad (5.70)$$

Значения $M_3^{кр}$ и $M_4^{кр}$ (рис. 5.13, *з*) рассчитываются соответственно по формулам (5.59) и (5.65).

Учитывая то обстоятельство, что в реальных валковых машинах разница в длинах c_1 и c_2 значительно меньше длины $a + (L/2)$, при практических расчетах можно исходить из того, что сечение I–I совпадает со срединным сечением вала, а потому

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{I-I}} = \frac{\sqrt{(M_x^{\text{max}})^2 + (M_y^{\text{max}})^2 + (M_4^{\text{кр}})^2}}{W_x}, \quad (5.71)$$

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{II-II}} = \frac{\sqrt{(M_x^{\text{II}})^2 + (M_y^{\text{II}})^2 + (M_3^{\text{кр}})^2}}{W_x}. \quad (5.72)$$

5.4. Расчет станины вальцов

Как правило, вальцы имеют две станины, на которых устанавливают валки. Каждая станина (рис. 5.14) состоит из нижней Н-образной стойки 2 и верхней траверсы 1, которая с натягом закладывается в пазы и крепится к стойке станины шпильками. Станины устанавливаются на общей фундаментной плите 3. Конструкция станины обеспечивает удобство монтажа узлов и служит базой для различных вспомогательных устройств.

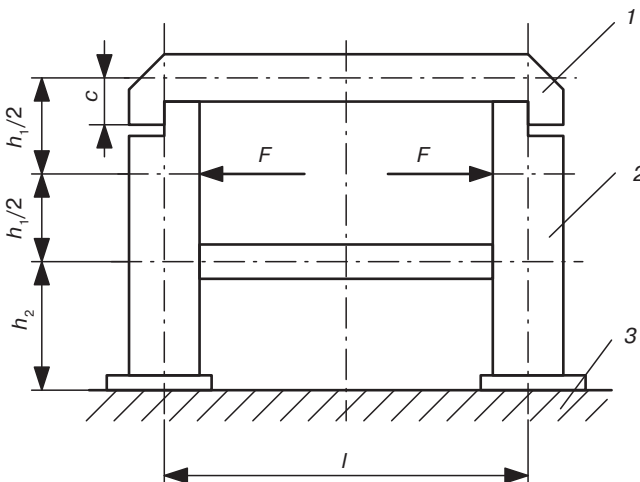


Рис. 5.14. Схема станины вальцов

Расчетная схема станины вальцов, нагруженной распорным усилием F , представлена на рис. 5.15, *а*.

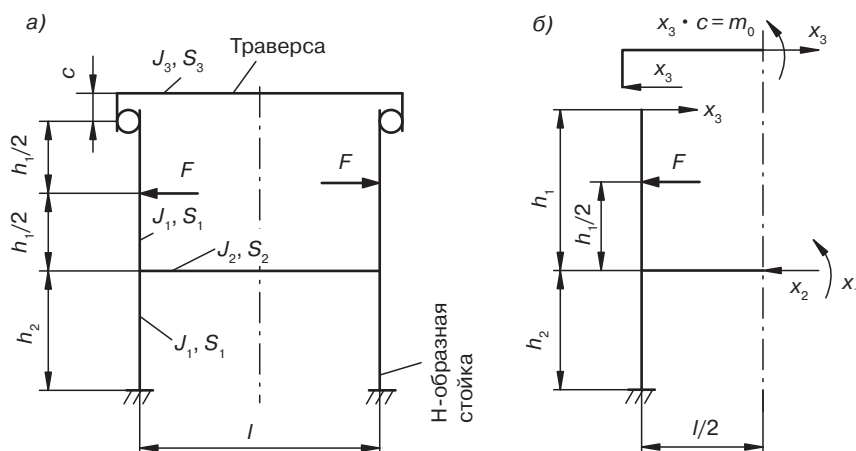


Рис. 5.15. Расчетная схема станины вальцов: а — расчетная схема; б — основная система

Согласно схеме, приведенной на рис. 5.15, а, соединение стойки с траверсой осуществляется с помощью шарниров. При этом стойка передает на траверсу только растягивающее усилие. Образованная стержневая система стойки станины представляет собой статически неопределимую плоскую раму. В качестве основной системы принимаем симметричный вариант (рис. 5.15, б). Разрезаем (условно) стойку и в местах разреза прикладываем соответствующие неизвестные усилия. Вследствие симметрии приложенной нагрузки и конструкции стойки число неизвестных сократится до трех: x_1 — изгибающий момент; x_2 — растягивающая сила в стойке; x_3 — растягивающая сила в траверсе.

Для определения неизвестных усилий воспользуемся системой канонических уравнений метода сил:

$$\Delta_{1F} + \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 = 0;$$

$$\Delta_{2F} + \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 = 0; \quad (5.73)$$

$$\Delta_{3F} + \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 = 0.$$

В системе уравнений (5.73) величины δ_{ij} и Δ_{iF} ($i = j = 1, 2, 3$) представляют собой единичные и грузовые перемещения от неизвестных сил.

Для прямолинейных участков рамы при определении коэффициентов перемещений δ_{ij} и Δ_{iF} вместо интегральных выражений можно использовать способ Верещагина перемножения эпюр моментов от единичных сил и заданной нагрузки. Для этого строим эпюры изгибающих моментов и продольных сил от заданной нагрузки и единичных усилий для основной системы (рис. 5.15, б), а далее производим перемножение эпюр.

Эпюры моментов от единичных сил и моментов и заданной нагрузки приведены на рис. 5.16.

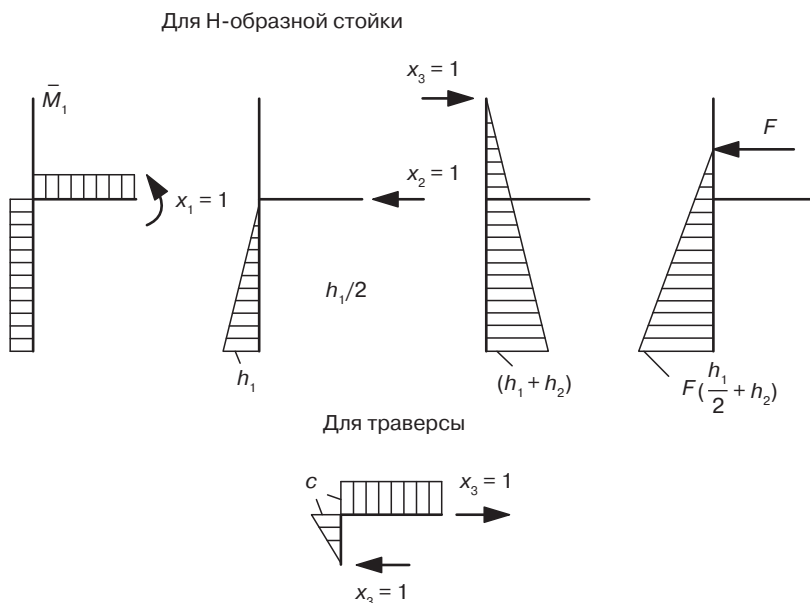


Рис. 5.16. Эпюры изгибающих моментов для Н-образной стойки и траверсы

Выражения для коэффициентов канонических уравнений (5.73) запишутся следующим образом:

$$\delta_{11} = l/2EJ_2 + h_2/EJ_1 \quad (5.74)$$

$$\delta_{22} = h_2^3/3EJ_1; \quad (5.75)$$

$$\delta_{33} = \frac{1}{3EJ_1}(h_1 + h_2)^3 + \frac{1}{EJ_3}\left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2l}{2}\right) + \frac{1}{ES_3}\frac{l}{2}; \quad (5.76)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = h_2^2/2EJ_1; \quad (5.77)$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = -\frac{1}{2EJ_1}(2h_1 + h_2)h_2; \quad (5.78)$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = -\frac{1}{2EJ_1}h_2^2\left(h_1 + \frac{2}{3}h_2\right); \quad (5.79)$$

$$\Delta_{1F} = \frac{F}{2EJ_1}(h_1 + h_2)h_2; \quad (5.80)$$

$$\Delta_{2F} = \frac{F}{2EJ_1}h_2^2\left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3}h_2\right); \quad (5.81)$$

$$\Delta_{3F} = \frac{F}{EJ_1}\left[\frac{5}{48}h_1^3 + \frac{h_2}{4}h_1(2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6}(3h_1 + h_2)\right], \quad (5.82)$$

где E — модуль упругости первого рода материала, из которого изготовлена станина вальцов, J_1, J_2 и J_3 — осевой момент инерции соответствующих поперечных сечений; S_1, S_2 и S_3 — площадь поверхности соответствующих поперечных сечений (см. рис. 5.15, а).

Используя метод Гаусса, определяем усилия x_1, x_2 и x_3 :

$$x_1 = -\frac{\Delta_{1F}\delta_{22}\delta_{33} + \Delta_{3F}\delta_{12}\delta_{23} + \Delta_{2F}\delta_{13}\delta_{23} - \Delta_{3F}\delta_{22}\delta_{13} - \Delta_{2F}\delta_{12}\delta_{33} - \Delta_{1F}\delta_{23}\delta_{32}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}; \quad (5.83)$$

$$x_2 = -\frac{\Delta_{2F}\delta_{11}\delta_{33} + \Delta_{1F}\delta_{23}\delta_{31} + \Delta_{3F}\delta_{13}\delta_{21} - \Delta_{2F}\delta_{31}\delta_{13} - \Delta_{1F}\delta_{33}\delta_{21} - \Delta_{3F}\delta_{11}\delta_{23}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}; \quad (5.84)$$

$$x_3 = -\frac{\Delta_{3F}\delta_{11}\delta_{22} + \Delta_{2F}\delta_{12}\delta_{31} + \Delta_{1F}\delta_{21}\delta_{31} - \Delta_{1F}\delta_{22}\delta_{31} - \Delta_{3F}\delta_{12}\delta_{21} - \Delta_{2F}\delta_{11}\delta_{32}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}. \quad (5.85)$$

$$\begin{aligned} x_1 = & -\frac{F}{2EJ_1}(h_1 + h_2)h_2 \left\{ \frac{h_2^3}{3EJ_1} \left[\frac{1}{3EJ_1}(h_1 + h_2)^3 + K \right] - \left[\frac{1}{2EJ_1}h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3}h_2 \right) \right]^2 \right\} + \\ & \frac{\left(\frac{l}{2EJ_2} + \frac{h_2}{EJ_1} \right) \left\{ \frac{h_2^3}{3EJ_1} \left[K + \frac{1}{3EJ_1}(h_1 + h_2)^3 \right] - \left[\frac{1}{2EJ_1}h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3}h_2 \right) \right]^2 \right\} +}{+ \frac{F}{EJ_1} \left[\frac{5}{48}h_1^3 + \frac{h_2}{4}h_1(2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6}(3h_1 + 2h_2) \right] \left\{ \frac{h_2^3}{2EJ_1} \left[-\frac{1}{2EJ_1}h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3}h_2 \right) \right] - \right.} \\ & \left. + \frac{h_2^2}{2EJ_1} \left[-\frac{1}{2EJ_1}h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3}h_2 \right) \right] \right\} \left[-\frac{1}{2EJ_1}(2h_1 + h_2) \right] 2 - \left(\frac{h_2^2}{2EJ_1} \right)^2 \times} \\ & - \frac{h_2^3}{3EJ_1} \left[-\frac{1}{2EJ_1}(2h_1 + h_2)h_2 \right] \left\{ + \left[-\frac{F}{2EJ_1}h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3}h_2 \right) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EJ_1}(2h_1 + h_2)h_2 \right] \times \right. \right.} \\ & \left. \left. \times \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EJ_1} + \left[K + \frac{1}{3EJ_1}(h_1 + h_2)^3 \right] h_2^2 \right\} - \right. \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \times \left[-\frac{h_2^2}{2EJ_1} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \left[K + \frac{h_2^2}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 \right] \frac{h_2^2}{2EJ_1} \Bigg\} \\
 & - \left[\frac{1}{2EJ_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right]^2 \frac{h_2^3}{3EJ_1} - \left(\frac{h_2^2}{2EJ_1} \right)^2 \left[\frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] \Bigg\} ; \quad (5.86) \\
 x_2 = & \frac{\left[-\frac{F}{2EJ_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left(\frac{l}{2EJ_2} + \frac{h_2}{EJ_1} \right) \left[\frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] - \right.}{\left[\frac{l}{2EJ_1} + \frac{h_2}{EJ_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EJ_1} \left[\frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] \right\} -} \\
 & \left. - \left[\frac{1}{2EJ_1} + (2h_1 + h_2) h_2 \right]^2 \right\} + \left[-\frac{F}{2EJ_1} (h_1 + h_2) h_2 \right] \left\{ \left[-\frac{h_2^2}{2EJ_1} (h_1 + \right. \right. \\
 & \left. \left. - \left[\frac{1}{2EJ_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 + \frac{h_2^2}{2EJ_1} \left[-\frac{1}{2EJ_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \times \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[-\frac{h_2}{2EJ_1} (2h_1 + h_2) \right] - \left[\frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] \frac{h_2^2}{2EJ_1} \Bigg\} + \frac{F}{EJ_1} \times \\
 & \times \left[-\frac{1}{2EJ_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right] 2 - \\
 & \times \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EJ_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right] \times \right. \\
 & \left. - \left(\frac{h_2^2}{2EJ_1} \right)^2 \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EJ_1} + \left[K + \frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 \right] h_2^2 \right\} - \right. \\
 & \left. \times \frac{h_2^2}{2EJ_1} - \left[-\frac{h_2^2}{2EJ_1} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left(\frac{l}{2EJ_2} + \frac{h_2}{EJ_1} \right) \right\} \Bigg\} ; \quad (5.87) \\
 & - \left[\frac{1}{2EJ_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right]^2 \frac{h_2^3}{3EJ_1} - \left(\frac{h_2^2}{2EJ_1} \right)^2 \left[\frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_3 = & \frac{\frac{F}{EJ_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right] \left\{ \left(\frac{l}{2EJ_2} + \frac{h_2}{EJ_1} \right) \times \frac{h_2^3}{3EJ_1} - \left(\frac{h_2^2}{2EJ_1} \right)^2 \right\} +}{\left(\frac{l}{2EJ_2} + \frac{h_2}{EJ_1} \right) \left\{ \frac{h_2^3}{3EJ_1} \left[K + \frac{1}{3EJ_1} (h_1 + h_2)^3 \right] - \left[\frac{1}{2EJ_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} +} \\
 & + \left[-\frac{F}{2EJ_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \frac{h_2^2}{2EJ_1} \left[-\frac{(2h_1 + h_2) h_2}{2EJ_1} \right] - \left[-\frac{1}{2EJ_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \times \left(\frac{l}{2EJ_2} + \frac{h_2}{EJ_1} \right) \right\} + \\
 & + \frac{h_2^2}{2EJ_1} \left[-\frac{1}{2EJ_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EJ_1} (2h_1 + h_2) \right] 2 - \left(\frac{h_2}{2EJ_1} \right)^2 \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EJ_1} + \right. \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \left[-\frac{F}{2EJ_1}(h_1 + h_2)h_2 \right] \left\{ \frac{h_2^2}{2EJ_1} \left[-\frac{1}{2EJ_1}h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3}h_2 \right) \right] - \left[-\frac{1}{2EJ_1}(2h_1 + h_2) \right] \frac{h_2^3}{3EJ_1} \right\} \\
 & + \left[\frac{1}{3EJ_1}(h_1 + h_2)^3 + K \right] h_2^2 \left\{ -\left[\frac{1}{2EJ_1}(2h_1 + h_2)h_2 \right]^2 \frac{h_2^3}{3EJ_1} - \left(\frac{h_2^2}{2EJ_1} \right)^2 \left[\frac{1}{3EJ_1}(h_1 + h_2)^3 + K \right] \right\} \quad (5.88)
 \end{aligned}$$

где $K = \frac{1}{EJ_3} \left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2 l}{2} \right) + \frac{l}{2ES_3}$.

После определения усилий x_1 , x_2 и x_3 строится окончательная эпюра изгибающих моментов и по формуле

$$\sigma^{\max} = \frac{M_{\text{изг}}^{\max}}{W_x} + \frac{N}{S} \leq [\sigma]_{\text{изг}} \quad (5.89)$$

рассчитываются напряжения в опасных сечениях стоек и траверсы станины вальцов. В этой формуле N — растягивающее или сжимающее осевое усилие в соответствующем опасном сечении.

5.3. Расчет на прочность и жесткость станины Г-образного каландра

Основным критерием работоспособности станины любого каландра является прочность и жесткость ее конструкции, так как даже на первый взгляд небольшие упругие деформации элементов станины могут отрицательно влиять на качество производимой продукции. Станины каландров выпускаются, как правило, литыми, что обеспечивает большую жесткость их конструкции. Станины закрепляются на опорных плитах таким образом, чтобы благодаря небольшим зазорам оставить возможность смещения в горизонтальном направлении. Схема станины Г-образного каландра приведена на рис. 5.17, а.

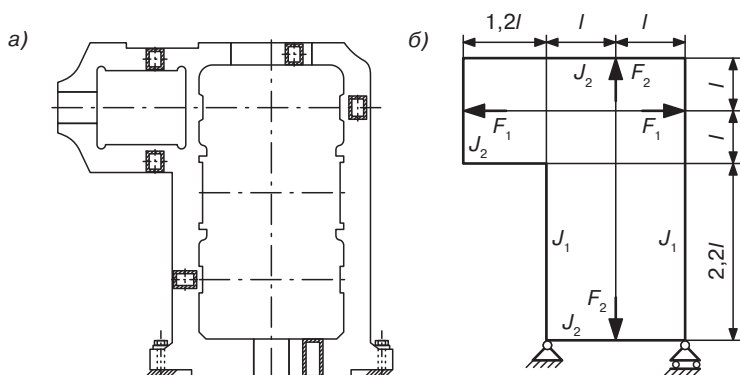


Рис. 5.17. Схемы станины Г-образного каландра: а — схема конструкции; б — схема нагружения

5.3.1. Расчет на прочность

Расчетная схема станины представлена на рис. 5.17, б. Распорные усилия от валков, приложенные к стержням рамы, самоуравновешены и опоры станины каландра испытывают только силы тяжести конструкции. Рама станины статически неопределима.

При выборе расчетной схемы влиянием жесткости перемычки (рис. 5.17, а) ввиду ее незначительной жесткости на изгиб можно пренебречь. В литературе показано, что результат расчета на прочность, проведенного без подобного допущения [6], отличается всего на 3–4%, однако сама процедура расчета существенно усложняется. Рама представляет собой трижды статически неопределимую систему. Для раскрытия этой неопределимости условно разрежем ее в одном из сечений и определим неизвестные усилия в месте разреза с помощью канонических уравнений метода сил. На рис. 5.18 изображена основная расчетная схема рамы. Система канонических уравнений для рассматриваемой рамы имеет вид (5.73).

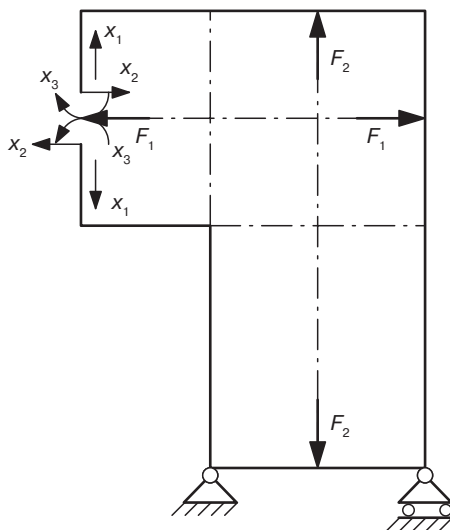


Рис. 5.18. Расчетная схема

Коэффициенты уравнений (5.73) в данном случае определяются путем перемножения грузовой эпюры изгибающих моментов (рис. 5.19) и единичных эпюр моментов (рис. 5.20, а, б, в) и с учетом жесткости соответствующих участков имеют вид:

$$\delta_{11} = 21,84 \frac{l^3}{EJ_2} + 46,17 \frac{l^3}{EJ_1}; \quad (5.87)$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = 4,4 \frac{l^2}{EJ_2} + 9,24 \frac{l^2}{EJ_1}; \quad (5.88)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = 9,68 \frac{l^3}{EJ_2} + 20,34 \frac{l^3}{EJ_1}; \quad (5.89)$$

$$\delta_{22} = 25,9 \frac{l^3}{EJ_2} + 21,5 \frac{l^3}{EJ_1}; \quad (5.90)$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = 10,24 \frac{l^2}{EJ_2} + 16,08 \frac{l^2}{EJ_1}; \quad (5.91)$$

$$\delta_{33} = 8,4 \frac{l}{EJ_2} + 6,4 \frac{l}{EJ_1}; \quad (5.92)$$

$$\Delta_{1F} = \frac{9,96F_1 + 2,88F_2}{EJ_2} l^3 + \frac{11,77F_1 + 13,45F_2}{EJ_1} l^3; \quad (5.93)$$

$$\Delta_{2F} = \frac{9,24F_1 + 1,1F_2}{EJ_2} l^3 + \frac{10,58F_1 + 4,62F_2}{EJ_1} l^3; \quad (5.94)$$

$$\Delta_{3F} = \frac{5,9F_1 + F_2}{EJ_2} l^2 + \frac{5,12F_1 + 4,2F_2}{EJ_1} l^2. \quad (5.95)$$

Неизвестные усилия определим по формулам (5.83)–(5.85)

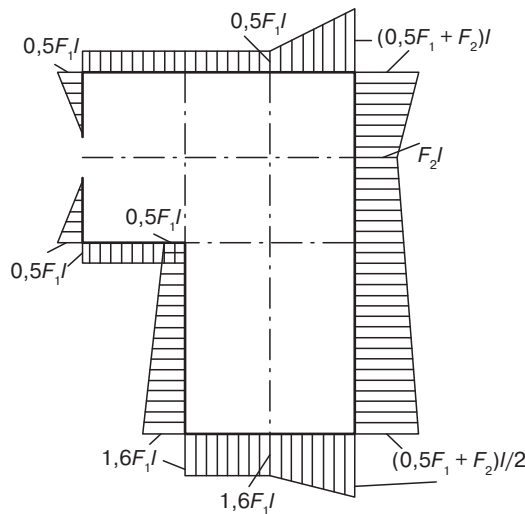


Рис. 5.19. Эпюры моментов от внешних сил

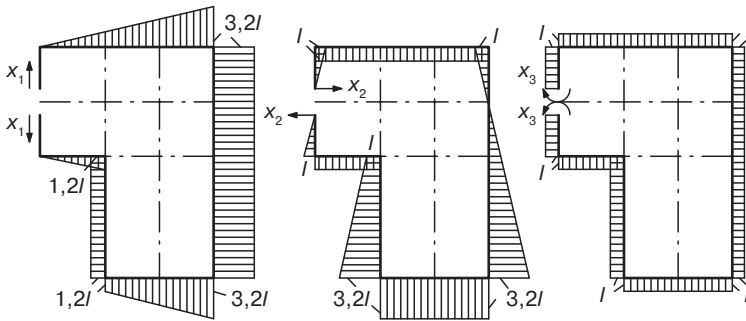


Рис. 5.20. Эпюры моментов от единичных факторов

Геометрические характеристики сечений отдельных участков станины приведены в табл. 5.4.

После определения значений x_1 , x_2 и x_3 строим окончательную эпюру моментов и рассчитываем напряжение по формуле (5.89) для самого нагруженного сечения. В общем виде условие прочности записывается следующим образом:

$$\sigma_{\max} = M_{\text{и max}} / W_x + N_{\text{max}} / S \leq [\sigma], \quad (5.99)$$

где $M_{\text{и max}}$ — наибольший изгибающий момент в опасном сечении участка рамы.

5.3.2. Расчет на жесткость

Определим относительное перемещение сечений рамы Г-образного каландра, показанного на рис. 5.17, а, в местах установки горизонтальных и вертикальных валков, для чего в сечениях D–Т и G–R основной системы (рис. 5.21) приложим попарно единичные силы $F_{\text{гор}} = 1$ и $F_{\text{верт}} = 1$. Соотношения между длинами каждого из стержней, составляющих раму, оставляем такими же, как были показаны на рис. 5.17, б. Строим эпюры моментов, возникающих от единичных сил $F_{\text{гор}}$ и $F_{\text{верт}}$, а затем перемножаем их по методу Верещагина на эпюру изгибающих моментов от внешних сил (рис. 5.19).

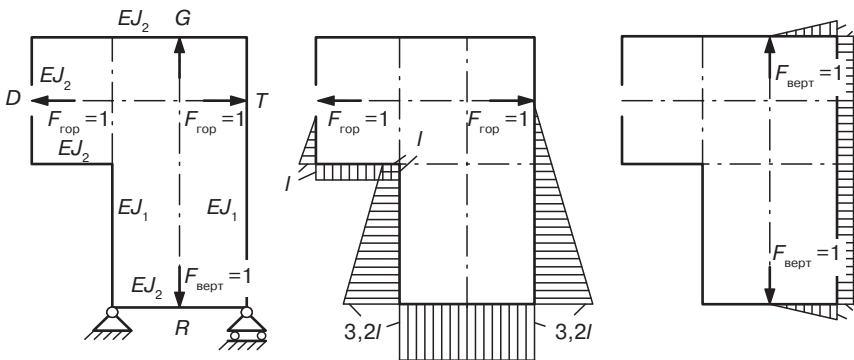
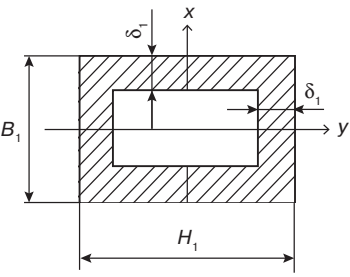
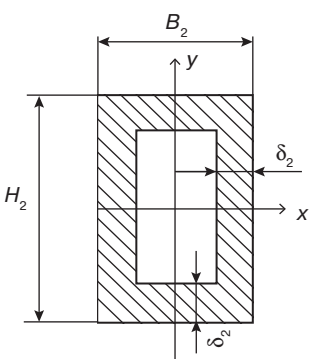


Рис. 5.21. Единичные эпюры моментов для определения перемещений

Таблица 5.4. Геометрические характеристики сечений отдельных участков станины

| Вид поперечного сечения | Площадь поперечного сечения, S | Осевой момент инерции, J_x | Момент сопротивления при изгибе, W_x |
|--|--|--|--|
|  | $H_1 B_1 - (H_1 - 2\delta_1) \times (B_1 - 2\delta_1)$ | $\frac{B_1 H_1^3}{12} - \frac{(B_1 - 2\delta_1)(H_1 - 2\delta_1)^3}{12}$ | $2J_x/H_1$ |
|  | $H_2 B_2 - (H_2 - 2\delta_2) \times (B_2 - 2\delta_2)$ | $\frac{B_2 H_2^3}{12} - \frac{(B_2 - 2\delta_2)(H_2 - 2\delta_2)^3}{12}$ | $2J_x/H_2$ |

В качестве примера допустим, что $F_1 = F_2 = F$, а $J_1 = 1,8J_2$, тогда относительное горизонтальное перемещение сечений $D-T$ (рис. 5.21) определится как

$$\Delta_{\text{гор}}^{D-T} = 0,313 \frac{Fl^3}{EJ_1},$$

а относительное вертикальное перемещение сечений $G-R$ (рис. 5.21)

$$\Delta_{\text{верт}}^{G-R} = 0,308 \frac{Fl^3}{EJ_1}.$$

Полученные значения перемещений сравниваем с допускаемыми:

$\Delta_{\text{гор}}^{D-T} \leq [\Delta]_{\text{гор}}$ и $\Delta_{\text{верт}}^{G-R} \leq [\Delta]_{\text{верт}}$. Рекомендуются следующие значения допускаемых перемещений $[\Delta]_{\text{гор}} = [\Delta]_{\text{верт}} = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м.

6. Оборудование для литья под давлением

6.1. Устройство и работа литьевых машин

Не менее чем в течение полувека метод литья под давлением для получения изделий из термо- и реактопластов — один из самых распространенных в промышленности. Суть метода состоит в том, что полимер, поступающий в гранулированном (реже в порошкообразном) виде в специальный инжекционный цилиндр, нагревается до вязкотекучего состояния, пластицируется, гомогенизируется, а затем под высоким давлением и с большой скоростью впрыскивается в сомкнутую литьевую форму. В форме полимер охлаждается (при литье термопластов) или отверждается (при литье реактопластов), переходит в твердое состояние, после чего готовое изделие извлекается из формы.

В настоящее время в промышленности реализуются различные технологические схемы процесса литья под давлением, что, естественно, не может не влиять на разнообразие конструкций литьевого оборудования.

Остановимся на классической схеме работы литьевого оборудования. Перерабатываемый материал вручную или специальными транспортными устройствами подается в бункер 1 (рис. 6.1), установленный над загрузочным отверстием инжекционного (материального) цилиндра 2. Предпочтение отдается гранулированным материалам, так как по сравнению с порошкообразными они лучше транспортируются, не прилипают к стенкам бункера, не склонны к сводообразованию, менее гигроскопичны и легче дозируются.

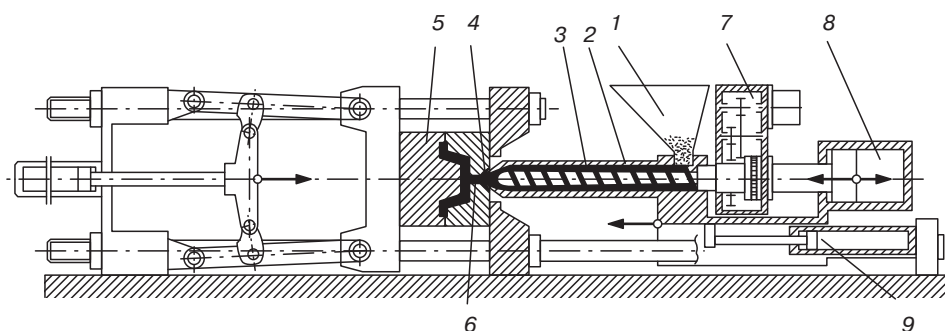


Рис. 6.1. Схема литьевой машины с пластикатором шнекового типа

В ряде случаев в бункере устанавливается ворошитель, улучшающий подачу материала в материальный цилиндр; устройство для подсушки материала; датчики заполнения и другие устройства.

Из бункера материал через загрузочное отверстие поступает в материальный цилиндр. Современные машины в подавляющем числе случаев оборудованы шнековыми пластикаторами: в материальном цилиндре 2 находится шнек 3, имеющий приводы как для вращательного 7, так и для возвратно-поступательного 8 движений. В момент загрузки материала шнек вращается и обеспечивает продвижение полимера вдоль своей оси к соплу 4, находящемуся в конце материального цилиндра. Во время транспортировки от загрузочного отверстия к соплу материал нагревается за счет подвода тепла от нагревателей, установленных на внешней поверхности материального цилиндра, плавится, гомогенизируется и пластицируется. Нагреватели (чаще всего это нагреватели сопротивления, реже — индукционные) распределяются вдоль материального цилиндра по зонам обогрева, причем каждая из зон имеет свои датчики и систему независимого регулирования температуры. Во избежание залипания материала на стенках загрузочного отверстия и вблизи его в области соединения материального цилиндра с бункером предусматривается зона водяного охлаждения.

Сопло материального цилиндра при переработке материалов с большой вязкостью, обладая значительным гидравлическим сопротивлением (сопло открытого типа), препятствует выходу расплава полимера, подаваемого шнеком, наружу. В области перед соплом начинает скапливаться доза полимера, а так как шнек продолжает вращаться, то в этой области создается давление (давление пластикации), которое, воздействуя на шнек, стремится отодвинуть его и таким образом расширить объем для набираемой дозы. Устройство машины позволяет перемещение шнека вдоль своей оси. Так продолжается до тех пор, пока не будет набран необходимый объем дозы. В случае переработки полимеров с низкой вязкостью расплава на время набора дозы сопло запирается специальным клапаном (сопло закрытого типа).

После того как в шнековом пластикаторе набралась необходимая доза полимера, сопло материального цилиндра подводится с помощью привода 9 к предварительно сомкнутой форме 5. Создается осевое усилие на шнек, направленное в сторону сопла. В накопленном объеме полимера создается высокое давление (давление впрыска) и полимер, преодолевая гидравлическое сопротивление сопла открытого типа, или через открывшийся клапан сопла закрытого типа устремляется через литниковую систему 6 формы в ее оформляющую полость. После заполнения формы полимер в течение некоторого времени выдерживается под давлением, а затем происходит либо его охлаждение (при переработке термопластов), либо отверждение (при переработке реактопластов). Затем форма размыкается и из нее извлекается готовое изделие.

Пока идет процесс охлаждения (отверждения) изделия, его извлечение из формы и смыкание формы для производства следующего изделия в материальном цилиндре идет подготовка следующей дозы полимера.

В весьма ограниченном числе случаев в настоящее время используются литьевые машины с поршневой пластикацией. На этих машинах (рис. 6.2) материал из бункера 1 поступает в дозирующее устройство 2, которое отмеряет заданную

дозу по объему (реже по весу). Из дозирующего устройства полимер через загрузочное окно 6 попадает в материальный цилиндр 4, внутри которого расположен поршень 3. Внутри цилиндра помещается 5–8 доз материала. Полимер нагревается, доводится до вязкотекучего состояния и с помощью поршня периодически впрыскивается в литейную форму. Чтобы увеличить поверхность соприкосновения пластической массы с нагретым металлом, в материальном цилиндре устанавливают стержень-рассекатель 5, называемый торпедой. Средняя часть торпеды имеет или сквозные отверстия, или наружные открытые пазы, в которых материал разделяется на потоки. Для уменьшения потерь давления на трение передняя часть торпеды выполняется обтекаемой формы.

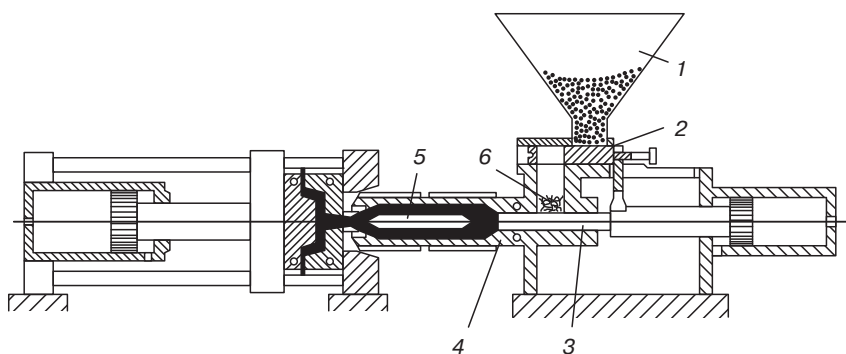


Рис. 6.2. Схема литейной машины с пластикатором поршневого типа

В конструкцию любой литейной машины входят следующие основные узлы: узел смыкания формующего инструмента; узел пластикации и впрыска; станина машины с системой привода и системой управления.

Узел смыкания отвечает за быстрое и надежное размыкание и смыкание литейной формы. Он должен обеспечивать создание усилия, необходимого для удержания формы в закрытом состоянии. Конструкция этого узла должна способствовать облегчению извлечения изделия из литейной формы.

Усилие, необходимое для удержания литейной формы в закрытом состоянии, может быть создано механическим способом с помощью коленчато-рычажного, винтового или какого-либо другого механизма. Используются в конструкциях узлов смыкания и чисто гидравлические механизмы. Получили распространение и комбинированные — гидромеханические системы.

В задачи узла пластикации входит загрузка полимерного материала в материальный цилиндр через загрузочный бункер, его транспортировка за счет вращения шнека от загрузочного отверстия материального цилиндра к соплу. При этом должен проходить нагрев и перевод полимера в вязкотекучее состояние, пластикация и гомогенизация расплава полимера, а также набор определенного количества пластицированного полимерного материала на участке материального цилиндра между наконечником шнека и соплом. После набора дозы за счет осевого

перемещения шнека в направлении мундштука расплав полимера впрыскивается в формующую полость литевой формы. Во время впрыска шнек действует аналогично поршню.

Станина служит для размещения на ней отдельных элементов конструкции литевой машины и их надежного крепления.

6.2. Расчет деталей узлов пластикации и впрыска

В отличие от расчета шнеков экструдеров (см. раздел 4.3) при определении суммарного осевого усилия, действующего на шнек в машинах для литья под давлением, необходимо иметь в виду, что оно складывается из двух усилий: осевого усилия F_1 , развиваемого при впрыске расплава полимера, и осевого усилия F_2 , развиваемого при вращении шнека

$$F_z = F_1 + F_2. \quad (6.1)$$

Если конструкцией машины предусматривается создание давления впрыска при помощи гидроцилиндра, сила F_1 может быть определена по формуле

$$F_1 = \pi D^2 p / 4, \quad (6.2)$$

где D — диаметр поршня или плунжера гидроцилиндра; p — давление рабочей жидкости в гидроцилиндре в момент впрыска.

В механизмах впрыска механического типа усилие F_1 определяется усилием в звене, обеспечивающем поступательное движение шнека при впрыске.

Осевое усилие F_2 , возникающее при вращении шнека, может быть рассчитано как

$$F_2 = N / \omega R_{\text{cp}} \operatorname{tg} \varphi, \quad (6.3)$$

где N — мощность привода шнека; ω — угловая скорость вращения шнека; φ — угол нарезки витков шнека, град; R_{cp} — средний радиус шнека:

$$R_{\text{cp}} = (D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) / 4, \quad (6.4)$$

где $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр нарезки шнека; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр нарезки шнека в зоне питания.

Еще одно отличие от расчета шнеков экструдеров состоит в том, что в шнеках литевых машин, как правило, не бывает центрального отверстия для подвода охлаждающей жидкости.

При проверочном расчете шнеков возможно два варианта.

Первый вариант расчета на прочность шнека рассматривает действие осевого усилия и крутящего момента с учетом собственного веса червяка.

Второй вариант представляет собой расчет на продольно-поперечный изгиб с учетом осевого усилия и собственного веса червяка.

Для определения расчетной схемы предварительно проверяют шнек на гибкость по формуле

$$\lambda = \mu L / i, \quad (6.5)$$

где λ — гибкость шнека; μ — коэффициент, зависящий от способа крепления шнека (см. Приложение III, табл. П. III.1), в подавляющем большинстве конструкций шнеков $\mu = 2$; i — радиус инерции сечения шнека, в данном случае $i = D/4$; L — длина червяка.

Если $\lambda < 50$, то расчет проводится по первому варианту, если $\lambda > 50$, то по второму варианту.

Первый вариант расчета шнека.

Определяется крутящий момент $M_{кр}$

$$M_{кр} = N / \omega. \quad (6.6)$$

Максимальные касательные напряжения, возникающие на поверхности шнека

$$\tau = M_{кр} / W_{\rho}, \quad (6.7)$$

где W_{ρ} — полярный момент сопротивления, равный

$$W_{\rho} = \pi D^3 / 16, \quad (6.8)$$

где $D = 2R_{ср}$.

Из уравнений (6.7) и (6.8) получаем

$$\tau = 16 M_{кр} / \pi D^3. \quad (6.9)$$

Нормальные напряжения вызываются осевой силой F_z и распределенной нагрузкой q . Максимальные напряжения будут возникать в месте закрепления шнека

$$\sigma = \frac{4F_z}{\pi D^2} + \frac{M_{и}}{W_x}, \quad (6.10)$$

где $M_{и}$ — максимальный изгибающий момент от распределенной нагрузки шнека; W_x — осевой момент сопротивления;

$$M_{и} = GL/2 = \rho g \pi D^2 L^2 / 8, \quad (6.11)$$

где G — вес консольной части шнека длиной L ; ρ — плотность материала шнека; g — ускорение свободного падения;

$$W_x = \pi D^3 / 32. \quad (6.12)$$

После подстановки (6.11) и (6.12) в (6.10) получаем

$$\sigma = \frac{4F_z}{\pi D^2} + \frac{4\rho g L^2}{D}. \quad (6.13)$$

В соответствии с третьей гипотезой прочности условие прочности шнека запишется как

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (6.14)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала шнека.

Максимальный прогиб шнека под действием собственной тяжести равен

$$\Delta = \rho g \pi D^2 / 32 E J_x, \quad (6.15)$$

где E — модуль упругости первого рода материала шнека; J_x — осевой момент инерции поперечного сечения шнека, $J_x = \pi D^4 / 64$.

Второй вариант расчета шнека.

В этом случае расчет ведется по дифференциальному уравнению изогнутой оси шнека.

$$E J_x \frac{d^2 y}{dx^2} = M_{\text{и}}. \quad (6.16)$$

При этом ось x направлена вдоль оси шнека, ось y вертикально вверх. Начало координат x, y находится на свободном конце шнека.

Величина изгибающего момента определяется по формуле

$$M_{\text{и}} = \frac{q}{k^2} (1 - \cos kx) + M_{\text{и}} \cos kx + \frac{Q_{\text{и}}}{k} \sin kx, \quad (6.17)$$

где индекс $k = \sqrt{\frac{F_z}{EJ}}$; $q = \rho g \pi D^2 / 4$ — величина распределенной

нагрузки на шнек от собственного веса; $M_{\text{и}}$ — начальное значение изгибающего момента при $x = 0$; $Q_{\text{и}}$ — начальное значение поперечной силы при $x = 0$.

Граничные условия:

$$x = 0; M_{\text{и}} = 0; M_{\text{и}} = 0;$$

$$x = L; Q = ql.$$

Дифференцируем уравнение (6.17):

$$\frac{dM_{\text{и}}}{dx} = Q = \frac{q}{k} \sin kx + Q_{\text{и}} \cos kx. \quad (6.18)$$

После подстановки в это уравнение граничного условия $x = L$ получим

$$qL = \frac{q}{k} \sin kL + Q_{\text{и}} \cos kL, \quad (6.19)$$

откуда

$$Q_{\text{н}} = \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{\cos kL}. \quad (6.20)$$

Подставив значение $M_{\text{н}} = 0$ и значение $Q_{\text{н}}$ из уравнения (6.20) в (6.17) получим

$$M_{\text{н}} = \frac{q}{k^2} (1 - \cos kx) + \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{k \cos kL} \sin kx. \quad (6.21)$$

Для определения максимального значения изгибающего момента $M_{\text{н}}$ исследуем уравнение (6.21) на максимум:

$$\frac{dM_{\text{н}}}{dx} = \frac{q}{k} \sin kx + \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{\cos kL} \cos kx = 0. \quad (6.22)$$

После преобразований получим

$$\operatorname{tg} kx = \operatorname{tg} kL - \frac{kL}{\cos kL}. \quad (6.23)$$

Из уравнения (6.23) найдем значение x , при котором момент $M_{\text{н}}$ будет максимальным. Далее, подставив это значение x в уравнение (6.21), определим максимальную величину изгибающего момента — $M_{\text{н}}^{\max}$.

Максимальное нормальное напряжение —

$$\sigma = \frac{4F_z}{\pi D^2} + \frac{M_{\text{н}}^{\max}}{W_x}. \quad (6.24)$$

С учетом напряжений, возникающих от крутящего момента, условие прочности запишется, как и в первом варианте, по формуле (6.14).

Максимальный прогиб шнека Δ найдем после подстановки значения изгибающего момента из уравнения (6.21) в уравнение (6.16):

$$EJ_x \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q}{k^2} (1 - \cos kx) + B \sin kx, \quad (6.25)$$

где $B = \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{k \cos kL}$.

После двойного интегрирования уравнения (6.25) дифференциальное уравнение изогнутой оси шнека примет вид

$$\begin{aligned}
 EJ_x y = & \frac{qx^2}{2k^2} + \frac{q}{k^4} \cos kx - \frac{B}{k^2} \sin kx + \left(\frac{q}{k^3} \sin kL + \frac{B}{k} \cos kL - \frac{qL}{k^2} \right) x + \\
 & + \frac{qL^2}{2k^2} - \frac{q}{k^4} \cos kL + \frac{B}{k^2} \sin kL - \frac{qL}{k^3} \sin kL - \frac{BL}{k} \cos kL.
 \end{aligned} \quad (6.26)$$

Максимальный прогиб шнека Δ реализуется при $x = 0$ и имеет величину

$$\Delta = \frac{1}{EJ_x} \left[\frac{q}{k^2} \left(\frac{1}{k^2} + \frac{L^2}{2} \right) - \frac{1}{k} \left(\frac{q}{k^3} + BL \right) \cos kL - \frac{1}{k^2} \left(\frac{qL}{k} - B \right) \sin kL \right]. \quad (6.27)$$

Расчетное значение максимального прогиба шнека Δ необходимо сравнить с величиной радиального зазора между выступами на резьбе шнека и внутренней поверхностью материального цилиндра. Полученный прогиб должен быть меньше этого зазора (см. табл. 4.3).

Крутящий момент к шнекам узлов пластикации и впрыска передается, как правило, благодаря шпоночным или шлицевым соединениям. Методы расчета этих соединений приведены в разделе 4.3.

При расчете на прочность материальных цилиндров литьевых машин используются те же подходы, что и при расчете материальных цилиндров экструдеров (см. раздел 4.2). Сопло может крепиться на передней части цилиндра, как на фланце, так и с помощью резьбы (рис. 6.3).

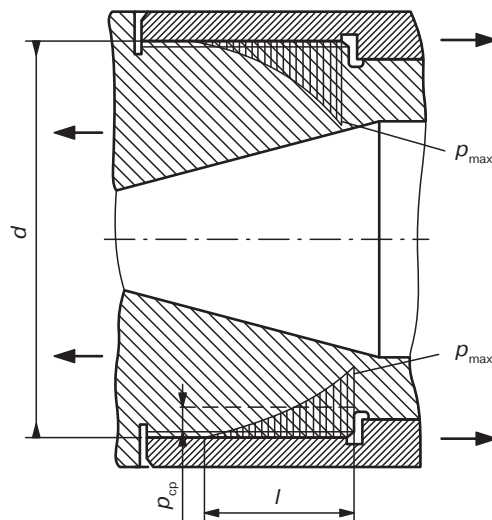


Рис. 6.3. Схема резьбового соединения сопла и материального цилиндра

В резьбовых соединениях материального цилиндра и сопла могут использоваться метрические или трапецеидальные резьбы с мелким шагом. Применение резьб

с мелким шагом способствует герметичности стыка и исключает произвольное отвинчивание в процессе эксплуатации.

Осевое усилие, возникающее при впрыске расплава полимера в форму и при выдержке под давлением, вследствие косоугольного профиля резьбы передает усилие на резьбовую часть материального цилиндра. Считают, что усилие передается на первые десять витков резьбы, а по длине распределяется по параболическому закону. Тогда радиальное усилие, действующее на резьбовую часть, определяется как

$$F_r = F_z \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.28)$$

где F_z — суммарное осевое усилие, определяемое по уравнению (6.1); α — половина угла профиля резьбы.

Среднее давление, приходящееся на расчетную резьбовую часть p_{cp} , рассчитывается как

$$p_{\text{cp}} = F_r / \pi d_{\text{cp}} l, \quad (6.29)$$

где $l = 10t$ — расчетная длина резьбового соединения; t — шаг резьбы; d_{cp} — средний диаметр резьбы.

Площадь A эпюры среднего давления p_{cp} на резьбовую часть цилиндра равна

$$A = p_{\text{cp}} l = F_r / \pi d_{\text{cp}}. \quad (6.30)$$

Площадь A эпюры давления на резьбовую часть цилиндра, исходя из распределения давления по параболическому закону, равна

$$A = p_{\text{max}} \frac{l}{3}.$$

Из (6.30) и (6.31) следует, что

$$p_{\text{max}} = 3p_{\text{cp}}.$$

Величина наибольшего давления на поверхность длиной l принимается в качестве расчетной. Дальнейший расчет ведется по уравнению Ламе для толстостенных сосудов (см. раздел 4.2).

В большинстве конструкций литьевых машин усилие, необходимое для обеспечения давления впрыска, создается с помощью гидроцилиндров. Гидроцилиндры часто используются также для подвода и отвода узла пластикации и впрыска к литьевой форме и от нее, то есть для вспомогательных перемещений. Порядок расчетов на прочность силовых толстостенных гидроцилиндров литьевых машин, их поршней, штоков, плунжеров, днищ и т. д. ничем не отличается от расчетов гидроцилиндров прессового оборудования и описывается в разделе 3.2.2.

Для вспомогательных перемещений чаще всего используются тонкостенные гидроцилиндры, у которых отношение $D/d \leq 1,2$ (здесь D — наружный диаметр цилиндра, а d — внутренний). Толщина стенки δ у таких цилиндров должна быть

$$\delta = pnd / (2,3[\sigma] - p),$$

где p – максимальное давление рабочей жидкости в гидроцилиндре; n – коэффициент запаса прочности; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

При использовании стали 35Л $[\sigma] = 90$ МПа, если же применяются сталь 35 или сталь 45, то $[\sigma] = 120$ МПа.

Формула (6.33) справедлива в том случае, когда $3,2 \leq d/\delta < 16$. Если же $d/\delta \geq 16$, то толщина стенки определяется по теории Лапласа для тонкостенных осесимметричных оболочек

$$\delta = pnd / 2[\sigma];$$

коэффициент запаса прочности в этом случае рекомендуется принимать $n = 2$.

Как и в экструдерах, для восприятия осевого усилия в узлах пластикации и впрыска литьевых машин предусматривается установка различных комбинаций радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников. Ниже приведем два примера таких конструкций.

На схеме, показанной на рис. 6.4, а, осевые усилия, возникающие в процессе впрыска и набора очередной порции расплава, воспринимаются упорным подшипником 1, установленном на полном валу 4. Хвостовая часть шнека располагается в полном валу и упирается в гайку 2. Полый вал 3 установлен на шарикоподшипнике 4 и двухрядном роликоподшипнике 5.

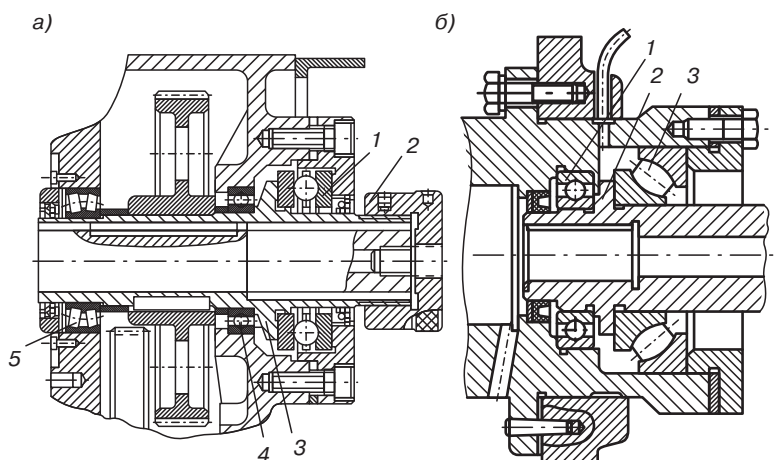


Рис. 6.4. Примеры схем установки подшипников в опорах шнека

Несколько иная схема расположения подшипников показана на рис. 6.4, б. Осевые усилия, воспринимаемые шнеком, передаются на сферопорный подшипник 3. Хвостовая часть шнека располагается в полном валу 2, который установлен на шарикоподшипниках 1. Сферопорный подшипник располагается внутри привода.

Методика выбора подшипников принципиально не отличается от методики, используемой при конструировании опор шнеков экструдеров, и приведена в разделе 4.4.

6.3. Расчет деталей узлов смыкания

6.3.1. Основные схемы узлов смыкания

Несмотря на достаточно интенсивное развитие производства литьевых машин, принципиальные схемы работы различных по конструкции узлов смыкания не претерпевали изменений уже многие десятилетия. Поэтому наиболее полная классификация схем узлов смыкания самой различной конструкции, выполненная в конце шестидесятих годов прошлого века С.Г. Гурвичем, является актуальной и на сегодняшний день. Появление в последние годы так называемых полностью электрических машин принципиально не внесла ничего нового в приводимую ниже классификацию, так как в этих машинах за счет применения электродвигателей, развивающих большой крутящий момент при малых оборотах, несколько упрощается механический привод, но принцип действия узлов остается неизменным.

В гидравлических одноступенчатых механизмах (устройствах прямого действия) перемещение подвижной плиты и создание усилия запирания форм создается с помощью гидроцилиндров. Гидравлические узлы смыкания прямого действия просты по конструкции, но отличаются значительной металлоемкостью. Они нашли применение в литьевых машинах различных типоразмеров. В устройствах с большими усилиями запирания гидропривод работает по замкнутому циклу, что уменьшает объем жидкости в системе. Схемы наиболее применяемых гидравлических устройств запирания прямого действия приведены ниже.

На рис. 6.5, *а* изображена схема гидравлического узла смыкания прямого действия с верхним расположением гидробака 2, соединенного с главным гидроцилиндром 5 наливным клапаном 1. Главный гидроцилиндр и гидроцилиндр 4 ускоренного хода имеют центральное расположение (их оси совпадает с осью, проходящей через центры масс подвижной и неподвижной плит). Ускоренное перемещение подвижной плиты 3 происходит при подаче рабочей жидкости в гидроцилиндр 4. Замедленное перемещение плиты с последующим созданием усилия смыкания литьевой формы 6 осуществляется при одновременной подаче жидкости в полости цилиндров 4 и 5. Подобные схемы оправдывают себя при усилиях смыкания от 1000 до 3500 кН.

Для машин с усилием запирания форм более 3500 кН центральный поршень заменяется плунжером 4 (рис 6.5, *б*). Как и в предыдущем варианте схемы, узел оборудован верхним гидробаком 2, соединенным с главным гидроцилиндром наливным клапаном 1. Ускоренный подвод плиты 3 осуществляется боковыми гидроцилиндрами 5.

Схема, приведенная на рис. 6.5, *в*, рекомендуется для машин с усилием смыкания до 3500 кН в исполнении с центральным поршнем, а для более мощных машин — с центральным плунжером. Ускоренное перемещение подвижной плиты 1

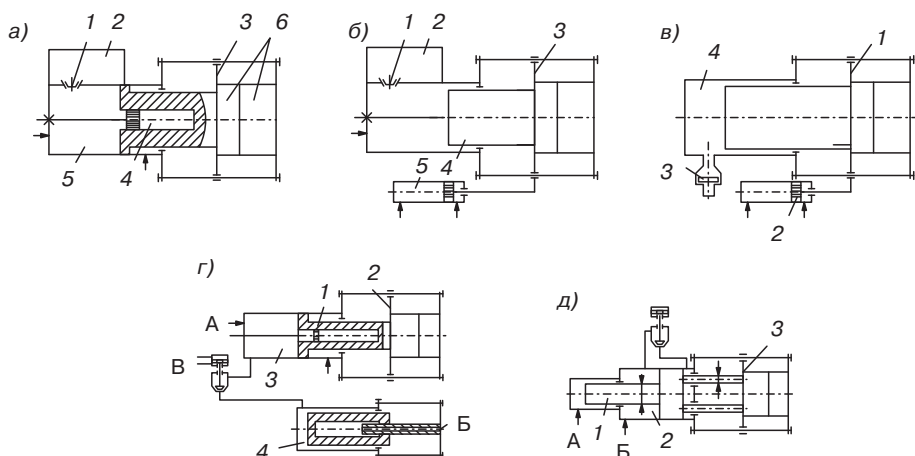


Рис. 6.5. Схемы одноступенчатых гидравлических узлов смыкания форм

осуществляется боковыми гидроцилиндрами 2. Клапан наполнения 3 главного цилиндра 4 располагается снизу. Форма запирается при одновременном нагнетании рабочей жидкости в цилиндры 2 и 4.

В машинах, развивающих усилия до 1800 кН, иногда используются схемы, подобные изображенной на рис. 6.5, г. Ускоренное перемещение подвижной плиты 2 в них происходит при подаче жидкости одновременно в магистрали А, Б и В. Жидкость выдавливается из цилиндра заполнения 4 и через управляемый обратный клапан направляется в цилиндр 3. Объем цилиндра 4 равен объему цилиндра 3. При поднятии давления в цилиндре 3 обратный клапан отсекает полость цилиндра 4. Замедленное перемещение подвижной плиты происходит при одновременной подаче жидкости в полости цилиндров 1 и 3.

В работе узла, схема которого показана на рис. 6.5, д, использован принцип дифференциального подключения полостей цилиндра 2. Ускоренное перемещение подвижной плиты 3 происходит при подаче жидкости в магистраль А. Жидкость из штоковой полости главного цилиндра выдавливается в рабочую полость. Нормальная работа механизма зависит от соблюдения равенства $\pi D^2 = 4\pi d^2$, где D — диаметр плунжера ускоренного подвода; d — диаметр каждого из четырех штоков. Замедленное перемещение плиты 3 осуществляется при одновременной подаче жидкости в полости А и Б.

Гидравлические двухступенчатые узлы смыкания можно подразделить на механизмы, в которых кинематические перемещения осуществляются механическими или гидромеханическими устройствами (винт с гайкой, шестерня с рейкой, шарнирно-рычажное устройство), а усилие запираения развивается и поддерживается в процессе работы гидравлическим цилиндром, и механизмы, в которых кинематические перемещения и усилие запираения осуществляются гидроцилиндрами. Величина усилия запираения может регулироваться давлением жидкости, в зависимости от размеров изготавливаемого изделия.

В машинах большой мощности часто используются двухступенчатые механизмы запирания с гидравлическими цилиндрами, осуществляющими кинематические перемещения. Эти механизмы не столь металлоемки, как одноступенчатые гидравлические. Схемы наиболее широко применяемых двухступенчатых механизмов, в которых кинематические перемещения и усилие запирания осуществляются только гидроцилиндрами, приведены на рис. 6.6. В этих устройствах главный гидравлический цилиндр, создающий усилие запирания, располагается либо в подвижной, либо в задней плите (траверсе). Во многих конструкциях главный гидроцилиндр располагается в подвижной плите, так как это сокращает количество плит узла смыкания.

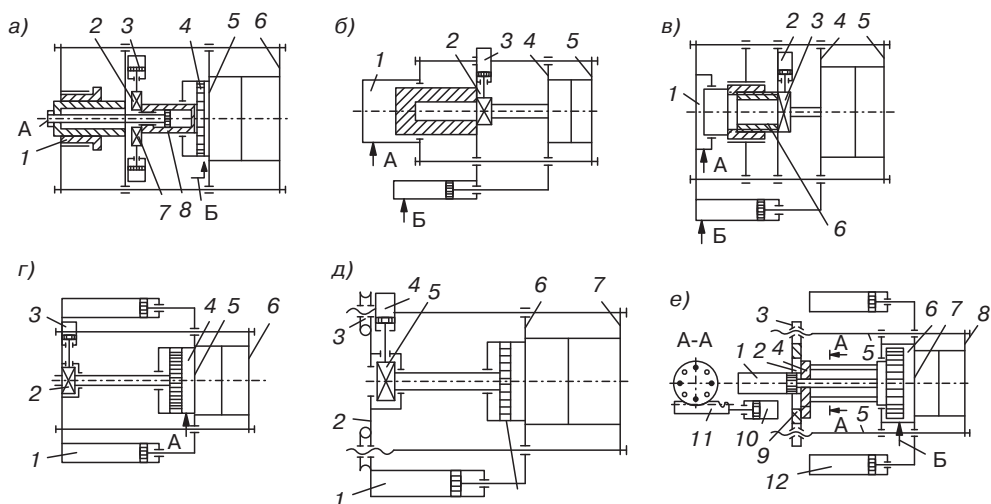


Рис. 6.6. Схемы двухступенчатых гидравлических узлов смыкания форм

В устройстве, схема которого изображена на рис. 6.6, а, ускоренное перемещение подвижной плиты 5 происходит при подаче жидкости в магистраль А гидроцилиндра 8. Далее гидроцилиндры 3 выдвигают упорные планки 2 и 7, а затем жидкость поступает по магистрали Б в главный гидроцилиндр 4, который и создает полное усилие запирания. Выдвижение упорных планок обеспечивает необходимую жесткость конструкции при передаче указанного усилия. Вообще различные конструкции с применением выдвижных планок используются достаточно часто.

Расстояние между плитами 5 и 6 регулируется гайкой 1. Вращение элементов винтовых пар (винта или гайки), используемых как в этой, так и в последующих схемах для регулировки расстояния между плитами на машинах малой мощности, часто предусматривается вручную. На литьевых машинах большой мощности для этих целей предусматриваются специальные приводы.

В конструкции, схема которой приведена на рис. 6.6, б, ускоренное перемещение подвижной плиты 4 происходит при подаче жидкости в магистраль Б. После того как

полуформы сблизились на нужное расстояние, создается давление в гидроцилиндре 3, который перемещает упорную планку 2 в положение, показанное на схеме. При этом создается единая жесткая система для передачи усилия от плунжера главного гидроцилиндра 1 к подвижной плите 4. Затем рабочая жидкость, поступающая под давлением по магистрали А в главный гидроцилиндр, создает необходимое усилие запираания. Расстояние между плитами 4 и 5 регулируется путем изменения объема жидкости в главном гидроцилиндре. Из-за увеличенного объема цилиндра 1 жесткость всего узла запираания получается несколько ниже, чем в предыдущем случае. Устройства такого рода широко использовались на отечественных машинах.

В схеме, изображенной на рис. 6.6, в, ускоренное перемещение подвижной плиты 4 происходит после подачи рабочей жидкости в магистраль Б. Далее гидроцилиндр 2 выдвигает упорную планку 3, а затем жидкость по магистрали А поступает в главный гидроцилиндр 1. В нем создается давление, и плунжер гидроцилиндра через упорную планку передает усилие смыкания на установленную между плитами 4 и 5 форму. Расстояние между плитами 4 и 5 регулируется в этой конструкции вращением винта 6.

Схема конструкции узла смыкания, показанная на рис. 6.6, з, используется на больших литьевых машинах с объемом впрыска 1000 см³ и более. Ускоренное перемещение подвижной плиты осуществляется двумя гидроцилиндрами 1. После этого следует выдвигание упорной планки 2, которое выполняет специально предназначенный для этого цилиндр 3. По окончании движения упорной планки рабочая жидкость под давлением подается в магистраль А главного гидроцилиндра 4, который создает усилие смыкания. Расстояние между плитами 5 и 6 регулируется путем изменения объема жидкости в главном гидроцилиндре 4. Из-за увеличенного объема цилиндра 4 жесткость запираания ниже, чем в предыдущих случаях.

В ряде конструкций используются схемы (рис. 6.6, д и е), в которых ускоренное перемещение подвижной плиты также происходит при помощи специальных цилиндров. Так, после ускоренного перемещения цилиндром 1 подвижной плиты 6 (рис. 6.6, д) гидроцилиндр 4 устанавливает упорную планку 5. Усилие запираания создается главным гидроцилиндром 8. Расстояние между плитами 6 и 7 регулируется путем перемещения задней плиты 2 по колоннам при помощи, например, червячной пары 3 или другого типа механической передачи. В схеме на рис. 6.6, е ускоренное перемещение подвижной плиты 7 осуществляется либо центрально расположенным гидроцилиндром 1, либо в машинах большой мощности цилиндром 1 и двумя гидроцилиндрами 12. Далее при помощи гидроцилиндра 10 и передачи рейка-шестерня 11 диск 4 проворачивается на 45°. Усилие запираания создается главным гидроцилиндром 6 после подачи рабочей жидкости в магистраль Б. Расстояние между плитами 7 и 8 регулируется перемещением задней плиты 9 по колоннам 5 при помощи зубчатой передачи 2 и 3.

Схемы гидравлических двухступенчатых узлов смыкания, в которых для ускоренного перемещения подвижной плиты используется механическое или гидромеханическое устройство, приведены на рис. 6.7.

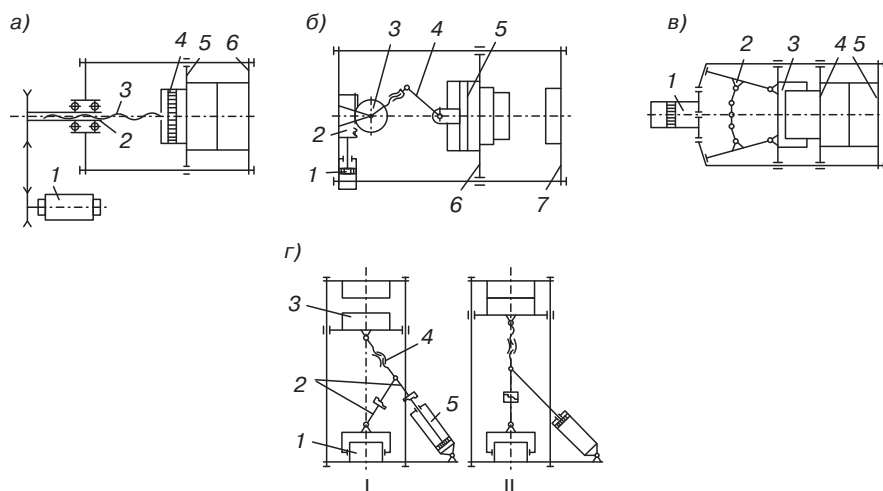


Рис. 6.7. Схемы двухступенчатых гидравлических узлов смыкания форм с механическим или гидромеханическим приводом для кинематических перемещений

Двухступенчатые гидравлические механизмы с механическим или гидромеханическим устройством для кинематических перемещений обладают рядом преимуществ по сравнению с чисто гидравлическими двухступенчатыми:

- время смыкания и раскрытия формы с развитием усилия запираания у них значительно меньше;
- схема привода проще;
- уменьшается мощность привода;
- необходимая производительность насоса заметно меньше.

В узле, схема которого приведена на рис. 6.7, а, ускоренное перемещение подвижной плиты 5 производится с помощью винтовой пары (винта 3 и гайки 2). Вращение гайки 2 обеспечивается электродвигателем 1 через соответствующий привод, например, зубчатую или клиноременную передачу. В так называемых электрических машинах крутящий момент с вала двигателя передается непосредственно на гайку. Усилие запираания развивается после подачи под давлением рабочей жидкости в главный гидроцилиндр 4. Основное преимущество такого устройства — отсутствие необходимости в специальном механизме регулировки расстояния между плитами 5 и 6.

Ускоренное перемещение плиты 6 в узле, схема которого изображена на рис. 6.7, б, производится реечно-шестеренным механизмом. В гидроцилиндре 1 создается давление рабочей жидкости, рейка 2 совершает поступательное движение и поворачивает на определенный угол шестерню 3, на которой закреплен один из рычагов шарнирно-рычажного механизма 4. Усилие запираания создается главным гидроцилиндром 5. Расстояние между плитами 6 и 7 регулируется путем изменения длины звена коленно-рычажного механизма: для этого на рычаге, связанном с шестерней 3, установлена винтовая муфта.

На очередной схеме (рис. 6.7, *в*) представлен узел смыкания, в котором ускоренное перемещение подвижной плиты 4 при создании давления рабочей жидкости в гидроцилиндре 1 осуществляется посредством клинового шарнирно-рычажного механизма 2. Усилие запираания создается главным гидроцилиндром 3. Расстояние между плитами 4 и 5 регулируется путем изменения объема жидкости в гидроцилиндре 3.

В следующем варианте конструкции узла смыкания форм (рис. 6.7, *г*) ускоренное перемещение подвижной плиты 3 производится шарнирно-рычажным механизмом 2, приводимым в действие качающимся гидроцилиндром 5. Усилие запираания создается главным гидроцилиндром 1. Расстояние между подвижной и неподвижной плитами регулируется винтовой муфтой 4. Особенность устройства — конструктивное выполнение звеньев шарнирно-рычажного механизма. В спрямленном состоянии благодаря зубьям на торцах рычагов значительно повышается жесткость стыка в период закрытия формы. Слева (позиция I) показан узел с раскрытой формой, справа (позиция II) — с формой в сомкнутом состоянии.

Гидромеханические устройства запираания широко применяются в машинах для литья под давлением различной мощности. Они обладают следующими достоинствами:

- усилие запираания по сравнению с усилием, развиваемым приводом, относительно велико; это позволяет гидросистеме работать на давлениях значительно меньших, чем в гидравлических устройствах запираания;
- средняя скорость запираания выше, чем у других устройств;
- уменьшение скорости сближения полуформ для безударного запираания не требует дополнительных устройств;
- масса меньше по сравнению с гидравлическими устройствами;
- имеют все положительные свойства гидропривода — бесступенчатое регулирование скорости, плавность движения ведомого звена, простота и удобство управления.

Наиболее распространенные кинематические схемы гидромеханических устройств запираания приведены на рис. 6.8.

На схеме, представленной на рис. 6.8, *а*, подвижная плита 3 перемещается шарнирно-рычажным механизмом 2, приводимым в движение качающимся гидроцилиндром 5. При закрытой форме рычаги 2 располагаются горизонтально. Расстояние между подвижной плитой 3 и неподвижной плитой 4 регулируется перемещением плиты 1 вдоль колонн путем регулирования положения гаек 6, приводимых во вращение электроприводом. Подобные узлы применяются на машинах с усилием до 3000 кН.

Схема узла смыкания, устанавливаемого на машинах с усилием до 500 кН, показана на рис. 6.8, *б*. Подвижная плита 3 перемещается шарнирно-рычажным механизмом 2, приводимым в движение качающимся гидроцилиндром 5. Гидроцилиндр удерживается рычагами 6 и в процессе работы перемещается по вертикали. Расстояние между плитами 3 и 4 регулируется перемещением плиты 1 вдоль колонн гайками-шестернями 7.

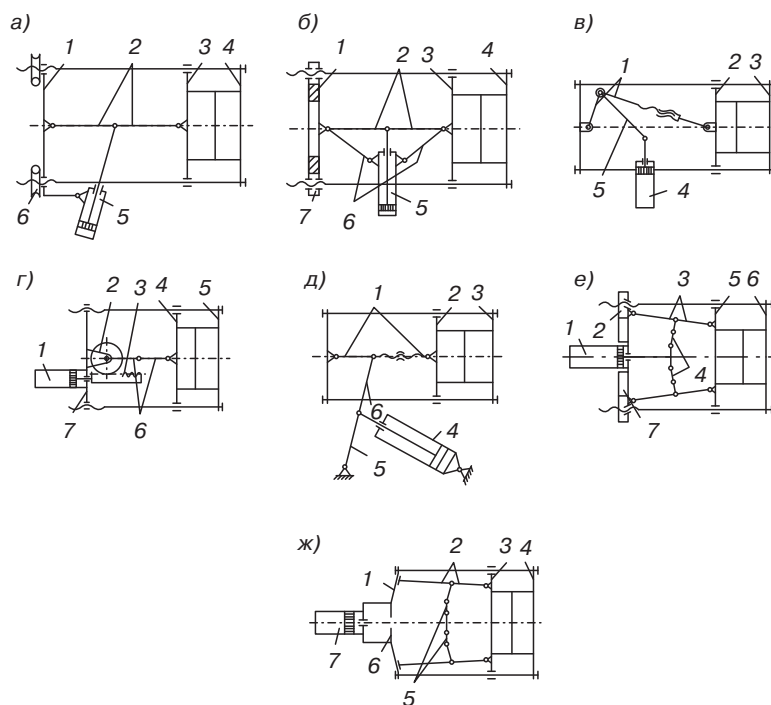


Рис. 6.8. Схемы гидромеханических узлов смыкания форм

Следующая схема (рис. 6.8, в) рекомендуется для машин с усилием запираения до 1000 кН. В ней используется механизм с неподвижным гидроцилиндром. Подвижная плита 2 перемещается при работе шарнирно-рычажного механизма 1, приводимого в движение гидроцилиндром 4. Промежуточное звено 5 связывает шток гидроцилиндра 4 с шарнирно-рычажным механизмом. Расстояние между плитами 2 и 3 регулируется винтовой муфтой, установленной на одном из рычагов механизма 1.

Конструкция узла смыкания, изображенная на рис. 6.8, г, имеет в кинематической цепи пару рейка-шестерня. Плита 4 перемещается гидроцилиндром 1, шток которого сообщает поступательное движение рейке 3, находящейся в зацеплении с шестерней 2. Поворачиваясь на определенный угол, последняя приводит в действие шарнирно-рычажный механизм 6. Расстояние между плитами 4 и 5 регулируется перемещением плиты 7 вдоль колонн за счет изменения положения гаек. Конструкция используется на легких машинах с усилием до 300 кН.

Последующие три схемы рекомендуются для литьевых машин с усилием смыкания форм 1000, 1500 кН и более.

В первой из этих конструкций (рис. 6.8, д) плита 2 перемещается гидроцилиндром 4, шток которого при движении проворачивает шатуны 5, 6 и связанный с ними рычажный механизм 1. Расстояние между плитами 2 и 3 регулируется винтовой муфтой, установленной на одном из рычагов механизма 1. Вторая конструкция снабжена

(рис. 6.8, *е*) механизмом с параллельным соединением двух шарнирно-рычажных устройств. Подвижная плита 5 перемещается от центрально расположенного гидроцилиндра 1, шток которого проворачивает шатуны 4, связанные с шарнирно-рычажными механизмами 3. Расстояние между плитами 5 и 6 регулируется перемещением плиты 7 вдоль колонн гайками-шестернями 2. Третья конструкция (рис. 6.8, *ж*) представляет собой комбинацию параллельно соединенных двух шарнирно-рычажных и клиновых механизмов. Подвижная плита 3 перемещается центрально расположенным гидроцилиндром 7, шток которого проворачивает шатуны 5, связанные с шарнирно-рычажными механизмами 2. При запирании формы между подвижной плитой 3 и неподвижной плитой 4 рычаги 2 образуют прямую линию, устанавливаясь в распор благодаря клиньям 1 и пятам, установленным на плите 6.

В механических устройствах запирания используются коленно-рычажные механизмы, применяемые в гидромеханических системах. Кинематические схемы механических устройств изображены на рис. 6.9.

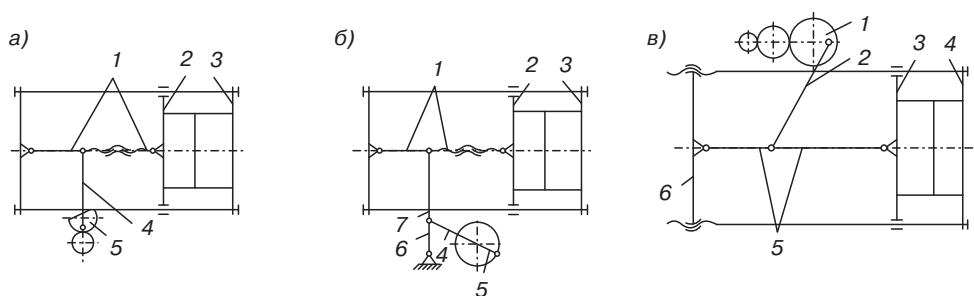


Рис. 6.9. Схемы механических узлов смыкания форм

На схеме (рис. 6.9, *а*) подвижная плита 2 перемещается шарнирно-рычажным механизмом, приводимым в движение с помощью поворотного сектора 5 и шатуна 4. Расстояние между плитами 2 и 3 регулируется винтовой муфтой, установленной на рычажной системе 1. Привод поворота сектора может происходить напрямую от электродвигателя (в электрических машинах) или от электродвигателя, например, через цилиндрический редуктор.

Схема с применением спаренного шарнирно-рычажного механизма приведена на рис. 6.9, *б*. Плита 2 перемещается шарнирно-рычажным механизмом 1, приводимым в движение кривошипом 5, шатуном 4, рычагами 6 и 7. Расстояние между плитами 2 и 3 регулируется винтовой муфтой, смонтированной на рычажном механизме 1.

Электрический или электромеханический привод 1 в схеме, приведенной на рис. 6.9, *в*, расположен сверху. Подвижная плита 3 перемещается шарнирно-рычажным механизмом 5, приводимым в движение шатуном 2. Расстояние между плитами 3 и 4 регулируется перемещением плиты 6 вдоль колонн.

Нужно иметь в виду, что приведенные выше схемы работы узлов смыкания форм различной конструкции далеко не исчерпывают все многообразие этих механизмов, используемых производителями литьевых машин во всем мире. Однако

перечисленные схемы дают представление о наиболее распространенных в промышленности переработки пластмасс вариантах.

Анализ машин, выпускаемых различными фирмами, показывает, что гидравлические устройства запирания прямого действия применяются в машинах различной мощности.

В машинах большой мощности преобладает применение гидравлических двухступенчатых устройств запирания, в машинах же средней мощности применение двухступенчатых гидравлических устройств не превышает 10–15%. В машинах малой и средней мощностей преобладают гидромеханические и механические устройства смыкания.

6.3.2. Основные параметры узлов смыкания

Усилие запирания $F_{\text{зап}}$, которое должно создаваться узлами запирания, может быть определено из уравнения

$$F_{\text{зап}} = k p_{\text{ср}} A_{\text{и}}, \quad (6.31)$$

где $k = 1,2\text{--}1,3$ — коэффициент запаса усилия запирания; $p_{\text{ср}}$ — максимальное среднее давление в полости формы, которое намереваются реализовывать на разрабатываемой машине; $A_{\text{и}}$ — максимальная площадь проекции отливки, которую планируют получать на разрабатываемой машине, на плоскость разъема формы (максимальная площадь литья).

Понятие максимальное среднее давление связано с тем, что давление в литьевых формах распределяется не равномерно на различных участках отливки. Характер распределения зависит от целого ряда технологических факторов. Поэтому в расчетах используется величина среднего давления.

Время раскрытия и закрытия формы в значительной степени влияет на производительность машины.

Наиболее быстроходные устройства запирания — гидромеханические. В них время раскрытия или закрытия формы зависит только от скорости перемещения поршня гидроцилиндра, то есть от производительности насоса, подающего рабочую жидкость.

Время раскрытия и закрытия формы t в гидравлических механизмах запирания прямого действия складывается из времени ускоренного перемещения подвижной плиты

$$t_{\text{уп}} = \pi d^2 L / 4 \eta Q, \quad (6.32)$$

времени замедленного перемещения подвижной плиты

$$t_{\text{зп}} = \pi d^2 l / 4 \eta Q, \quad (6.33)$$

времени ускоренного раскрытия формы

$$t_{\text{уп}} = \pi D_1^2 L_1 / 4 \eta Q, \quad (6.34)$$

времени замедленного перемещения формы при выталкивании изделий из форм

$$t_{\text{зв}} = \pi D_1^2 l_1 / 4 \eta Q_1 \quad (6.35)$$

и времени подъема давления в главном гидроцилиндре механизма запираания

$$t_p = V/Q. \quad (6.36)$$

В формулах (6.32) – (6.36) Q – количество жидкости, поступающей в гидроцилиндр за единицу времени (производительность насоса); d – диаметр плунжера ускоренного подвода; D – диаметр поршня главного цилиндра; η – объемный коэффициент полезного действия насоса; L – ускоренно пройденный путь подвижной плиты; l – замедленно пройденный путь подвижной плиты; D_1 – диаметр плунжера, раскрывающего форму; L_1 – ускоренно пройденный путь при раскрытии формы; Q_1 – количество жидкости, поступающей в гидроцилиндр за единицу времени при раскрытии формы; l_1 – путь замедленного раскрытия; V – объем жидкости для компенсации упругой деформации элементов механизма запираания и сжатия жидкости в гидросистеме.

В двухступенчатых гидравлических механизмах запираания, в которых кинематические перемещения осуществляются гидроцилиндром, к сумме перечисленных выше отрезков времени надо добавить время ввода и вывода упорных планок.

Размеры плит определяются выбранной максимальной площадью литья $A_{\text{л}}$:

$$A_{\text{пл}} \approx 2A_{\text{л}}, \quad (6.37)$$

где $A_{\text{пл}}$ – площадь рабочей поверхности плиты литьевой машины.

Ход подвижной плиты S для каждого типоразмера машины, также как и максимальная площадь литья, определяется ассортиментом изделий и зависит от наибольшей высоты изделий $h_{\text{н}}$, входящих в выбранный ассортимент:

$$S = k_2 h_{\text{н}} / k_1, \quad (6.38)$$

где k_1 – коэффициент для глубоких изделий $k_1 = 0,4-0,5$; k_2 – коэффициент, зависящий от объема отливки (табл. 6.1).

Таблица 6.1. Зависимость коэффициента k_2 от объема отливки

| Объем отливки, см ³ | 8 | 16 | 32 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 |
|--------------------------------|-----|------|------|------|-----|------|------|------|
| k_2 | 0,8 | 0,82 | 0,82 | 0,84 | 0,9 | 0,93 | 0,93 | 1,15 |

Наибольшее расстояние между плитами L_{max} также зависит от наибольшей высоты изделий, которые можно будет изготовить на конструируемой машине, и связано с ходом подвижной плиты:

$$L_{\text{max}} = S + h_{\text{ф}}, \quad (6.39)$$

где $h_{\text{ф}} = h_{\text{н}} / k_1$ – наибольшая высота формы.

Регулировка расстояния между плитами h_p также зависит от наибольшей высоты изделия

$$h_p = (0,3-0,5) h_n / k_1 \quad (6.40)$$

Усилие раскрытия формы зависит от степени шероховатости формующей полости формы и остаточных давлений. Исходя из практического опыта, рекомендованное усилие раскрытия формы — не менее 10% усилия запираения, а усилие выталкивания — 1,5–2,0% усилия запираения.

Продольная жесткость узла запираения форм определяется силой, вызывающей единицу продольной деформации. Пониженная продольная жесткость устройства приводит к значительному снижению долговечности и надежности машины, а также влияет на снижение качества изделий.

Продольная жесткость устройства определяется как

$$C = F_{\text{зап}} / \Sigma \Delta f, \quad (6.41)$$

где $\Sigma \Delta f$ — величина суммарной продольной деформации.

Для устройств кинематического запираения $\Sigma \Delta f$ определяется суммарной упругой деформацией звеньев, испытывающих сжатие и растяжение. К звеньям, испытывающим сжатие, относятся рычаги, подвижная и неподвижные плиты и форма. К звеньям, испытывающим упругое растяжение, относятся колонны.

Если принять, что модуль упругости первого рода E равен для материалов колонн, плит, рычагов и формы, то величина суммарной продольной деформации может быть рассчитана по формуле

$$\Sigma \Delta f = \frac{F_{\text{зап}}}{E} \left(\frac{l_k}{A_k} + \frac{l_{p1}}{A_{p1}} + \frac{l_{p2}}{A_{p2}} + \frac{\Sigma l_n}{A_n} + \frac{l_\phi}{A_\phi} \right), \quad (6.42)$$

где $A_k, A_{p1}, A_{p2}, A_\phi$ и A_n — площади поперечного сечения соответственно колонн, рычага длиной l_{p1} , рычага длиной l_{p2} , литевой формы и плиты, занятой формой; l_k, l_{p1} и l_{p2} — длина соответственно колонны и рычагов; l_n и l_ϕ — толщина соответственно плит и литевой формы.

Деформация плит и литевой формы в расчетах учитывается коэффициентом ϕ , определенным опытным путем. Значение коэффициента ϕ принимается в интервале 1,1–1,25. Площади поперечного сечения рычага длиной l_{p1} , рычага длиной l_{p2} обычно равны между собой ($A_p = A_{p1} = A_{p2}$). Тогда уравнение (6.42) принимает вид

$$\Sigma \Delta f = \phi \frac{F_{\text{зап}}}{E} \left(\frac{l_k}{A_k} + \frac{l_{p1} + l_{p2}}{A_p} \right). \quad (6.43)$$

Площадь поперечного сечения рычагов стараются выбрать так, чтобы их суммарная деформация была равна деформации колонн:

$$\frac{F_{\text{зап}} l_{\text{к}}}{EA_{\text{к}}} = \frac{F_{\text{зап}} (l_{\text{p1}} + l_{\text{p2}})}{EA_{\text{p}}} \quad (6.44)$$

или

$$l_{\text{к}}/A_{\text{к}} = (l_{\text{p1}} + l_{\text{p2}})A_{\text{п}} \quad (6.45)$$

В связи со сжимаемостью рабочей жидкости в гидроцилиндре запирания гидравлические устройства обладают значительно меньшей продольной жесткостью по сравнению с кинематическими устройствами запирания. С ростом объема масла в гидроцилиндре запирания продольная жесткость падает.

6.3.3. Анализ конструкций узлов смыкания

Проектированию узлов запирания форм должен предшествовать тщательный анализ их работоспособности. Методы проведения подобного анализа для самых различных механизмов смыкания гидромеханического типа были предложены Гурвичем, Ильяшенко и Мочманом. Исходными данными для проведения анализа являются параметры машины, определяемые в зависимости от требований к будущему ассортименту изделий. К указанным параметрам относятся: максимальное усилие запирания формы $F_{\text{зап}}$; ход подвижной плиты S ; наибольшее расстояние между подвижной и неподвижной плитами L_{max} ; величина регулировки расстояния между подвижной и неподвижной плитами; расстояние между колоннами в свету по горизонтали a_1 и вертикали a_2 (рис. 6.10); время одного закрытия и раскрытия формы t .

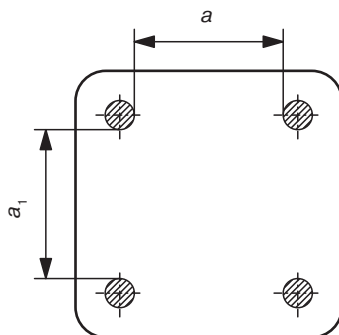


Рис. 6.10. Схема плиты литейной машины

При анализе всех схем принято допущение о том, что подвижная плита перемещается либо по двум верхним, либо по двум нижним колоннам, что может быть реальным при определенном сочетании полей допусков колонн и направляющих втулок подвижной плиты.

Проанализируем *шестизвенный механизм запирания с качающимся гидроцилиндром* (рис. 6.11).

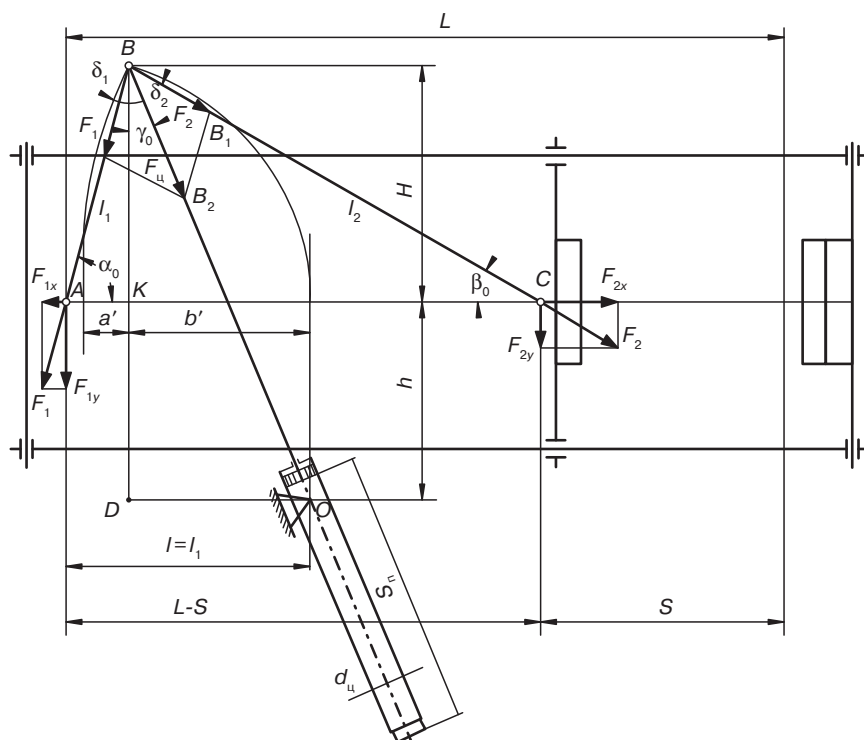


Рис. 6.11. Схема шестизвенного механизма запира с качающимся гидроцилиндром

Во избежание столкновения шарнира B с крышкой цилиндра в таких механизмах расстояние l до оси O качания гидроцилиндра должно быть равно длине кривошипа l_1 , а отношение h/S должно быть равным 0,8. Кроме того, условиями существования подобных механизмов являются

$$\left. \begin{aligned} \alpha_0 + \beta_0 &< 180^\circ \\ \alpha_0 - \beta_0 &< 90^\circ \\ \alpha_0 - \gamma_0 &< 90^\circ \\ \beta_0 + \gamma_0 &< 90^\circ \end{aligned} \right\} \quad (6.46)$$

Вначале необходимо сформулировать условие столкновения подвижной плиты из исходного положения. При этом следует учитывать, что на практике может быть реализован один из двух вариантов расположения шарнира C на подвижной плите. Этот шарнир может быть расположен как в пределах (рис. 6.12), так и вне длины направляющей втулки (рис. 6.13).

При движении плиты из исходного положения в зависимости от изменения величины углов, веса подвижной плиты с полуформой, ее конструктивных особенностей по пути передвижения могут возникать различные варианты сочетаний кромочных реакций.

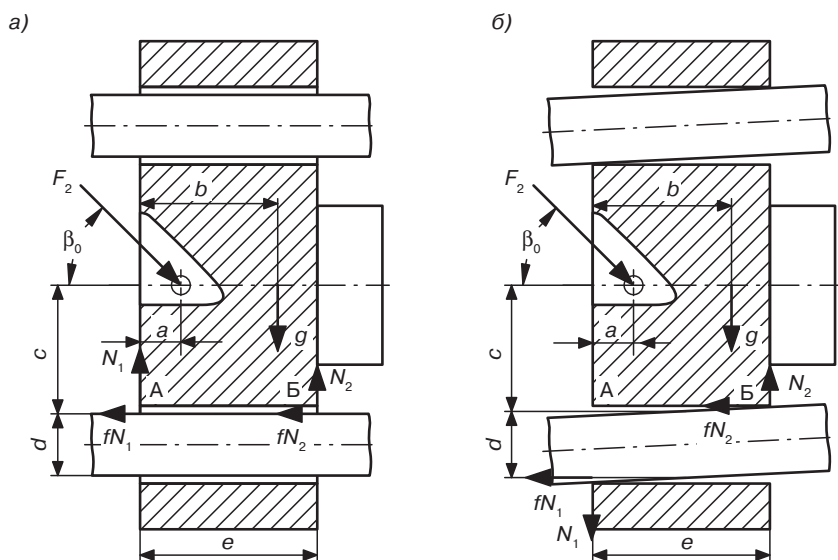


Рис. 6.12. Схемы перемещения подвижной плиты с расположением шарнира в пределах направляющих втулок

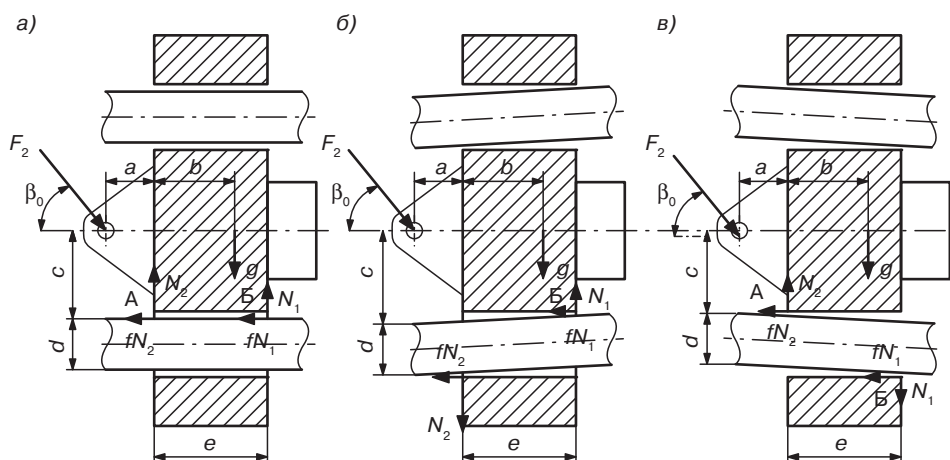


Рис. 6.13. Схемы перемещения подвижной плиты с расположением шарнира вне пределов направляющих втулок

При расположении шарнира в пределах направляющей втулки возможен вариант, когда реакции краевых усилий N_1 и N_2 направлены в одну сторону вертикально вверх (рис. 6.12, а), или вариант, при котором реакции краевых усилий N_1 и N_2 направлены в разные стороны и образуют момент левого вращения (рис. 6.12, б).

При расположении шарнира вне длины направляющей втулки возможно три варианта. В первом варианте реакции краевых усилий N_1 и N_2 направлены в одну

сторону вертикально вверх (рис. 6.13, *а*). Во втором варианте реакции кромочных усилий N_1 и N_2 направлены в разные стороны и образуют момент левого вращения (рис. 6.13, *б*). И наконец, в третьем варианте реакции кромочных усилий N_1 и N_2 направлены в разные стороны и образуют момент правого вращения (рис. 6.13, *в*).

Закон изменения усилия, необходимого для передвижения плиты, зависит от сопротивления, возникающего вследствие действия тех или иных кромочных реакций. Причем по ходу движения на отдельных участках либо могут возникать различные варианты кромочных реакций, либо вариант кромочных реакций может оставаться неизменным.

Условие равновесия или условие перемещения подвижной плиты можно выразить следующим образом (см. рис. 6.11):

$$F_{2x} = F_2 \cos \beta_0 = f(|N_1| + |N_2|), \quad (6.47)$$

где f — коэффициент трения между кромками направляющих втулок и колоннами; $|N_1|$ и $|N_2|$ — абсолютные значения величин кромочных реакций.

Значения величин кромочных реакций $|N_1|$ и $|N_2|$ определяются из уравнения моментов всех сил, действующих на подвижную плиту относительно одной из точек приложения кромочных реакций. Вначале рассмотрим конструкцию подвижной плиты, у которой шарнир расположен в пределах длины втулки. В этом случае уравнения моментов сил относительно точек *А* и *Б* будут иметь вид:

$$F_2 \cos \beta_0 c + F_2 \sin \beta_0 a + gb - N_2 e = 0; \quad (6.48)$$

$$F_2 \cos \beta_0 c + N_1 e - F_2 \sin \beta_0 (e - a) - g(e - b) = 0, \quad (6.49)$$

где g — вес подвижной плиты с установленной на ней полуформой.

Введем обозначения $k_a = a/e$; $k_b = b/e$; $k_c = c/e$ и решим уравнения (6.48) и (6.49) относительно N_1 и N_2 :

$$N_1 = (1 - k_a)F_2 \sin \beta_0 - k_c F_2 \cos \beta_0 + g(1 - k_b); \quad (6.50)$$

$$N_2 = k_c F_2 \cos \beta_0 + k_a F_2 \sin \beta_0 + k_b g. \quad (6.51)$$

Подставим (6.50) и (6.51) в (6.47) и получим

$$\frac{F_2}{g} = \frac{1}{\frac{1}{f} \cos \beta_0 - \sin \beta_0}. \quad (6.52)$$

Зависимость (6.52) справедлива не только для исходного, а и для любого положения подвижной плиты. Из нее же может быть определено условие заклинивания плиты на колоннах, которое происходит в случае, когда $F_2 \rightarrow \infty$. Тогда

$$1/f \cos \beta_0 - \sin \beta_0 = 0 \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \beta_0 = 1/f. \quad (6.53)$$

Угол β_0 называют углом заклинивания.

Рассмотрим условия перехода от варианта, когда реакции кромочных усилий N_1 и N_2 направлены в одну сторону вертикально вверх (рис. 6.12, *а*), к варианту, при котором реакции кромочных усилий N_1 и N_2 направлены в разные стороны и образуют момент левого вращения (рис. 6.12, *б*). На границе этого перехода величина реакции $N_1 = 0$ и уравнение (6.47) принимает вид

$$F_2 \cos \beta_0 = f N_2. \quad (6.54)$$

Подставив значение $N_1 = 0$ в уравнение (6.50) получаем

$$\frac{F_2}{g} = \frac{1 - k_b}{k_c \cos \beta_0 - (1 - k_a) \sin \beta_0}. \quad (6.55)$$

Если в уравнение (6.54) подставить значение кромочной реакции N_2 из уравнения (6.51), то после преобразований получим

$$\frac{F_2}{g} = \frac{-k_b}{k_a \sin \beta_0 - \left(\frac{1}{f} - k_c \right) \cos \beta_0}. \quad (6.56)$$

Приравняв правые части уравнений (6.55) и (6.56) и сделав ряд преобразований, определим угол, соответствующий переходу первого варианта кромочных реакций во второй и наоборот

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{k_c - \frac{1}{f}(1 - k_b)}{k_b - k_a}. \quad (6.57)$$

Уравнение (6.57) показывает, что условия перехода от одного варианту кромочных реакций ко второму зависят лишь от коэффициента трения между направляющими втулками и колоннами и от конструктивных соотношений подвижной плиты.

При аналогичном анализе условий перемещения подвижной плиты с расположением шарнира вне пределов направляющих втулок (см. рис. 6.13) можно показать, что условие заклинивания для варианта, показанного на рис. 6.13, *а*, соответствует уравнению (6.53), а для вариантов, показанных на рис. 6.13, *б* и 6.13, *в*, выглядит как

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{\frac{1}{f} + (2k_c + k_a)}{2k_a + (fk_d + 1)}, \quad (6.58)$$

где $k_d = d/e$.

Угол, соответствующий переходу варианта кромочных реакций, изображенного на рис. 6.13, *а*, к варианту, изображенному на рис. 6.13, *б*, и наоборот может быть

рассчитан по формуле (6.57). Переход от варианта, приведенного на рис. 6.13, б, к варианту, приведенному на рис. 6.13, в, невозможен ввиду непрерывности функций изменения реакций N_1 и N_2 . Угол, соответствующий переходу от варианта, показанного на рис. 6.13, а, к варианту, показанному на рис. 6.13, в, и наоборот определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{k_c + \frac{1}{f} k_b}{k_b + k_a}. \quad (6.59)$$

Габариты механизма смыкания зависят от величины исходного угла α_0 (см. рис. 6.11), а ход подвижной плиты

$$S = a' + b' = \text{const}, \quad (6.60)$$

где $a' = l_2(1 - \cos \beta_0)$ — разность между длиной звена l_2 и его проекцией на горизонтальную ось в исходном положении подвижной плиты; $b' = l_1(1 - \cos \alpha_0)$ — разность между длиной звена l_1 и его проекцией на горизонтальную ось в исходном положении подвижной плиты.

При заданном по уравнению (6.38) ходе подвижной плиты S и выбранной длине звена l_2 и угле β_0 следует, что

$$b' = 1 - \cos \alpha_0 = \text{const}. \quad (6.61)$$

Из уравнения (6.61) видно, что с увеличением угла α_0 сокращается как длина звена l_1 , так и длина всего механизма. Сокращает размеры механизма и увеличение угла β_0 . Величину угла α_0 рекомендуется принимать в пределах от 75° до 85° .

Угол β_0 выбирается из условия плавного перемещения подвижной плиты на протяжении всего хода без ударов и рывков. Это условие соблюдается, если на протяжении всего хода один вариант кромочных реакций не переходит в другой. Граничный угол таких переходов определяется по уравнениям (6.57) или (6.59).

Шарнир A неподвижной плиты нагружается силой F_1 , горизонтальная составляющая которой $F_{1X} = F_1 \cos \alpha_0$ дополнительно нагружает плиту и растягивает колонны. Вертикальная составляющая $F_{1Y} = F_1 \sin \alpha_0$ вызывает изгиб колонн.

Базовое расстояние $L = l_1 + l_2$ может быть определено из треугольника ABC (рис. 6.11):

$$\frac{l_1}{\sin \beta_0} = \frac{L - S}{\sin(\delta_1 + \delta_2)}; \quad (6.62)$$

$$\frac{l_2}{\sin \alpha_0} = \frac{L - S}{\sin(\delta_1 + \delta_2)}. \quad (6.63)$$

Заменяв $\sin(\delta_1 + \delta_2)$ на $\sin(\alpha_0 + \beta_0)$ и выразив уравнения (6.62) и (6.63) через l_1 и l_2 , определяем базовое расстояние

$$L = \frac{(L-S) \sin \beta_0}{\sin(\alpha_0 + \beta_0)} + \frac{(L-S) \sin \alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \beta_0)}. \quad (6.64)$$

После преобразования получаем

$$\frac{S}{L} = 1 - \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0)}{\sin \alpha_0 + \sin \beta_0}. \quad (6.65)$$

Введем обозначение:

$$\frac{1}{k_0} = 1 - \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0)}{\sin \alpha_0 + \sin \beta_0}, \quad (6.66)$$

тогда

$$L = k_0 S. \quad (6.67)$$

В зависимости от величины выбранных углов α_0 и β_0 значение k_0 может быть выбрано по графику, представленному на рис. 6.14.

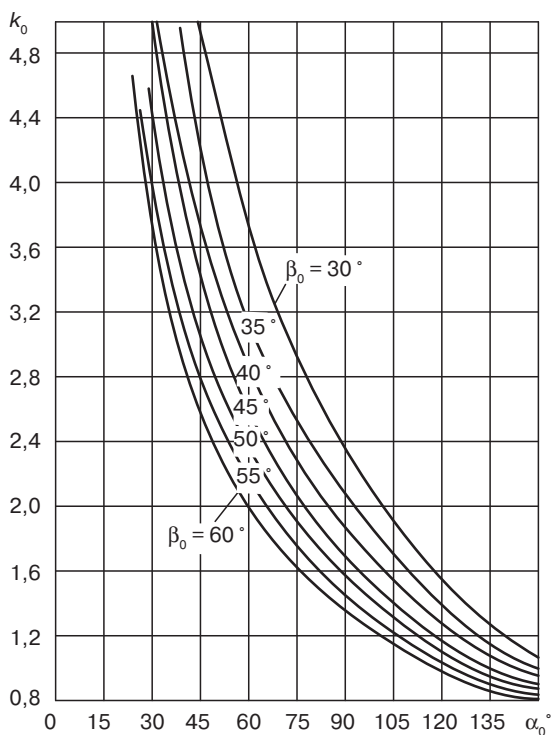


Рис. 6.14. Графики для определения значения k_0

Длину звеньев l_1 и l_2 можно определить из треугольника ABC (рис. 6.11):

$$l_1/\sin \beta_0 = l_2/\sin \alpha_0 = (L - l_1)/\sin \alpha_0. \quad (6.68)$$

Таким образом, длина звена l_1 связана с базовым расстоянием L следующим соотношением:

$$l_1 = \frac{\sin \beta_0}{\sin \alpha_0 + \sin \beta_0} L, \quad (6.69)$$

а с ходом подвижной плиты S соотношением

$$l_1 = \frac{\sin \beta_0}{\sin \alpha_0 + \sin \beta_0 - \sin (\alpha_0 + \beta_0)} S. \quad (6.70)$$

Длина звена l_2 определяется по формуле

$$l_2 = \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_0 + \sin \beta_0 - \sin (\alpha_0 - \beta_0)} S. \quad (6.71)$$

Длины звеньев l_1 и l_2 можно также определять по графикам, приведенным на рис. 6.15.

При анализе механизма определяются усилия, действующие в его звеньях в момент страгивания, по ходу перемещения и в момент запираания формы. При определении усилий во время страгивания и перемещения трением в шарнирах можно пренебречь.

С целью определения силы, действующей на подвижную плиту в момент сталкивания, строятся графические зависимости $F_2/g = \varphi(\beta_0)$. Эти зависимости строятся при заранее выбранном угле α_0 .

График зависимости $F_2/g = \varphi(\beta_0)$ на рис. 6.16 построен для случая, когда шарнир расположен в пределах длины направляющей втулки (см. рис. 6.11). Значение угла α_0 принято 75° . Точка 1 — точка заклинивания $\beta_0 = \arctg(1/f)$. Участок от точки 2 до точки 3 на кривой соответствует варианту расположения кромочных реакций в соответствии с рис. 6.12, а, описываемому уравнением (6.52). Точка 3 показывает угол, при котором происходит переход от варианта расположения кромочных реакций в соответствии с рис. 6.12, а к варианту, изображенному на рис. 6.12, б. Участок от точки 3 до точки 4 на кривой соответствует варианту расположения кромочных реакций в соответствии с рис. 6.12, б, описываемому уравнением

$$\frac{F_2}{g} = \frac{2k_b - (fk_d + 1)}{\left[\frac{1}{f} - (2k_c + k_d) \right] \cos \beta_0 - [2k_a - (fk_a + 1) \sin \beta_0]}. \quad (6.72)$$

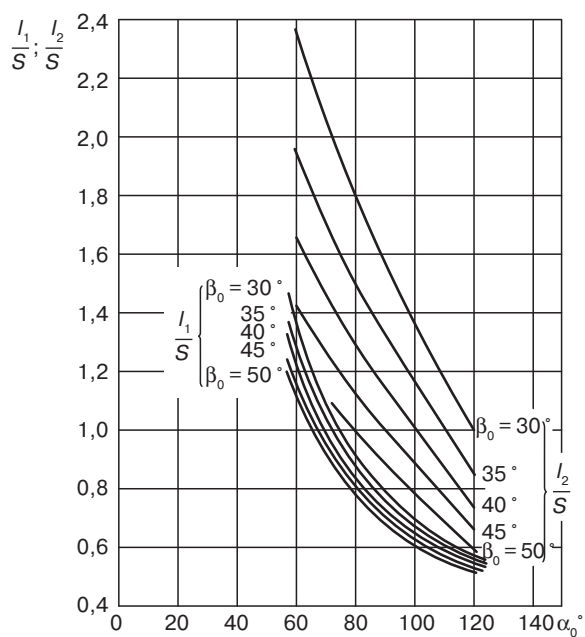


Рис. 6.15. Графики для определения длины звеньев шестизвенного механизма запира с качающимся гидроцилиндром

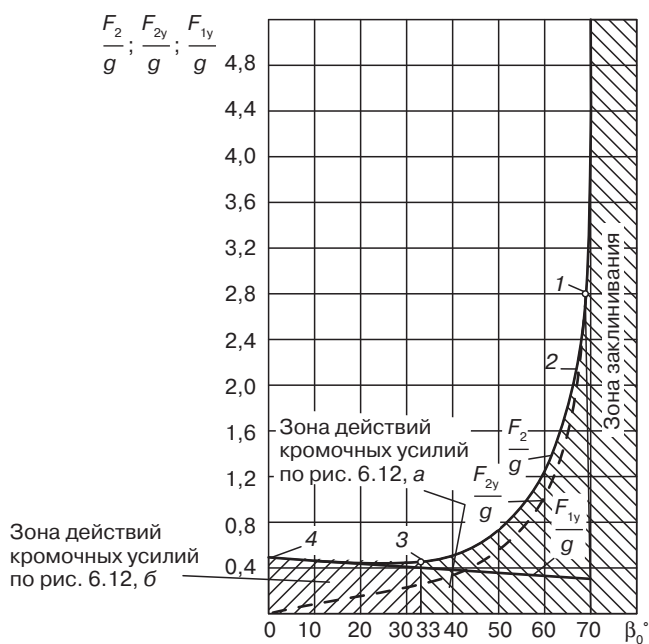


Рис. 6.16. Графики для определения угла заклинивания β_0

На рис. 6.16 приведены также графики зависимостей $F_{2y}/g = \varphi(\beta_0)$ и $F_{1y}/g = \varphi(\beta_0)$.

Для плит, выполненных из стального проката, вес рекомендуется определять как $g = 1,5\rho gV$, где V — объем подвижной плиты без учета сверлений, расточек, канавок и т. п.; g — ускорение свободного падения, ρ — плотность стали ($7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$).

Зависимость между теоретическим усилием гидроцилиндра в момент страгивания подвижной плиты из исходного положения и углом β_0 описывается уравнением

$$F_{\text{ц}} = F_2 \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0)}{\cos(\alpha_0 - \gamma_0)}. \quad (6.73)$$

Угол γ_0 определяется из треугольника BDO (см. рис. 6.11):

$$\text{tg}\gamma_0 = l_1(1 - \cos\alpha_0)/(h + l_1\sin\alpha_0). \quad (6.74)$$

На рис. 6.17 приведена зависимость $F_{\text{ц}}/F_2 = \varphi(\alpha_0)$ для различных углов β_0 в интервале от 30° до 55° , из которой видно, что при заданном угле α_0 с увеличением исходного угла β_0 усилие гидроцилиндра при страгивании возрастает.

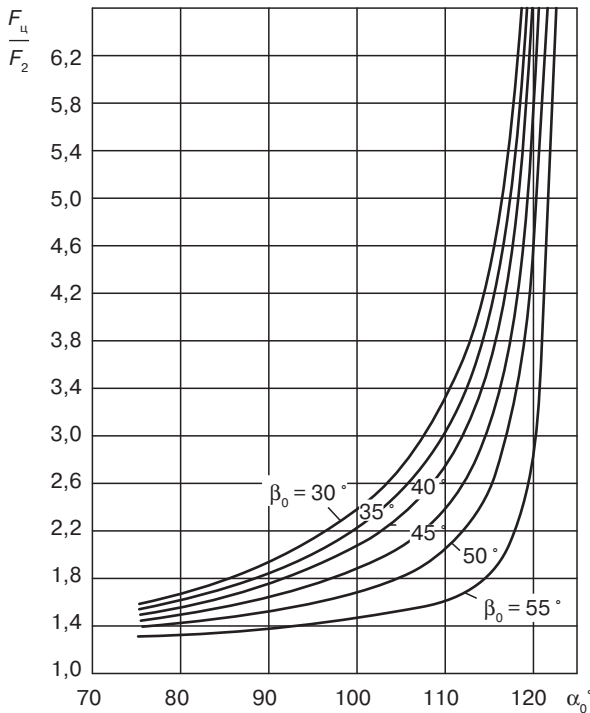


Рис. 6.17. Зависимость $F_{\text{ц}}/F_2 = \varphi(\alpha_0)$ для различных углов β_0

В реальных механизмах всегда возможны те или иные погрешности при изготовлении деталей и их сборке, при эксплуатации механизмов может наблю-

даться недостаток или отсутствие смазки, поэтому рекомендуется, чтобы номинальное усилие на штоке гидроцилиндра превосходило теоретическое примерно в три раза.

Величину усилия F_1 можно найти из уравнения

$$F_1 = F_2 \frac{\cos(\beta_0 + \gamma_0)}{\cos(\alpha_0 - \gamma_0)}. \quad (6.75)$$

На рис. 6.18 приведена зависимость $F_1/F_2 = \varphi(\alpha_0)$ для различных углов β_0 , из которого видно, что при значениях угла α_0 более 100° резко возрастает отношение усилий F_1 и F_2 , а при постоянном значении угла α_0 отношение усилий F_1 и F_2 увеличивается с уменьшением угла β_0 .

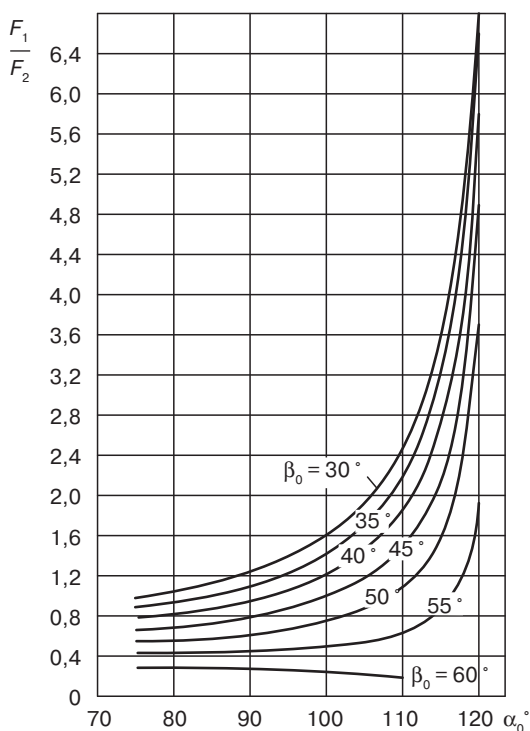


Рис. 6.18. Зависимость $F_1/F_2 = \varphi(\alpha_0)$ для различных углов β_0

Процесс запираания формы начинается с соприкосновения полуформ и продолжается до полного спрямления рычагов. В промежуточных положениях между страгиванием с места подвижной плиты до момента соприкосновения полуформ на колонны механизма со стороны рычажной системы действует осевая растягивающая сила Q_i и поперечные силы, вызывающие изгиб F_{1Y_i} и F_{2Y_i} (рис. 6.19, а).

Из треугольника AA_1A_2 видно, что $F_{1Yi} = Q_i \operatorname{tg} \alpha_i$, а $F_{2Yi} = Q_i \operatorname{tg} \beta_i$. Сила F_i , приложенная к шарниру B , равна

$$F_i = Q_i (\operatorname{tg} \alpha_i + \operatorname{tg} \beta_i). \quad (6.76)$$

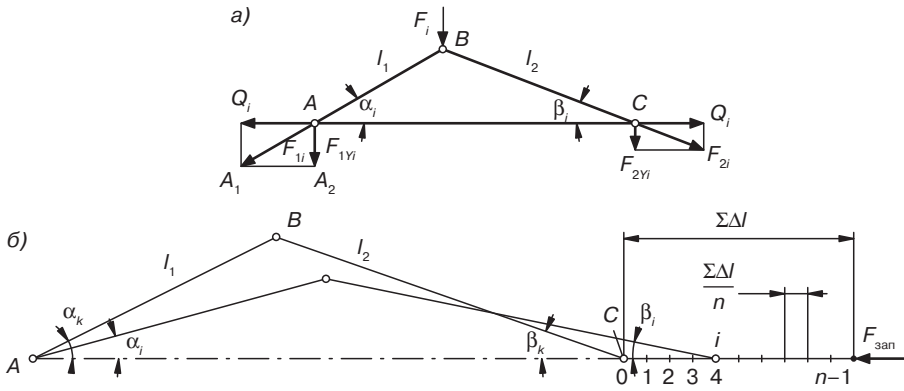


Рис. 6.19. Схемы для расчета поперечной силы (а) и продольной деформации (б)

Наибольшее значение поперечной силы F_i составляет теоретическое усилие гидроцилиндра, необходимое для запираения. Из формулы (6.76) следует, что в первоначальный момент соприкосновения полуформ $F_i = 0$, так как отсутствует деформация в звеньях механизма. При спрямленных рычагах механизма сумма тангенсов углов α_i и β_i равна нулю; при этом усилие F_i также равно нулю. Теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, в зависимости от углов α_i и β_i представляет собой непрерывную функцию с нулевыми значениями в крайних точках и наибольшим значением в промежуточном положении. Поэтому, когда сумма $\operatorname{tg} \alpha_i + \operatorname{tg} \beta_i$ равна нулю, усилие Q_i стремится к бесконечности. Это справедливо для абсолютно жесткого механизма.

Благодаря упругой податливости механизма осевое усилие всегда ограничено, и его величина находится в прямой зависимости от величины суммарной продольной деформации звеньев, которая может быть ориентировочно рассчитана по эмпирической формуле

$$\Delta \Sigma l = 0,001 F_{\text{зап}}, \quad (6.77)$$

где $F_{\text{зап}}$ — усилие запираения формы.

Определение наибольшего значения усилия, развиваемого гидроцилиндром, сводится к нахождению экстремального значения функции в уравнении (6.76).

Механизм (рис. 6.19, б) в положении, показанном сплошной линией, соответствует начальному моменту запираения, когда система не напряжена. Углы α_k и β_k соответствуют моменту касания плоскостей полуформ.

Величину $\Delta \Sigma l$ делим на n частей (на рисунке $n = 10$). В зависимости от величины силы F_i система будет деформироваться и точка C будет последовательно занимать положения 1, 2, 3, ..., n ; величина усилия Q_i возрастает пропорционально деформации и в точке i будет равна

$$Q_i = F_{\text{зап}}/n, \quad (6.78)$$

где i — номер участка местонахождения точки C .

Углы, соответствующие промежуточному положению рычажной системы механизма, определяются из треугольника ABC (см. рис. 6.19, б):

$$\cos \alpha_i = \frac{l_1^2 + \left[l_1 + l_2 - \Sigma \Delta l \left(1 - \frac{i}{n} \right) \right]^2 - l_2^2}{2l_1 \left[l_1 + l_2 - \Sigma \Delta l \left(1 - \frac{i}{n} \right) \right]}. \quad (6.79)$$

Обозначив

$$k = l_2/l_1; k_1 = \Sigma \Delta l/l_1; k_2 = 1 - (i/n), \quad (6.80)$$

произведя преобразования и подстановки и пренебрегая величиной $(kk_2)^2$ из-за ее малости, получаем

$$\cos \alpha_i = \frac{k + 1 - k_1 k_2 - k k_1 k_2}{k - k_1 + 1}. \quad (6.81)$$

Угол β_i определяется аналогично из формулы

$$\cos \beta_1 = \frac{k^2 + k - k_1 k_2 - k k_1 k_2}{k^2 + k - k k_1 k_2}. \quad (6.82)$$

Между углами α_i и β_i существует зависимость:

$$\sin \alpha_i / \sin \beta_i = (l_2/l_1) - k. \quad (6.83)$$

Из-за малых значений углов уравнение (6.83) можно упростить:

$$\alpha_i = k \beta_i. \quad (6.84)$$

Экстремальное значение усилия записывания $F_{\text{из}} = \phi(\alpha_i; \beta_i)$ определяется из графиков на рис. 6.20. Графики приведены для значений k , равных 1; 1,5; 2 для устройств записывания с суммарной деформацией от 0,1 до 1 мм, что охватывает диапазон гидромеханических устройств записывания с наибольшим усилием записывания 1000 кН. При промежуточных значениях k следует пользоваться графиком, построенным для ближайшего большего значения k .

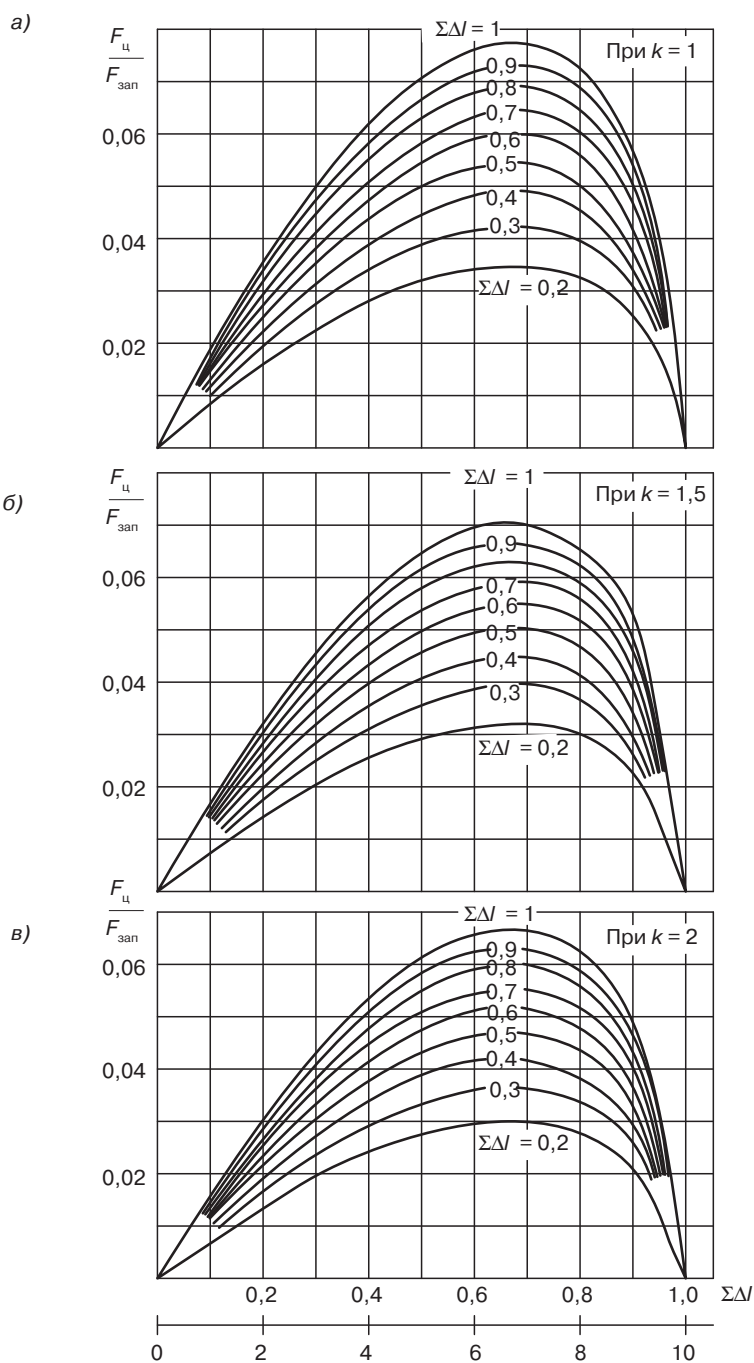


Рис. 6.20 Графики для определения теоретического усилия гидроцилиндра: а — $k = 1$; б — $k = 1,5$; в — $k = 2$

Из графиков, представленных на рис. 6.20, видно, что независимо от жесткости механизма наибольшее значение усилия, развиваемое гидроцилиндром при запирании формы, соответствует деформации $0,67\Delta\Sigma l$. Воспользовавшись этим, можно определить наибольшее значение усилия гидроцилиндра для любых значений деформации.

В уравнение (6.82) подставим значение k_2 при $n = 10$ и $i = 6,7$ (именно при этом значении i отношение $F_{ц}/F_{зап}$ достигает максимального значения)

$$k_2 = 1 - (i/n) = 0,33, \quad (6.85)$$

откуда

$$\beta_i = \arccos \frac{(k+1)(k-0,33k_1)}{k(k+1)-0,33kk_1}. \quad (6.86)$$

Величину угла α_i определяем по формуле (6.84), а затем рассчитываем усилие на штоке гидроцилиндра при деформации $0,67\Delta\Sigma l$:

$$F_{цз} = 0,67F_{зап}(\operatorname{tg}\alpha_i + \operatorname{tg}\beta_i). \quad (6.87)$$

Отношение усилия запирания к теоретическому усилию, развиваемому гидроцилиндром, называется коэффициентом усиления

$$\lambda = F_{зап}/F_{цз}. \quad (6.88)$$

Коэффициент усиления характеризует кинематическую способность выигрыша в усилии и дает возможность косвенно оценивать жесткость применяемого устройства. Для шестизвенного механизма запирания с качающимся гидроцилиндром $\lambda = 20-30$.

Усилие $F_{цз}$, определяемое по графикам на рис. 6.20 или рассчитанное по уравнению (6.87), не учитывает трения в шарнирах механизма и в уплотнениях гидроцилиндра.

Действительное усилие, развиваемое гидроцилиндром, должно быть выбрано с запасом $n_F = 1,25-2$. Большие значения принимаются для быстроходных машин малой мощности.

Ход поршня гидроцилиндра (см. рис. 6.11) определяется как

$$S_{ц} = H + h_1. \quad (6.89)$$

Величину H определяем из треугольника ABK

$$H = l_1 \sin \alpha_0, \quad (6.90)$$

а из треугольника BDO рассчитываем величину h_1 :

$$BO = (H + h)/\cos \gamma_0, \quad (6.91)$$

тогда

$$h_1 = BO - (H + h) \quad (6.92)$$

или
$$h_1 = (H + h)(1/\cos\gamma_0 - 1). \quad (6.93)$$

Подставив значения H и h_1 в (6.89) и разделив его левую и правую части на величину хода подвижной плиты S , получим

$$\frac{S_{\Pi}}{S} = \frac{\frac{h}{S}(1 - \cos\gamma_0) + \frac{l_1}{S}\sin\alpha_0}{\cos\gamma_0}. \quad (6.94)$$

Величину угла γ_0 определяем из уравнения (6.74).

Ход гидроцилиндра S_{Π} можно найти по графикам на рис. 6.21, построенным по уравнению (6.94) для различных значений исходных углов α_0 и β_0 и принятому конструктивному соотношению $h/S = 0,8$. На рис. 6.21 видно, что величина хода поршня гидроцилиндра увеличивается с уменьшением углов α_0 и β_0 . Графики позволяют оценить габариты механизма по вертикали.

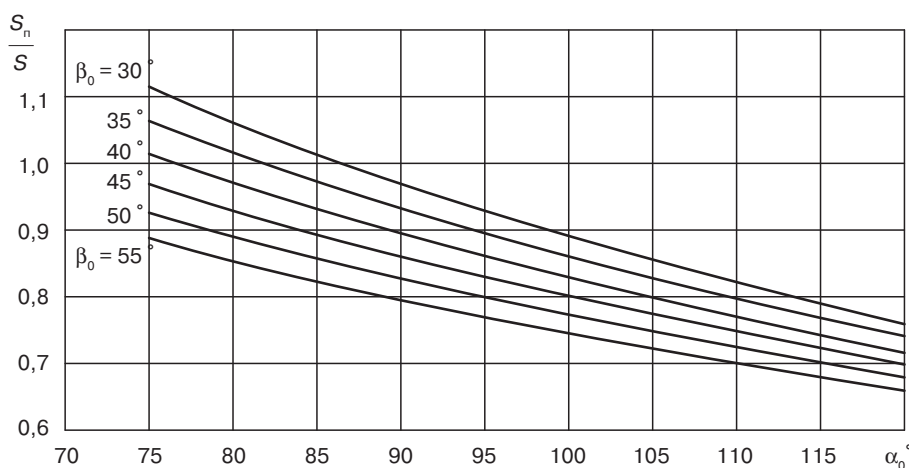


Рис. 6.21. Графики для определения хода гидроцилиндра

В рассматриваемой схеме запираение формы производится штоковой полостью гидроцилиндра.

Диаметр гидроцилиндра определяется по формуле

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_{\Pi}}{\pi p} + d_{\text{ш}}^2}, \quad (6.95)$$

где p — давление рабочей жидкости в гидроцилиндре; $d_{\text{ш}}$ — диаметр штока гидроцилиндра.

Усилие, возникающее при сцеплении изделия с формой, зависит от качества отделки поверхности формы, удельного давления литья и вязкости расплава.

Для литьевых машин усилие раскрытия формы должно составлять не менее 10% усилия запирания формы.

В момент начала раскрытия формы звенья l_1 и l_2 образуют с продольной осью механизма углы α_K и β_K (см. рис. 6.19, б), величина которых зависит от величины упругой деформации и может быть определена по формулам (6.82), (6.84) и

$$\cos \alpha_i = \frac{(k_1 k_2)^2 + 2(k + 1 - k_1 k_2 - k k_1 k_2)}{2(k - k_1 + 1)}. \quad (6.96)$$

Коэффициент k_2 при этом равен единице.

Раскрытие формы обеспечивается при соблюдении неравенства

$$F_{\text{ц}}(\operatorname{tg} \alpha_K + \operatorname{tg} \beta_K) > F_{\text{отр}}, \quad (6.97)$$

где $F_{\text{отр}}$ — усилие, необходимое для раскрытия формы (усилие отрыва); $F_{\text{отр}} > 0,1 F_{\text{зап}}$.

В шестизвенном механизме с неподвижным гидроцилиндром при работе возникает поперечное усилие (рис. 6.22), которое вызывает деформацию изгиба в штоке и увеличивает силу трения между штоком, направляющей втулкой и уплотнениями.

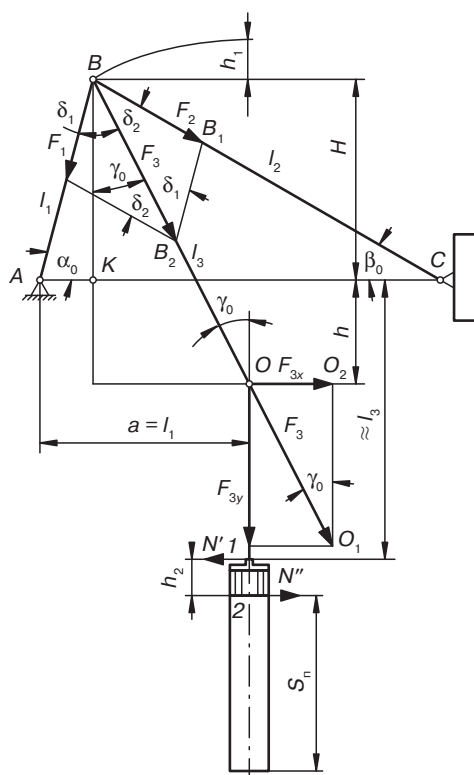


Рис. 6.22. Схема шестизвенного механизма с неподвижным гидроцилиндром

Распространены механизмы, в которых расстояние по горизонтали от оси A до оси гидроцилиндра равно длине кривошипа l_1 , а отношение $h/S = 0,8$, где S — ход подвижной плиты.

Углы α_0 и β_0 , а также длины звеньев l_1 и l_2 определяются по методике, аналогичной использованной при анализе шестизвенного механизма с качающимся гидроцилиндром.

Длина тяги l_3 определяется из треугольника BDO (см. рис. 6.22):

$$l_3 = (l_1 \sin \alpha_0 + h) / \cos \gamma_0. \quad (6.98)$$

Угол γ_0 определяется по формуле (6.74). Ход поршня гидроцилиндра S_n определяется по формуле

$$S_n = H + h_1. \quad (6.99)$$

Из треугольника ABK

$$H = l_1 \sin \alpha_0; \quad (6.100)$$

$$h_1 = l_3 (1 - \cos \gamma_0). \quad (6.101)$$

Подставив значения H и h_1 в (6.99) и разделив левую и правую части уравнения на S , получим

$$\frac{S_n}{S} = \frac{l_1}{S} \sin \alpha_0 + \frac{l_3}{S} (1 - \cos \gamma_0). \quad (6.102)$$

Ход поршня гидроцилиндра S_n может быть также определен по графикам на рис. 6.23, которые построены для различных значений исходных углов α_0 и β_0 . Из графиков видно, что величина хода поршня гидроцилиндра увеличивается с уменьшением углов α_0 и β_0 .

В шестизвенном механизме с неподвижным гидроцилиндром шарнир подвижной плиты может быть расположен как в пределах длины направляющей втулки, так и вне ее. При перемещении подвижной плиты по всей длине хода возникают кромочные реакции (см. рис. 6.12 и 6.13).

При определении усилий в момент страгивания подвижной плиты и при ее перемещении трением в шарнирах механизма можно пренебречь.

В случае расположения шарнира подвижной плиты в пределах длины направляющей втулки движущая сила F_2 определяется по формуле (6.52) для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.12, *а*, и по формуле (6.72) — для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.12, *б*.

В случае расположения шарнира подвижной плиты вне пределов длины направляющей втулки движущая сила F_2 для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.13, *а*, определяется по формуле (6.52), для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.13, *б*, — по формуле

$$\frac{F_2}{g} = \frac{2k_b - (fk_d + 1)}{\left[\frac{1}{f} - (2k_c + k_d) \right] \cos \beta_0 + [2k_a - (fk_d + 1)] \sin \beta_0}, \quad (6.103)$$

а для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.13, в, — по формуле

$$\frac{F_2}{g} = \frac{2k_b - (fk_d + 1)}{[2k_a + (fk_d + 1)] \sin \beta_0 - \left[\frac{1}{f} + (2k_c + k_d) \right] \cos \beta_0}. \quad (6.104)$$

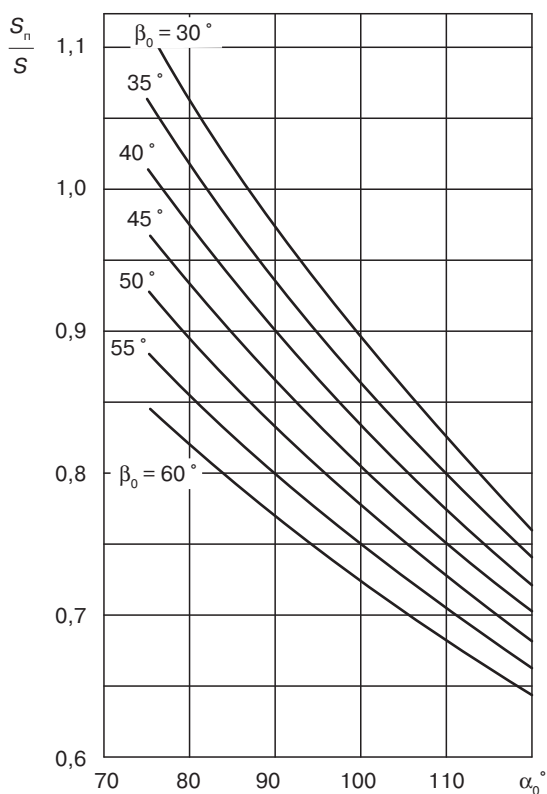


Рис. 6.23. Графики для определения хода гидроцилиндра

Усилие, действующее вдоль звена l_1 , рассчитывается по уравнению (6.75).

Усилие, действующее вдоль звена l_3 , определяется из треугольника BB_1B_2 (см. рис. 6.22):

$$F_3 = F_2 \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0)}{\cos(\alpha_0 - \gamma_0)}. \quad (6.105)$$

В результате воздействия усилия F_3 на шарнир поршневого штока возникает поперечное усилие F_{3x} и вертикальная составляющая F_{3y} , равная по величине теоретическому усилию, развиваемому гидроцилиндром в момент страгивания подвижной плиты:

$$F_{3y}/F_2 = \sin(\alpha_0 + \beta_0) \cos \gamma_0 / \cos(\alpha_0 - \gamma_0). \quad (6.106)$$

Поперечное усилие F_{3x} определяется из треугольника OO_1O_2 :

$$F_{3x} = F_3 \sin \gamma_0. \quad (6.107)$$

Усилия F_{3x} и F_{3y} в зависимости от величины движущей силы F_2 и исходных углов α_0 и β_0 , можно определить из графиков на рис. 6.24 и 6.25, из которых видно, что с увеличением исходного угла α_0 увеличиваются усилия F_{3x} и F_{3y} . Причем, начиная со значений $\alpha_0 = 100-110^\circ$, эти усилия резко возрастают.

Усилия трения F_τ , возникающие в уплотнениях при перемещении поршня, определяются из уравнения

$$F_\tau = f[|N'| + |N''|], \quad (6.108)$$

где N' и N'' — реакции кромочных усилий (см. рис. 6.23); f — усредненный коэффициент трения.

Кромочные усилия N' и N'' определяются из уравнений равновесия:

$$\Sigma M_2 = 0 \quad F_{3x}(l_3 - h + h_2) - N'h_2 = 0; \quad (6.109)$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_{3x} + N \gg -N' = 0; \quad (6.110)$$

откуда

$$N' = F_{3x} \frac{l_3 - h + h_2}{h_2}; \quad (6.111)$$

и

$$N'' = N' - F_{3x} = F_{3x} \left(\frac{l_3 - h + h_2}{h_2} - 1 \right). \quad (6.112)$$

Подставив значения N' и N'' в уравнение (6.109) и приняв высоту поршня $h = 0,1l_3$, получаем

$$F_\tau = fF_{3x} \left(2 \frac{1,1l_3 - h}{0,1l_3} - 1 \right). \quad (6.113)$$

Действительное усилие, необходимое для страгивания подвижной плиты без учета трения в шарнирах, определяется по формуле

$$F_{ц} = F_{3y} + F_\tau. \quad (6.114)$$

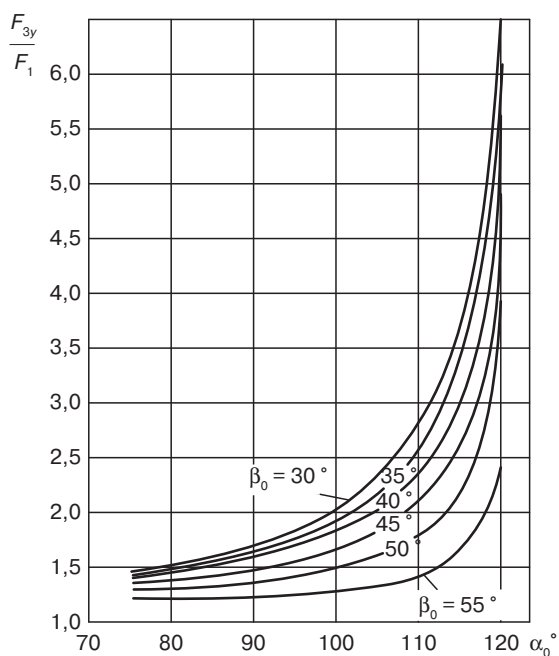


Рис. 6.24. Графики для определения усилия F_{3y}

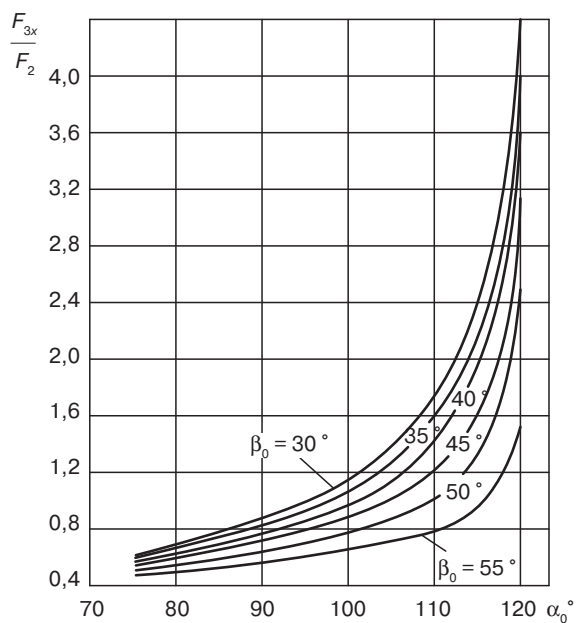


Рис. 6.25. Графики для определения усилия F_{3x}

$$F_{2y} = 0,5F_{\text{ц}} \quad (6.125)$$

Подставляя значения F_{2y} и F_{3y} в уравнение (6.119), получим, что движущая сила при расчетном варианте, который представлен на рис. 6.27, а, равняется

$$F_x^a = f(g + 0,5G). \quad (6.126)$$

Из последнего уравнения следует, что движущая сила не зависит от исходного угла β_0 , а зависит только от коэффициента трения и веса подвижных частей.

Условие, при котором не обеспечивается страгивание подвижной плиты, выражается неравенством

$$F_x^a / (g + 0,5G) < f. \quad (6.127)$$

Движущая сила F_x^a при известной величине теоретического усилия гидроцилиндра при страгивании определяется следующим образом (см. рис. 6.26, б).

$$F_x^a = F_{2x} - F_{3x}, \quad (6.128)$$

где F_{2x} соответствует вектору OO_4 .

Из треугольника OO_4O_5 следует, что

$$F_{2x} = F_2 \cos \beta_0, \quad (6.129)$$

а из треугольника OO_3O_6

$$F_{3x} = F_3 \cos \gamma_0. \quad (6.130)$$

Подставив значения F_2 и F_3 из уравнений (6.122) и (6.123) в уравнение (6.129) и (6.130), а затем значения F_{2x} и F_{3x} в уравнение (6.128), получим

$$F_x^a = 0,5[F_{\text{ц}}(\text{ctg} \beta_0 - \text{ctg} \gamma_0) - G \text{ctg} \gamma_0]. \quad (6.131)$$

Для случая, когда реакции кромочных усилий образуют момент левого вращения (рис. 6.27, б), величина движущей силы определяется по формуле

$$F_x^b = \frac{f(fk_d - 2k_b + 1)g + (fk_d + 2k_a + 1)G}{(fk_d)^2 - 1}, \quad (6.132)$$

где

$$k_a = a/e, k_b = b/e, k_d = d/e. \quad (6.133)$$

Условие заклинивания подвижной плиты на колоннах возможно в том случае, если F_x^b стремится к бесконечности. Из уравнения (6.132) следует, что при $(fk_d)^2 = 1$ наступает заклинивание. Тогда при коэффициенте трения $f = 0,3$

$$k_d = 1/f \approx 0,33; k_d = d/e; e = d/k_d \text{ или } e = 0,3d \quad (6.134)$$

и, следовательно, заклинивание наступит, когда длина направляющего отверстия (или толщина плиты) будет равна 0,3 рабочего диаметра колонны.

При разработке конструкции механизма необходимо установить, какой вариант кромочных реакций будет существовать при выбранных конструктивных соотношениях подвижной системы. На границе между вариантами кромочных реакций, изображенными на рис. 6.27, *а* и 6.27, *б*, существует равенство

$$F_x^a = F_x^b. \quad (6.135)$$

Подставив в это равенство значения F_x^a и F_x^b из уравнений (6.126) и (6.132), получим

$$f(g + 0,5G) = \frac{f(fk_d - 2k_b + 1)g + (fk_d + 2k_a + 1)G}{(fk_d)^2 - 1} \quad (6.136)$$

или после преобразований

$$\frac{g}{G} = \frac{fk_d(1 - 0,5fk_d) + 2k_a + 1,5}{fk_d(fk_d - 1) + 2(k_b - 1)} = k_F. \quad (6.137)$$

При $g/G > k_F$ кромочные усилия направлены вверх; при $g/G < k_F$ кромочные усилия образуют момент левого вращения. Из уравнения (6.131) определяем теоретическое усилие гидроцилиндра при страгивании:

$$F_{ц} = (2F_x + G \operatorname{ctg} \gamma_0) / (\operatorname{ctg} \beta_0 - \operatorname{ctg} \gamma_0). \quad (6.138)$$

Значение усилия F_x в зависимости от вида кромочных реакций определяется по формулам (6.126) или (6.132).

Чтобы найти исходный угол β_0 , сначала находим по графикам на рис. 6.20 теоретическое усилие гидроцилиндра, необходимое для запираания $F_{цз}$.

Теоретическое усилие при страгивании

$$F_{ц} = F_{цз} / n, \quad (6.139)$$

где n — запас усилия, учитывающий погрешности изготовления, трение в гидроцилиндре и шарнирах механизма; $n = 2-2,5$.

Угол $\Delta\gamma_0$ рекомендуется выбирать в пределах $10-20^\circ$. Желательно значение угла $\Delta\gamma_0$ выбирать возможно большим, так как при этом уменьшается усилие, развиваемое гидроцилиндром при страгивании.

Для определения исходного угла β_0 можно преобразовать уравнение (6.138) к виду

$$\beta_0 = \operatorname{arctg} \frac{2F_x + G \operatorname{ctg} \gamma_0}{F_{ц}} + \operatorname{ctg} \gamma_0. \quad (6.140)$$

Определение угла β_0 сводится к подбору, при котором теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром при страгивании, должно удовлетворять уравнению (6.139).

Задаваясь различными значениями β_0 в интервале возможных рабочих углов $40-60^\circ$ и $\Delta\gamma_0$ в пределах $10-20^\circ$, можно определить из уравнения (6.140) различные значения F_{π} .

Искомые углы β_0 и $\Delta\gamma_0$ устанавливаются при соблюдении равенства (6.139).

Ход подвижной плиты (см. рис. 6.26) $S = 2L$. Из треугольника $O'A_1K$ на том же рисунке видно, что

$$L = l(1 - \cos\beta_0), \quad (6.141)$$

откуда

$$l = S/2(1 - \cos\beta_0). \quad (6.142)$$

Длина звена l_3 определяется из треугольника $O'O'_1D$

$$l_3 = O'D/\cos\gamma_0. \quad (6.143)$$

Отрезок

$$O'D = l\cos\beta_0 - (a/2). \quad (6.144)$$

Подставив значение $O'D$ в уравнение (6.143), получим

$$l_3 = (l\cos\beta_0 - 0,5a)/\cos\gamma_0 \quad (6.145)$$

Ход поршня гидроцилиндра (см. рис. 6.26) определяется как

$$S_{\pi} = h_1 - h_3 + h_2. \quad (6.146)$$

Из треугольника OA_1K находим

$$h_1 = l\sin\beta_0, \quad (6.147)$$

а из треугольника $O'O'_1D$ –

$$h_3 = l_3\sin\gamma_0. \quad (6.148)$$

Величина h_2 определяется для положения механизма, когда форма закрыта и угол $\beta_0 = 0$:

$$h_2 = l_3\sin\gamma_i, \quad (6.149)$$

где

$$\gamma_i = \arccos(2l + S - 0)/2l_3. \quad (6.150)$$

Подставив значения h_1 , h_2 и h_3 в уравнение (6.146), получим

$$S_{\pi} = l\sin\beta_0 - l_3(\sin\gamma_0 - \sin\gamma_i). \quad (6.151)$$

Длину хода поршня можно также определить по графикам на рис. 6.21.

Запирание формы осуществляется поршневой полостью гидроцилиндра.

Наибольшее распространение получили *шестизвенные механизмы с дублирующими звеньями*, принципиальная схема которых изображена на рис. 6.28. Основные

Наибольшее усилие, развиваемое гидроцилиндром (рис. 6.29), при запирании определяется по формуле

$$F_{из} = 2F_4 = 2F_i^Q \operatorname{tg} \theta, \quad (6.153)$$

где F_4 — усилие, действующее параллельно оси механизма; F_i^Q — усилие, действующее перпендикулярно оси механизма; θ — угол между звеном l_3 и перпендикуляром к оси механизма.

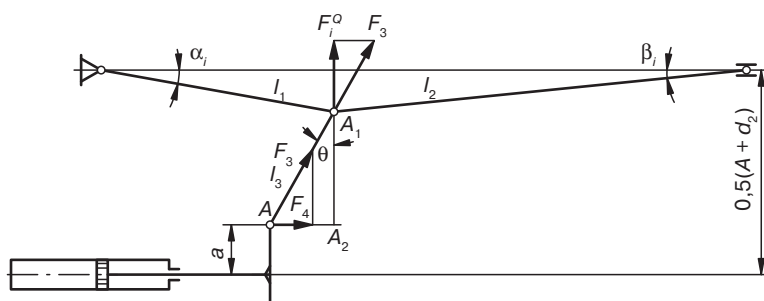


Рис. 6.29. Расчетная схема для определения параметров механизма запирания с дублирующими звеньями

Из треугольника AA_1A_2

$$\theta = \arccos \frac{0,5(A + d_2) - a - l_2 \operatorname{tg} \beta_i}{l_3}, \quad (6.154)$$

где β_i — угол, соответствующий максимальному значению усилия, перпендикулярного к оси механизма; угол β_i определяется по формуле (6.86).

Согласно уравнению (6.139) теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром в момент страгивания, определяется по формуле

$$F_{из} = 2F_i^Q \operatorname{tg} \theta / n. \quad (6.155)$$

Для определения теоретического усилия, развиваемого гидроцилиндром при страгивании, с учетом возможных сопротивлений при перемещении подвижной плиты может быть построен график зависимости $F_2 = \varphi(\beta_0)$. Для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.30, а, эта зависимость рассчитывается по формуле

$$F_2/g = f/2 \cos \beta_0, \quad (6.156)$$

а для варианта кромочных реакций, показанных на рис. 6.30, б, — по формуле

$$\frac{F_2}{g} = \frac{2k_b - (fk_d + 1)}{2 \left[\frac{1}{f} - (2k_c + k_d) \right] \cos \beta_0}. \quad (6.157)$$

Независимо от конструктивных соотношений подвижной плиты на всей длине хода наблюдается только один вариант краевых реакций, при котором реакции направлены в одну сторону (рис. 6.30, а). Второй вариант краевых реакций (рис. 6.30, б) встречается только при износе шарниров или при отклонении размеров дублирующих звеньев. Для данной схемы не имеет значения расположение шарниров O и O_1 (рис. 6.28) относительно точек приложения краевых реакций, возникающих в направляющих втулках подвижной плиты.

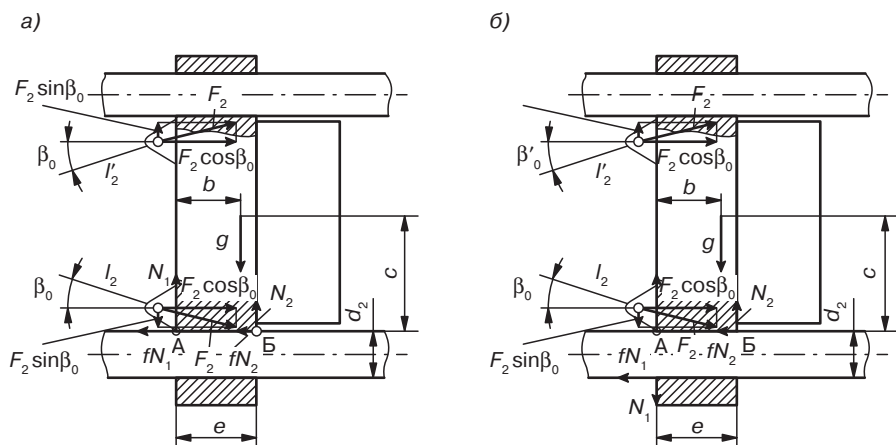


Рис. 6.30. Схемы возможных краевых реакций в механизме запира с дублирующими звеньями

Страгивание плиты в исходном положении зависит только от величины силы F_4 .

Условия заклинивания и границы существования варианта, приведенного на рис. 6.30, а, соответственно описываются выражениями

$$\beta = 90^\circ \quad (6.158)$$

и

$$f > \frac{1(1+k_b)}{k_b(k_c+k_d)+(k_c-k_d)}. \quad (6.159)$$

Условие заклинивания для варианта, приведенного на рис. 6.30, б, рассчитывается как

$$f \geq 1/(2k_c+k_d). \quad (6.160)$$

Условие существования второго варианта такое же, как и первого.

Мы видим, что заклинивание подвижной плиты на колоннах при первом варианте не зависит от конструктивных соотношений подвижной плиты, а условия страгивания зависят только от коэффициента трения и исходного угла β_0 .

Коэффициент трения f с учетом технологических погрешностей изготовления при перемещении плиты по колоннам принимается равным 0,3.

Между силами F_2 и F_4 (рис. 6.28) существует зависимость

$$\frac{F_u}{2} = F_4 = \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0) \cos \gamma_0}{\sin(\alpha_0 - \gamma_0)} F_2. \quad (6.161)$$

Угол γ_0 выбирается в пределах $75-120^\circ$. Определив из уравнения (6.155) величину F_u и подставляя ее в уравнение (6.161), для различных значений α_0 устанавливаем, при каком значении β_0 существует равенство (6.161). Найденные значения углов α_0 и β_0 будут исходными.

Угол γ_0 определяется из треугольника BCD (рис. 6.28):

$$\gamma_0 = \arcsin \frac{a - 0,5(A + d_2) + l_1 \sin \alpha_0}{l_3}. \quad (6.162)$$

С увеличением длины траверсы $2a$ габаритные размеры механизма уменьшаются, так как увеличивается угол γ_0 . Однако увеличение длины приводит к значительным размерам поперечного сечения траверсы. Длина траверсы определяется из соотношения

$$2a = (0,6 - 0,8)S. \quad (6.163)$$

Длина тяги l_3 определяется как

$$l_3 = 0,5(A + d_2) - a. \quad (6.164)$$

Из ранее принятых конструктивных соотношений $l_3 \approx 0,435S$.

Длина звеньев l_1 и l_2 определяется по формулам (6.70) и (6.71).

Величина консоли h устанавливается по выбранным размерам звеньев механизма.

Ход поршня гидроцилиндра (рис. 6.28)

$$S_u = h + l_1 \quad (6.165)$$

или

$$S_u = l_3 \cos \gamma_0 + l_1 (1 + \cos \alpha_0). \quad (6.166)$$

Усилия в звеньях механизма в период страгивания определяются из треугольника DTF_1 (рис. 6.28). Усилия вдоль звена l_1

$$F_1 = \frac{\sin(\beta_0 + \gamma_0)}{\sin(\alpha_0 - \gamma_0)} F_2. \quad (6.167)$$

Усилие вдоль звена l_3

$$T = \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0)}{\sin(\alpha_0 - \gamma_0)} F_2 = F_3. \quad (6.168)$$

Движущая сила, приложенная к одному из шарниров траверсы,

$$F_4 = F_3 \cos \gamma_0 \quad (6.169)$$

или

$$F_4 = \frac{\sin(\alpha_0 + \beta_0) \cos \gamma_0}{\sin(\alpha_0 - \gamma_0)} F_2. \quad (6.170)$$

6.3.4. Расчет колонн

Колонны в машинах для литья под давлением служат для замыкания усилий между неподвижными плитами устройств запирания и являются направляющими, по которым перемещается подвижная плита с установленной на ней полуформой. Кроме того, колонны применяются в механизмах пластикации и впрыска машин большой мощности.

Усилие, развиваемое устройством запирания или впрыска, воспринимается колоннами, поэтому станина машины не нагружается. В машинах малой мощности часто используется конструкция с двумя колоннами. При этом колонны могут быть расположены в горизонтальной или наклонной плоскости. Диагональное расположение колонн облегчает установку и демонтаж форм, обслуживание машины в процессе эксплуатации.

Для удобства монтажа и демонтажа форм в устройствах запирания с четырьмя колоннами расстояние между колоннами в горизонтальной плоскости выбирается большим, чем в вертикальной. Конструкция колонн зависит от способа их крепления к плитам.

Наиболее распространенные конструкции колонн приведены в табл. 6.2.

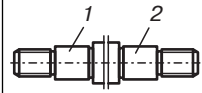
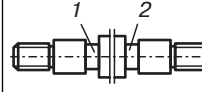
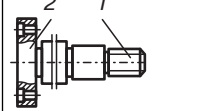
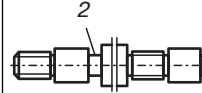
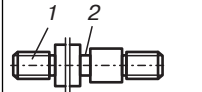
Колонны обычно делают из углеродистой стали марок 35, 40, 45 и легированной хромистой стали 40Х, которые малочувствительны к концентрации напряжений и поэтому хорошо работают при пульсирующих нагрузках.

Наибольшей долговечностью отличаются колонны, рабочая поверхность которых азотируется. Такие колонны часто изготавливают из стали марки 38ХМЮА.

Колонны литевых машин представляют собой сплошные стержни. Полые колонны не применяются.

При эксплуатации машин колонны под действием усилия запирания растягиваются, а под действием силы тяжести изгибаются. Дополнительный изгиб может быть также вызван неравномерной затяжкой гаек колонн, деформацией плит, погрешностями изготовления. Колонны испытывают переменные нагрузки, и поэтому они должны быть не только прочными, но и выносливыми. При проектировании колонн необходимо предусматривать плавные переходы от одного сечения к другому, чтобы избежать концентрации напряжений в этих местах.

Таблица 6.2. Варианты конструкций колонн

| Эскиз колонны | Особенности конструкции | Примечание |
|---|---|---|
|  | Оба конца колонны выполнены резьбовыми. Наружный диаметр центрирующих поясков 1 и 2 выдерживается по 2-му классу точности | — |
|  | На концах колонн выполнены проточки 1 и 2 для полуколец, в которые упирается плита при затяжке | — |
|  | Один конец колонны имеет фланец 2, при помощи которого крепится неподвижная передняя плита устройства запирания; второй конец 1 колонны выполнен резьбовым. Наружный диаметр резьбы используется в качестве направления для задней плиты и выполняется по ходовой посадке 2-го класса точности | Расстояние между подвижной и неподвижной плитами устройства запирания регулируется перемещением задней плиты вдоль резьбовой части колонн |
|  | Один конец колонны выполнен с проточкой 2 для полуколец, в которые упирается передняя неподвижная плита устройства запирания; второй конец 1 колонны выполнен с резьбой, калиброванной по наружному диаметру. Задняя плита механизма запирания крепится двумя гайками — наружной и внутренней. Внутреннюю гайку выполняют разъемной | — |
|  | Один конец колонны выполнен с проточкой 2 для полуколец, а второй конец 1 — с резьбой. Задняя плита механизма запирания крепится двумя гайками | — |

Диаметр колонны в значительной степени зависит от выбранного шага резьбы. При равных наружных диаметрах двух резьб резьба с более крупным шагом вследствие большей высоты профиля значительно ослабляет рабочее сечение колонны, чем резьба с меньшим шагом. Резьба с крупным шагом по сравнению с резьбой с мелким шагом хуже работает при циклических нагрузках и в условиях вибраций. В резьбах с крупным шагом наблюдается более неравномерное распределение нагрузки. Преимущество резьбы с крупным шагом и большим углом профиля — большее сопротивление деформации изгиба и смятия, поэтому резьбу с крупным шагом и большим углом профиля применяют в машинах большой мощности, где из-за их тихоходности решающую роль играет прочность, а не выносливость.

Машины для литья под давлением малой мощности с усилием запираания до 800 кН, как правило, быстроходны, поэтому решающую роль играет усталостная прочность. В этих машинах на колоннах применяют метрическую резьбу с мелким шагом. В интервале усилий больше 800–3000 кН резьбу выбирают с крупным шагом, а при усилиях больше 3000 кН — специальную упорную резьбу, профиль которой показан на рис. 6.31, а его размеры приведены в табл. 6.3. Основные параметры специальной упорной резьбы для колонн даны в табл. 6.4. В табл. 6.5 выписаны размеры профиля специальной резьбы в зависимости от ее шага.

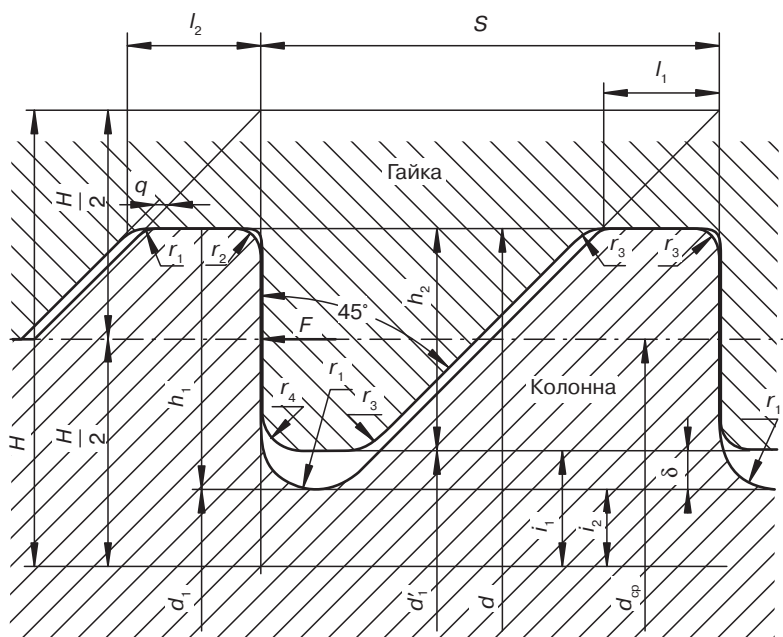


Рис. 6.31. Профиль специальной упорной резьбы

Таблица 6.3. Размеры профиля специальной упорной резьбы для колонн в мм (рис. 6.31)

| Наружный диаметр резьбы d , мм | Шаг S , мм | Глубина h_1 , мм | Рабочая глубина h_2 , мм | l_1 , мм | l_2 , мм | r_1 , мм | r_2 , мм |
|----------------------------------|--------------|--------------------|----------------------------|------------|------------|------------|------------|
| 100–120 | 5 | 3,125 | 2,75 | 1,0 | 1,225 | 0,625 | 0,2 |
| 140–200 | 6 | 3,75 | 3,3 | 1,2 | 1,45 | 0,75 | 0,24 |
| 220–320 | 8 | 5,0 | 4,4 | 1,6 | 1,9 | 1,0 | 0,32 |
| 340–450 | 10 | 6,25 | 5,5 | 2,0 | 2,35 | 1,25 | 0,4 |
| 480–650 | 12 | 7,5 | 6,6 | 2,4 | 2,8 | 1,5 | 0,48 |
| 680–1000 | 16 | 10,0 | 8,8 | 3,2 | 3,7 | 2,0 | 0,64 |
| 1030–1320 | 20 | 12,5 | 11,0 | 4,0 | 4,5 | 2,5 | 0,8 |

Однозаходная трапецеидальная резьба применяется в машинах для литья под давлением малой мощности, когда регулировка расстояния между плитами осуществляется задней плитой устройства запираания.

Решающим фактором при выборе параметров резьбы колонн является сопротивление витков деформации изгиба. При расчете резьбы принимается, что первые восемь витков воспринимают всю нагрузку, а сама нагрузка равномерно распределяется по окружности среднего диаметра витка.

Напряжение изгиба в витке

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / W_x, \quad (6.171)$$

где $M_{\text{и}}$ — момент, изгибающий виток резьбы; W_x — момент сопротивления изгибу у основания витка резьбы.

Для метрической резьбы

$$M_{\text{и}} = \frac{F h}{n 2} \approx \frac{F 0,541S}{8 2} = 0,034FS, \quad (6.172)$$

где F — нагрузка на витки; n — количество работающих витков ($n = 8$); h — высота витка ($h = 0,541S$); S — шаг резьбы.

$$W_x = L H_p^2 / 6, \quad (6.173)$$

где L — развернутая длина витка резьбы по внутреннему диаметру гайки; H_p — расчетная высота сечения витка.

Таблица 6.4. Основные параметры специальной упорной резьбы для колонн

| Диаметр резьбы колонны, мм | | Параметры колонны и гайки | | | Диаметр внутренней резьбы гайки, мм |
|----------------------------|------------------|--|--------------|---|-------------------------------------|
| Наружный d | Внутренний d_1 | Площадь сечения стержня, мм ² | Шаг S , мм | Средний диаметр резьбы $d_{\text{ср}}$, мм | |
| 100 | 93,75 | 68,5 | 5 | 97,0 | 94,5 |
| 110 | 103,79 | 85 | | 107,0 | 104,5 |
| 120 | 113,79 | 101 | | 117,0 | 114,5 |
| 140 | 132,5 | 137 | 6 | 136,4 | 133,4 |
| 160 | 152,6 | 182 | | 156,4 | 153,4 |
| 180 | 172,5 | 233 | | 176,4 | 173,4 |
| 200 | 192,5 | 290 | | 196,4 | 193,4 |
| 220 | 210,0 | 347 | 8 | 215,2 | 211,2 |
| 250 | 240,0 | 452 | | 241,2 | 241,2 |
| 280 | 270,0 | 570 | | 275,2 | 271,2 |
| 300 | 290,0 | 666 | | 295,2 | 291,2 |
| 320 | 310,0 | 755 | | 315,2 | 311,2 |

Таблица 6.4, окончание

| Диаметр резьбы колонны, мм | | Параметры колонны и гайки | | | Диаметр внутренней резьбы гайки, мм |
|----------------------------|------------------|--|--------------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| Наружный d | Внутренний d_1 | Площадь сечения стержня, мм ² | Шаг S , мм | Средний диаметр резьбы d'_{cp} , мм | |
| 340 | 327,5 | 840 | 10 | 334,0 | 329,0 |
| 360 | 347,5 | 945 | | 354,0 | 349,0 |
| 380 | 367,5 | 1055 | | 374,0 | 369,0 |
| 400 | 387,5 | 1180 | | 394,0 | 389,0 |
| 420 | 407,5 | 1300 | | 414,0 | 409,0 |
| 450 | 437,5 | 1500 | | 444,0 | 439,0 |
| 480 | 465,0 | 1700 | 12 | 472,8 | 466,8 |
| 500 | 485,0 | 1850 | | 492,8 | 486,8 |
| 520 | 505,0 | 2000 | | 512,8 | 506,8 |
| 550 | 535,0 | 2230 | | 542,8 | 536,8 |
| 580 | 565,0 | 2500 | | 572,8 | 566,8 |
| 600 | 585,0 | 2680 | | 592,8 | 586,8 |
| 620 | 605,0 | 2860 | | 612,8 | 606,8 |
| 650 | 635,0 | 3150 | | 642,8 | 636,8 |
| 680 | 660,0 | 3400 | 16 | 670,4 | 662,4 |
| 700 | 680,0 | 3620 | | 690,4 | 682,4 |
| 720 | 700,0 | 3820 | | 710,4 | 702,4 |
| 750 | 730,0 | 4175 | | 740,4 | 732,4 |
| 780 | 760,0 | 4520 | | 770,4 | 762,4 |
| 800 | 780,0 | 4800 | | 790,4 | 782,4 |

Таблица 6.5. Соотношение размеров профиля специальной упорной резьбы

| Размеры профиля резьбы от шага S | | |
|------------------------------------|---------------------|-----------------------------|
| $H = S$ | $l_1 = 0,25S$ | $r_1 = 0,125S$ |
| $h_1 = 0,575S$ | $l_2 = l_1 + q$ | $r_2 = r_4 = 0,075S$ |
| $h_2 = 0,5S$ | $i_1 = 0,175S$ | $r_3 = 0,05S$ |
| $\delta = 0,075S$ | $i_2 = l_1 = 0,25S$ | $q = 0,02S + 16 \text{ мм}$ |

$$L = \pi(d - 2h) = \pi(d - 1,082S) = \pi d'_1, \quad (6.174)$$

где d'_1 — диаметр отверстия гайки.

$$H_p = S - 2c, \quad (6.175)$$

где c — полу хорда вершины профиля резьбы.

Для метрической резьбы

$$c = \frac{H}{4} \operatorname{tg} 30^\circ = 0,125S. \quad (6.176)$$

Таким образом, напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{0,034FS}{0,295(d-1,082S)S^2} \approx 0,115 \frac{F}{(d-1,082S)S} \quad (6.177)$$

или

$$\sigma_{\text{и}} = 0,015F/d'_1S. \quad (6.178)$$

В случае предварительной затяжки соединения

$$\sigma_{\text{и}} = 0,015kF/d'_1S, \quad (6.179)$$

где k — коэффициент затяжки, равный 1,3.

Аналогично выводятся формулы для определения напряжения изгиба упорной и трапецидальной резьб. По этим формулам производят проверочный расчет. При разработке новых конструкций первоначально определяют шаг резьбы. Формулы для определения шага и напряжения в витках резьбы приведены в табл. 6.6

Таблица 6.6. Формулы для расчета шага резьбы и напряжения, возникающего от изгиба в витках резьбы

| Резьба | Шаг резьбы (с предварительной затяжкой) | Напряжение в витках резьбы | |
|------------------------|--|------------------------------------|-------------------------------------|
| | | без предвари- тельной затяжки | с предваритель- ной затяжкой |
| Метрическая | $S = \frac{d}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - 0,115 \frac{kF}{[\sigma_{\text{и}}]}}$ | $\sigma_{\text{и}} = 0,015F/d'_1S$ | $\sigma_{\text{и}} = 0,015kF/d'_1S$ |
| Трапецидаль- ная | $S = 0,335d \pm \sqrt{0,112d^2 - 0,165 \frac{kF}{[\sigma_{\text{и}}]}}$ | $\sigma_{\text{и}} = 0,15F/d'_1S$ | $\sigma_{\text{и}} = 0,15kF/d'_1S$ |
| Специальная упорная | $S = \frac{d}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - 0,15 \frac{kF}{[\sigma_{\text{и}}]}}$ | $\sigma_{\text{и}} = 0,118F/d'_1S$ | $\sigma_{\text{и}} = 0,118kF/d'_1S$ |

Усилия, нагружающие колонны, подразделяются на действующие постоянно и переменнo. К первым относятся: вес подвижной плиты, деталей, закрепленных на ней, и полуформы; собственный вес колонны; изгибающие усилия, возникающие при предварительной затяжке вследствие неполного прилегания торцов гаек к плите.

Ко вторым относятся: усилие, возникающее при запирании формы и вызывающее растяжение колонны; поперечные усилия, возникающие в некоторых гидромеханических устройствах запирания в процессе закрытия формы, и вызывающие деформацию изгиба; усилие, возникающее в результате деформации плит в момент смыкания формы.

В зависимости от применяемой системы запирания возможны различные расчетные схемы колонн. Колонны рассчитывают на прочность, поперечную и продольную жесткость и на усталость.

На усталость проверяют колонны быстроходных машин. К ним относятся в основном машины для литья под давлением малой мощности.

Критерием для определения необходимости проведения расчета на усталость служит количество циклов, которое может отработать машина за 15 лет эксплуатации при двухсменной работе. Если это количество превышает 10^7 циклов, то проводят расчет колонн на выносливость. При количестве циклов менее 10^7 колонны рассчитывают только на прочность, поперечную и продольную жесткость. Это относится преимущественно к машинам для литья под давлением средних и больших мощностей.

Расчет колонн на прочность начинают с определения диаметра наиболее ослабленного сечения (внутренний диаметр резьбы, диаметр проточек под резьбу, диаметры проточек под полукольца).

В машинах средних и больших мощностей, которые относительно тихоходны, внутренний диаметр резьбы и размеры выточек определяются только из условий прочности на растяжение. Влияние концентрации напряжений в местах перехода диаметров компенсируется пониженными значениями допускаемых напряжений.

При расчете колонны на усталость влияние концентраций напряжений учитывается при определении коэффициента запаса прочности.

Резьба на колоннах также создает концентрацию напряжений. Коэффициент концентрации напряжений в резьбовой части колонны зависит при прочих равных условиях от радиуса закругления во впадинах резьбы. Радиус закругления выбирается в зависимости от диаметра колонны и предела прочности материала. С увеличением этих параметров соответственно увеличивается радиус закругления.

Диаметр проточки под резьбу определяется по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4kF}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (6.180)$$

где d_1 — диаметр проточки под резьбу; k — коэффициент предварительной затяжки гаек; без предварительной затяжки k принимается равным единице; F — нагрузка на одну колонну. Допускаемые напряжения в данном случае рекомендуется принимать для колонн из углеродистой стали $[\sigma_p] = (0,30 \div 0,35)\sigma_T$; для колонн из легированной стали: $[\sigma_p] = (0,20 \div 0,30)\sigma_T$, где σ_T — предел текучести. Меньшие значения коэффициентов при σ_T берутся для колонн машин большей мощности.

По этой же формуле определяют и диаметр проточки под полукольца d_3 .

Рабочий диаметр колонны выбирают с учетом опасного сечения. Когда опасным сечением оказывается диаметр проточки под полукольца, рабочий диаметр колонны определяют из условий смятия торцевой поверхности полукольца, контактирующего с колонной:

$$d_2 = \sqrt{d_3^2 + \frac{4kF}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (6.181)$$

Для кинематических устройств запирания при определении рабочего диаметра колонны следует учитывать суммарную продольную деформацию, определяемую предварительно по формуле (6.42)

$$d_2 = 0,001 \sqrt{\frac{1,4 \cdot l_1 F_{\text{зап}}}{\sum \Delta \cdot n}}, \quad (6.182)$$

где $F_{\text{зап}}$ — усилие запирания; l_1 — длина колонны; $\sum \Delta$ — суммарная деформация; n — число колонн.

Из рассчитанных по формулам (6.181) и (6.182) значений рабочего диаметра колонны выбирается большее значение.

При расчете поперечной жесткости колонн определяют допустимый прогиб, при котором подвижная плита имеет возможность нормально перемещаться вдоль колонн. В механических и гидромеханических устройствах в момент страгивания подвижной плиты усилия, нагружающие колонны в поперечном направлении, достигают наибольших значений. Поэтому рассчитывают колонны на поперечную жесткость в исходном положении подвижной плиты в момент страгивания.

Для определения места и величины наибольшего прогиба колонны необходимо найти первую производную уравнения упругой линии. Приравняв производную нулю и решив ее относительно абсциссы x , можно определить ординату y наибольшего прогиба. Для получения более простого уравнения упругой линии влияние равномерно распределенной нагрузки от веса колонны заменяют фиктивной сосредоточенной нагрузкой, при которой происходит прогиб, равный прогибу от веса.

В качестве примера рассмотрим вариант определения прогиба колонны механизма запирания с коленно-рычажным механизмом и качающимся гидроцилиндром (см. рис. 6.11). Расчетная схема для определения прогиба колонны подобного гидромеханического устройства приведена на рис. 6.32, а.

Наибольший прогиб колонны от веса при распределенной нагрузке

$$\Delta_1 = 5G_1 l^3 / 389 E J_x. \quad (6.183)$$

Наибольший прогиб колонны от веса при сосредоточенной нагрузке

$$\Delta_2 = G_1 l^3 / 48 E J_x. \quad (6.184)$$

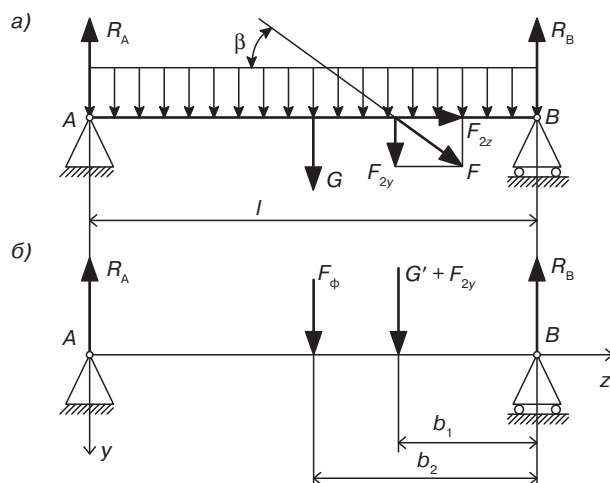


Рис. 6.32. Расчетные схемы для определения жесткости колонны: а — истинная схема нагружения; б — схема с фиктивной сосредоточенной нагрузкой

Величина фиктивной сосредоточенной силы

$$F_{\phi} = G_1 \Delta_1 / \Delta_2 = 0,625 G_1, \quad (6.185)$$

где G_1 — вес колонны; E — модуль упругости первого рода материала колонны; J_x — момент инерции сечения рабочей части колонны; l — длина колонны между неподвижными плитами.

Если заменить равномерно распределенную нагрузку сосредоточенной, расчетная схема на рис. 6.32, а примет вид рис. 6.32, б. Уравнение упругой линии для новой расчетной схемы:

$$y = \frac{(F_{2y} + G'_1) b_2 z}{6EJ_x l} (l^2 - b_2^2 - z^2) + \frac{F_{\phi} b_1 z}{6EJ_x l} (l^2 - b_1^2 - z^2), \quad (6.186)$$

где b_1 и b_2 — расстояние от оси правой опоры до действующих сил; F_{2y} — сила, действующая перпендикулярно колонне в период перемещения подвижной плиты и являющаяся составляющей силы F , действующей вдоль звена механизма; z — текущая координата; G' — вес плиты с полуформой.

После ряда преобразований уравнение (6.186) принимает вид

$$y = 1/6EJ_x l [(F_{2y} + G'_1) b_2 l^2 + l^2 F_{\phi} b_1 - [(F_{2y} + G'_1) b_2^3 - F_{\phi} b_1^3] x - [(F_{2y} + G'_1) b_2 + F_{\phi} b_1] x^3]. \quad (6.187)$$

Обозначив в уравнении (6.187)

$$A = (F_{2y} + G'_1) b_2 + F_{\phi} b_1; \quad (6.188)$$

$$B = b_2^3 (F_{2y} + G'_1) + l^2 F_{\phi} b_1 - (F_{2y} + G'_1) b_2^3 - F_{\phi} b_1^3; \quad (6.189)$$

или

$$B = A^2 - (F_{2y} + G'_1)b_2^3 - F_\phi b_1^3, \quad (6.190)$$

окончательно получим

$$y = -(Az^3 - Bz)/6EJ_x l. \quad (6.191)$$

Взяв производную уравнения (6.191), приравняв ее нулю

$$y' = 3Az^2 - B = 0, \quad (6.192)$$

и решив уравнение (6.192) относительно z , получаем

$$z = \sqrt{B/3A}. \quad (6.193)$$

Подставляя значение z в уравнение (6.191), получаем уравнение упругой линии, удобное для инженерных расчетов:

$$y = \frac{B\sqrt{\frac{B}{3A}}}{9EJ_x l} = \frac{Bz}{9EJ_x l}. \quad (6.194)$$

Повышенный прогиб колонны приводит к появлению больших кромочных реакций в зонах контакта втулок подвижной плиты с рабочей частью колонны и может привести к заклиниванию.

Для определения величины допустимого прогиба исходят из допущения о том, что линия изгиба для малых величин прогиба представляет собой дугу окружности, проходящую через три точки, две из которых отвечают краям направляющей втулки, а третья точка соответствует наибольшему прогибу колонны (рис. 6.33).

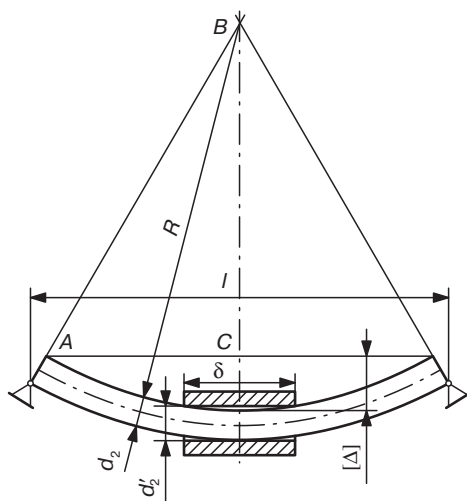


Рис. 6.33. Схема для определения нормативной жесткости колонн

Радиус окружности изогнутой оси колонны определяется из треугольника ABC :

$$R^2 = l^2/4 + (R - [\Delta])^2 \quad (6.195)$$

или

$$R = (l^2 + 4[\Delta]^2)/8\Delta. \quad (6.196)$$

По аналогии для части дуги по длине втулки

$$R = (\delta^2 + 4\Delta_d^2)/8\Delta_d \quad (6.197)$$

где Δ_d — диаметральный зазор, равный разнице диаметра отверстия втулки d'_2 и рабочей части колонны d_2 ; δ — длина втулки; $[\Delta]$ — допустимая величина прогиба колонны; l — длина колонны между заделками.

Приравняв правые части уравнений (6.196) и (6.197) и проведя преобразования, получаем

$$\delta^2[\Delta] + 4\Delta_d^2[\Delta] = l^2\Delta_d + 4\Delta_d[\Delta]^2. \quad (6.198)$$

Члены уравнения (6.198) $4\Delta_d^2[\Delta]$ и $4\Delta_d[\Delta]^2$ — малые величины высшего порядка, которыми практически можно пренебречь, тогда

$$[\Delta] = (1/\delta)^2\Delta_d. \quad (6.199)$$

При решении конкретной задачи определяют прогиб y и допустимый прогиб $[\Delta]$, а затем сопоставляют их. При достаточной жесткости колонны величина прогиба $y \leq [\Delta]$.

На усталость рассчитывают обычно колонны быстроходных машин. Колонны относятся к категории резьбовых деталей. При нагружении резьбовых деталей усилиями, вызывающими переменные напряжения, применяются, как правило, соединения, собранные с предварительной затяжкой. После приложения рабочей нагрузки F , которая может уменьшать эффект предварительной затяжки, детали соединения должны быть прижаты друг к другу с усилием, называемым остаточной затяжкой в стыке. Величина снижения усилия затяжки определяется величиной рабочей нагрузки F и упругими свойствами всех деталей соединения (плиты, колонны, гайки). В результате предварительной затяжки резьбовая часть колонны получает упругое удлинение $\Delta\lambda_1$, а плита сжимается в месте заделки колонны на величину $\Delta\lambda_2$. Величины деформаций $\Delta\lambda_1$ и $\Delta\lambda_2$ зависят от усилия затяжки, а также от жесткости резьбового соединения и плиты. С увеличением жесткости элементов, участвующих в соединении, должна быть увеличена сила затяжки.

Жесткость участка колонны вычисляется по формуле:

$$C_1 = E_1 S_1 / l, \quad (6.200)$$

где E_1 — модуль упругости первого рода материала колонны; S_1 — площадь поперечного сечения участка колонны; l — длина участка колонны, включающая высоту полукольца.

Жесткость плиты в месте заделки колонны равна

$$C_2 = E_2 S_2 / \delta, \quad (6.201)$$

где E_2 — модуль упругости первого рода материала плиты; S_2 — площадь поперечного сечения полого цилиндра с наружным диаметром D_n и внутренним диаметром d_2 (рис. 6.34); δ — расчетная толщина плиты.

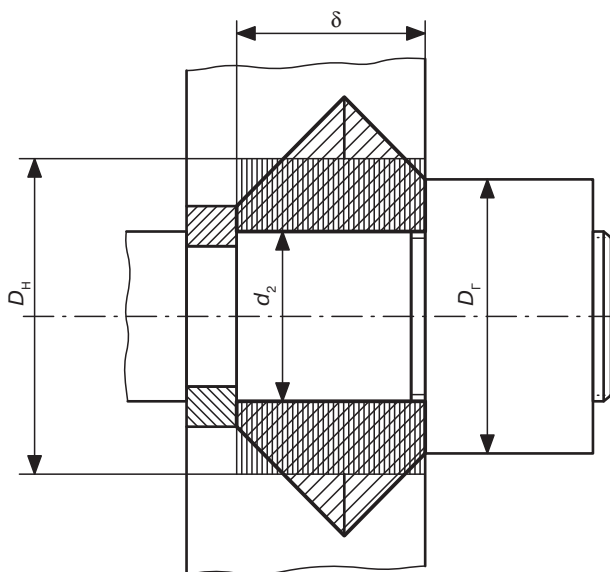


Рис. 6.34. Схема расчета заделки колонны на усталость

Считается, что усилие от бурта колонны и гайки передается плите по конусам влияния, образующие которых наклонены к плоскости стыка под углом 45° . Для упрощения расчета деформируемые конусы влияния заменяются цилиндрами.

Площадь S_2 вычисляется следующим образом: за жесткость части соединяемых деталей принимают жесткость полого цилиндра с наружным диаметром

$$D_n = D_r + (\delta/2), \quad (6.202)$$

где D_r — диаметр опорной поверхности гайки.

Тогда

$$S_2 = \pi(D_n^2 - d_2^2)/4. \quad (6.203)$$

Расчет резьбы колонны не отличается от изложенного в разделе 3.2.2 расчета резьбы штока поршня.

Зависимость r/h для трапецидальной резьбы от шага t приведена на рис. 6.35, а для других видов резьб — в табл. 6.7.

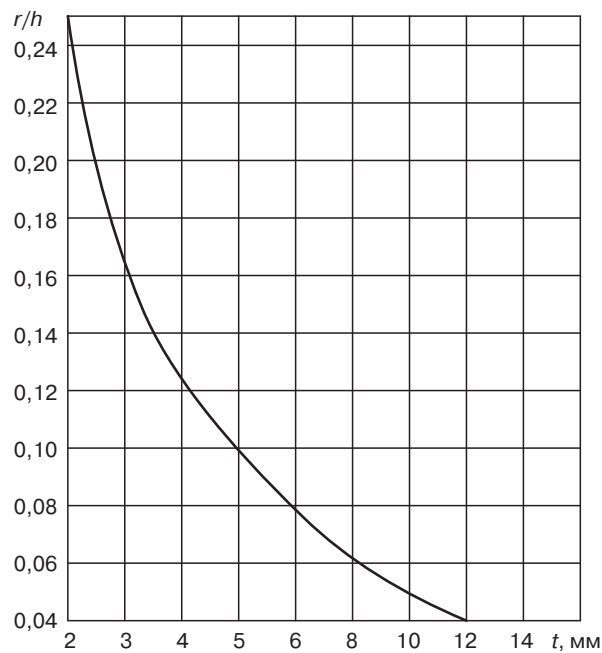


Рис. 6.35. График зависимости отношения r/h от шага t трапецеидальной резьбы

Коэффициент запаса прочности колонны в опасном сечении составляет $n \geq 1,2$.

Таблица 6.7. Значения отношения r/h для различных резьб

| Резьба | r/h | Резьба | r/h |
|-----------------|------------------------------------|---------------------------------|-------|
| Метрическая | 0,266 | Упорная специальная (рис. 6.31) | 0,215 |
| Трапецеидальная | Выбирается по графику на рис. 3.13 | Дюймовая | 0,215 |

6.3.5. Расчет рычагов, осей и втулок

Рычаги в устройствах запирания служат для передачи усилия от привода к подвижной плите. Рычаги выполняются круглого или прямоугольного сечения. Рычаги с круглым сечением используются в механизмах, где расстояние между подвижной и неподвижной плитами регулируется винтовым соединением, изменяющим длины рычагов. Для соединения с осями эти рычаги заканчиваются головками; рычаги изготавливаются из поковок стали марок 45 и 40Х.

Рычаги машин малой мощности с прямоугольным сечением изготавливаются из листового проката стали марки 45 и собираются в пакет из нескольких штук. Рычаги

машин средней мощности выполняют литыми из стали марки 45Л. В механизмах за-
пираания рычаги работают на сжатие под действием силы запираания F .

Рекомендуется соотношение

$$\Sigma S_p = 0,8 \Sigma S_k, \quad (6.204)$$

где ΣS_p — суммарная площадь поперечного сечения рычагов; ΣS_k — суммарная пло-
щадь поперечного сечения колонн.

Соответственно сечение одного рычага

$$S_p = \Sigma S_p / z_p, \quad (6.205)$$

где z_p — количество рычагов одного звена механизма.

Наиболее распространены рычаги с поперечным сечением прямоугольной фор-
мы. Соотношение размеров их сторон в поперечном сечении — $h/\delta_1 = 3-4$.

Напряжение сжатия, возникающее в рычаге, определяется по формуле

$$\sigma_{сж} = F_p / S_p. \quad (6.206)$$

Рекомендуются следующие допускаемые напряжения сжатия:

- для литых рычагов из стали марки 35Л $[\sigma]_{сж} = 80$ МПа, из стали марки 45Л $[\sigma]_{сж} = 87$ МПа;
- для рычагов кованных и из стального проката из стали марки 45 $[\sigma]_{сж} = 115$ МПа, из стали марки 40Х $[\sigma]_{сж} = 145$ МПа.

Длина рычагов достаточно велика, поэтому после определения размеров попереч-
ного сечения необходимо произвести проверочный расчет на устойчивость по фор-
муле Тетмаера–Ясинского:

$$\sigma_{кр} = \sigma_0 (1 - b_1 \lambda + b_2 \lambda^2), \quad (6.207)$$

где σ_0 , b_1 , b_2 и λ — коэффициенты; $\sigma_{кр}$ — критическое напряжение при сжатии.

Для среднеуглеродистых сталей $\sigma_0 = 335$ МПа; $b_1 = 0,00185$; $b_2 = 0$; $\lambda = \mu l_2 / i_{\min}$ — гиб-
кость рычага длиной l_2 ; μ — коэффициент приведения длины, зависящий от способа
закрепления концов рычага (значения μ см. рис. 2.16); $i_{\min} = \sqrt{(J_{\min} / S_p)}$ радиус инер-
ции сечения рычага.

Наименьший момент инерции рычага с круглым сечением:

$$J_{\min} = 0,05 d^4. \quad (6.208)$$

Наименьший момент инерции рычага с прямоугольным сечением:

$$J_{\min} = h \delta^3 / 12. \quad (6.209)$$

Наименьший радиус инерции рычага с круглым сечением:

$$i_{\min} = 0,25 d. \quad (6.210)$$

Наименьший радиус инерции рычага с прямоугольным сечением:

$$i_{\min} \approx 0,3\delta. \quad (6.211)$$

Запас устойчивости для рычагов механизмов запирания определяется как

$$n_y = \sigma_{\text{кр}} / \sigma_{\text{сж}} \geq 3. \quad (6.212)$$

Далее следует проводить проверку на смятие отверстий в рычагах под втулки. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = F_p / l_{\text{вт}} D, \quad (6.213)$$

где $l_{\text{вт}}$ — длина втулки; D — диаметр отверстия в рычаге.

Втулки рычагов работают в тяжелых условиях из-за отсутствия достаточного количества масла в шарнирах. В момент запирания формы происходит медленное угловое перемещение рычагов, в шарнирах возникают большие удельные давления и смазка выдавливается из зазоров, которые были ранее образованы осью и отверстием втулки.

Втулки рычагов следует изготавливать из стали марки ШХ15 с последующей закалкой. Ввиду отсутствия достаточно обоснованного источника для расчета подобных втулок при определении удельного давления на их поверхности следует принимать пониженные значения удельных давлений. При скорости скольжения 1 м/с допускаемое удельное давление должно составлять $[q] = 100\text{--}120$ МПа.

Оси, соединяющие рычаги между собой и рычаги с плитами, выполняются в виде цилиндрических пальцев с центральным отверстием и радиальными отверстиями для подвода смазки. Иногда смазку подводят по канавкам, выполненным на наружной поверхности оси. Оси изготавливаются из стали марки 40ХН и закаляются.

При расчете осей исходят из следующих соображений. В момент соприкосновения полуформ, когда еще значительная нагрузка на ось не возникает, происходит перераспределение зазоров между втулкой и осью (рис. 6.36, *а*). Далее рычаги выпрямляются, и нагрузка на ось начинает возрастать до наибольшей величины (рис. 6.36, *б*). Соответственно в точках $A, B, C, D, A_1, B_1, C_1$ и D_1 возникают реакции $R_A, R_B, R_C, R_D, R_{A1}, R_{B1}, R_{C1}$ и R_{D1} . С возрастанием нагрузки нарушается масляный слой, и в результате деформации оси контакт создается не по всей длине опорной поверхности, а вблизи краев втулки, поэтому реакции от действующих сил R_B, R_C, R_{B1} и R_{C1} не находятся посредине длины втулки (рис. 6.36, *б*), а расположены у начала галтели.

Форма упругой линии деформированной оси определяется не только величиной и расположением действующих сил, но и величиной зазоров между осью и втулкой. Если ось в период деформации не соприкасается с втулкой в точках A, A_1 и D, D_1 (рис. 6.36, *б*), то нормальные напряжения от изгиба определяются силами реакции в точках B, B_1 и C, C_1 . В случае контактов в точках A, A_1 или D, D_1 либо в обоих парах точек одновременно происходит некоторая разгрузка оси от изгибающих напряжений.

За период длительной работы увеличиваются зазоры между осью и втулкой. Это приводит к увеличению размера b , расстояния между точками B и C (см. рис. 6.36, б), являющегося плечом изгиба.

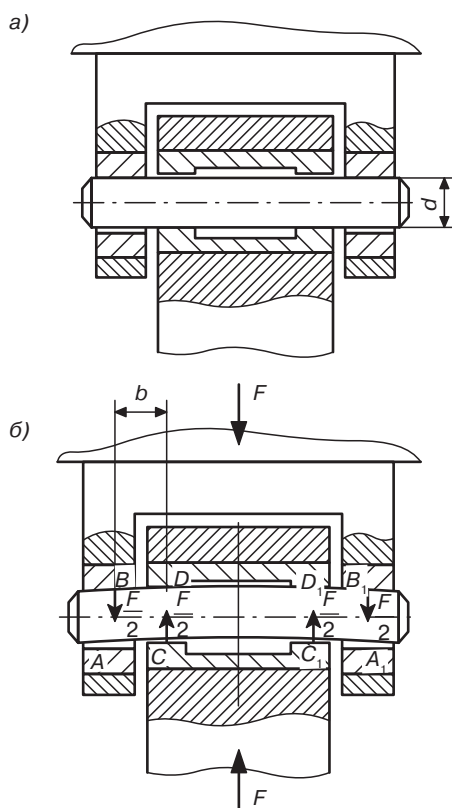


Рис. 6.36. Схема работы оси: а — в момент соприкосновения полуформ; б — при запирании формы

Наряду с изгибающими напряжениями в оси возникают касательные напряжения. При малых значениях величины b касательные напряжения могут определять прочность соединения. На рис. 6.37 приведена расчетная схема симметричной оси, нагруженной силами $R_A, R_B, R_C, R_D, R_{A1}, R_{B1}, R_{C1}$ и R_{D1} . Принимая втулки оси абсолютно жесткими и воспользовавшись симметрией оси, можно записать следующие условия равновесия:

для центральной втулки

$$R_D - R_C + (F/2) = 0; \quad (6.214)$$

для боковых втулок

$$R_B - R_A - (F/2) = 0. \quad (6.215)$$

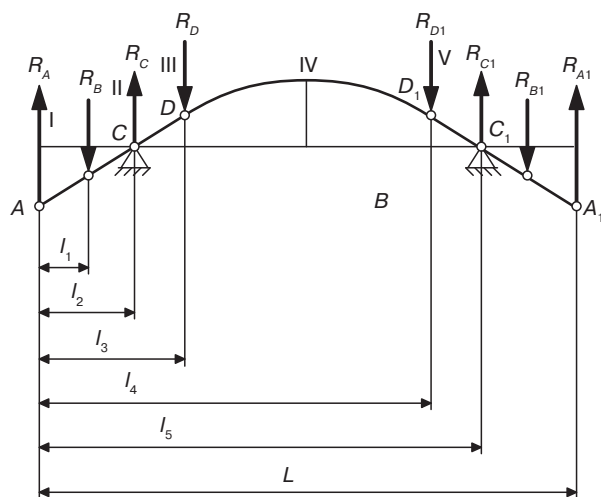


Рис. 6.37. Схема расчета оси

Далее находят уравнение упругой линии для участков I, II, III, IV и V и, используя уравнения (6.214) и (6.215), определяют зависимость между величинами прогибов в точках A и D и реакциями R_A и R_D . Значение реакций определяют из следующих уравнений:

$$R_A = \frac{F}{2} \frac{k_1 k_2 - k_3 k_4}{k_6 k_2 - k_3 k_5} - 6EJ_x \frac{\delta_A k_2 - \delta_D k_3}{k_6 k_2 - k_3 k_5}, \quad (6.216)$$

$$R_D = \frac{F}{2} \frac{k_6 k_4 - k_1 k_5}{k_6 k_2 - k_3 k_5} - 6EJ_x \frac{\delta_D k_6 - \delta_A k_5}{k_6 k_2 - k_3 k_5}, \quad (6.217)$$

где

$$k_1 = 3l_2(l_2 - l_1)(l_5 - l_1) - (l_2 - l_1)^3;$$

$$k_2 = 3(l_3 - l_2)^2(l_5 - l_3) - (l_3 - l_2)^3;$$

$$k_3 = 3l_2(l_3 - l_2)(l_5 - l_3);$$

$$k_4 = 3(l_2 - l)(l_3 - l_2)(l_5 - l_3);$$

$$k_5 = 3l_1(l_3 - l_2)(l_5 - l_3);$$

$$k_6 = 3l_1 l_2 l_5 - l_1^3;$$

δ_A — минимальный допуск зазора в точке A; δ_D — минимальный допуск зазора в точке D.

Значения реакций R_A и R_D могут оказаться положительными, отрицательными или равными нулю. При отрицательных значениях R_A и R_D контакты в точках A и D отсутствуют.

Наибольший изгибающий момент возникает в точках C и C_1 и определяется по формуле

$$M_{\max} = -[F/2(l_2 - l_1)] + R_A l_2. \quad (6.218)$$

Наибольшее напряжение изгиба

$$\sigma_{\max} = M_{\max} / W_x. \quad (6.219)$$

Наибольшее касательное напряжение от перерезающих сил при изгибе будет на участке BC

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{F}{2} \frac{1}{A'}, \quad (6.220)$$

где A' — площадь сечения оси.

Условия прочности: $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$; $\tau_{\max} \leq [\tau]$.

Для сталей $[\tau] = (0,5-0,8)[\sigma]$.

6.3.6. Жесткость узла смыкания

Каждая деталь, входящая в механизм узла смыкания форм и участвующая в передаче нагрузки, в той или иной степени подвержена деформации. Поскольку все детали узла смыкания литьевой машины обычно конструируются так, чтобы их напряженное состояние находилось в диапазоне упругого деформирования, то деформация каждого элемента пропорциональна воспринимаемой этим элементом приложенной нагрузке. Энергия, накопленная в каждом из элементов при его деформации, является функцией приложенной нагрузки, времени и величины деформации. Количество накопленной энергии одинаково и при сжатии, и при растяжении под нагрузкой. Таким образом, при развитии в литьевой машине усилия смыкания общая энергия, накопленная в узле смыкания, является суммой энергий, аккумулированных каждым из его деформирующихся элементов, в том числе и литьевой формы. Поскольку общая накопленная энергия представляет собой простую сумму энергий всех элементов, можно условно представить узел смыкания в виде эквивалентной пружины, которая имеет степень сжатия, равную общей нагрузке, деленной на сумму абсолютных значений абсолютных деформаций всех элементов системы, участвующих в передаче усилия.

Константа формализованного в виде пружины узла смыкания любого типа может быть рассчитана следующим способом. Для начала необходимо проследить путь нагрузки по системе звеньев узла смыкания. На рис. 6.38 приведены примеры анализа силового замыкания в механизмах смыкания различных типов. Затем следует рассчитать нагрузку, воспринимаемую каждой деталью и определить величины их

абсолютных деформаций под воздействием этих нагрузок. Основное уравнение для большинства расчетов требуемых деформаций представляет собой

$$\Delta = \sigma l / E, \quad (6.221)$$

где Δ — абсолютная деформация; l — исходный размер детали; E — модуль упругости первого рода.

Большинство деталей узла смыкания форм обычно изготовлены из сталей с модулем упругости $E = 190\text{--}220$ ГПа и сконструировано под напряжения от 70 до 85 МПа. Деформация формы может быть оценена исходя из среднего напряжения 35 МПа. Исходная длина будет разной для каждого элемента. Изгиб плиты может быть оценен исходя из отклонения 0,0001–0,0002 мм/мм по диагонали между центральными осями направляющих колонн. В любом случае отклонения плит обычно малы по сравнению с деформацией колонн и кинематических связей. Деформация резьбы внутри гаек может быть оценена с помощью аналогичного метода, но с введением в расчет исходной длины, равной 25–50% диаметра резьбы. Это отклонение также мало по сравнению с деформацией колонны. После того как рассчитаны все деформации, они суммируются для получения величины общей деформации, эквивалентное значение которой будет испытывать модельная пружина, нагруженная таким же усилием. И наконец, коэффициент жесткости может быть вычислен делением значения усилия смыкания на общую деформацию, рассчитанную ранее.

Рассмотрим, например, действие нагрузки в гидравлическом узле смыкания (рис. 6.38, *а*). К общей величине деформирования здесь следует добавить изменение размеров «столба» масла в главном гидроцилиндре, тем более что при использовании в таких цилиндрах давления масло сжимается примерно на 1%. Например, если столб масла внутри гидроцилиндра до создания давления имеет длину 500 мм, то под действием давления может уменьшиться на 5 мм.

Жесткость гидравлического узла смыкания (рис. 6.38, *а*) обычно составляет только одну пятую от жесткости механического или гидромеханического узла смыкания эквивалентного размера.

Поскольку форма располагается по вектору нагрузки, ее деформацию следует учитывать при расчете константы пружины. Если между формой и выбранным размером узла смыкания, перемещающего форму, выбрано правильное соответствие, то ее вклад в общую деформацию обычно составит всего несколько процентов. Если же установленная форма была предназначена для меньшей машины, сжатие формы может оказать существенное влияние на общую жесткость. Например, если форму, используемую обычно на 100-тонной машине, установить на 300-тонную, ее отклонение может значительно снизить жесткость системы. В результате жесткость может быть снижена настолько, что 300-тонная машина будет способна развивать усилие смыкания всего 200 т или менее.

Значение коэффициента жесткости узла смыкания

Жесткий узел смыкания имеет ряд практических преимуществ. Во-первых, он лучше противостоит возможным «всплескам» давления внутри формы, которые могут

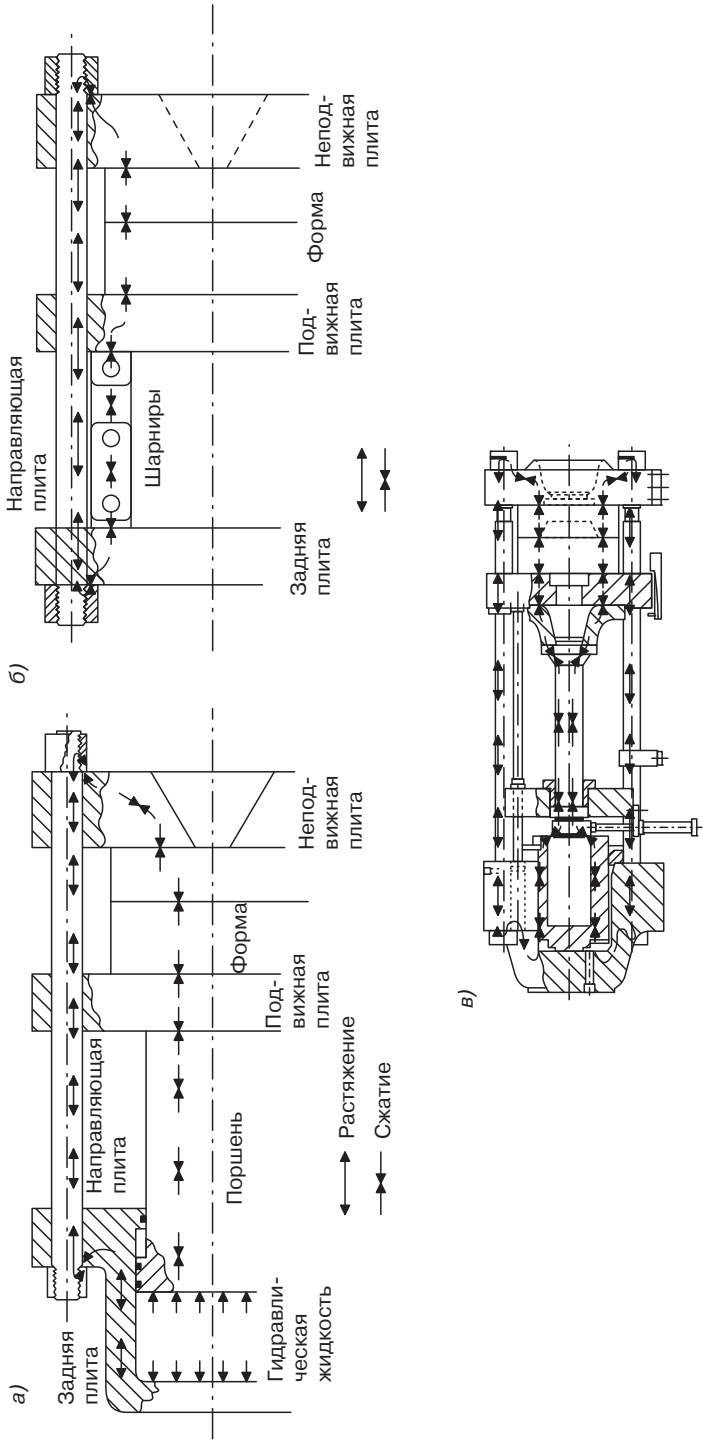


Рис. 6.38. Схемы силового нагружения гидравлического (а), механического (б) и гидромеханического узлов смыкания

приводить к ее раскрытию. Во-вторых, он позволяет использовать меньшее начальное усилие смыкания, так как имеет большую удерживающую способность, что дает возможность снизить исходное усилие смыкания. Это обеспечивает меньший износ и более длительную эксплуатацию узла смыкания и литьевой формы.

Жесткий механизм требует меньшей кинетической энергии. Узел смыкания с высокой жесткостью потребляет меньше энергии, чем узел с меньшей жесткостью, работающий с тем же усилием смыкания. Энергия, необходимая для развития усилия смыкания, показана на рис. 6.39 в виде площади под кривыми. Видно, что площадь под кривой для механического узла смыкания намного меньше (обычно всего одна пятая), чем площадь для гидравлического узла при одинаковом усилии смыкания.

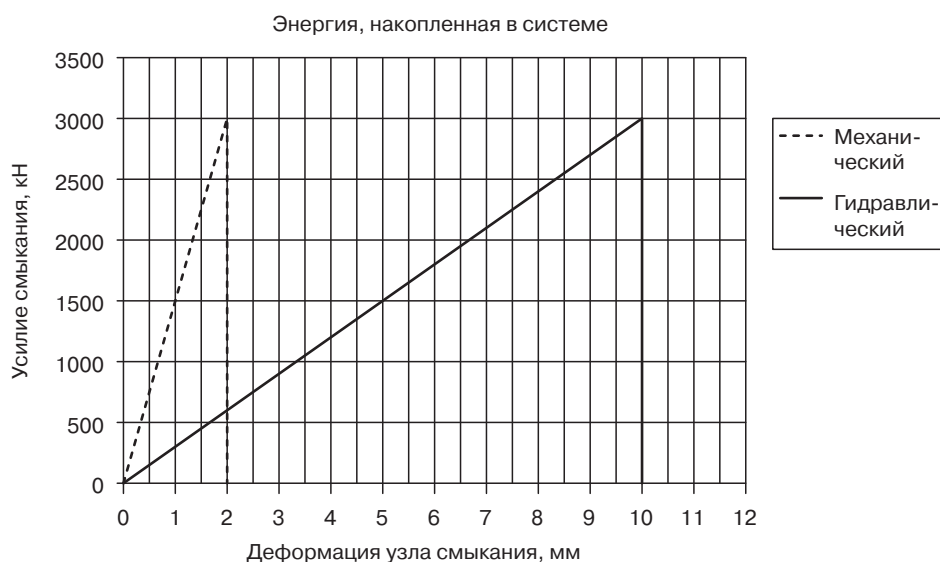


Рис. 6.39. Энергия, необходимая для развития усилия смыкания

После охлаждения изделия и снятия усилия смыкания накопленная в системе энергия должна быть рассеяна. Обычно эта энергия аккумулируется в масле гидроприводов.

7. Прочие виды оборудования

7.1. Оборудование для ротационного и центробежного формования

Ротационное формование — это процесс производства полых закрытых изделий из порошков или паст (пластизолей) термопластичных полимерных материалов, заключающийся в последовательном обогреве и охлаждении вращающейся относительно двух или более пересекающихся осей формы, заполненной полимерным материалом. Для ротационного формования характерны невысокие частоты вращения формирующего инструмента (обычно до 20–30 об/мин). Это позволяет практически исключить воздействие на формируемый материал центробежных сил. Определяющей при ротационном формовании является сила тяжести, благодаря которой при вращении формы происходит равномерное распределение материала по стенкам.

При ротационном формовании дозированную порцию материала загружают в полную металлическую форму, которую герметично закрывают и приводят во вращение в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В случае изготовления изделий в виде цилиндрических обечаек или труб, форма вращается в одной плоскости. Одновременно форму нагревают до температуры, необходимой для плавления полимера (для порошкообразного сырья) или для его набухания в пластификаторе (для паст).

Достоинство ротационного формования состоит, прежде всего, в простоте получения изделий с арматурой. Стоимость переработки материала в крупногабаритные изделия при ротационном формовании ниже, чем при других методах, за счет уменьшения числа (или полного исключения) сборочных и отделочных операций, таких как сварка, механическая обработка и т. д.

Методом ротационного формования удается изготавливать изделия очень больших размеров. Так, из полиэтилена, наполненного техническим углеродом, получают резервуары емкостью 2,7; 5 и 7,25 м³ различной геометрической формы, диаметром до 2 м и высотой до 4,5 м. Толщина стенок и днища в зависимости от размеров сосуда составляет от 8 до 16 мм, плавно уменьшаясь в верхней части. На изделиях, изготовленных ротационным формованием, могут быть отформованы профили жесткости, фланцы и др. элементы.

Основной недостаток ротационного формования — большая продолжительность цикла. Тем не менее, наметилась тенденция к увеличению производства этим методом крупных объемных изделий, таких как емкости для перевозки жидкостей и сыпучих материалов, топливные баки для автомобилей, багажные принадлежности и т. п.

Методом ротационного формования можно изготавливать не только закрытые изделия, но и изделия без замкнутых полостей. При этом получают спаренные формовки, которые затем разрезают на два изделия. При производстве изделий мелкого и среднего размера пригодны литые алюминиевые формы. Пластизоли перерабатывают в формах с гальваническим покрытием. Крупногабаритные изделия получают в формах, изготовленных из стального литья или листового алюминия.

При вращении формы материал равномерно распределяется по ее внутренней поверхности, гомогенизируется, и на горячих стенках формы образуется тонкое монолитное покрытие, которое удерживается за счет адгезии и центробежных сил, затем форма охлаждается, раскрывается и изделие извлекается (рис. 7.1). Вращение формы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях осуществляется с такой угловой скоростью ω_1 и ω_2 , чтобы возникающие центробежные силы были меньше сил гравитации. Формы нагревают либо в печах газовым пламенем, либо горячим воздухом.

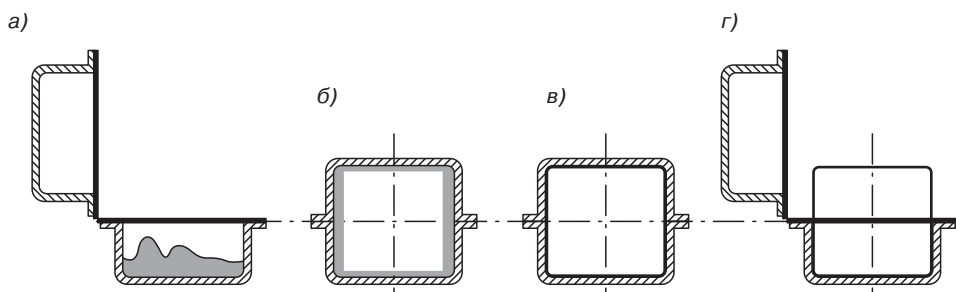


Рис. 7.1. Принципиальная схема ротационного формования: а — загрузка полимерного материала в форму; б — перевод формы в камеру нагрева и формование изделия; в — охлаждение изделия; г — съем готового изделия

В некоторых случаях обогрев форм осуществляют инфракрасным излучением или смесью нитридов натрия и калия, которая плавится при температуре 200–300 °С и разбрызгивается на вращающиеся формы. Наиболее эффективным является индукционный нагрев непосредственно самих стенок формы.

Технологический процесс состоит из следующих операций:

- нанесение на стенки формы антиадгезионного покрытия;
- набор определенной массы полимера и загрузка его в раскрытую форму;
- закрытие формы;
- формование изделия;
- охлаждение формы и изделия;
- раскрытие формы и извлечение изделия.

Чаще всего используется весовое дозирование, при этом необходимая масса полимера находится с учетом обеспечения заданной толщины стенки изделия.

Формование изделия осуществляется благодаря вращению формы, приводящему к равномерному распределению полимера по всей внутренней поверхности формы.

Стенки формы нагреты и при контакте с ними происходит нагрев полимера. Форма вращается в двух плоскостях за счет сложного планетарного привода: вокруг первой оси с угловой скоростью ω_1 , а вокруг второй со скоростью ω_2 . Температура нагревания формы должна обеспечивать быстрое плавление полимера и сравнительно низкую вязкость. Чтобы исключить процесс термоокисления, полость формы желательно вначале вакуумировать, а затем заполнить азотом.

При нагревании формы до температуры выше температуры текучести или плавления происходит уплотнение пористой массы, обусловленное стремлением частиц к уменьшению поверхностной энергии. Интенсивность спекания определяется скоростью диффузии макромолекул на границе контакта частиц (размывание границы раздела), и скоростью вязкого течения полимера под действием лапласового давления, возникающего на участках свободных поверхностей пористого тела, имеющих не нулевую кривизну.

Внешняя поверхность формы обогревается, поэтому вследствие нагрева и плавления движущихся частиц увеличивается сопротивление перемещению исходного порошкообразного материала по внутренней поверхности формы, происходит его частичное налипание на стенки. Дальнейший нагрев приводит к переходу полимера из высокоэластического состояния в вязкотекучее. При этом вязкость расплава достаточно велика, чтобы исключить какое-либо перемещение материала относительно формы до полного окончания процесса оформления изделия. После приобретения изделием необходимой формы начинается охлаждение изделия. В период охлаждения форма продолжает вращение вокруг своих осей с прежней скоростью.

К основным технологическим параметрам процесса ротационного формования относятся частоты вращения формы вокруг главной (как правило, горизонтальной оси) и вторичных осей, а также соотношение этих частот вращения. Траектория движения материала внутри формы в период оформления изделия является также функцией объемных характеристик полимера.

Выбор оборудования для ротационного формования определяется конфигурацией и размерами изделия, типом перерабатываемого материала и серийностью производства. Применяются, например, одно-, трех- и четырехшпиндельные установки периодического и непрерывного действия. Одношпиндельные установки целесообразно использовать для изготовления крупногабаритных изделий или опытных образцов, а также для научных исследований. Трех- и четырехшпиндельные агрегаты или машины карусельного типа применяют в тех случаях, когда необходима повышенная производительность.

Принципиальная схема установки для ротационного формования приведена на рис. 7.2. Вращение формы 1 вокруг горизонтальной главной оси 2 происходит с помощью привода 3. Вращение формы вокруг вспомогательной вертикальной оси 7 осуществляется от привода 5 через коническую зубчатую передачу 4.

Общий вид установки для производства крупногабаритных изделий методом ротационного формования показан на рис. 7.3.

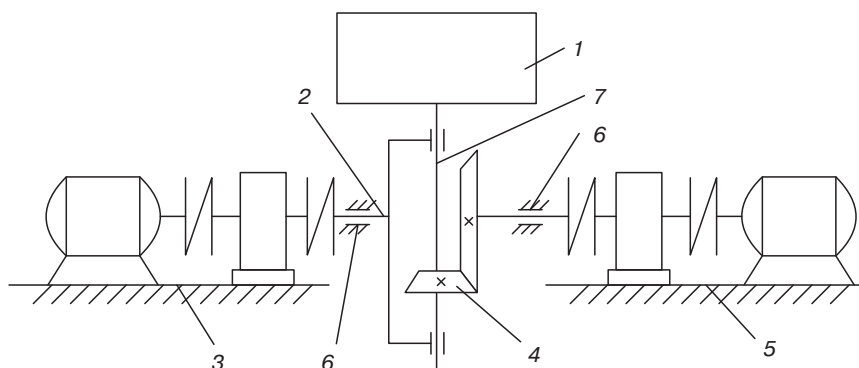


Рис. 7.2. Схема машины для ротационного формования: 1 — форма; 2 — главная ось вращения; 3 — привод главной оси; 4 — коническая зубчатая передача; 5 — привод вспомогательной оси; 6 — подшипники; 7 — вспомогательная ось вращения

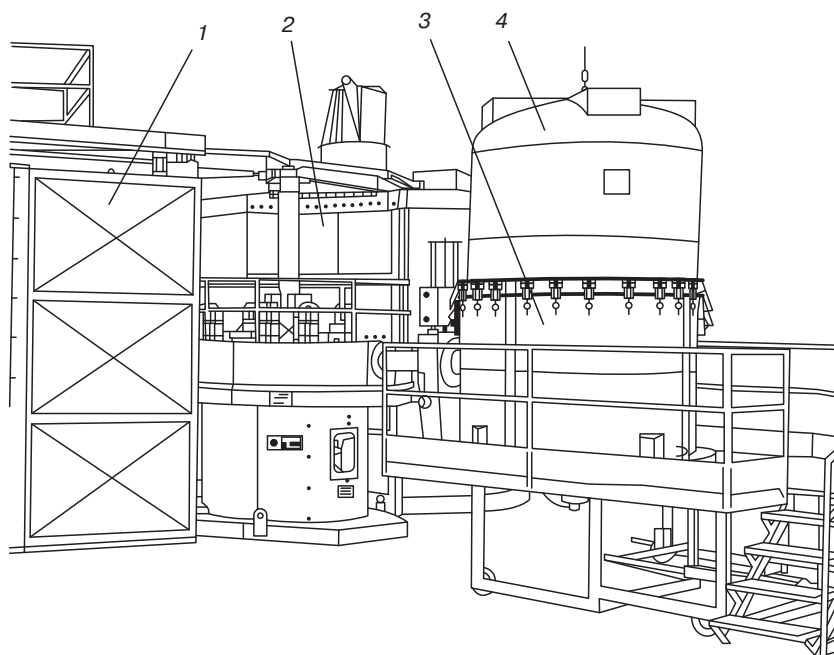


Рис. 7.3. Общий вид установки для производства крупногабаритных изделий методом ротационного формования: 1 — термокамера; 2 — привод, обеспечивающий вращение форм; 3 — форма; 4 — изделие

После гомогенизации расплавленной композиции скорость вращения формы желательно увеличить для получения более монолитной оболочки изделия, чтобы за счет центробежных сил уплотнить материал. Для удаления из полимера воздушных включений в форме можно создать вакуум и начать охлаждение. Продолжительность операции формования зависит от скорости нагревания формы и температуры плавления полимера и, как правило, находится экспериментально.

Охлаждение изделия производится при вращении формы за счет обдувания ее холодным воздухом или распыленной водой с воздухом. Температура формы в конце охлаждения должна обеспечивать конструкционную жесткость изделия, то есть быть ниже температуры стеклования для аморфных полимеров или теплостойкости по Мартенсу (Вика) для кристаллизующихся.

Извлечение изделия производится после разборки формы. В зависимости от вида изделия и типа перерабатываемого полимерного материала используют формы с одной или несколькими плоскостями разъема. При формовании изделий из поливинилхлоридных пластизолов пригодны формы с одной плоскостью разъема. В этом случае готовые изделия с поднутрениями или выступами извлекают, используя упругую деформацию материала.

Поначалу не удавалось перерабатывать ротационным формованием ПЭВП вследствие его склонности к термоокислению (разложению) при высоких температурах, развивающихся в формах. Этим методом перерабатывали только смеси ПЭВП с 15–25% ПЭНП, полиэтилен средней плотности, сополимер этилена с винил ацетатом. В настоящее время используются также композиции ПЭВП со специальными стабилизирующими добавками для формования при высоких температурах. Создана, например, специальная марка ПЭ, показатель текучести расплава которого при переработке уменьшается с 5 до 1,5 г/10 мин. Этот материал характеризуется повышенным значением удельной ударной вязкости при низких температурах (до -30°C).

Разработан способ ротационного формования изделий из нейлона (полиамида). В форму загружают композицию на основе капролактама и катализатор. В процессе ротационного формования происходит полимеризация. В настоящее время методом ротационного формования перерабатываются полистирол, полипропилен, полиакрилаты, поликарбонат и др. полимеры.

Из смесей полимеров, отличающихся друг от друга значениями температуры плавления, получают двухслойные изделия с различными свойствами слоев. С целью предотвращения окисления некоторых термопластов (например, полиамидов) в форму нагнетают инертный газ. Иногда ротационное формование осуществляют с использованием жестких вкладышей. Это делается для увеличения прочности больших участков формируемых изделий.

Центробежное формование — это процесс производства осесимметричных изделий. В отличие от ротационного формования сила тяжести в данном процессе практически не используется, вращение формы осуществляется вокруг одной оси — вертикальной, горизонтальной или наклонной. Необходимое давление для формования плотных стенок изделия обеспечивается центробежными силами, возникающими при вращении формы (с максимальной частотой до 12 000 1/мин). Частота вращения

формы непосредственно в момент образования изделия должна превышать определенную критическую величину, при которой материал удерживается центробежными силами по всей поверхности формы. При меньших частотах вращения материал под действием силы тяжести стекает со стенок формы, и изделие не может оформиться. Для различных материалов критическая частота вращения различна, так как зависит от удельной плотности полимера и его вязкости при температуре формования. Реальные частоты вращения обычно превышают критические, так как помимо формообразования изделия в его стенках при формовании должно возникать достаточное давление для вытеснения пузырьков воздуха и газообразных продуктов. Кроме того, повышенное давление в материале в момент формования предотвращает в готовом изделии возникновение остаточных напряжений.

Установки для центробежного формования относительно просты и состоят из привода, станины и формующего инструмента.

Для получения изделий по такой технологии в нагретую форму, торцы которой закрыты фланцами, загружают порцию расплава термопласта или жидкой смолы с отвердителем. Если термопласт загружают в форму в виде порошка или гранул, плавление полимера и его гомогенизация в обогреваемой форме существенно снижает производительность. Поэтому для ускорения процесса получения изделий нередко применяют экструдер с копильником, откуда в форму подается необходимый объем расплава.

После охлаждения и остановки снимаются фланцы, изделие извлекают из формы. Обычно внутренний слой изделия имеет более рыхлую структуру и удаляется механической обработкой для получения необходимого внутреннего диаметра. С учетом этого материал дозируют с запасом в 10–15%.

Наибольшее распространение этот метод находит в получении толстостенных труб большого диаметра из полиамидов, полиэфиров и других термопластов с низкой вязкостью расплава; из-за склонности этих полимеров к окислению полость формы заполняется инертным газом (CO_2 , азот). При изготовлении изделий из полиамидов один из вариантов технологии предусматривает загрузку в форму расплава капролактама и катализатора анионной полимеризации, после чего нагретая форма приводится во вращение. Из-за высокой скорости полимеризации длительность процесса практически не зависит от толщины стенок формующего изделия.

7.1.1. Механические параметры процесса центробежного формования

Как уже было сказано, при центробежном формовании усилия, необходимые для равномерного распределения полимера по стенкам формы (барабана) и для уплотнения полимерной массы, возникают за счет быстрого вращения формы вокруг продольной оси. Чаще всего это горизонтальная ось, реже — наклонная или вертикальная.

Центробежная сила F_n , появляющаяся при вращении массы m , отстоящей от центра вращения на расстояние r , с угловой скоростью ω , равняется

$$F_n = m r \omega^2. \quad (7.1)$$

Применительно к схеме, представленной на рис. 7.4, выразим r через эффективный диаметр d :

$$2r = d = (d_i + d_a)/2 = r_i + r_a, \quad (7.2)$$

угловую скорость — через частоту вращения барабана n (1/мин):

$$\omega = \pi n / 30, \quad (7.3)$$

а массу — через плотность полимера ρ и объем V , ограниченный площадью поверхности A и толщиной стенки $S = r_a - r_i$ (причем $S \ll r_a$).

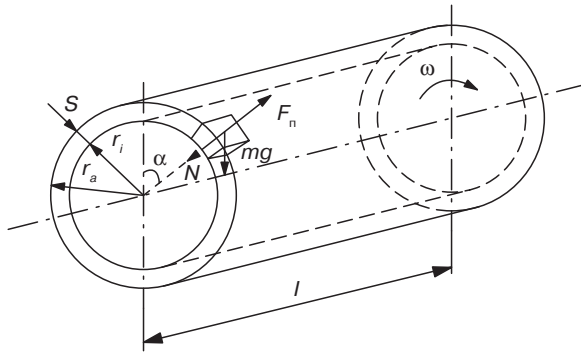


Рис. 7.4. Расчетная схема процесса центробежного формования

Так как сила, отнесенная к единице площади, есть не что иное, как давление, то

$$p = F_n / A = m r \omega^2 / A = \rho A S r \omega^2 / A = \rho S d \pi^2 n^2 / 1800. \quad (7.4)$$

Качественное оформление изделия произойдет в том случае, если при вращении формы полимер будет удерживаться на ее стенках. Пренебрежем вязкостью материала и его адгезией со стенками формы, тогда минимальную частоту вращения, обеспечивающую удержание материала на стенках формы (критическую частоту вращения), можно определить из следующих соображений.

Выражение для реакции опоры N (рис. 7.2) определяется из условия равновесия — сумма проекций всех сил на направление нормали к поверхности равна нулю:

$$F_n - N - mg \cos \alpha = 0, \quad (7.5)$$

где α — угол, определяющий положение элементарной площадки по отношению к вертикальной оси; g — ускорение силы тяжести.

Из исследования функции N следует, что $dN/d\alpha = 0$ при $\alpha = 0$. Таким образом, минимальное значение реакции опоры N равно

$$N = F_n - mg = (m d \pi^2 n^2 / 1800) - mg. \quad (7.6)$$

Критическая частота вращения $n_{кр}$ определяется из условия $N = 0$ (так как в момент отрыва материала от стенки $N = 0$)

$$n_{кр} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{1800g}{d}}. \quad (7.7)$$

В том случае, если неизвестна толщина стенки будущего изделия, а заданы лишь масса и плотности исходных компонентов (например, смолы и наполнителя), то расчет толщины стенки проводится по следующей формуле:

$$S = r_a - \sqrt{r_a^2 - \frac{m_n(\varphi \rho_n + \rho_c)}{\pi l \rho_c \rho_n}}, \quad (7.8)$$

где l — длина барабана; m_n — масса наполнителя; $\varphi = m_c/m_n$ — соотношение масс смолы и наполнителя; ρ_n — плотность наполнителя; ρ_c — плотность смолы.

7.1.2. Механические параметры процесса ротационного формования

При изготовлении изделий методом ротационного формования решающее значение для его качества имеет правильный выбор рабочей скорости вращения формы, которая, естественно, является функцией частоты ее вращения вокруг главной и вспомогательных осей вращения.

Рассмотрим формование шарообразной полый детали в форме, вращающейся вокруг главной (горизонтальной) оси с угловой скоростью ω_n и вокруг вспомогательной (вторичной) оси с угловой скоростью ω_N .

Введем систему координат X_1, Y_1, Z_1 (рис. 7.5, а) и будем описывать положение точки M радиус-вектором \vec{r} (так как радиус-вектор \vec{r} направлен по линии действия силы тяжести $m\vec{g}$ точки M). Главная ось вращения формы расположена под углом α к оси Z_1 . Сила тяжести $m\vec{g}$ расположена под углом $\beta = \pi/2$ к главной оси вращения. При $t = 0$ (в начальный момент)

$$\begin{cases} x_1 = 0 \\ y_1 = r \sin(90 - \alpha) = r \cos \alpha \\ z_1 = -r \cos(90 - \alpha) = -r \sin \alpha \end{cases}$$

Обозначим через φ угол поворота вокруг главной оси. Угловая скорость вращения ω_n вокруг главной оси, частота вращения n_n и угол поворота φ связаны следующим образом:

$$\omega_n = d\varphi/dt = 2\pi n_n. \quad (7.9)$$

После поворота системы координат на угол $\varphi = \omega_n t$ вокруг главной оси новые координаты точки M (относительно повернутой системы координат X_2, Y_2, Z_2) можно записать (рис. 7.5, б):

Параметры вращения относительно главной и вторичной осей связаны следующим образом:

$$\ddot{u} = n_{\text{н}}/n_N = \omega_{\text{н}}/\omega_N = \varphi/\theta. \quad (7.10)$$

Следует помнить, что параметры $\omega_{\text{н}}$, ω_N и θ определяют траекторию движения частицы относительно внутренней поверхности полости формы.

Положение точки M в любой момент времени можно описать следующим образом:

$$\vec{r} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}, \quad (7.11)$$

где

$$x = r \left(\sin \varphi \cos \frac{\varphi}{\ddot{u}} + \cos \alpha \cos \varphi \sin \frac{\varphi}{\ddot{u}} \right);$$

$$y = -r \left(\sin \varphi \sin \frac{\varphi}{\ddot{u}} - \cos \alpha \cos \varphi \cos \frac{\varphi}{\ddot{u}} \right);$$

$$z = -r \sin \alpha \cos \varphi.$$

Модуль скорости точки M определяется

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}, \quad (7.12)$$

где

$$v_x = dx/dt, v_y = dy/dt, v_z = dz/dt.$$

После вычисления производных и подстановки их в формулу (7.12) получаем

$$v = 2\pi r n_{\text{н}} \frac{\sin \alpha}{\ddot{u}} \sqrt{\left(\frac{\ddot{u} + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)^2 + \sin^2 \varphi}. \quad (7.13)$$

Средняя скорость \bar{v} определяется следующим образом:

$$\bar{v} = \frac{\int_{t_a}^{t_b} v dt}{t_b - t_a}. \quad (7.14)$$

Поскольку в нашем случае $\omega_{\text{н}} = d\varphi/dt$, то выражение (7.14) можно переписать:

$$\bar{v} = \frac{\int_{\varphi_a}^{\varphi_b} v \frac{d\varphi}{\omega_{\text{н}}} = \frac{\int_{\varphi_a}^{\varphi_b} v d\varphi}{\varphi_b - \varphi_a}. \quad (7.15)$$

Так как функция $\sin^2 \varphi$ имеет период, равный π и $\sin \varphi = \sin(\pi - \varphi)$, то следует положить $\varphi_a = 0$, $\varphi_b = \pi/2$. Таким образом,

$$\bar{v} = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} v d\varphi}{\frac{\pi}{2}}. \quad (7.16)$$

Подставляя полученное ранее значение $v(\varphi)$ в формулу (7.16), получаем выражение для средней (рабочей) скорости:

$$\begin{aligned} \bar{v} &= \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi r n_{\text{н}} \frac{\sin \alpha}{\ddot{u}} \sqrt{\left(\frac{\ddot{u} + \cos \alpha}{\sin \alpha}\right)^2 + \sin^2 \varphi} \cdot d\varphi = \\ &= 4r n_{\text{н}} \frac{\sin \alpha}{\ddot{u}} \frac{1}{k} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \cos^2 \varphi} \cdot d\varphi, \end{aligned} \quad (7.17)$$

где

$$k = \frac{1}{1 + \left(\frac{\ddot{u} + \cos \alpha}{\sin \alpha}\right)^2}. \quad (7.18)$$

Кроме того, используя замену переменных $\psi = \pi/2 - \varphi$, можно показать, что

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \cos^2 \varphi} \cdot d\varphi = - \int_{\frac{\pi}{2}}^0 \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi} \cdot d\psi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi} \cdot d\psi = E\left(\frac{\pi}{2}, k\right),$$

где $E(\pi/2, k)$ — полный нормальный эллиптический интеграл Лежандра 2-го рода; k — параметр, называемый модулем. Причем модуль k рассматривается как синус некоторого угла γ . Этот угол и указывается (в градусах) вместо модуля k .

Полный эллиптический интеграл Лежандра 2-го рода как функция угла γ представлен на рис. 7.6.

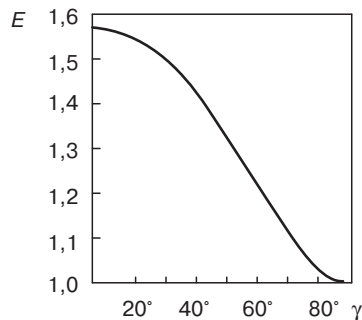


Рис. 7.6. Зависимость полного эллиптического интеграла Лежандра второго рода от значения угла γ

Таким образом, выражение для средней рабочей скорости можно записать следующим образом:

$$\bar{v} = 4 r n_n \frac{\sin \alpha}{i i} \frac{1}{k} E\left(\frac{\pi}{2}, k\right). \quad (7.19)$$

Обозначив через v^* величину $\frac{2 \sin \alpha}{\pi i i k} E\left(\frac{\pi}{2}, k\right)$ можно переписать выражение для значения средней скорости:

$$\bar{v} = \pi D n_n v^*, \quad (7.20)$$

где $D = 2r$.

Задавая значения угла α и отношения частот вращения вокруг главной и вторичной оси $i i$, рассчитывают величину относительной скорости v^* . Задавая значения диаметра формующего инструмента D и частоты вращения вокруг главной оси n_n , рассчитывают значение средней рабочей скорости \bar{v} .

Принципиальная схема ротационной формующей машины представлена на рис. 7.1. В нее, как уже говорилось, входят два привода. Привод 3 главного вращения и привод 5, обеспечивающий вращение вокруг вспомогательной (вторичной) оси. Расположенная горизонтально главная ось вращения 2 имеет угловую скорость ω_n и заканчивается вилкой, в которой установлены подшипники вспомогательной оси 7, вращающейся с угловой скоростью ω_N . Привод 5 для стационарно расположенного центрального колеса 4 планетарной передачи (угловая скорость ω_s) обеспечивает вращение вторичной оси со скоростью:

$$\omega_N = i(\omega_n - \omega_s), \quad (7.21)$$

где i — передаточное отношение планетарной передачи.

7.2. Оборудование для вакуумного и пневматического формования

Метод формования объемных изделий из термопластичных листовых и пленочных заготовок в настоящее время занимает одно из ведущих мест в промышленности переработки пластических масс по объемам производимой продукции.

Преимуществом метода формования изделий из листов и пленок по сравнению с другими методами переработки пластмасс является меньшая стоимость оборудования, возможность изготовления тонкостенных изделий, высокая степень автоматизации процесса, а также относительно низкая стоимость формующего инструмента.

Наряду с достоинствами метод формования листовых термопластов имеет и недостатки, к которым в первую очередь относится значительная по сравнению с другими методами переработки разнотолщинность получаемых изделий и недостаточная

стабильность размеров деталей, эксплуатируемых в условиях повышенных температур. Кроме того, при выборе метода переработки необходимо учитывать, что листы и пленка всегда дороже гранулированного или порошкообразного сырья.

Появившись в конце девятнадцатого столетия, способ переработки листовых и пленочных термопластичных материалов просуществовал практически в неизменном виде более века. Совершенствовались технология и оборудование, процесс механизировался и автоматизировался, но суть его оставалась неизменной.

Плоская заготовка из термопласта тем или иным способом нагревается до температуры, соответствующей высокоэластическому состоянию (при переработке аморфных термопластов) или до температуры начала плавления кристаллов (при переработке термопластов с различной степенью кристалличности). Затем нагретая заготовка подвижно или неподвижно закрепляется по контуру в зажимном устройстве и устанавливается над формующим инструментом. Оформление заготовки в изделие происходит под действием разности давления над свободной поверхностью заготовки и давления в полости, образованной заготовкой и оформляющей поверхностью формующего инструмента. Перепад давления может быть создан различными способами: вакуумированием полости между оформляющей поверхностью формующего инструмента и заготовкой (вакуум-формование), созданием избыточного пневматического (пневмоформование) или гидравлического (гидроформование) давления на поверхность заготовки, наконец, давлением на заготовку специальных механических пуансонов (механическое формование).

При оформлении изделия происходит вытяжка термопласта и возникновение в нем напряжений, упругая составляющая которых после снятия давления формования стремится вернуть изделие к первоначальной плоской форме заготовки. Чтобы зафиксировать конфигурацию отформованного изделия, температуру термопласта опускают ниже точки стеклования (для аморфных термопластов) или ниже температуры начала плавления кристаллов (для кристаллических полимеров).

Такова традиционная схема формования, доминирующая, как уже было сказано, в течение многих лет.

Внутри этой общей схемы разработано множество вариантов, каждый из которых позволяет проще, экономичнее и качественнее изготовить то или иное конкретное изделие, полнее использовать возможности формующего оборудования. Все эти разновидности метода термоформования можно подразделять по следующим признакам:

- способ нагрева заготовки;
- вид устройства для зажима заготовки;
- способ создания давления формования;
- вид формования;
- применяемый формующий инструмент;
- метод фиксирования формы изделия.

7.2.1. Расчет вакуумных и воздушных ресиверов

Системы создания вакуума и избыточного давления имеются на большинстве вакуум- и пневмоформовочных машин, а также на машинах, предназначенных для

комбинированного формования. Вакуум-системы используют, как правило, лишь для создания перепадов давления, обеспечивающих формование изделий. Пневмосистемы часто используют и для создания давления формования, и для вспомогательных целей. К последним относятся питание пневмоцилиндров, обеспечивающих привод различных узлов формовочных машин, питание пистолетов воздушного охлаждения и т. п.

Вакуум-система включает вакуум-насос, ресивер, клапаны, трубопроводы и вакуумметр. Для вакуум-формования используют так называемые насосы низкого вакуума, т. е. насосы, которые создают при нулевой производительности минимальное давление во всасывающем патрубке $4 \cdot 10^{-3}$ – $1,3 \cdot 10^{-5}$ МПа (30–0,1 мм рт. ст.). К насосам этого типа относят поршневые одно- и двухступенчатые, ротационные пластинчатые, двухроторные и винтовые насосы.

При периодическом процессе вакуумного формования целесообразно устанавливать вакуум-насос такой производительности, чтобы, работая непрерывно, он в период вспомогательных операций создавал разрежение в ресивере, а в завершающий период формования, отключаясь от ресивера, отсасывал бы воздух из форм. В таком случае часовая производительность насоса должна быть лишь несколько больше воздушного объема формы, помноженного на число циклов в час.

Для расчета объема ресивера и удельного давления формования с достаточной точностью можно воспользоваться законом Бойля–Мариотта. Обозначим (рис. 7.7): p_o — остаточное давление в ресивере; p_1 — давление в форме до начала вакуумного формования, равное атмосферному; p_2 — давление в форме и ресивере в начальный момент формования, когда заготовка еще не деформирована; p_3 — давление в ресивере в конце вакуумного формования; p_n и p_k — начальное и конечное давление формования; $K = V_p/V$ — отношение объема ресивера к объему формы.

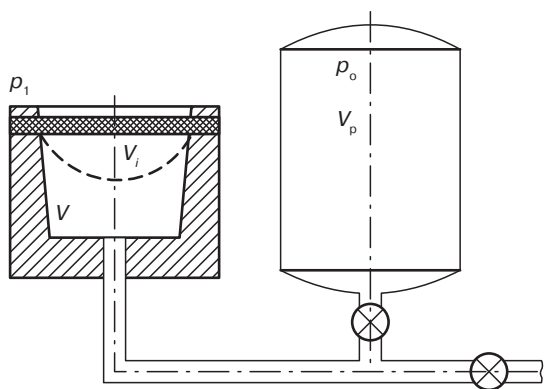


Рис. 7.7. Расчетная схема вакуумной системы

Для упрощения расчетов допускаем, что при открытии клапана весь воздух из формы отсасывается в ресивер так, как будто насос в это время не работает.

Исходя из равенства количества воздуха, заключенного под листом в форме и в ресивере в начальный и конечный момент формования, составляем равенство:

$$p_1 V + p_o V_p = V_p p_3. \quad (7.22)$$

Для некоторого момента времени, когда лист займет промежуточное положение (на рис. 7.7 показан пунктиром) и из формы будет вытеснен объем воздуха V_p , можно составить равенство:

$$(V - V_i) p_i + V_p p_i = V_p p_3. \quad (7.23)$$

Решая совместно уравнение (7.22) и (7.23) получим формулу (7.24), которая позволяет проследить изменение давления в форме в течение всего цикла формования

$$p_i = \frac{(p_1 + K p_o) V}{V(1 + K) - V_i}. \quad (7.24)$$

Деформация заготовки происходит под действием давления формования p'_i , которое определится как разность между атмосферным давлением и давлением внутри формы:

$$p'_i = p_1 - p_i = p_1 - \frac{(p_1 + K p_o) V}{V(1 + K) - V_i} \quad (7.25)$$

или

$$p'_i = \frac{KV(p_1 - p_o) - V_i p_i}{V(1 + K) - V_i}. \quad (7.26)$$

В начальный момент формования, когда $V_i = 0$, давление формования p_n будет иметь значение

$$p_n = \frac{K(p_1 - p_o)}{1 + K}. \quad (7.27)$$

Соответственно в конечный момент формования, когда $V_i = V$, получим

$$p_k = \frac{p_1(K - 1)}{K} - p_o. \quad (7.28)$$

Если принять остаточное давление в ресивере $p_o = 0$, атмосферное давление $p_1 = 0,1$ МПа, то по формулам (7.27) и (7.28) можно определить значение начального давления формования

$$p_n = 0,1K/(1 + K) \quad (7.29)$$

и конечного давления формования

$$p_k = 0,1(K - 1)/K. \quad (7.30)$$

Таким образом, формование изделий происходит под переменным давлением, причем перепад между максимальным и минимальным давлением формования может быть определен по формуле

$$\Delta p = p_n - p_k = \frac{p_1 - Kp_0}{K(1 + K)}, \quad (7.31)$$

при $p_0 = 0$ и $p_1 = 0,1$ МПа

$$\Delta p = 0,1/K(1 + K). \quad (7.32)$$

На рис. 7.8 показано изменение начального p_n , конечного p_k давления формования и перепада давления Δp в зависимости от соотношения объемов ресивера и формы, вычисленных по уравнениям (7.29), (7.30) и (7.32) при $p_1 = 0,1$ МПа и $p_0 = 0$. Анализ полученных результатов показывает, что величина давления формования с увеличением K сначала быстро растет, а разность между начальным и конечным давлением формования уменьшается. При дальнейшем увеличении K приращение давления формования невелико, и увеличение объема ресивера будет приводить к неоправданному росту габаритов и веса вакуум-формовочной машины. Принято считать, что рациональное соотношение объема ресивера и формы лежит где-то между значениями $K = 6-8$.

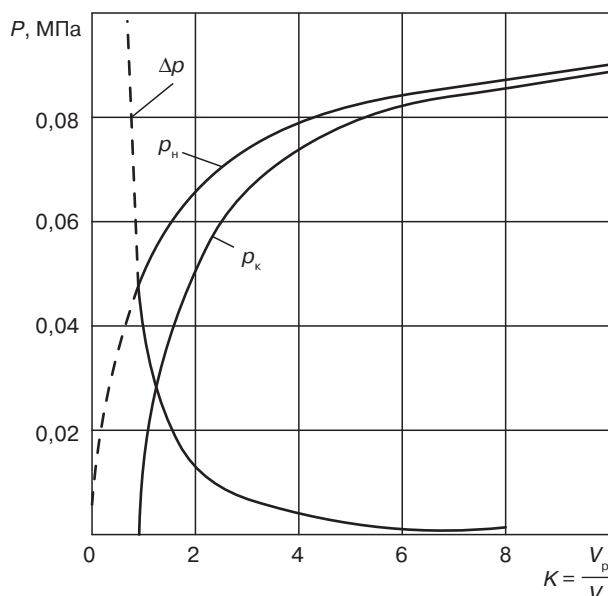


Рис. 7.8. Зависимость начального p_n и конечного p_k давлений формования от соотношения объема ресивера и формы

Пользуясь формулами (7.27) и (7.28), можно вычислить значение начального и конечного давления формования с учетом остаточного давления в ресивере p_o . Анализ соответствующего графика (рис. 7.9) подтверждает сделанный ранее вывод о целесообразных соотношениях объема ресивера и формы. Из этого же графика можно видеть, что в определенных пределах недостаточную глубину вакуума можно компенсировать увеличением значения K . Так, например, одинаковое конечное давление формования 0,065 МПа может быть достигнуто при остаточном давлении в ресивере $p_o = 0,001$ МПа и $K = 3$ или при остаточном давлении $p_o = 0,01$ МПа и $K = 4$.

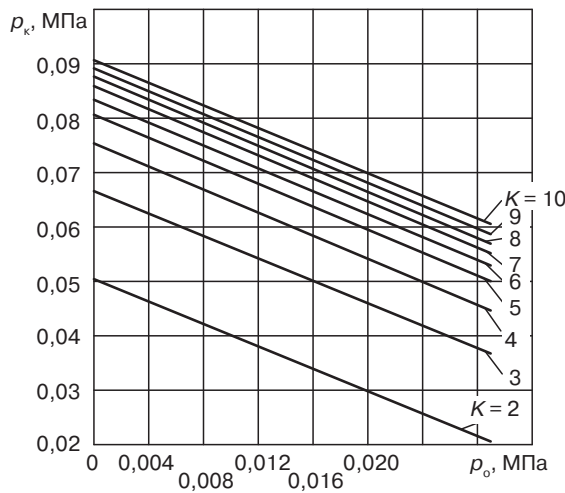


Рис. 7.9. Зависимость конечного давления формования p_k от остаточного давления в ресивере

Ресиверы вакуум-систем представляют собой сварные оболочки из тонколистовой стали, состоящие из цилиндрической обечайки и эллиптических днищ. Ресиверы рассчитывают на устойчивость как сосуды, работающие под внешним давлением.

Наружный диаметр ресивера D , чаще всего изготавливаемого из стальной трубы, выбирают из следующего ряда: 133; 159; 168; 219; 273; 325; 377; 426; 480; 530; 630; 720; 820; 920; 1020; 1120; 1220; 1320; 1420 мм.

Толщину стенки гладкой цилиндрической обечайки, нагруженной наружным давлением, выбирают большей из двух, рассчитанных по формулам

$$s \geq 10^{-2} K_2 D + c; \quad (7.33)$$

$$s \geq (1,1p D / 2[\sigma]) + c \quad (7.34)$$

с последующей проверкой по формуле (7.35). В уравнениях (7.33) и (7.34) $[\sigma]$ — допускаемое напряжение (для материалов ресиверов принимается равным 140–150 МПа); c — прибавка к расчетной толщине стенки:

$$c = v\tau_k,$$

где v — скорость коррозии ($v = 1$ мм/год); τ_k — срок службы ресивера (равен сроку службы формовочной машины). Формовочные машины обычно проектируются на 7 лет.

Коэффициент K_2 определяют по номограмме, приведенной на рис. 7.10. Пример использования этой номограммы для расчета приведен на рис. 7.11. На этих рисунках p — величина внешнего давления (при расчете вакуумных ресиверов p принимается равным 0,1 МПа); E — модуль упругости первого рода стали, из которой изготовлена цилиндрическая обечайка ресивера, при комнатной температуре ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа).

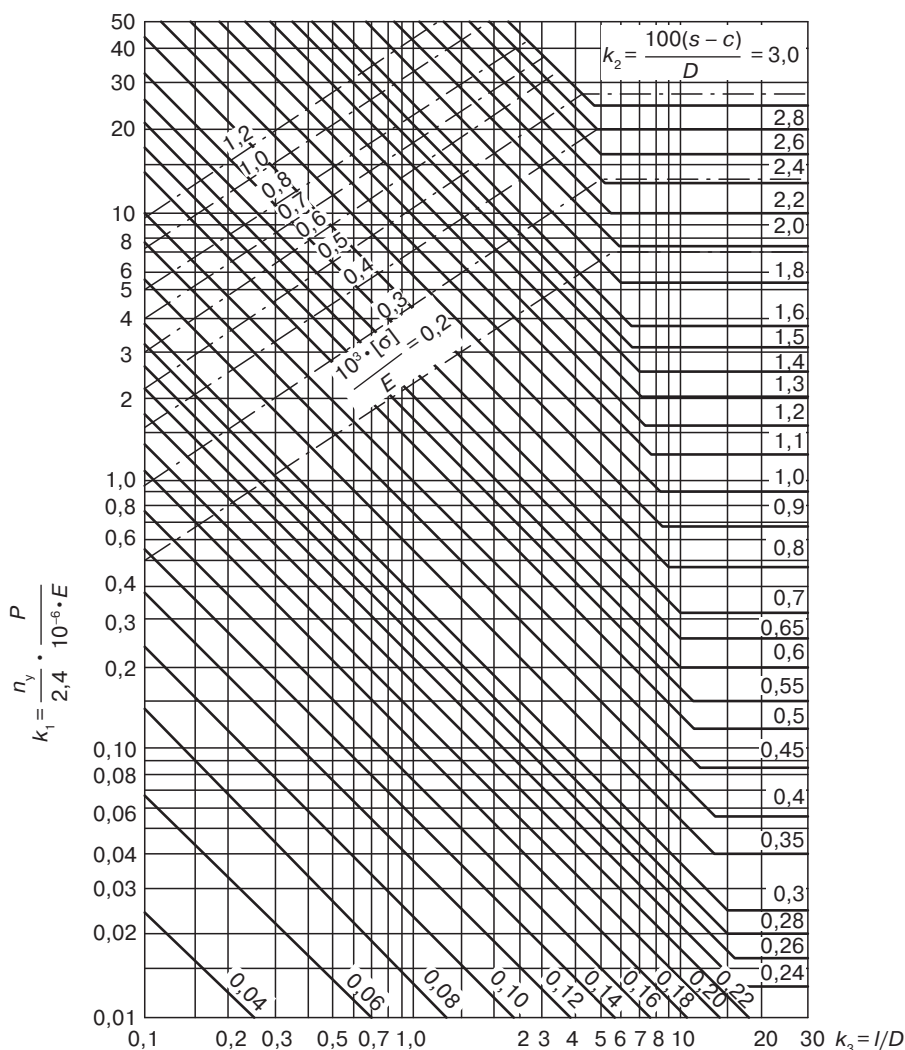


Рис. 7.10. Номограмма для расчета на устойчивость в пределах упругости цилиндрических обечаек, работающих под наружным давлением

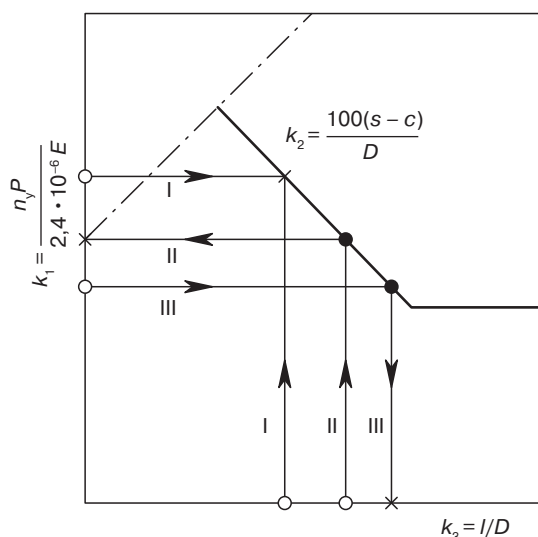


Рис. 7.11. Примеры использования номограммы на рис. 6.8: I — определение расчетной толщины стенки; II — определение допускаемого наружного давления; III — определение допускаемой расчетной длины (l); \circ — начало отсчета; \bullet — промежуточные точки; \times — конечный результат

Допускаемое наружное давление определяют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_F}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_F}{[p]_E} \right)^2}}. \quad (7.35)$$

Допускаемое давление из условия прочности определяют по формуле

$$[p]_F = 2[\sigma] \frac{s-c}{D + (s-c)}. \quad (7.36)$$

Допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости определяют по формуле

$$[p]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \frac{D}{l} \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^{2.5}, \quad (7.37)$$

где B_1 — меньшее значение из двух, вычисленных по формулам

$$B_1 = 1,0; B_1 = 8,15 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}; \quad (7.38)$$

n_y — коэффициент запаса устойчивости, равный 2,4.

Расчетная длина $l = L + l_d$, где L — длина собственно цилиндрической обечайки; l_d — длина, учитывающая влияние на устойчивость цилиндрической обечайки примыкающих к ней элементов (в данном случае эллиптических днищ); $l_d = H/3$, где H — высота днища без отбортовки ($H = 0,25D$).

Если полученное по номограмме (см. рис. 7.8) значение K_2 лежит ниже соответствующей штрихпунктирной линии, то значение $[p]$ может быть определено по формуле

$$[p] = 2,4K_2 \cdot 10^{-6}(E/n_y). \quad (7.39)$$

Толщину стенки эллиптических днищ, нагруженных наружным давлением, принимают равной большому из двух значений, рассчитанных по формулам

$$s \geq \frac{K_3 R}{510} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-6} E}} + c; \quad (7.40)$$

$$s \geq pR/2[\sigma], \quad (7.41)$$

где коэффициент K_3 при приближенных расчетах можно принять равным 0,9; R — радиус кривизны в вершине днища ($R = D$).

Формулы (7.40) и (7.41) применимы для расчета эллиптических днищ при соблюдении следующих условий:

$$0,002 < (s - c)/D < 0,1; \quad 0,2 < H/D < 0,5. \quad (7.42)$$

Все машины в зависимости от вида пневмосистем можно разделить на два вида: машины, имеющие собственный компрессор и ресивер, и машины, рассчитанные на питание сжатым воздухом от цеховой магистрали. Как правило, все формовочные машины потребляют сжатый воздух с давлением 0,4–2,5 МПа. Наибольшее распространение в формовочных машинах имеют винтовые компрессоры. В одном агрегате может использоваться различное давление сжатого воздуха (например, на формование и на привод), поэтому в таких случаях на каждой из магистралей пневмосистемы устанавливается редуктор давления. Установка компрессоров различного давления не практикуется.

Ресиверы сжатого воздуха по конструкции мало отличаются от вакуумных, но рассчитываются на работу под внутренним давлением. Исполнительную толщину тонкостенной гладкой цилиндрической обечайки такого ресивера рассчитывают по формуле

$$s \geq \frac{pD}{2[\sigma]\phi - p} + c, \quad (7.43)$$

где p — внутреннее давление, на которое рассчитывается ресивер; D — диаметр его обечайки; ϕ — коэффициент прочности сварного шва (см. табл. 7.1).

Таблица 7.1. Коэффициент прочности сварных швов (ϕ)

| Вид сварного шва | ϕ | |
|---|-----------------------------|-------------------------------------|
| | При контроле 100% длины шва | При контроле от 10 до 50% длины шва |
| Стыковой или тавровый с двухсторонним сплошным проваром, выполненный автоматической или полуавтоматической сваркой | 1,0 | 0,9 |
| Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двухсторонним сплошным проваром, выполненный вручную | 1,0 | 0,9 |
| Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва | 0,9 | 0,8 |
| Тавровый с конструктивным зазором свариваемых деталей | 0,8 | 0,65 |
| Стыковой, выполненный автоматической или полуавтоматической сваркой с одной стороны, с флюсовой или керамической подкладкой | 0,9 | 0,8 |
| Стыковой, выполненный вручную с одной стороны | 0,9 | 0,65 |

Формула (7.43) применима при следующих условиях: для обечаек с $D \geq 200$ мм должно соблюдаться условие $(s - c)/D \leq 0,1$, а для обечаек с $D < 200$ мм — $(s - c)/D \leq 0,3$.

Толщину стенки эллиптического днища определяют по формуле

$$s \geq \frac{pR}{2\phi[\sigma] - 0,5p} + c. \quad (7.44)$$

Если длина цилиндрической отбортовки h_1 у эллиптического днища больше $0,8[D(s - c)]^{1/2}$, то толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной при $\phi = 1$.

Для днищ, изготовленных из целой заготовки (без сварочной операции) коэффициент $\phi = 1$. Для сварных днищ этот коэффициент определяют по табл. 7.1.

В качестве запорной арматуры в вакуумных системах на машинах с полуавтоматическим и автоматическим управлением используются вакуумные клапаны с электромагнитным управлением, а на машинах с ручным управлением — одноходовые и многоходовые краны. Вакуумные коммуникации внутри машины выполняют из бесшовных стальных труб, вакуумных резиновых шлангов и медных трубок.

Для внутренних пневмопроводов используют сварные стальные трубы, резиновые шланги, рассчитанные на работу под внутренним давлением, и медные трубки. В машинах-автоматах и полуавтоматах используются электромагнитные запорные клапаны, в машинах с ручным управлением — краны.

При расчете производительности компрессоров пневмосистем полный расход сжатого воздуха на один цикл формования определяется по формуле

$$V = V_n + V_p + V_0, \quad (7.45)$$

где V_n — объем сжатого воздуха, идущего на пневмопривод подвижных частей (перемещение нагревателя, подъем и запираание зажимной рамы, перемещение пуансона и т. д.). V_p — объем сжатого воздуха, идущего на формование изделия V'_p или на предварительную пневматическую вытяжку заготовки V''_p . При чисто пневматическом формовании

$$V_p = V'_p + V''_p,$$

при вакуумном формования с предварительной пневматической вытяжкой

$$V_p = V''_p$$

V_0 — объем воздуха, идущего на отрыв изделия от формы (при съеме изделия).

Количество воздуха, идущего на пневматическое формование, равно объему формы и верхней пневмокамеры, создающей над формой замкнутое пространство. Объем воздуха, идущего на предварительную пневматическую вытяжку заготовки можно предварительно рассчитать как

$$V''_p = (2 \div 2,5)V. \quad (7.46)$$

Количество воздуха, идущего на пневматический привод подвижных частей, рассчитывается как сумма объемов воздуха, расходуемая в каждом из приводных цилиндров.

7.2.2. Расчет зажимных устройств

Как правило, при формовании лист должен быть закреплен в зажимном устройстве. В универсальных и комбинированных машинах, предназначенных для термоформования, применяют устройства, пригодные для закрепления листов различных размеров. Иногда та же цель достигается комплектацией машины набором зажимных рам.

Лист закрепляют обычно с помощью пневмо- или гидроцилиндров; на небольших машинах привод зажимных устройств чаще всего ручной. Конструкция зажимного устройства должна обеспечивать равномерное распределение усилия прижима. Кроме того, в этих конструкциях должна быть предусмотрена возможность зажима заготовок разной толщины.

Усилие зажима листа при формовании

$$F = q\Pi b, \quad (7.47)$$

где $qF = q\Pi b$ удельное давление зажима (q должно быть меньше предела текучести термопласта при температуре формования); Π — периметр зажимаемого листа; b — ширина зажимаемой кромки.

Выбранное усилие зажима должно удовлетворять условию

$$F = \sigma_b \delta \Pi / f, \quad (7.48)$$

где σ_b — напряжение, возникающее в листе; δ — толщина листа; f — коэффициент трения.

7.2.3. Расчет привода

Привод обеспечивает движение основных органов формующего оборудования и создание ими необходимых рабочих усилий.

В формовочных машинах широко применяются пневмо- и гидроцилиндры, обеспечивающие возвратно-поступательное движение отдельных органов машины. Примером могут служить цилиндры, предназначенные для перемещения нагревателей, цилиндры, обеспечивающие подъем и опускание зажимных рам или цилиндры, создающие необходимое рабочее усилие на вытяжном пуансоне.

Преимуществами гидроцилиндров являются малый вес и объем, приходящийся на единицу передаваемой мощности, простота бесступенчатого регулирования скоростей и высокий коэффициент полезного действия. Их недостаток — потребность в индивидуальном насосном гидроприводе. Применение приводных пневмоцилиндров увеличивает габариты привода, однако в оборудовании, имеющем пневмосистемы для обслуживания технологического процесса, предпочтение отдается пневмоцилиндрам.

Индивидуальный насосный гидропривод состоит из одного или нескольких насосов, приводимых в движение электродвигателями, бака для рабочей жидкости, трубопроводов и арматуры, гидро- и электроаппаратуры, приборов управления и рабочей жидкости. Гидро- и электроаппаратура должны обеспечивать дистанционное управление гидроприводом, а также автоматическое поддержание нужного давления и подачи.

Производительность насоса должна быть несколько большей или равной максимальному расходу рабочей жидкости. При несоблюдении этого условия насос или не обеспечит нужную скорость движения поршня или плунжера гидроцилиндра, или будет работать с недогрузкой, что экономически нецелесообразно.

Теоретическая производительность насоса определяется по формуле

$$Q_T = \pi D^2 v / 4, \quad (7.49)$$

где D — диаметр поршня или плунжера гидроцилиндра; v — необходимая скорость их движения.

Для учета утечки и сжатия жидкости, а также расширения стенок цилиндра в формулу вводится коэффициент $k = 1,2$. Тогда расчетная формула для производительности имеет следующий вид:

$$Q = k \pi D^2 v / 4. \quad (7.50)$$

При подборе насоса для гидропривода используется циклограмма работы гидроцилиндров. Циклограмма представляет собой кривую, изображающую изменение

усилия на штоках или плунжерах гидроцилиндров за время одного цикла работы оборудования. Циклограмма может быть построена как на основании замеров усилий, развиваемых в зависимости от пути (хода), пройденного штоками или плунжерами, так и расчетным путем.

Работа A , производимая каждым из цилиндров, может быть определена как

$$A = FS, \quad (7.51)$$

где F — усилие, развиваемое на штоке или плунжере гидроцилиндра; S — путь.

Затрачиваемая при этом мощность гидропривода

$$N = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{F_i v_i}{\eta}, \quad (7.52)$$

где n — число гидроцилиндров, работающих от одного привода; F_i и v_i — соответственно усилие и скорость движения штока или плунжера i -го цилиндра; $\eta = 0,75$ коэффициент полезного действия насоса и редуктора давления.

Мощность электродвигателя для насоса определяется по формуле в зависимости от необходимого давления рабочей жидкости (p)

$$N = Qp/\eta_o, \quad (7.53)$$

где η_o — объемный коэффициент полезного действия. Для кривошипно-плунжерных насосов $\eta_o = 0,8$; для ротационно-плунжерных и эксцентриковых при $p \leq 12$ МПа $\eta_o = 0,93$, а при $p \geq 12$ МПа $\eta_o = 0,7-0,8$.

В качестве насосов низкого давления (до 7 МПа) применяются пластинчатые, шестеренчатые, центробежные, червячно-винтовые и кривошипно-плунжерные насосы.

Для получения рабочей жидкости высокого давления (свыше 10 МПа) в основном применяются плунжерные насосы, которые подразделяются на три основные группы: кривошипно-плунжерные, эксцентриково-плунжерные и ротационно-плунжерные насосы.

Расчет рабочего усилия этих цилиндров должен учитывать вес перемещаемых систем, потери на трение в направляющих перемещаемой детали, а также силы инерции, преодолеваемые при трогании с места.

Некоторые гидро- и пневмоцилиндры формирующих машин, кроме передвижения отдельных элементов, выполняют функцию создания усилия, необходимого для выполнения технологических операций, которое также должно учитываться при расчете рабочего усилия.

Технологическое усилие устройств, обеспечивающих предварительную механическую вытяжку формируемой заготовки, можно определить по формуле

$$F = Sq_b, \quad (7.54)$$

где S — площадь термопласта, на которую воздействует данное устройство; q_b — удельное давление предварительной вытяжки;

$$q_v = (1,5-2)\Delta p, \quad (7.55)$$

где Δp — оформляющий перепад давлений.

Технологическое усилие, создаваемое цилиндрами, запирающими зажимные устройства, рассчитывают по формуле

$$F \geq qBH/n, \quad (7.56)$$

где q — удельное давление зажима заготовки; H — периметр зажимаемой заготовки; B — ширина зажимаемой кромки; n — число цилиндров, обеспечивающих зажим заготовки.

Технологическое усилие вырубных устройств

$$F \geq \sigma_{cp} H' \delta, \quad (7.57)$$

где σ_{cp} — предел прочности на срез данного термопласта; H' — периметр вырубаемого изделия; δ — толщина термопласта в месте вырубки.

Усилие, необходимое для удержания в сомкнутом состоянии пневмокамер при формировании сжатым воздухом, можно определить из выражения

$$F \geq A\Delta p, \quad (7.58)$$

где A — площадь проекции пневмокамеры на плоскость разъема.

Зная рабочее усилие цилиндра, мы можем рассчитать его внутренний диаметр в зависимости от давления p в гидро- или пневмосистеме:

$$D = \sqrt{(4F/p\pi)}. \quad (7.59)$$

Ход поршня в цилиндре определяется в зависимости от расстояния, на которое транспортируется приводимый элемент машины, или в зависимости от глубины вытяжки изделия. Затем выполняется прочностной расчет цилиндра: определяется толщина его стенок, проверяются на прочность днища, рассчитывается на прочность при продольном изгибе шток поршня или плунжер, подбираются элементы уплотнения.

В некоторых видах формовочного оборудования возвратно-поступательное движение отдельных механизмов осуществляется с помощью пары винт-гайка, приводимой в работу через клиноременную или зубчатую передачу от электродвигателя. Основными отличительными особенностями пары винт-гайка являются высокая точность производимых ею перемещений, большое передаточное отношение, плавность и бесшумность работы, легкость обеспечения самоторможения, возможность передачи больших усилий.

В некоторых видах формовочного оборудования возвратно-поступательное движение отдельных механизмов осуществляется с помощью пары винт-гайка, приводимой в работу через клиноременную или зубчатую передачу от электродвигателя. Основными отличительными особенностями пары винт-гайка являются высокая точность производимых ею перемещений, большое передаточное отношение, плавность

и бесшумность работы, легкость обеспечения самоторможения, возможность передачи больших усилий.

Угловая скорость ω передачи винт–гайка связана со скоростью v поступательного движения зависимостью

$$\omega = 2\pi v / tn, \quad (7.60)$$

где t — шаг резьбы; n — число заходов резьбы.

Коэффициент полезного действия передачи при ведущем вращающемся звене

$$\eta_{\text{вин}} = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \rho), \quad (7.61)$$

где ψ — угол подъема винтовой линии; ρ — приведенный угол трения.

$$\operatorname{tg} \psi = t / \pi d_2, \quad (7.62)$$

где d_2 — средний диаметр резьбы.

$$\rho = \arctg f', \quad (7.63)$$

где f' — приведенный коэффициент трения в резьбе.

$$f' = f / \cos \alpha / 2, \quad (7.64)$$

где f — коэффициент трения; α — угол профиля.

Упорные или радиально-упорные подшипники винтов, воспринимающие осевую нагрузку в обоих направлениях, обычно устанавливают в одной неподвижной опоре, а вторую опору выполняют плавающей. Длинные винты фиксируют в двух опорах так, чтобы при любом направлении осевой нагрузки винт испытывал растяжение. Короткие винты имеют одну опору в корпусе, а второй опорой служит гайка, скользящая в направляющих.

При приближенном расчете передачи винт-гайка считают, что нагрузка по виткам резьбы распределяется равномерно. Для обеспечения износостойкости давление в резьбе не должно превышать допускаемого, т. е.

$$p = F / \pi d_2 h z \leq [p], \quad (7.65)$$

где p и $[p]$ — среднее рабочее и среднее допускаемое давления между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки; F — осевая сила, действующая на винт; h — рабочая высота профиля (для трапецидальной резьбы $h = 0,5t$); z — число витков резьбы на высоте H , равное $z = H/t$.

Значения допускаемого давления в резьбе для пар: закаленная сталь–бронза $[p] = 12$ МПа; незакаленная сталь–бронза $[p] = 9$ МПа; закаленная сталь–антифрикционный чугун $[p] = 8$ МПа; незакаленная сталь–антифрикционный чугун $[p] = 6$ МПа; незакаленная сталь – серый чугун $[p] = 5$ МПа.

Подставляя в уравнение (7.62) значения h , z и выражая H через d_2 , ($H = \gamma d_2$), получаем формулу для расчета винта с трапецидальной резьбой:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi\gamma[p]}}, \quad (7.66)$$

где γ — коэффициент высоты гайки. Для целых гаек значения $\gamma = 1, 2-2,5$, а для разъемных — $\gamma = 2,5-3,5$.

По величине d_2 , найденной из уравнения (7.66), подбирают ближайшие стандартные значения параметров резьбы.

Длинные винты, подверженные сжимающей нагрузке, проверяют на продольный изгиб. За расчетное принимают крайнее положение гайки, когда винт подвергается сжатию по максимальной длине. Необходимо обеспечить запас устойчивости

$$n_y = F_{кр}/F \geq [n]_y, \quad (7.67)$$

где $[n]_y \geq 4$, $F_{кр}$ — критическая сила, определяемая при $\lambda = \mu l/i \geq \lambda_{пред}$ по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \pi^2 EJ_{пр}/(\mu l)^2 \quad (7.68)$$

или при $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{пред}$ по формуле Ясинского

$$F_{кр} = \frac{\pi d_1^2}{4} (a - b\lambda), \quad (7.69)$$

где λ — гибкость винта; μ — коэффициент приведения длины; l — длина винта; d_1 — внутренний диаметр резьбы; $J_{пр}$ — приведенный осевой момент инерции сечения винта; E — модуль упругости первого рода материала винта; i — радиус инерции сечения винта ($i \approx d_1/4$).

Для двухопорных винтов l — это расстояние между опорами, а для винтов, у которых второй опорой служит гайка, l — расстояние между опорой и серединой гайки. Значения коэффициента длины μ в зависимости от закрепления концов винта приведены на рис. 3.16. $J_{пр}$ — приведенный осевой момент инерции сечения винта следует определять по эмпирической формуле

$$J_{пр} = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d}{d_1} \right). \quad (7.70)$$

Значения a , b , λ_0 и $\lambda_{пред}$ даны в табл. 7.2.

Таблица 7.2. Значения a , b , λ_0 и $\lambda_{пред}$ для различных сталей

| Материал | a , МПа | b , МПа | λ_0 | $\lambda_{пред}$ |
|----------------|-----------|-----------|-------------|------------------|
| Стали Ст3 и 20 | 310 | 1,14 | 60 | 100 |
| Стали Ст5 и 30 | 345 | 1,24 | 50 | 90 |

Тело гайки (рис. 7.12) рассчитывают на растяжение (или на сжатие) с учетом напряжений кручения.

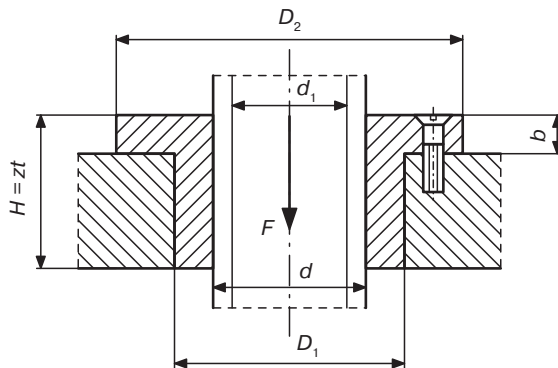


Рис. 7.12. Схема к расчету передачи винт-гайка

Гайка (рис. 7.12) испытывает совместное действие растяжения и кручения, поэтому ее прочность определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{эkv}} \approx 1,3\sigma = 1,3 \cdot 4F/\pi(D_1^2 - d^2) \leq [\sigma]. \quad (7.70)$$

Размеры опорного фланца гайки проверяют на срез и на смятие:

$$\tau_{\text{ср}} = F/\pi D_1 b \leq [\tau]_{\text{ср}}; \quad (7.71)$$

$$\sigma_{\text{см}} = 4F/\pi(D_2^2 - d_1^2) \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (7.72)$$

Используются в качестве привода элементов, имеющих прямолинейное возвратно-поступательное движение и пары «зубчатое колесо–рейка». Для такого рода механизмов характерны высокий коэффициент полезного действия, возможность получения больших скоростей перемещения ведомого элемента, малое количество деталей и сравнительная простота их изготовления. Из-за зазоров в зацеплении, которые относительно больше, чем в паре винт-гайка, и биения шестерни эта пара значительно уступает в отношении точности и плавности работы передаче винтом и гайкой.

Для осуществления прямолинейного движения перемещаемая деталь должна быть связана либо с рейкой, либо с зубчатым колесом. В первом случае зубчатое колесо связано с электродвигателем (непосредственно или через редуктор, вариатор скоростей и т. п.), во втором случае рейка приводится в движение от гидро- или пневмоцилиндра. В формовочном оборудовании встречаются, как правило, тихоходные реечные передачи. При их расчете достаточно ограничиваться проверкой прочности зуба колеса (порядок такой проверки будет рассмотрен ниже при описании механизма поворота с зубчатым передающим механизмом).

Наиболее сложными являются приводы, обеспечивающие перемещение материала в многопозиционных машинах карусельного и ленточного типа.

Привод ротора карусельных машин должен осуществлять периодическое вращение оси ротора. Никаких технологических усилий при своем вращении ротор преодолевать не должен. Так как роторы карусельных машин обычно массивны и имеют большую инерцию, то для их точной остановки используют фиксаторы, а на наиболее тяжелых машинах — и тормозные устройства.

Роторы карусельных машин приводятся от электродвигателей (механические) или от гидро- или пневмоцилиндров (гидравлические или пневматические).

Механизмы поворота с приводом от электродвигателя оборудуют зубчатой передачей с внутренним или внешним зацеплением, кривошипно-шатунным и мальтийским механизмами. В механизмах поворота с приводом от гидроцилиндра передающим устройством обычно служит храповой механизм и зубчатая передача с рейкой.

Схема механизма поворота с зубчатым передающим механизмом и приводом от электродвигателя дана на рис. 7.13. Механизм поворота приводится от реверсивного электродвигателя 6 через червячный редуктор 4. Шестерня 3 приводит во вращение колесо 1, неподвижно установленное на оси 2 ротора. Электродвигатель соединен с редуктором тормозной электромагнитной муфтой 5, обеспечивающей снижение скорости движения ротора в конце поворота и его фиксацию в неподвижном положении. Тормозная муфта включается по команде конечных выключателей, установленных на роторе и контролирующих его положение. Команда к очередному повороту ротора подается реле времени.

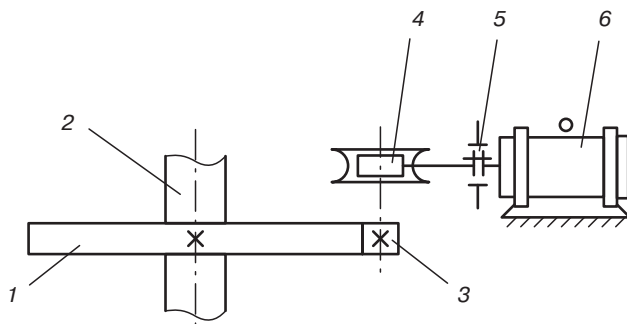


Рис. 7.13. Схема механизма поворота с зубчатым передающим механизмом

Описанные механизмы поворота имеют относительно большие габариты. Недостатком такой конструкции является отсутствие плавного регулирования скорости поворота ротора. Расчет подобных механизмов сводится к расчету отдельных зубчатых пар, валов и выбору подшипников.

Ресурс эксплуатации зубчатой передачи может варьироваться от нескольких сот часов до десятков тысяч, в зависимости от типа передачи (закрытая, открытая), материалов зубчатых колес, динамичности нагружения и прочих факторов. Однако причины нарушения работоспособности передачи всегда сводятся к следующим:

поломка зубьев, пластические деформации, усталостное выкрашивание зубьев, заедание (взаимоинфузия поверхностных слоев контактирующих зубьев, работающих при отсутствии или недостатке смазки) и износ.

Для закрытых передач основной причиной выхода из строя является усталостное выкрашивание зубьев. Особенность данного процесса состоит в том, что он развивается при действии контактных напряжений на поверхности зубьев.

Вторым фактором по уровню влияния на выход зубчатых передач из строя являются напряжения изгиба зубьев.

Поворотное устройство с *мальтийским механизмом* представлено на рис. 7.14. Мальтийский крест 3 прикреплен к шайбе 1, связанной с осью 2 ротора. Механизм приводится от электродвигателя 6 через червячную пару 5 и 7. На валу червячного колеса 5 установлен сегмент 4 с водилом 8. Непрерывно вращающийся электромотор приводит в движение сегмент с водилом (кривошипом). После того как ролик водила войдет в прямоугольный паз мальтийского креста, ротор поворачивается вокруг своей оси. По окончании поворота ролик выходит из паза, а в цилиндрический вырез мальтийского креста входит сегмент, фиксируя положение ротора. Ротор остается неподвижным до тех пор, пока сегменты соприкасаются с мальтийским крестом. Количество прямоугольных пазов и цилиндрических вырезов соответствует количеству позиций данного карусельного механизма.

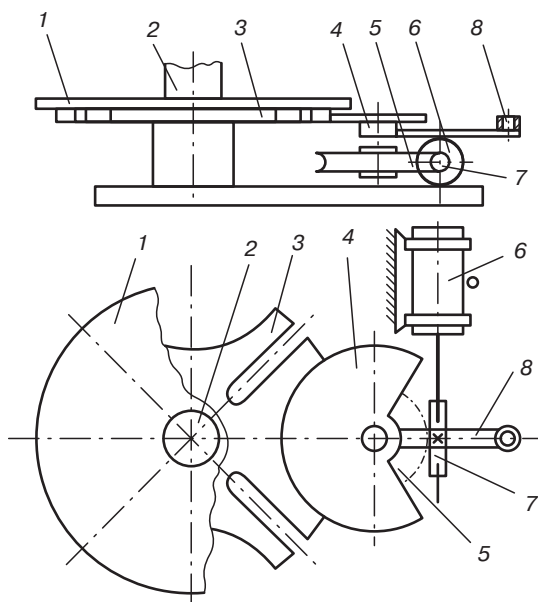


Рис. 7.14. Схема мальтийского механизма поворота

Мальтийские механизмы различают: по виду зацепления — с внешним и с внутренним зацеплением; по числу водил — с одним или несколькими водилами; по виду

паза — с прямолинейным или криволинейным пазом; симметричные и асимметричные. Наибольшее распространение получили механизмы с внешним зацеплением, одним водилом, прямолинейным пазом и симметричные.

Мальтийский механизм с внешним зацеплением позволяет осуществлять прерывистое вращательное движение ведомого звена в сторону, обратную направлению вращения ведущего звена, и фиксацию ведомого звена в период его выстоя. Схема такого механизма состоит из двух подвижных звеньев — водила 2 и креста (шайбы) 3, соединенных вращательными парами со стойкой 1, приведена на рис. 7.15, а. На конце кривошипа установлен ролик, который в определенные моменты времени входит в пазы креста и поворачивает последний. В том случае, если при входе ролика в паз окружная скорость центра ролика направлена по оси паза, т. е. угол между осями кривошипа и паза равен 90° , жесткого удара не будет.

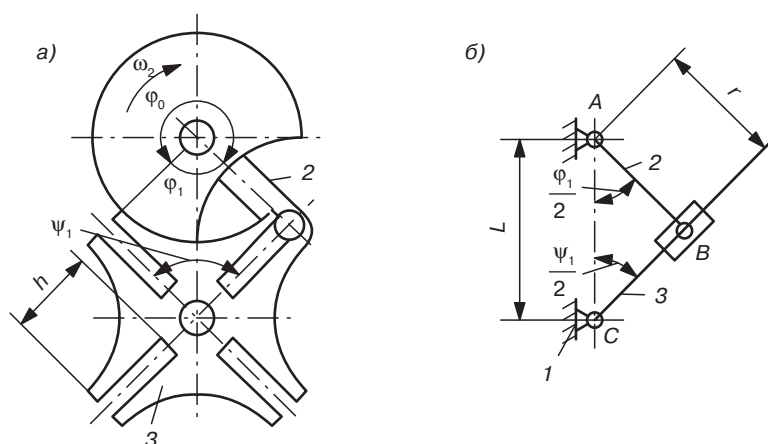


Рис. 7.15. Схема мальтийского механизма с внешним зацеплением: а — схема; б — эквивалентный кривошипно-кулисный механизм; 1 — стойка; 2 — кривошип; 3 — крест

При вращении кривошипа с постоянной угловой скоростью ω_2 крест вращается с переменной угловой скоростью ω_3 . После поворота кривошипа на угол ϕ_1 ролик выходит из паза, и крест, повернувшись за время зацепления с кривошипом на угол ψ_1 , останавливается, пока ролик вновь не войдет в зацепление со следующим пазом. Заодно с кривошипом вращается фиксирующий сектор, который в период выстоя креста входит в соответствующее дугообразное углубление креста и, таким образом, предотвращает его поворот под действием сил, приложенных к кресту или к деталям, соединенным с ним. В период поворота креста его кинематический эквивалент — кривошипно-кулисный механизм (рис. 7.15, б), в котором сохраняется длина кривошипа r , а расстояние между осями вращения кривошипа и кулисы L равно межосевому расстоянию мальтийского механизма. Таким образом, угловое перемещение креста, его угловую скорость и ускорение можно рассчитывать по формулам для кривошипно-кулисного механизма с качающейся кулисой.

Если крест симметричный (имеет постоянный угловой шаг), то при z пазах

$$\psi_1 = 2\pi/z. \quad (7.73)$$

Из прямоугольного треугольника ABC (рис. 7.15, б), который соответствует начальному положению звеньев мальтийского механизма, т. е. входу пальца кривошипа в паз креста, видно что

$$\varphi_1/2 = \pi/2 = \psi_1/2 \quad \text{или} \quad \varphi_1 = \pi - \psi_1 \quad \text{или} \quad \varphi_1 = \pi(z-2)/z. \quad (7.74)$$

Из последнего уравнения следует, что в мальтийском механизме число пазов $z \geq 3$. Обычно используются мальтийские механизмы с $z = 4-12$.

Угол поворота кривошипа за время выстоя креста

$$\varphi_0 = 2\pi - \varphi_1 = \pi(z+2)/z. \quad (7.75)$$

При постоянной угловой скорости кривошипа отношение времени выстоя t_0 креста ко времени его движения t_1 , пропорционально отношению соответствующих углов φ_0 и φ_1 :

$$t_0/t_1 = \varphi_0/\varphi_1 = (z+2)/(z-2). \quad (7.76)$$

Принимая во внимание, что в формовочных машинах с поворотными роторами основные технологические операции выполняются во время остановки креста, то есть когда транспортное движение отсутствует, и, полагая, что t_0 известно, можно рассчитать кинематический цикл

$$T_{\text{км}} = T_p = t_0 + t_1 = (2z/(z+2))t_0, \quad (7.77)$$

который будет равен рабочему циклу T_p формовочной машины.

Размеры звеньев мальтийского механизма с внешним зацеплением связаны соотношениями

$$r = L \sin(\pi/z), \quad (7.78)$$

где r — радиус кривошипа; L — межосевое расстояние.

Радиус описанной окружности креста равен

$$R = L \cos(\pi/z). \quad (7.79)$$

Глубина паза определяется из условия проворачивания креста

$$h = L - r - 0,5d + \Delta, \quad (7.80)$$

где d — диаметр ролика; Δ — минимальный зазор между роликом и дном паза.

Если водило и крест устанавливаются на валах не консольно, то на их размеры накладываются ограничения, обусловленные размещением валов водила и креста (соответствующие диаметры d_b, d_0):

$$d_b < 2(L-R); \quad (7.81)$$

$$d_o < 2(L-r-0,5d). \quad (7.82)$$

Как было сказано выше, для анализа кинематики креста используются соотношения, полученные для кулисного механизма.

Для установления связи между текущим углом поворота креста ψ с углом поворота водила φ рассмотрим треугольник ABC (рис. 7.13, a). По теореме синусов следует

$$\frac{AB}{\sin\left(\frac{\psi_1}{2} - \psi\right)} = \frac{AC}{\sin\left[\pi - \left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right) - \left(\frac{\psi_1}{2} - \psi\right)\right]}. \quad (7.83)$$

Введя обозначение $(AB)/(AC) = r/L = \sin(\pi/z) = \lambda$, после преобразований получим

$$\psi = \frac{\psi_1}{2} - \arctg \frac{\lambda \sin\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right)}{1 - \lambda \cos\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right)}. \quad (7.84)$$

Для нахождения аналогов угловой скорости и углового ускорения креста продифференцируем по φ уравнение (7.84) соответственно один и два раза.

$$\psi' = \frac{\lambda \left[\cos\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right) - \lambda \right]}{1 - 2\lambda \cos\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right) + \lambda^2}; \quad (7.85)$$

$$\psi'' = - \frac{\lambda(\lambda^2 - 1) \sin\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right)}{\left[1 - 2\lambda \cos\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varphi\right) + \lambda^2\right]^2}. \quad (7.86)$$

Угловая скорость и угловое ускорение креста определяются выражениями

$$\omega_3 = \omega_2 \psi'; \quad (7.87)$$

$$\varepsilon_3 = \omega_2^2 \psi''. \quad (7.88)$$

Вращение креста мальтийского механизма неравномерное; в момент входа пальца в паз имеют место мягкие удары. В процессе дальнейшего поворота креста угловое ускорение достигает максимального положительного значения, а затем падает до нуля и переходит в область отрицательных значений. Основные метрические

параметры мальтийских механизмов с внешним зацеплением для различных значений z даны в табл. П.П.2 Приложения П.

В мальтийских механизмах с внутренним зацеплением (рис. 7.16) направления вращения кривошипа и креста совпадают. Усилие с кривошипа на паз креста передается на большем расстоянии от оси вращения последнего, чем при внешнем зацеплении, благодаря чему при одном и том же передаваемом моменте, уменьшаются контактные усилия между роликом и крестом и износ паза. Недостатки этого типа мальтийского механизма — необходимость консольного расположения звеньев механизма, а также увеличение продолжительности поворота креста на угол $\psi_1 = 2\pi/z$, так как угол поворота кривошипа за этот период $\varphi_1 = \pi + \psi_1$.

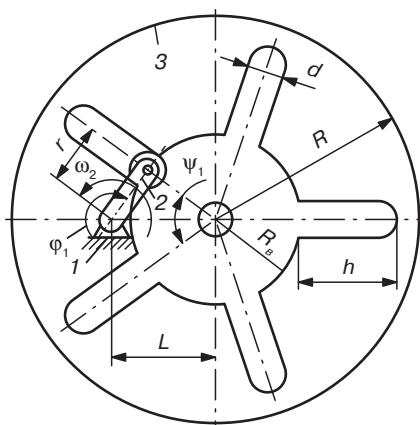


Рис. 7.16. Схема мальтийского механизма с внутренним зацеплением: 1 — стойка; 2 — кривошип; 3 — крест

Имеют место следующие соотношения:

$$\varphi_1 = \pi(z + 2)/z; \quad (7.89)$$

$$\varphi_0 = \pi(z - 2)/z, \quad (7.90)$$

поэтому
$$t_0/t_1 = \varphi_0/\varphi_1 = (z - 2)/(z + 2) \quad (7.91)$$

и
$$T_{\text{км}} = 2zt_0/(z - 2). \quad (7.92)$$

Связь длины кривошипа r с межцентровым расстоянием L по-прежнему определяется формулой (7.78). Радиус описанной окружности креста должен удовлетворять условию

$$R > L + r + 0,5d, \quad (7.93)$$

радиус вписанной окружности

$$R_{\text{в}} = \sqrt{L^2 - r^2}, \quad (7.94)$$

глубина паза

$$h > L + r + 0,5d - R_{\text{в}}. \quad (7.95)$$

В табл. П.III.3 Приложения III приведены основные характеристики мальтийских механизмов с внутренним зацеплением.

Для выполнения прочностного расчета мальтийского механизма необходимо предварительно провести его силовой расчет с учетом динамической нагрузки.

Наибольшая по величине реакция в кинематической паре «палец кривошипа (ролик)–паз креста» имеет место в период ускоренного движения креста, так как со статическим моментом силы сопротивления $M_{\text{ст}}$, действующей на крест, суммируется момент $M_{\text{и}}$ от сил инерции креста и деталей, вращающихся совместно с ним. Инерционный момент рассчитывается по формуле

$$M_{\text{и}} = J_3 \varepsilon_3, \quad (7.96)$$

где J_3 — осевой момент инерции масс, вращающихся с крестом, относительно оси вращения.

Момент на валу кривошипа M_2 может быть найден по условию равенства мощностей

$$M_2 \omega_2 \eta = (M_{\text{ст}} + M_{\text{и}}) \omega_3, \quad (7.97)$$

откуда следует

$$M_2 = (M_{\text{ст}} + M_{\text{и}}) \omega_3 / \omega_2 \eta. \quad (7.98)$$

При постоянном $M_{\text{ст}}$ величина M_2 переменна, так как меняются угловая скорость креста ω_3 и инерционный момент $M_{\text{и}}$.

Реакция F_{32} в пазу креста направлена перпендикулярно оси паза, если не учитывать сил трения в пазу. Эта реакция дает момент относительно оси вращения кривошипа, который уравнивается моментом M_2

$$F_{32} r \cos \beta = M_2, \quad (7.99)$$

где $\beta = (\varphi_1 + \psi_1)2 - \varphi - \psi$ — для креста с внешним и $\beta = (\varphi_1 - \psi_1)2 - \varphi + \psi$ — для креста с внутренним зацеплением.

Принимая во внимание (7.98), получим

$$F_{32} = [(M_{\text{ст}} + J_3 \varepsilon_3) / r \cos \beta] (\omega_3 / \omega_2 \eta). \quad (7.100)$$

Поскольку β , ω_3 и ε_3 — функции переменной φ , то максимальная величина реакции F_{32} определяется из анализа уравнения (7.100). По величине этой реакции выполняются прочностные расчеты мальтийского механизма.

Коэффициент полезного действия мальтийского механизма $\eta = 0,8-0,85$, если валы опираются на подшипники скольжения, и достигает 0,95 при использовании подшипников качения.

Проверочный расчет оси ролика при его консольном расположении (рис. 7.17, а) ведется из условия прочности на изгиб

$$\sigma = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x} = \frac{F_{32}^{\text{max}} \frac{b}{4}}{0,1d_0^3} \leq [\sigma], \quad (7.101)$$

где d_0 — диаметр оси ролика; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала оси ролика.

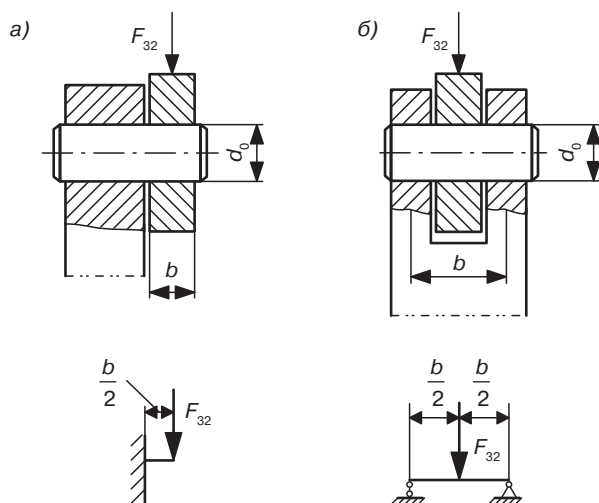


Рис. 7.17. Схемы креплений ролика: а — консольного; б — вилочного

В случае вилочного крепления оси ролика к толкателю (рис. 7.17, б) условие прочности оси ролика изменяется:

$$\sigma = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x} = \frac{F_{32}^{\text{max}} \frac{b}{4}}{0,1d_0^3} \leq [\sigma]. \quad (7.102)$$

Кроме того, рекомендуется проверить условие невыдавливания смазки из зазора между роликом и осью:

$$q = F_{32}/bd_0 \leq [q], \quad (7.103)$$

где $[q]$ — допускаемое удельное давление (в зависимости от вида смазки принимается от 6 до 18 МПа).

В машинах с малым временем выстоя ротора иногда применяют *механизмы поворота с неполнозубными (секториальными) колесами* (рис. 7.18). На оси ротора 6 свободно сидит деталь 5, число ее спиц равно числу позиций механизма (например, карусельной формовочной машины). Ведомое секторальное колесо 3 неподвижно сидит на оси ротора. Незадолго до входа в зацепление зубьев секторального ведущего колеса 2 с ведомым колесом один из штифтов 1 колеса 2 начинает отжимать вправо деталь 5, которая связана пружиной 7 со штифтом 8 колеса 3. Растягиваемая пружина постепенно «страгивает» это колесо, и удар в момент начала зацепления ослабляется. Поворот детали 5 и натяжение пружины ограничивается штифтом 4. В механизмах подобного рода имеется опасность столкновения зубьев ведущего и ведомого колес. Эта опасность устраняется срезанием части или уменьшением высоты первого вступающего в зацепление зуба. Расчет подобных механизмов сводится к расчету зубчатой пары, валов и выбору подшипников.

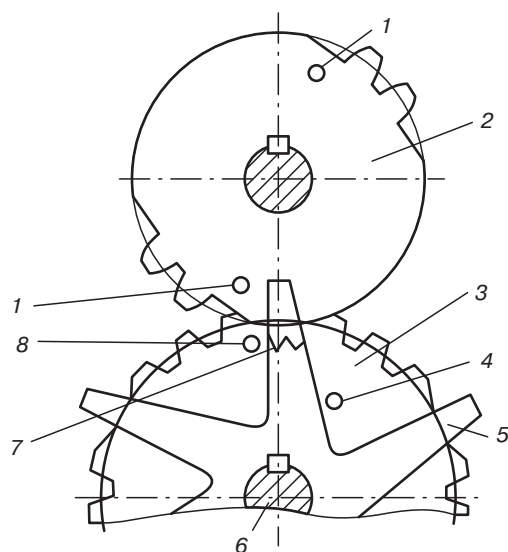


Рис. 7.18. Схема механизма поворота с секторальными колесами

Большое распространение получили механизмы поворота с *храповым механизмом*. Рассмотрим кинематические схемы храповых механизмов с рычажным и кулачковым приводом (рис. 7.19). Ведущие звенья этих механизмов — соответственно кривошип и кулачок, с помощью которых осуществляется поворот коромысла 1, ось вращения которого совпадает с осью вращения храпового колеса 4. На коромысле шарнирно закреплена собачка 2, прижимаемая плоской пружиной 3 к храповому колесу. При повороте коромысла против часовой стрелки собачка западает во впадины между специально спрофилированными зубьями храпового колеса и поворачивает его. При вращении коромысла в другую сторону собачка скользит по поверхности зубьев храпового колеса; оно не поворачивается.

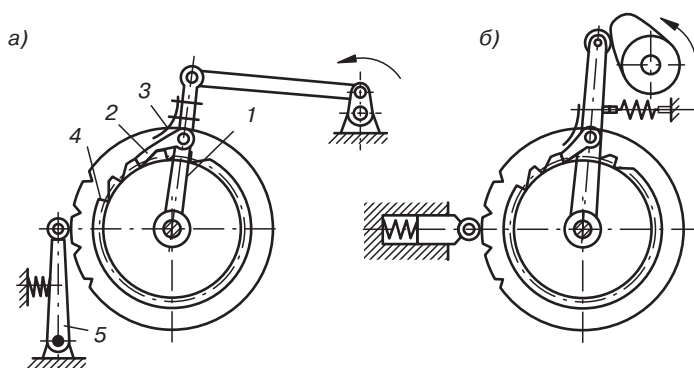


Рис. 7.19. Схемы храповых механизмов: а — с рычажным приводом; б — с кулачковым приводом; 1 — коромысло; 2 — собачка; 3 — пружина; 4 — храповое колесо; 5 — фиксатор

Храповой механизм не обеспечивает закрепления ведомого звена в неподвижном положении, в связи с чем оно должно быть снабжено фиксатором 5.

Кинематический синтез рычажного или кулачкового механизма выполняется таким образом, чтобы за один полный оборот ведущего звена угол поворота коромысла обеспечил необходимый угол поворота храпового колеса и связанных с ним звеньев машины-автомата.

Угол поворота храпового колеса несколько меньше угла поворота коромысла, так как собачка не сразу входит в зацепление с зубом храповика. Угловой перебег собачки, необходимый для ее западания в паз храпового колеса, обычно принимается $3-6^\circ$. Поворот ведомого звена всегда совершается на угол, кратный угловому шагу храпового колеса, $360^\circ/z$, где z — число зубьев храповика.

При метрическом синтезе рычажного или кулачкового механизмов следует учитывать, что время выстоя храпового колеса задается условиями выполнения технологического процесса. Время его поворота должно быть минимизировано с учетом ограничений, определяемых допускаемой величиной динамической нагрузки.

Чаще всего в формовочных машинах используются храповые механизмы с пневматическим (гидравлическим) приводом (рис. 7.20, а). При подаче сжатого воздуха в пневмоцилиндр 1, шарнирно закрепленный на станине, шток 2 поворачивает фигурную плиту 3 с установленной на ней собачкой 4. Собачка упирается в зуб храповика 5, скрепленного с барабаном, и поворачивает его. Фиксация храповика осуществляется упором 6.

Находят применение и храповые механизмы с внутренним зацеплением (рис. 7.20, б). В этом случае возрастают габариты храпового колеса, но его зубья находятся в более благоприятных условиях нагружения, чем в храповых механизмах внешнего зацепления.

Для расчета на прочность храповиков необходимо знать требуемый угол поворота храпового колеса α и момент сил сопротивления M на валу храпового колеса.

Число зубьев храпового колеса определяется выражением $360^\circ/\alpha$ и округляется до целого значения в пределах 8–48.

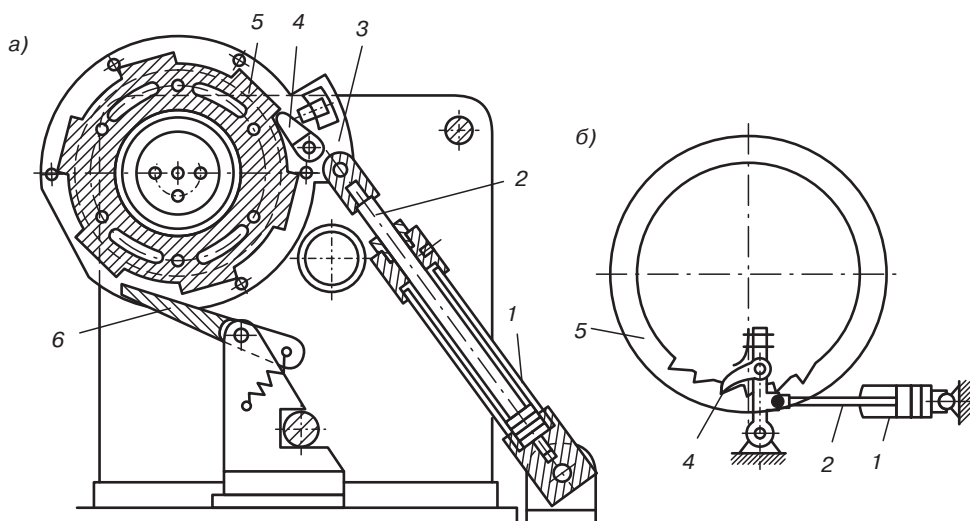


Рис. 7.20. Схемы храповых механизмов с пневматическим (гидравлическим) приводом: а — с внешним зацеплением; б — с внутренним зацеплением; 1 — пневмо- (гидро-) цилиндр; 2 — шток; 3 — поворотная плита; 4 — собачка; 5 — храповик; 6 — упор

Момент сил на валу храповика складывается из статического момента M_{cc} от воздействия сил технологического сопротивления (в формовочных машинах они, как правило, отсутствуют), сил трения в опорах поворачиваемого элемента M_{ct} , например, ротора и динамического момента $M_{и}$:

$$M = M_{cc} + M_{ct} + M_{и}. \quad (7.104)$$

Для расчета динамического момента необходимо располагать сведениями о величине момента инерции J массы ротора и всех жестко скрепленных с ним элементов относительно оси вращения ротора и максимального углового ускорения ϵ , которое равно угловому ускорению коромысла ($J\epsilon = M_{и}$). Таким образом,

$$M = M_{cc} + M_{ct} + J\epsilon. \quad (7.105)$$

Храповые механизмы могут применяться только на машинах, имеющих четыре и более позиции. Дело в том, что поворот храповика не может быть более $90-100^\circ$.

Механизмы фиксации обеспечивают точное позиционирование роторов, барабанов и других устройств, перемещающих заготовки и формованные изделия по отношению к рабочим органам формовочного агрегата.

Наибольшее распространение получили фиксаторы клинового типа, в которых клин поочередно входит в гнезда ротора и перемещает его до необходимого положения. Роликовые фиксаторы представляют собой модификацию клинового фиксатора: фиксирующий элемент вместо клина оснащен роликом, что позволяет заменить трение скольжения трением качения.

Схема простого клинового фиксатора дана на рис. 7.21. Фиксатор 1 подается в гнездо поворотного стола 2 пружиной 3, а отводится в исходное положение при помощи специального механизма, например, кулачкового, работающего в цикле машины.

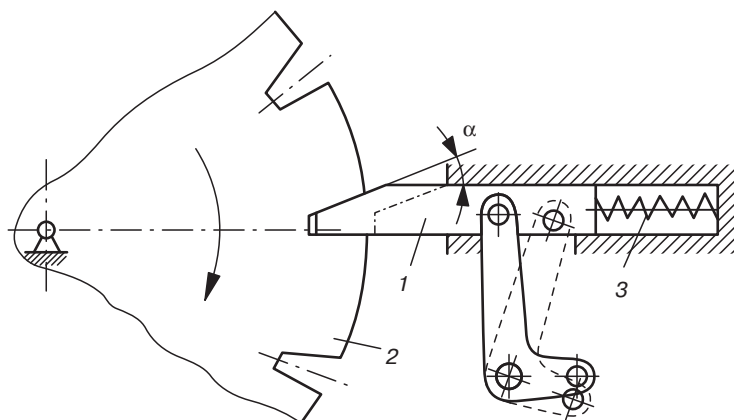


Рис. 7.21. Схема клинового фиксатора: 1 — фиксатор, 2 — ротор; 3 — пружина

Для повышения точности позиционирования обычно фиксирующие гнезда располагают по окружности наибольшего диаметра ротора. Угол клина α фиксатора из условия самоторможения принимается меньшим, чем угол трения.

Для уменьшения износа и сохранения необходимой точности фиксации, детали механизма выполняются из высокопрочных сталей, а их контактирующие поверхности подвергаются термической обработке.

Усилие, приложенное к фиксатору (от пружины или другого устройства), должно обеспечивать поворот или поступательное перемещение фиксируемого объекта до положения, соответствующего тому, в котором клин полностью входит в паз.

Рассмотрим силы, приложенные к фиксатору поворотного стола в том его положении, когда он поворачивает стол (рис. 7.22). Пусть P — сила внешнего воздействия (пружины, штока гидро- или пневмопривода); Q — реакция со стороны стола на фиксатор, которая направлена по нормали к поверхности клина; P_A и P_B — нормальные реакции в направляющей фиксатора; T_A и T_B — силы трения в направляющих. Силы трения равны:

$$\left. \begin{aligned} T_A &= f_A P_A; \\ T_B &= f_B P_B; \end{aligned} \right\} \quad (7.106)$$

где $f_A = f_B = f$ — коэффициент трения скольжения в направляющей фиксатора (0,12–0,15 при полусухом трении).

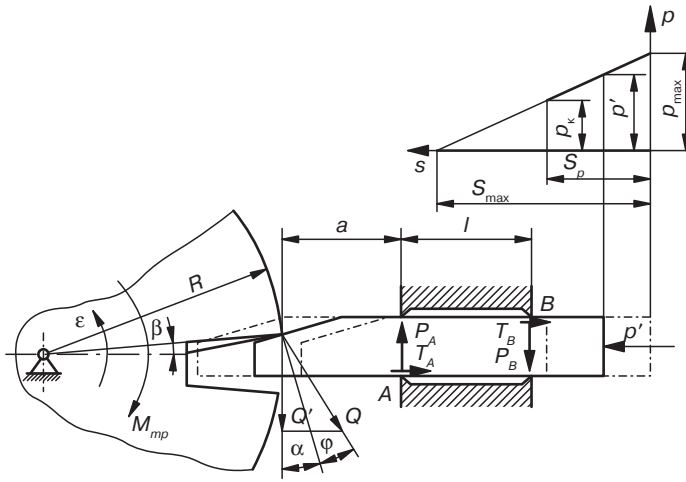


Рис. 7.22. Схема к расчету усилий, действующих на ротор и фиксатор

Реакция Q рассчитывается из условия равенства моментов сил, приложенных к ротору. Если пренебречь изменением угла поворота ротора β под воздействием фиксатора и иметь в виду, что он имеет малую величину, то

$$J\epsilon = QR\cos(\alpha + \varphi) - M_{cc}, \quad (7.107)$$

где R — радиус окружности, по которой расположены гнезда для фиксатора; α — угол при вершине клина фиксатора; φ — угол трения, соответствующий коэффициенту трения материалов фиксатора и гнезда; M_{cc} — момент сил сопротивления, приложенных к ротору (с учетом трения в его опорах); J — момент инерции массы ротора относительно оси вращения; ϵ — угловое ускорение ротора при его повороте под воздействием фиксатора.

Из уравнения (7.107) можно найти окружную силу Q' :

$$Q' = Q\cos(\alpha + \varphi) = (M_{cc} + J\epsilon)R. \quad (7.108)$$

Уравнения равновесия фиксатора, если пренебречь шириной его направляющей, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} -Q\cos(\alpha + \varphi) + P_A + P_B &= 0 \\ Q\sin(\alpha + \varphi) - P + T_A + T_B &= 0 \\ -Qa\cos(\alpha + \varphi) + P_B l &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.109)$$

Из системы уравнений (7.109) получим

$$P = Q' = [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f(2a/l + 1)]. \quad (7.110)$$

Усилие P_k в конце хода фиксатора, без учета инерционных нагрузок, можно приближенно оценить выражением

$$P_k = \psi \frac{M_{\text{св}}}{R} \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f \left(\frac{2a}{l} + 1 \right) \right], \quad (7.111)$$

в котором $\psi = 1,2-1,5$.

В том случае, когда перемещение фиксатора осуществляется под воздействием пружины, можно найти ее характерные параметры. Полагая, что максимальное усилие пружины в сжатом состоянии $P_{\text{max}} = kP_k$ ($k = 2-3$), при заданном рабочем ходе фиксатора S_p можно найти жесткость пружины

$$C = (P_{\text{max}} - P_k)S_p = (k - 1)P_k/S_p \quad (7.112)$$

и ее полную деформацию

$$S_{\text{max}} = P_{\text{max}}/C = kS_p/(k - 1). \quad (7.113)$$

8. Формующий инструмент

8.1. Экструзионные головки

В процессах экструзии полимеров формующий инструмент используют для придания продавливаемому через него потоку расплава заданного поперечного сечения. Формующий инструмент устанавливают на выходе из пластицирующего или транспортирующего расплав оборудования (экструдера, шестеренчатого насоса и тому подобное).

В экструзионном формующем инструменте можно выделить три функциональных и геометрических зоны:

- коллектор (зона накопления и распределения расплава);
- переходная зона (подводящий канал, направляющий расплав к выходу из головки);
- зона формования (зона ликвидации влияния на расплав неодинаковой истории его деформирования и оформления готового изделия с помощью формующих губок).

Классификация экструзионных головок производится по следующим признакам:

- по направлению выхода изделий: прямоточные и угловые;
- по конструкции зоны формования: плоскощелевые, с поперечным кольцевым сечением канала, сложнопровильные;
- по максимальному давлению в головке, обеспечивающему необходимую производительность: низкого давления (до 6 МПа), среднего давления (от 6 до 20 МПа), высокого давления (свыше 20 МПа);
- по типу термостатирования головки: на головки с рубашками и головки с электрообогревом;
- по конструкции корпуса головки: литые, сварные, разборные, изготовленные механической обработкой;
- по способу крепления к материальному цилиндру экструдера: головки с фланцевым соединением, головки с байонетным соединением, головки со стягиваемыми накладными полукольцами.

При конструировании головок решается задача формования изделий с заданным профилем поперечного сечения при определенной величине допускаемых отклонений с максимально возможной производительностью.

8.1.1. Расчет фильтрующей решетки

Составным элементом многих экструзионных головок является фильтрующая решетка, устанавливаемая на входе в головку. Головка создает дополнительное

гидравлическое сопротивление потоку, что улучшает гомогенизацию расплава. К решетке крепится одна или несколько сеток, играющих роль фильтров для расплава полимера, и предохраняющих проходящий через них расплав от наличия в нем инородных включений и непроплавленных частиц полимера (так называемых геликов). Кроме того, с помощью сменных решеток с отверстиями разных диаметров можно изменять диапазон производительности экструдера, когда возможности регулирования частоты вращения шнека уже исчерпаны. От фильтрующей решетки зависит надежность работы всего агрегата, а способ очистки фильтрующих сеток влияет на продолжительность непрерывной работы всей экструзионной линии. Наиболее существенное значение имеет конструкция решеток в экструзионных агрегатах для переработки порошкообразного сырья, а также в установках, использующих вторичное сырье, так как в последнем случае опасность загрязнения особенно велика.

Потеря давления Δp в фильтрующей решетке определяется по уравнениям, приведенным в табл. П.1.7 Приложения I. При этом параметры вязкости η и C , а также величина показателя степени m рассчитываются из кривой течения «напряжение сдвига—градиент скорости» для конкретной марки экструдированного полимерного материала при температуре его переработки.

Расчет фильтрующей решетки может вестись как расчет нагруженной симметрично относительно центра круглой перфорированной плиты, жестко закрепленной по всему периметру (рис. 8.1). Кроме того, необходимо иметь в виду, что большинство фильтрующих решеток перфорированы отверстиями с круглым поперечным сечением. В этом случае жесткость фильтрующей решетки определяется как

$$\bar{D} = E\beta\alpha/12(1 - \mu^2), \quad (8.1)$$

где E — модуль упругости материала решетки; μ — коэффициент Пуассона; α — коэффициент ослабления, характеризующий соотношение жесткостей перфорированной и сплошной пластин \bar{D}/\bar{D}_0

$$\alpha = 1 - (2r/t), \quad (8.2)$$

где r — радиус отверстий в фильтрующей решетке; t — шаг между отверстиями.

Если расстояния между отверстиями решетки по каким-либо причинам отличаются друг от друга, то при расчете решетки на прочность допускается использовать среднее значение шага отверстий. Область применения уравнения (8.2) лежит в пределах

$$0,7 \leq l/t \leq 3. \quad (8.3)$$

Максимальный прогиб фильтрующей решетки рассчитывается по формуле

$$f = \Delta p R^4 / 64 \bar{D}. \quad (8.4)$$

Величина перепада давления при работе фильтрующей решетки при стационарном режиме экструзии без использования фильтрующей сетки (рис. 8.1) определяется как $\Delta p = \Delta p_p = p_1 - p_2$, где p_1 — давление расплава полимера перед решеткой, а p_2 — давление расплава после прохождения сквозь решетку.

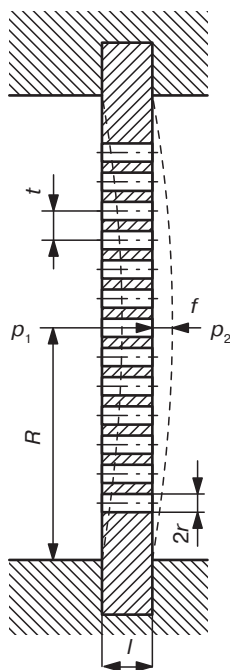


Рис. 8.1. Симметрично нагруженная круглая фильтрующая решетка

В случаях, когда на решетку накладывается пакет фильтрующих сеток, полезно учитывать два типа пиков перепада давления, которые могут возникать непосредственно перед решеткой.

Это, во-первых, пики перепада давления, которые кратковременно возникают в процессе запуска экструдера и которые могут превышать установившиеся значения падения давления в два-три раза. Для учета этих пиков рекомендуется использовать повышающий коэффициент k_n , принимаемый равным $2 < k_n < 3$. Во-вторых, давление перед решеткой может повыситься в результате засорения сеток, устанавливаемых на решетке. Поэтому при расчете к обычному падению давления в пакете сеток Δp_c необходимо добавлять еще перепад давления Δp_d , так как на такую величину может изменяться давление в сетках при работе экструдера ($\Delta p_d = 5$ МПа).

Таким образом, перепад давлений представляет собой максимальное значение, получаемое путем сложения всех падений давления в решетке и пакете сеток $\Delta p = k_n \Delta p_p + \Delta p_c + \Delta p_d$.

Для расчета толщины пластины необходимо учитывать способ ее закрепления. Поскольку максимальное напряжение упругого изгиба имеет место в центре пластины, то для произвольного варианта закрепления решетки ее толщину можно вычислить с помощью следующей формулы:

$$l = 2K_\phi R(n\Delta p/\alpha[\sigma]_n)^{0.5}, \quad (8.5)$$

где K_ϕ — коэффициент, учитывающий различные варианты закрепления фильтрующей решетки по периметру; n — коэффициент запаса прочности (обычно $n = 1,5-1,8$); $[\sigma]_{\text{из}}$ — допускаемое напряжение на изгиб.

Значения коэффициента K_ϕ и радиусы R для различных вариантов закрепления фильтрующих решеток показаны на рис. 8.2.

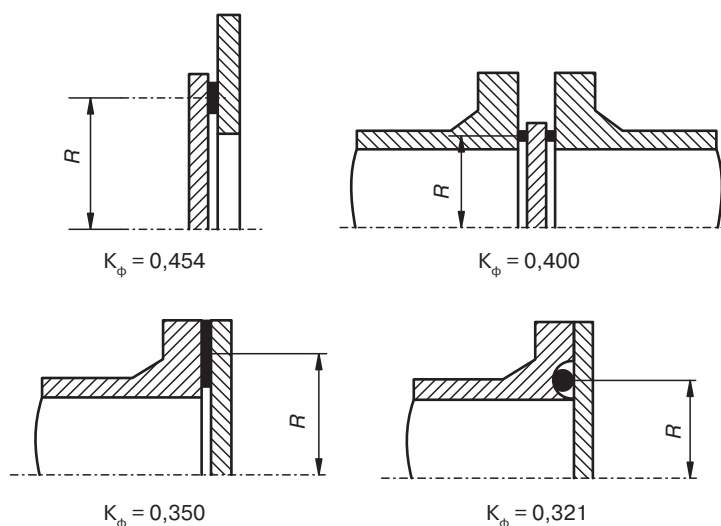


Рис. 8.2. Значение коэффициента K_ϕ для круглых фильтрующих решеток с различным креплением по контуру

8.1.2. Расчет пакета фильтрующих сеток

Пакеты фильтрующих сеток или проволочные фильтры обладают весьма малой жесткостью, а потому, как правило, опираются на фильтрующие решетки, которые и придают всей конструкции (рис. 8.3, *а*) необходимую жесткость. Однако при этом необходимо обеспечивать такую жесткость фильтрующих сеток, чтобы их участки, находящиеся непосредственно над отверстиями решетки (рис. 8.3, *б*), имели прогиб равный или меньше максимально допустимого значения. Прогиб сетки в этих местах зависит, в основном, от двух факторов — размера отверстий фильтрующей решетки и растягивающих напряжений в проволоке, использованной для изготовления сетки.

Геометрические параметры плетеных фильтрующих сеток (обычно применяется полотняное плетение), которые используются при механических расчетах, показаны на рис. 8.4. Для сеток с квадратными ячейками расстояния между металлическими нитями a основы и утка одинаковые $a = a_o = a_y$, а для сеток с ячейками прямоугольной формы расстояние a в расчетах принимается как среднее арифметическое $a = (a_o + a_y)/2$. Диаметр нитей основы и утка обычно одинаковый $d = d_f = d_y$.

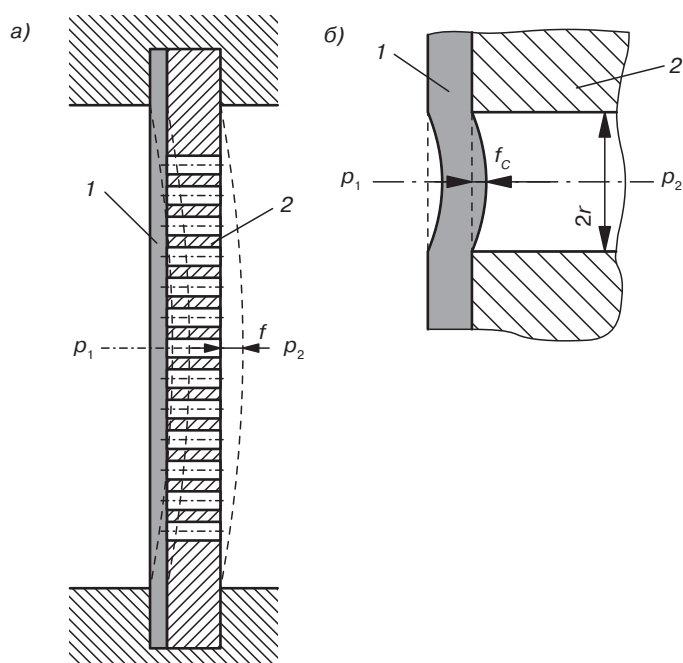


Рис. 8.3. Симметрично нагруженная круглая фильтрующая решетка с фильтрующей сеткой: а — решетка с сеткой; б — прогиб сетки в отверстиях решетки; 1 — сетка; 2 — решетка

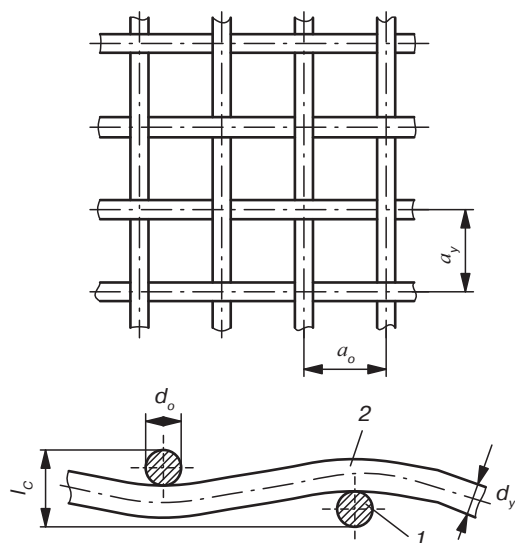


Рис. 8.4. Плетеная фильтрующая сетка: 1 — основа; 2 — уток

Для расчета локального прогиба участка сетки рекомендуется использовать ту же методику, что и для решетки, основанную на теории пластин Кирхгофа. В отличие от решетки, контур сетки над отверстиями решетки принимают подвижным, а не жестко закрепленным. Максимальный прогиб участка сетки под действием избыточного давления Δp определяется из уравнения

$$f_c = \frac{\Delta p r^4}{64 \bar{D}_c} \cdot \frac{5 + \mu}{1 + \mu}. \quad (8.6)$$

В этом уравнении наиболее важным параметром является радиус отверстия в решетке r (см. рис. 8.3, б).

При наличии у отверстия фаски или профилированного контура входа следует использовать его максимальный радиус r_{\max} .

Жесткость сетки \bar{D}_c вычисляется по формуле

$$\bar{D}_c = \frac{E l_c^3 \alpha_c}{12(1 - \mu^2)}, \quad (8.7)$$

где E — модуль упругости материала сетки; μ — коэффициент Пуассона для материала сетки; α_c — коэффициент ослабления для сеток; l_c — толщина фильтрующей сетки, которая может быть определена как

$$l_c = d(1 + d/a). \quad (8.8)$$

Коэффициент ослабления для сеток зависит от так называемой безразмерной площади поперечного сечения проволоки A_c (рис. 8.5), из которой изготовлена сетка

$$A_c = 4/\pi d(2a - d) \quad (8.9)$$

и приближенно может быть найден из выражения

$$\alpha_c = 10^{-2}/A_c^{0.75}. \quad (8.10)$$

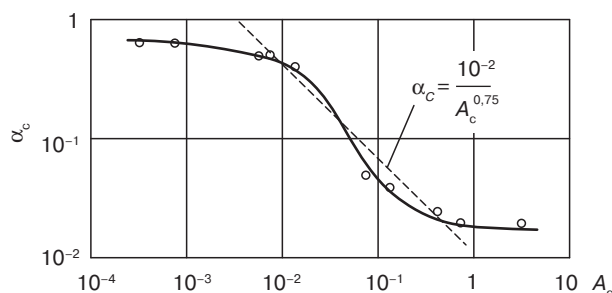


Рис. 8.5. Зависимость величины коэффициента ослабления α_c от безразмерной площади поперечного сечения проволоки A_c : о — экспериментальные значения, полученные при $0,02 \leq a \leq 2,0$ мм и $0,01 \leq d \leq 1,0$ мм; - - — упрощенная зависимость

Как правило, одиночные фильтрующие сетки на практике устанавливают редко. Гораздо чаще используют пакеты сеток, в состав которых входят 3–5 сеток с различными размерами ячеек. Для расчета прогиба этих пакетов в уравнение (8.7) подставляют суммарную жесткость и полный перепад давления Δp . При этом суммарная жесткость пакета фильтрующих сеток равна

$$\bar{D}_c^{\text{полная}} = \sum_{i=1}^n \bar{D}_{c_i}, \quad (8.11)$$

где n — число сеток.

Напряжения растяжения, возникающие при работе в фильтрующей сетке, проверяют по формуле

$$\sigma_p = \frac{k_c E}{2} \left(\frac{f_c}{r} \right)^2, \quad (8.12)$$

где k_c — коэффициент запаса прочности, принимаемый в пределах $1,2 \leq k_c \leq 1,5$.

В соответствии с условием прочности, возникающие при работе напряжения, должны быть меньше допускаемого напряжения $[\sigma]_p$.

8.1.3. Расчет головок с осесимметричными каналами

В качестве примера рассмотрим расчет трубной головки простейшей конструкции, принципиальная схема которой приведена на рис. 8.6.

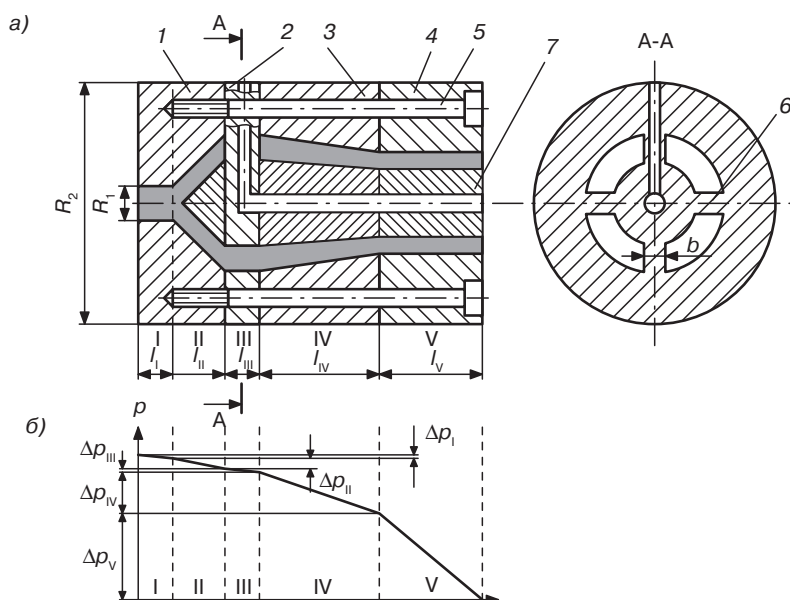


Рис. 8.6. Схема осесимметричной экструзионной головки: а — схема; б — изменение давления расплава полимера при его прохождении по отдельным участкам головки

Головка состоит из трех круглых плит 1, 3 и 4, дорна 7, который удерживается спицами 6 дорнодержателя 2. Количество спиц может быть различным, поэтому в расчетах их число обозначим как n . Все плиты соединены между собой стягивающими винтами 5, их количество примем равным z .

В соответствии с геометрией канала, по которому движется расплав, разобьем его условно на пять участков (с I по V).

При определении размеров крупных головок прежде всего необходимо решить, следует ли учитывать собственный вес головки. Если конструкция головки не предусматривает направляющих штифтов или центровочных поясков в дополнение к болтовому соединению, то при определении размеров болтов собственный вес рекомендуется учитывать даже для головок средних размеров, однако в рассматриваемом примере силами тяжести пренебрегаем.

Участок I может рассматриваться в соответствии с теорией Ламе как толстостенный цилиндр, работающий под внутренним давлением (более подробно работа таких цилиндров была рассмотрена в разделе 3.2.2).

Напряжение σ_z , направленное вдоль оси плиты 1 (см. рис. 8.6), распределено равномерно по толщине стенки (см. рис. 8.5), а величины нормальных напряжений в радиальном (σ_r), тангенциальном (σ_t) по толщине стенки принимают различные значения. Причем на внутренней поверхности плиты, то есть при величине текущего радиуса $r = R_1$, напряжения принимают свои наибольшие абсолютные значения:

$$\sigma_r = \frac{p_1 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \right) = -p_1; \quad (8.13)$$

$$\sigma_t = \frac{p_1 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 + \frac{R_2^2}{R_1^2} \right) = \frac{p_1 (R_1^2 + R_2^2)}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (8.14)$$

где p_1 — среднее давление расплава на I участке $p_1 = (p_{\text{ин}} + p_{\text{лк}})/2$; $p_{\text{ин}}$ — давление расплава в начале I участка; $p_{\text{лк}}$ — давление расплава в конце I участка.

Потери давления Δp_i на каждом из i -х участков головки определяются по уравнениям, приведенным в таблицах Приложения I.

Вследствие воздействия внутреннего давления величина внутреннего радиуса R_2 изменится на величину

$$f_1 = \frac{p_1 R_2}{E} \left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} + \mu \right), \quad (8.15)$$

где E и μ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона стали, из которой изготовлена головка.

При выборе размеров головки следует стремиться к тому, чтобы значение f_1 не превышало 0,05 мм.

Силы вязкого трения, действующие на стенки канала на участке I, определяются исходя из уравнения для расчета напряжения сдвига у стенки цилиндрического канала (табл. П.1.1 Приложения I):

$$\tau_{wI} = R_I \Delta p_I / 2l_I. \quad (8.16)$$

При этом сила вязкого трения равна

$$F_{трI} = \tau_{wI} A_I = \pi \Delta p_I R_I^2, \quad (8.17)$$

где A — площадь поверхности цилиндрического канала $A_I = 2\pi R_I l_I$.

Чтобы несколько упростить дальнейшее рассмотрение, нарушим последовательность и рассмотрим напряжения и деформации, возникающие на V участке (рис. 8.7).

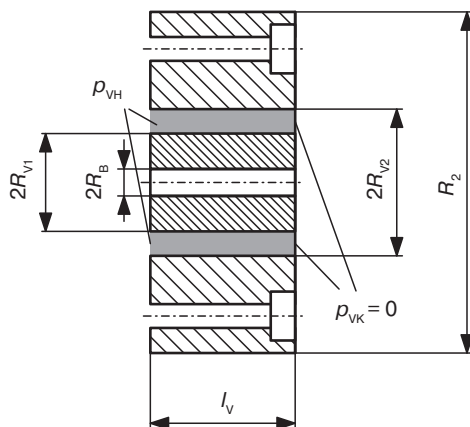


Рис. 8.7. Схема к расчету V участка головки

Вначале определим напряжения сдвига у стенок канала в виде кольцевой щели (табл. П.1.3 Приложения I):

$$\tau_{wV} = \frac{(R_{v2} - R_{v1}) \Delta p_V}{2l_V}, \quad (8.18)$$

а затем силу вязкого трения

$$F_{трV} = \tau_{wV} A_V = \pi \Delta p_V (R_{v2}^2 - R_{v1}^2), \quad (8.19)$$

где $A_V = 2\pi(R_{v2} + R_{v1})l_V$ — площадь поверхности канала в виде кольцевой щели.

При рассмотрении V участка необходимо иметь в виду, что давление расплава в конце этого участка всегда равно нулю ($p_{вк} = 0$) и поэтому перепад давления на участке равен величине давления, действующего в его начале ($\Delta p_V = p_{вн}$).

Напряжения и деформации, возникающие в корпусе головки на V участке так же, как и на I участке, рассчитываются по теории Ламе для толстостенных оболочек,

нагруженных внутренним давлением. Возникающие радиальные и тангенциальные напряжения в корпусе определяются по формулам

$$\sigma_r = \frac{p_{\text{вн}} R_{\text{в}2}^2}{R_2^2 - R_{\text{в}2}^2} \left(1 - \frac{R_2^2}{R_{\text{в}2}^2} \right) = -p_{\text{вн}}; \quad (8.20)$$

$$\sigma_t = \frac{p_{\text{вн}} R_{\text{в}2}^2}{R_2^2 - R_{\text{в}2}^2} \left(1 + \frac{R_2^2}{R_{\text{в}2}^2} \right) = \frac{p_{\text{вн}} (R_2^2 + R_{\text{в}2}^2)}{R_2^2 - R_{\text{в}2}^2}. \quad (8.21)$$

При этом для нахождения напряжений в опасном сечении, следует учитывать давление расплава $p_{\text{вн}}$, а не среднее давление, действующее на V участке.

Воздействие внутреннего давления увеличит внутренний радиус $R_{\text{в}2}$ в опасном сечении на величину

$$f_v = \frac{p_{\text{вн}} R_2}{E} \left(\frac{R_{\text{в}2}^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_{\text{в}2}^2} + \mu \right). \quad (8.22)$$

При расчете дорна необходимо учитывать, является ли дорн полым, как это, например, показано на рис. 8.6, или нет. В случае конструкции с полым дорном напряжения, возникающие в нем, могут быть рассчитаны по теории Ламе для толстостенных цилиндров, находящихся под внешним давлением.

Напряжение, направленное вдоль оси дорна σ_z , распределяется равномерно по толщине стенки (см. раздел 3.2.2), а величины напряжений σ_t и σ_r по толщине стенки принимают различные значения. Опасной является внутренняя поверхность дорна с радиусом $R_{\text{в}}$, где напряжения принимают свои наибольшие абсолютные значения

$$\sigma_z = -\frac{p_{\text{вн}} R_{\text{в}1}^2}{R_{\text{в}1}^2 - R_{\text{в}}^2}; \quad (8.23)$$

$$\sigma_r = -\frac{p_{\text{вн}} R_{\text{в}1}^2}{R_{\text{в}1}^2 - R_{\text{в}}^2} \left(1 - \frac{R_{\text{в}}^2}{R_{\text{в}}^2} \right) = 0; \quad (8.24)$$

$$\sigma_t = -\frac{p_{\text{вн}} R_{\text{в}1}^2}{R_{\text{в}1}^2 - R_{\text{в}}^2} \left(1 + \frac{R_{\text{в}}^2}{R_{\text{в}}^2} \right) = -\frac{2p_{\text{вн}} R_{\text{в}1}^2}{R_{\text{в}1}^2 - R_{\text{в}}^2}. \quad (8.25)$$

Таким образом, в наиболее нагруженных точках дорна главные напряжения принимают следующие значения $\sigma_1 = \sigma_r$; $\sigma_2 = \sigma_z$; $\sigma_3 = \sigma_t$.

Деформации полого дорна в соответствующих направлениях могут быть рассчитаны по следующим формулам

$$\varepsilon_z = (1/E)[\sigma_z - \mu(\sigma_t + \sigma_r)]; \quad (8.26)$$

$$\varepsilon_r = (1/E)[\sigma_r - \mu(\sigma_t + \sigma_z)]; \quad (8.27)$$

$$\varepsilon_t = (1/E)[\sigma_t - \mu(\sigma_z + \sigma_r)]. \quad (8.28)$$

Если дорн не имеет внутреннего отверстия или полости, то $\sigma_z = \sigma_r = \sigma_t = -p_{\text{ВН}}$.

Деформация внешней части экструзионной головки и деформация дорна в сумме дают общую деформацию головки на V участке.

Теперь рассмотрим напряженно-деформированное состояние головки на II участке (рис. 8.8).

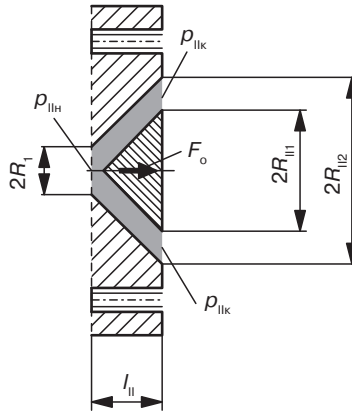


Рис. 8.8. Схема к расчету II участка головки

При расчете напряжения сдвига у стенок конического кольцевого канала воспользуемся уравнением из таблицы П.1.5 Приложения I и разделим длину участка l_{II} на m равных отрезков длиной $l_{\text{II}j}$, как это показано на схеме к указанной таблице. Тогда для участка j напряжения сдвига у стенок канала будут равны

$$\tau_{\text{WII}j} = H_j \Delta p_{\text{II}j} / 2l_{\text{II}j}, \quad (8.29)$$

где $\Delta p_{\text{II}j}$ — перепад давления на участке j ; H_j — ширина конического кольцевого канала на участке j .

Сила вязкого трения, возникающая на участке j , определится как

$$F_{\text{тпII}j} = \tau_{\text{WII}j} A_{\text{II}j} = \pi \Delta p_{\text{II}j} H_j (2R_{\text{II}j} + H_j), \quad (8.30)$$

где $A_{\text{II}j} = 2\pi(2R_{\text{II}j} + H)l_{\text{II}j}$ — площадь поверхности канала в виде кольцевой щели.

Кроме сил вязкого трения, на II участке присутствует сила F_{IIo} , действующая на дорн в осевом направлении. При небольших значениях перепада давления Δp_{II} она равна

$$F_{\text{IIo}} = \frac{p_{\text{IIн}} + p_{\text{IIк}}}{2} \pi R_{\text{II1}}^2. \quad (8.31)$$

При значительном перепаде давления Δp_{II} необходимо различать линейное и нелинейное падение давления на рассматриваемом участке.

Если давление изменяется нелинейно, необходимо проводить пошаговые расчеты, вновь разбивая участок на элементарные ступени. На каждой ступени давление принимается постоянным и действующим на всю поверхность ступени. Суммированием всех сил, действующих на отдельные ступени, вычисляется полная сила F_o , действующая на всю рассматриваемую поверхность.

Если давление изменяется линейно, полная сила F_o , действующая на поверхность дорна, может быть вычислена непосредственно

$$F_{Io} = \pi R_{II}^2 (5p_{II} - 2p_{IIK})/3. \quad (8.32)$$

Деформацию корпуса на II участке под воздействием внутреннего давления можно определять так же, как и для участка I. В качестве критерия следует использовать максимальное давление, действующее в сечении с наименьшей толщиной стенки. Вследствие конусности стенок канала силы F работают на сжатие.

Силы сжатия и вязкого трения, а также напряжения, вызывающие увеличение диаметра рабочего канала, вычисляются для IV участка так же, как и для участка II. Однако и здесь необходимо учитывать изменение радиусов кольцевого зазора канала (рис. 8.9) и давления по длине участка. Кроме того, надо иметь в виду, что на этом участке, так же, как и на участке II, присутствует сила F_{IVo} , действующая на дорн вдоль его оси и направленная в сторону, противоположную силе F_{Io} . Так как давление расплава в канале на рассматриваемом участке чаще всего изменяется нелинейно, то вычислять силу F_{IVo} рекомендуется по формуле

$$F_{IVo} = \pi p_{IIIK} (R_{II1}^2 - R_{V1}^2) + \frac{2}{3} \frac{\pi (p_{IIIK} - p_{VH})}{R_{II1} - R_{V1}} (R_{III}^3 - R_{V1}^3). \quad (8.33)$$

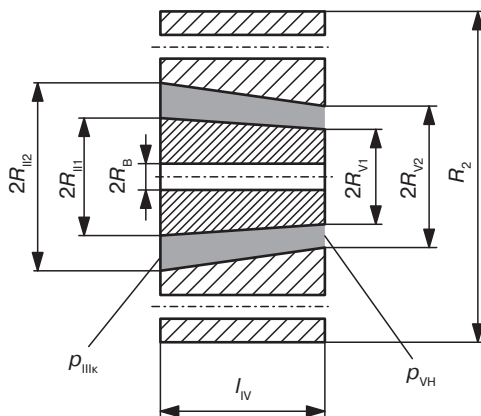


Рис. 8.9. Схема к расчету IV участка головки

Порядок расчета III участка (рис. 8.10) во многом совпадает с расчетом участка V. Однако надо учитывать, что перепад давления на этом участке определится как

$$\Delta p_{III} = p_{IIIк} - p_{IIIн}. \quad (8.34)$$

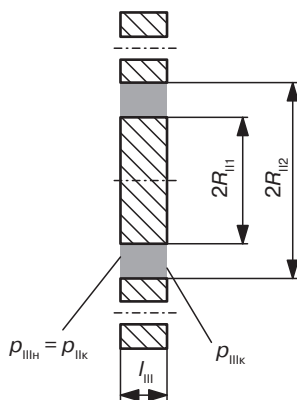


Рис. 8.10. Схема к расчету III участка головки

Напряжения, возникающие в корпусе головки на III участке, рассчитываются по формулам

$$\sigma_r = -p_{IIIк}; \quad (8.35)$$

$$\sigma_t = \frac{p_{IIIк} (R_{III2}^2 + R_{III1}^2)}{R_{III2}^2 - R_{III1}^2}. \quad (8.36)$$

Воздействие внутреннего давления увеличит внутренний радиус R_{III2} в опасном сечении на величину

$$f_{III} = \frac{p_{IIIк} R_{III2}}{E} \left(\frac{R_{III1}^2 + R_{III2}^2}{R_{III2}^2 - R_{III1}^2} + \mu \right). \quad (8.37)$$

В опасном сечении внутренней части дорнодержателя при наличии в дорнодержателе отверстия радиусом R_b будут возникать осевые и тангенциальные напряжения:

$$\sigma_z = -p_{IIIк} R_{III1}^2 / (R_{III1}^2 - R_b^2). \quad (8.38)$$

$$\sigma_r = 0; \quad (8.39)$$

$$\sigma_t = -2p_{IIIк} R_{III1}^2 / (R_{III1}^2 - R_b^2). \quad (8.40)$$

Относительные деформации, вызываемые этими напряжениями, можно определить по уравнениям (8.26)–(8.28).

При отсутствии в дорнодержателе отверстия или полости $\sigma_z = \sigma_r = \sigma_t = -p_{\text{IIK}}$.

Напряжения сдвига у стенок канала в виде кольцевой щели будут равны

$$\tau_{wV} = (R_{\text{II2}} - R_{\text{III}}) \Delta p_{\text{III}} / 2l_{\text{III}}, \quad (8.41)$$

а сила вязкого трения определится как

$$F_{\text{трV}} = \pi \Delta p_{\text{III}} (R_{\text{II2}}^2 - R_{\text{III}}^2). \quad (8.42)$$

На III участке головки расположен дорнодержатель, поэтому при расчете на прочность необходимо проверить несущую способность спиц, которые должны обеспечивать жесткое крепление дорна.

На спицы могут воздействовать два силовых фактора: распределенная нагрузка $q = \Delta p_{\text{III}} b$ и осевая сила F_{Σ} . Распределенная нагрузка $q = \Delta p_{\text{III}} b$ возникает за счет перепада давления $\Delta p_{\text{III}} = p_{\text{IIK}} - p_{\text{IIIK}}$ (b – ширина спицы, показанная на рис. 8.11). Осевая сила F_{Σ} равна сумме осевых сил, действующих на дорн, и сил вязкого трения, действующих на всех участках головки. Следует отметить, что сила F_{Σ} по отношению к спицам дорнодержателя является поперечной.

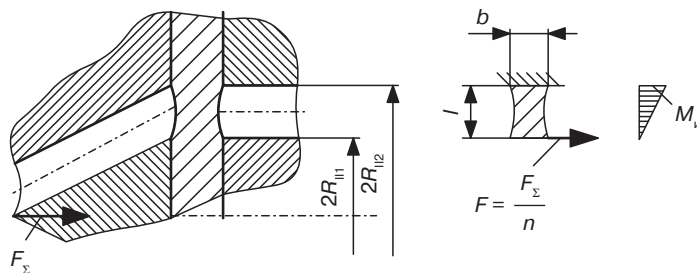


Рис. 8.11. Схема к расчету спиц дорнодержателя

Так как длина III участка l_{III} незначительна, а каналы для движения расплава полимера имеют суммарную площадь поперечного сечения не намного меньше, чем соответствующая площадь в конце II или начале IV участков, то перепад давления Δp_{III} , как правило, невелик и воздействием распределенной нагрузки можно пренебречь.

Таким образом, проверочный расчет спиц дорнодержателя проводится на изгиб и срез. Изгибающий момент в опасном сечении равен

$$M_{\text{и}} = Fl, \quad (8.43)$$

где $F = F_{\Sigma}/n$; n – количество спиц в дорнодержателе; $l = R_{\text{II2}} - R_{\text{III}}$, а напряжение, возникающее при изгибе –

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W, \quad (8.44)$$

где W_x — осевой момент сопротивления поперечного сечения спицы. В зависимости от геометрии этого сечения в таблице П.П.1 Приложения II приведены их осевые моменты инерции, осевые моменты сопротивления и площади.

Смещение дорна относительно корпуса головки за счет воздействия изгибающего момента составит

$$f_{\text{и}} = Fl^3/12EJ_x, \quad (8.45)$$

где J_x — осевой момент инерции поперечного сечения спицы.

Напряжение, возникающее при сдвиге, равно

$$\tau_c = F/A, \quad (8.46)$$

где A — площадь поперечного сечения спицы.

Эквивалентное напряжение в опасном сечении спицы может быть определено по третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 4\tau_c^2} \quad (8.47)$$

и должно удовлетворять условию прочности $\sigma_{\text{эkv}} \leq [\sigma]$.

Нагрузку, действующую на стягивающие винты (рис. 8.6), определяют исходя из того, что болты должны выдерживать усилие F_{Σ} , направленное вдоль оси головки.

Затяжка винтов должна обеспечить герметичность соединения всех плит, составляющих корпус головки. На практике силу затяжки $F_{\text{зат}}$ рекомендуется принимать равной

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} F_{\text{вт}}, \quad (8.48)$$

где $F_{\text{вт}} = F_{\Sigma}/z$ — внешняя нагрузка, приходящаяся на один из z стягивающих винтов. По условиям нераскрытия стыка и его герметичности коэффициент затяжки $K_{\text{зат}}$ назначается в пределах от 1,25 до 2,0.

Резьба винта проверяется, во-первых, по условию прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = F_{\text{зат}}/\pi d_2 h z_{\text{в}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (8.49)$$

где d_2 — средний диаметр резьбы; h — рабочая высота профиля резьбы; $z_{\text{в}}$ — число витков резьбы в теле плиты 1 (рис. 8.6), в которые входит резьба стягивающего винта. А во-вторых, на срез

$$\tau_{\text{ср}} = F_{\text{зат}}/0,8d_1 H \leq [\tau], \quad (8.50)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы; $H = z_{\text{в}} t$; t — шаг резьбы.

8.1.4. Расчет плоскощелевой головки

Для примера рассмотрим головку, снабженную трубообразным коллектором и подвижной регулирующей планкой (рис. 8.12, а). Корпус головки состоит из адаптера 2 и двух горизонтальных плит: верхней 1 и нижней 2. Расчет адаптера, имеющего

осесимметричный канал, проводится по методике, изложенной в разделе 8.2.1. Таким же образом может быть рассчитан небольшой участок на входе в коллектор.

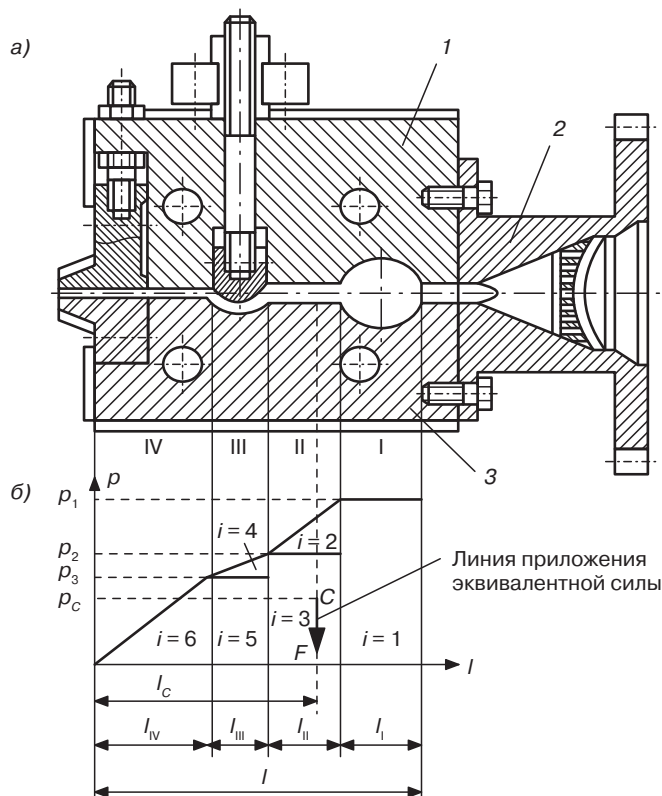


Рис. 8.12. Схема плоскощелевой экструзионной головки: а — схема; б — изменение давления расплава полимера при его прохождении по отдельным участкам головки; 1 — плита верхняя; 2 — адаптер; 3 — плита нижняя

Перед расчетом на прочность и жесткость горизонтальных плит выполним следующие предварительные действия:

- разобьем канал, по которому течет расплав полимера, на зоны (I–IV) в соответствии с изменением его формы и построим график изменения давления по длине головки (рис. 8.12, б).
- разобьем площадь A под кривой давления на i простейших геометрических фигур;
- определим площади A_i и положение центров тяжести C_i каждой из этих фигур относительно их центральных осей (см. табл. П.П.2 Приложения II);
- определим величину статического момента S_i для каждой из полученных нами простейших геометрических фигур относительно осей l и p по формулам

$$S_{li} = l_{ci} A_i; \quad S_{pi} = p_{ci} A_i; \quad (8.51)$$

- путем суммирования значений S_{li} определяем статический момент S_p а значений S_{pi} — статический момент S_p всей площади под кривой давления;
- определим координаты центра тяжести C площади, находящейся под построенной нами кривой давления, по формулам

$$l_c = S_l/A; \quad p_c = S_p/A. \quad (8.52)$$

Так называемая линия приложения эквивалентной силы, вдоль которой действует сосредоточенная нагрузка F проходит через найденный центр тяжести C . При этом справедливо уравнение:

$$F = \Sigma F_i = \Sigma p_i A_i, \quad (8.53)$$

причем отдельные силы F_i можно найти, аппроксимируя кривую давления ступенчатой функцией.

Деформация изгиба, вызываемая силой F , определяется по формуле

$$f_{из} = \frac{F(l-l_c)^2}{6EJ_x}(2l+l_c), \quad (8.54)$$

где E — модуль упругости первого рода материала головки.

Деформация сдвига, вызываемая силой F , определяется по формуле

$$f_{сд} = F(l-l_c)/Gbh, \quad (8.55)$$

где G — модуль упругости второго рода материала головки; b и h — размеры головки (рис. 8.13).

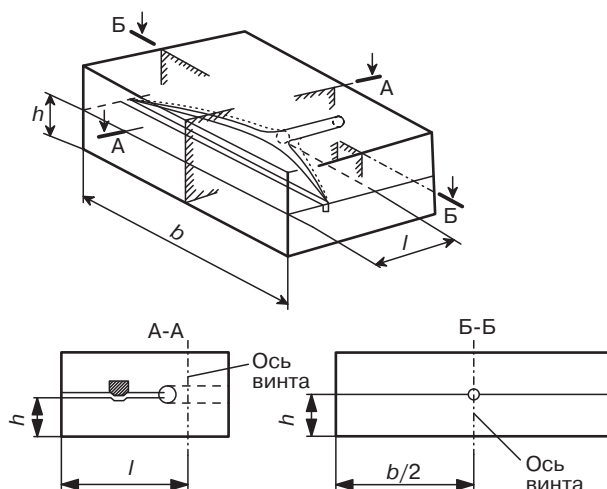


Рис. 8.13. Схема к расчету плоскощелевой экструзионной головки

В некоторых случаях задачу упрощают, игнорируя то обстоятельство, что канал коллектора имеет форму «вешалки». Головка в сечении $A-A$ при этом рассматривается как консольная балка, жестко заделанная с одного конца и нагруженная по всей длине распределенной нагрузкой $q = p_1 A/l$, где p_1 — максимальное давление, A — площадь, равная $A = bl$ (длина l определяется по рис. 8.13). Результирующие деформации вычисляются по формуле

$$f_n = p_1 b l^4 / 8 E J_x. \quad (8.56)$$

Сдвиговая деформация в этом случае рассчитывается как

$$f_{cd} = p_1 l^2 / 2 G h. \quad (8.57)$$

Конструкция щелевой головки должна быть такой, чтобы максимальное увеличение высоты щели на выходе не превышало 0,05 мм.

Силы, действующие на стягивающие винты, скрепляющие обе части головки, можно определить из уравнения равновесия $\Sigma M = 0$, составленного относительно заднего края головки (рис. 8.14). Такой расчет может проводиться для любого сечения, параллельного сечению $A-A$ (рис. 8.13). При этом при проведении каждого расчета должны пересчитываться силы F в соответствующих центрах тяжести под кривыми изменения давления (рис. 8.12, б) и соответствующие плечи приложения нагрузок. Наибольшие силы возникают, как правило, в центральных сечениях головки, поэтому расчет всех винтов по центральному сечению обеспечивает достаточный запас прочности. Уравнение моментов при этом выглядит следующим образом:

$$z F_6 l_6 = F(l_1 + l_2), \quad (8.58)$$

где z — число стягивающих винтов.

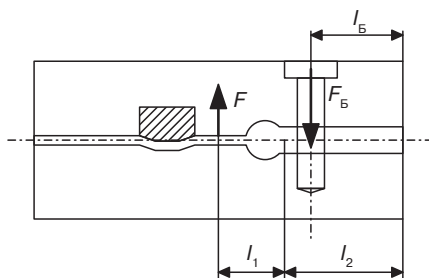


Рис. 8.14. Схема к расчету стягивающих винтов плоскощелевой головки

А сила, действующая на один болт, определится как

$$F_6 = F(l_1 + l_2) / z l_6. \quad (8.59)$$

Уравнение (8.59) показывает, что стягивающие винты должны располагаться как можно ближе к каналу коллектора, а расстояние между коллектором и задним краем головки не должно быть слишком коротким.

8.2. Прессовые и литьевые формы

8.2.1. Расчет толщин плит, стенок матриц и пуансонов

Прессовые и литьевые формы состоят из узлов и деталей, которые подвергаются различным нагрузкам. Поэтому рекомендуется анализировать формы с точки зрения отдельных элементов. Схематизируя конструкцию формы, можно ее представить состоящей из наиболее простых элементов, например из элементов с круглым сечением и элементов с плоскими стенками.

В качестве примера рассмотрим изменение размеров цилиндрической матрицы под действием внутреннего давления p , развивающегося в момент впрыска материала в литьевую форму или в момент формования изделия в пресс-форме. В соответствии с теорией Ламе радиальное перемещение на внутренней поверхности матрицы с размерами, показанными на рис. 8.15, *а*, можно вычислить по формуле

$$f'_M = \frac{ap}{E} \left(\frac{a+b}{b-a} + \mu \right), \quad (8.60)$$

где E — модуль упругости первого рода материала матрицы; μ — коэффициент Пуассона для материала матрицы.

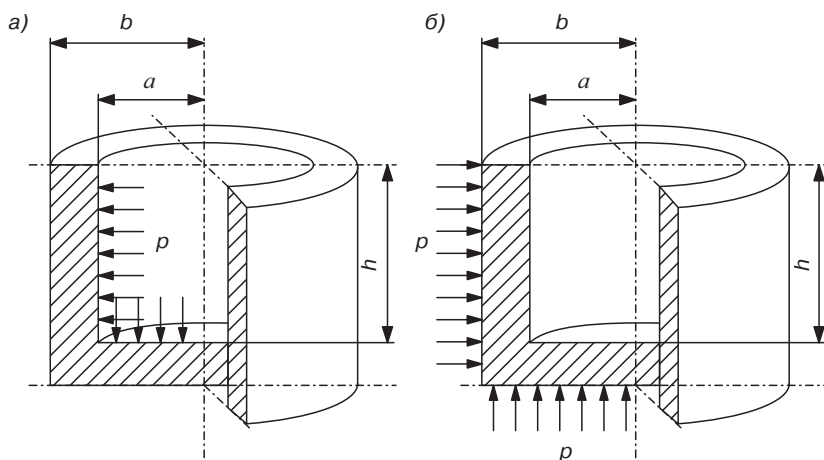


Рис. 8.15. Схема работы стенок цилиндрических матрицы (*а*) и пуансона (*б*)

Что касается упругого растяжения матрицы в ее верхней части, то оно может быть найдено как

$$f''_M = 3ph^4/2E(b-a)^3 + 1,56ph^2/E(b-a). \quad (8.61)$$

Таким образом, суммарное максимальное перемещение f_M может быть получено из уравнения

$$1/f_m = 1/f'_m + 1/f''_m. \quad (8.62)$$

Радиальное перемещение по наружной поверхности пуансона (рис. 8.15, б) может быть определено как

$$f_n = -\frac{bp}{E} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \mu \right). \quad (8.63)$$

Знак минус указывает на то, что перемещение направлено к оси пуансона.

Стенки матрицы с плоскими стенками (например, коробчатого типа) могут быть нагружены по одной из схем, приведенных на рис. 8.16. Если стенка нагружена так, как это показано на рис. 8.16, а, то перемещение определяется как

$$f = (3ph^4/2E\delta^3) + (1,6ph^2/E\delta). \quad (8.64)$$

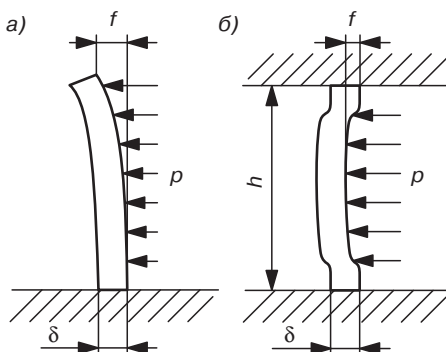


Рис. 8.16. Схемы работы стенок матрицы с плоскими стенками: а — с одним свободным концом; б — с двумя защемленными концами

Если же стенка заделана с двух сторон (рис. 8.16, б), то перемещение можно определить по следующей формуле:

$$f = (ph^4/32E\delta^3) + (0,4ph^2/E\delta). \quad (8.65)$$

Толщины стенок матриц и пуансонов рассчитываются по формулам (8.62)–(8.65), исходя из величин допустимого прогиба, с учетом величины усадки формующего полимера и требованиям к точности размеров будущих изделий.

При изгибе плит смещение крепления формы к подвижной и неподвижной плитам прессы или литейной машины определяется исходя из предположения, что соответствующая плита закреплена со всех четырех сторон.

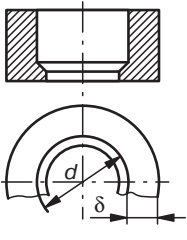
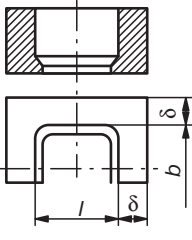
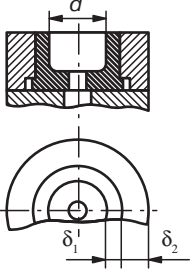
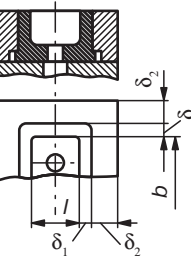
$$F = (pD^4/94,83E\delta^3) + (0,2pD^2/E\delta), \quad (8.66)$$

где D — диаметр отверстия в плите крепления.

Смещение при изгибе обоймы пуансона рассчитывается по уравнению (8.65).

Наряду с расчетными методами при конструировании форм, используется и большой практический опыт, накопленный специалистами за многие годы разработок формующего инструмента. В частности, имеются рекомендации по определению толщин стенок загрузочных камер, матриц и обойм прессовых форм. Эти рекомендации представлены в табл. 8.1.

Таблица 8.1. Данные к выбору толщины стенок загрузочных камер, матриц и обойм

| | Загрузочная камера | | Матрица, обойма | | | |
|----------------|---|---|---|-----------------|--|-----------------|
| | Круглая | Прямоугольная $l/b \leq 1,5$ | Круглая | | Прямоугольная | |
| |  |  |  | |  | |
| | δ , мм | δ , мм | δ_1 , мм | δ_2 , мм | δ_1 , мм | δ_2 , мм |
| До 40 | 20 | 24 | 7 | 13 | 9 | 15 |
| Св. 40 до 50 | 22 | 26 | 8 | 15 | 10 | 18 |
| Св. 50 до 60 | 27 | 32 | 9 | 17 | 11 | 21 |
| Св. 60 до 70 | 32 | 38 | 10 | 20 | 12 | 24 |
| Св. 70 до 80 | 37 | 44 | 11 | 22 | 13 | 27 |
| Св. 80 до 90 | 40 | 48 | 12 | 24 | 14 | 30 |
| Св. 90 до 100 | 45 | 54 | 13 | 26 | 15 | 32 |
| Св. 100 до 120 | 52 | 62 | 15 | 29 | 17 | 35 |
| Св. 120 до 140 | 57 | 69 | 17 | 32 | 19 | 38 |
| Св. 140 до 160 | 62 | 75 | 19 | 35 | 21 | 42 |
| Св. 160 до 180 | 67 | 81 | 21 | 38 | 23 | 45 |
| Св. 180 до 200 | 72 | 87 | 23 | 40 | 25 | 48 |

8.2.2. Системы выталкивания

Привод механических выталкивателей осуществляется либо от движения подвижной плиты узла смыкания литейной машины, либо от специального гидроцилиндра, которым часто комплектуются литейные машины.

На рис. 8.17 показан достаточно типичный пример литейной формы с механической системой выталкивания, срабатывающей при движении подвижной плиты узла смыкания литейной машины. Плита 1 закреплена на подвижной плите узла смыкания форм и в момент раскрытия форм начинает свое движение влево.

Вместе с ней влево перемещаются все детали подвижной полуформы. В определенный момент хвостовик 6 упирается в ограничитель, закрепленный на станине машины, и при этом прекращает свое движение. Вместе с хвостовиком останавливаются плиты выталкивателей 3 и 4, а также закрепленные на них стержневые выталкиватели 7 и центральный выталкиватель 11, который обеспечивает удаление из формы литников. Центральный выталкиватель направляется и центрируется втулкой 12. Все остальные части подвижной полуформы благодаря стойкам 10, связывающим плиты 1 и 14, продолжают свое движение влево вплоть до остановки подвижной плиты узла смыкания. Таким образом, остановившиеся части полуформы смещаются вправо относительно частей, продолжающих свое движение. При этом стержневые выталкиватели 7 обеспечивают съем изделий, а центральный выталкиватель 11 — литников. Для центровки системы выталкивания служат направляющие колонки 8 и втулки 9.

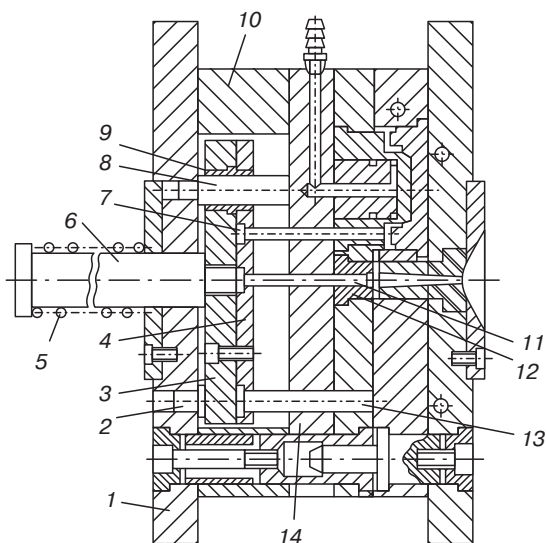


Рис. 8.17. Литьевая форма с механической системой выталкивания

После снятия изделия начинается смыкание плит машины и соответственно полуформ. Для обеспечения возврата плит выталкивателей 3 и 4 в исходное положение служит пружина 5, которая сжимается при раскрытии формы, а при закрытии, разжимаясь, увлекает за собой хвостовик 6 вместе со всеми частями выталкивающей системы. Для исключения биения плиты 3 о плиту 1 предусматриваются упоры 2, а для гарантии полного возвращения системы выталкивания в исходное положение — возвратные толкатели 13.

Расчет усилия выталкивания. При литье пустотелых цилиндрических изделий (втулок, цилиндрических стаканов и т. д.) в процессе охлаждения за счет усадки изделие плотно обжимает пуансон и в полимере возникают достаточно большие

нормальные напряжения в тангенциальном (окружном) направлении. Для изделия типа цилиндрической втулки это напряжение определяется как

$$\sigma_t = \epsilon E = sE, \quad (8.67)$$

где s — усадка полимера; E — модуль упругости первого рода полимера при температуре изделия в момент извлечения его из формы; ϵ — относительная деформация растяжения полимера, возникающая при усадке изделия, $\epsilon = \Delta l/l = s$. Под действием напряжения σ_t оболочка обжимает пуансон с удельным усилием

$$p = 2\sigma_t \delta/d, \quad (8.68)$$

где δ — толщина стенки изделия; d — диаметр пуансона.

При этих условиях для сталкивания изделия с пуансона понадобится сила, равная

$$F = pfA, \quad (8.69)$$

где f — коэффициент трения полимера о поверхность пуансона при температуре изделия в момент его извлечения из формы; A — площадь контакта изделия с цилиндрической поверхностью пуансона.

В основном величина коэффициента трения f , естественно, зависит от пары полимер–сталь. В табл. 8.2 приведены для некоторых полимеров коэффициенты трения в зависимости от шероховатости поверхностей формообразующих деталей.

Однако на величину коэффициента трения влияют также контактное давление, скорость извлечения изделия, время охлаждения, средняя температура стенок формирующей полости, смазка и т. д.

Таблица 8.2. Статический коэффициент трения в зависимости от шероховатости поверхности формообразующей детали

| Материал | Коэффициент трения при наибольшей высоте профиля R_{\max} , равной | | |
|--------------|--|-------|--------|
| | 1 мкм | 6 мкм | 20 мкм |
| Полиэтилен | 0,38 | 0,52 | 0,70 |
| Полипропилен | 0,47 | 0,50 | 0,84 |
| Полистирол | 0,37 | 0,52 | 1,82 |
| АБС | 0,35 | 0,46 | 1,33 |
| Поликарбонат | 0,47 | 0,68 | 1,60 |

Поэтому для получения точных значений f используют данные измерений в самой форме, полученные в реальных рабочих условиях без отделения отливки от поверхности формы. Значения f , приведенные в табл. 8.2, являются максимальными для коэффициента трения, определенного при различных параметрах процесса.

Усилие, приходящееся на один толкатель, равно

$$F_1 = pfA/m = 2\delta sEfA/dm, \quad (8.70)$$

где d — диаметр толкателей; m — число толкателей.

Усилие F_1 через торец толкателя (имеется в виду толкатель стержневого типа) передается на стенку донной части изделия. При этом должно быть выполнено следующее условие:

$$F_1/\pi d_{\text{т}} \delta_{\text{д}} \leq [\sigma]_{\text{т}}, \quad (8.71)$$

где $d_{\text{т}}$ — диаметр торца толкателя; $[\sigma]_{\text{т}}$ — допускаемое напряжение текучести полимера при температуре детали в момент ее извлечения из формы; $\delta_{\text{д}}$ — толщина донной части изделия.

Во избежание разрушения изделия при сталкивании, диаметр торца толкателя должен быть равен:

$$d_{\text{т}} \geq F_1/\pi \delta_{\text{д}} [\sigma]_{\text{т}}. \quad (8.72)$$

При литье изделий в виде коробок, ящиков, прямоугольных крышек и т. п. усилие, возникающее при извлечении изделия, зависит от остаточного давления в форме:

$$F^{\text{п}} = p_{\text{ост}} A_{\text{п}} f', \quad (8.73)$$

где $p_{\text{ост}}$ — остаточное давление в форме (обычно принимается $p_{\text{ост}} = 5$ МПа); $A_{\text{п}}$ — проекция боковой поверхности в направлении извлечения изделия из формы; f' — коэффициент трения полимера о пуансон при температуре изделия после извлечения из формы.

Усилие, приходящееся на один толкатель, в этом случае равно

$$F_1^{\text{п}} = F^{\text{п}}/m. \quad (8.74)$$

Во избежание продольного изгиба стержневых толкателей необходимо обеспечить запас устойчивости

$$n_{\text{у}} = F_{\text{кр}}/F_1 \geq [n]_{\text{у}}, \quad (8.75)$$

где $[n]_{\text{у}} \geq 4$; $F_{\text{кр}}$ — критическая сила, определяемая при $\lambda = \mu l/i \geq \lambda_{\text{пред}}$ по формуле Эйлера

$$F_{\text{кр}} = \pi^2 EJ/(\mu l)^2 \quad (8.76)$$

или при $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{\text{пред}}$ по формуле Ясинского

$$F_{\text{кр}} = \pi d_{\text{т}}^2 (a - b\lambda)/4, \quad (8.77)$$

где λ — гибкость толкателя; μ — коэффициент приведения длины (значения коэффициента длины μ в зависимости от закрепления концов толкателя приведены на рис. 3.16); l — длина толкателя; $d_{\text{т}}$ — диаметр толкателя; $J = \pi d_{\text{т}}^4/64$ — осевой момент инерции сечения толкателя; E — модуль упругости первого рода материала толкателя; i — радиус инерции сечения толкателя ($i = d_{\text{т}}/4$). Значения a , b , λ_0 и $\lambda_{\text{пред}}$ для различных сталей приведены в табл. 8.2.

Расчет хода плиты выталкивателей. Минимальный ход плит выталкивателя должен обеспечивать смещение центра тяжести изделия на длину, гарантирующую опрокидывание изделия.

$$l = H + 5 \text{ мм}, \quad (8.78)$$

где H — высота детали (рис. 8.18).

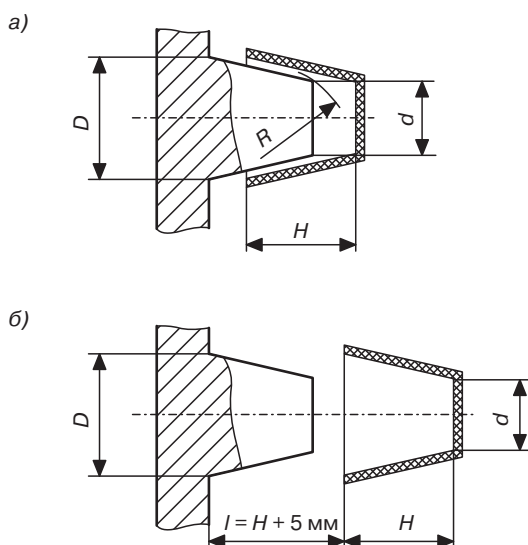


Рис. 8.18. Схема для расчета хода выталкивателей: а — начало сталкивания; б — к определению размера l

При расположении толкателей внутри изделия коробчатого типа ход плиты выталкивателей должен быть равен $l \approx 1,5H$.

Высота стоек 10 (см. рис. 8.17) должна быть равна

$$H_c = L + b_1 + b_2 + c_1 + c_2 + 5 \text{ мм}, \quad (8.79)$$

где L — максимальная глубина матрицы; b_1 — перемещение дополнительных плит выталкивания (при их наличии) за счет шестерен или рычагов, $b_1 = H + (1-2)$ мм; $b_2 = b_1 a_2 / a_1$ — при наличии рычажной системы (a_1 и a_2 — длина плеч рычага), $b_2 = 0$ — при отсутствии рычажной системы; c_1 и c_2 — высота пакетов плит, в которых закреплены толкатели (так, на рис. 8.17 это пакет, состоящий из плит 3 и 4).

При небольшой глубине изделия $b_2 = b_1$, а если дополнительный пакет плит выталкивателей отсутствует, то $c_2 = 0$.

При извлечении конических изделий (например, ведер) минимальный ход плит выталкивания должен быть таким, чтобы радиус R траектории опрокидывания изделия (рис. 8.18) был бы равен наибольшему диаметру изделия D :

$$R = D = \sqrt{x^2 + d^2}, \quad (8.80)$$

где x — расстояние от нижней точки опоры изделия до его торца.

С учетом (8.80) ход выталкивателей должен быть равен

$$l = H - \sqrt{D^2 - d^2} + 10 \text{ мм.} \quad (8.81)$$

8.2.3. Загрузочные камеры пресс-форм

Площадь поперечного сечения A загрузочных камер пресс-форм, предназначенных для прямого прессования, определяется конструкцией оформляющей полости гнезда, а в многогнездных формах с общей загрузочной камерой еще и числом одновременно прессуемых изделий.

В пресс-формах для литьевого прессования (рис. 8.19, а) площадь поперечного сечения загрузочной камеры во избежание раскрытия формы под давлением пресс-материала должна быть больше суммарной площади сечения изделия и литников

$$A = 1,1(A_{\text{и}} n' + A_{\text{л}}), \quad (8.82)$$

где $A_{\text{и}}$ — площадь проекции прессуемого изделия на плоскость разъема; n' — число одновременно прессуемых изделий с использованием одной загрузочной камеры; $A_{\text{л}}$ — суммарная площадь поперечного сечения литниковых каналов.

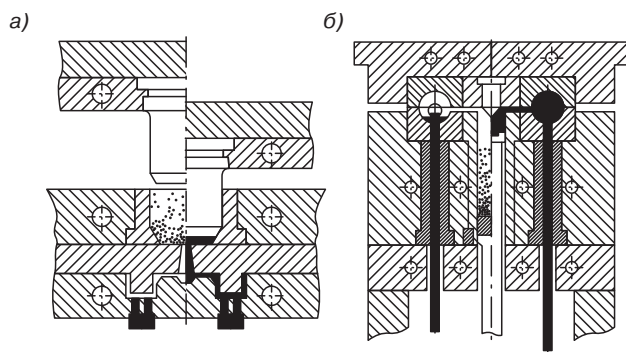


Рис. 8.19. Схемы пресс-форм для литьевого прессования с верхней (а) и с нижней (б) загрузочными камерами

Диаметр D нижней загрузочной камеры пресс-формы для литьевого формования (рис. 8.19, б) определяют по эмпирической формуле

$$D = \sqrt[3]{V_{\text{и}} n'}, \quad (8.83)$$

где $V_{\text{и}}$ — объем прессуемого изделия.

Чтобы исключить возможность раскрытия формы под воздействием расплава полимера, должно выполняться равенство

$$F_c = \frac{1,25 F_B}{A} (A_{\text{и}} n + A_{\text{л}} + A), \quad (8.84)$$

где F_c — сила смыкания пресса, создаваемая гидроцилиндром; F_v — сила выталкивания, создаваемая нижним гидроцилиндром пресса (гидроцилиндром выталкивания).

Высота загрузочной камеры пресс-формы полужакрытого типа для прямого прессования равна

$$H = [(V - V_n n')A] + 8 \text{ мм}, \quad (8.85)$$

где $V = mkn'/\rho$ — объем загружаемого пресс-материала; m — масса прессуемого изделия; k — коэффициент уплотнения пресс-материала (для нетаблетированных материалов $k = 1000/\rho_n$, для таблетированных порошкообразных $k = 1,4-1,5$, для волокнистых $k = 2,5-3$, для жгутированных материалов $k = 3,5-3,6$); ρ_n — насыпная плотность пресс-материала; ρ — плотность прессованного изделия.

Высота загрузочной камеры пресс-формы для литьевого прессования рассчитывается как

$$H = (V/A) + 12 \text{ мм}. \quad (8.86)$$

8.2.4. Привод с наклонной колонкой

В зависимости от геометрической формы, размеров и расположения поднутрений на изделии оформляющие эти поднутрения элементы часто выполняются в виде отдельных знаков или разъемных секционных матриц (пуансонов). В качестве их механических приводов наиболее распространены наклонные колонки со специальными ползунами, в которых закреплены элементы, оформляющие поднутрение. Часто ползун может непосредственно служить оформляющим элементом или секцией матрицы.

На рис. 8.20 показана схема ползуна с наклонной колонкой. Диаметр отверстия D_1 в ползуне 2 минимум на 1 мм больше диаметра D колонки 1. Необходимо это для того, чтобы в начальный момент раскрытия формы разгрузить ползун и закрепленные на нем оформляющие элементы от сил, возникающих при замыкании формы. Кроме того, это предотвращает заклинивание колонки в конечный момент смыкания формы, когда компенсационная планка 3 зажимает ползун. Необходимость в планке 3 отпадает, если нажимной клин выполнен не за одно целое с плитой 4, а в виде отдельной детали. В первом случае замыкание регулируют шлифованием самого клина, во втором — его перемещением.

При необходимости некоторого запаздывания в перемещении ползуна отверстие в нем выполняют либо диаметром больше указанного, либо овальным. Исполнительные размеры колонки с достаточной для практических целей точностью рассчитывают следующим образом.

Исходные данные: ход ползуна l_x , угол наклона α и диаметр колонки D , толщина плиты 4 — h . При этом

$$l_0 = l_3 + l_4 - l_2, \quad (8.87)$$

где

$$l_3 = h/\cos\alpha; \quad (8.88)$$

$$l_4 = 0,5(D + 10 \text{ мм})\text{tg}\alpha; \quad (8.89)$$

$$l_2 = 2 \text{ мм} + (D + 5 \text{ мм})\text{tg}\alpha; \quad (8.90)$$

$$l = l_p + l_1 + l_3 + l_4; \quad (8.91)$$

$$l_1 = (R + \delta)/\cos\alpha, \quad (8.92)$$

где

$$\delta = 0,5(D_1 - D). \quad (8.93)$$

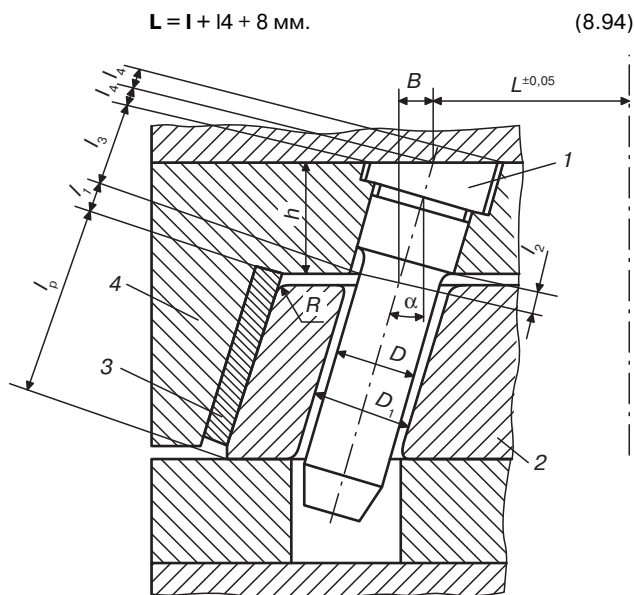


Рис. 8.20. Схема к расчету перемещения знака с помощью наклонной колонки

Разность B координат посадочного отверстия под колонку и отверстия в ползуне

$$B = (h + \delta)\text{tg}\alpha. \quad (8.95)$$

8.2.5. Расчет выносных пресс-форм

Выносные пресс-формы по принципу работы и конструкции отличаются от стационарных пресс-форм обычного типа. В связи с этим при их проектировании приходится дополнительно выполнять ряд расчетов.

Схема выносной пресс-формы с рычажным замком (рис. 8.21) состоит из верхней плиты 1, промежуточной плиты 5 с закрепленным на ней блоком пуансонов и нижней плиты 10, в которой установлены матрицы и выталкиватели 7. Верхняя плита соединяется с блоком пуансонов через пакеты тарельчатых пружин 2 и имеет боковые упоры 4 для удержания блока пуансонов в верхнем положении. Плиты пресс-формы центрируются между собой посредством направляющих колонок и втулок 6. В проушинах нижней плиты на оси 8 закреплены боковые захваты 3 с пружинами 9.

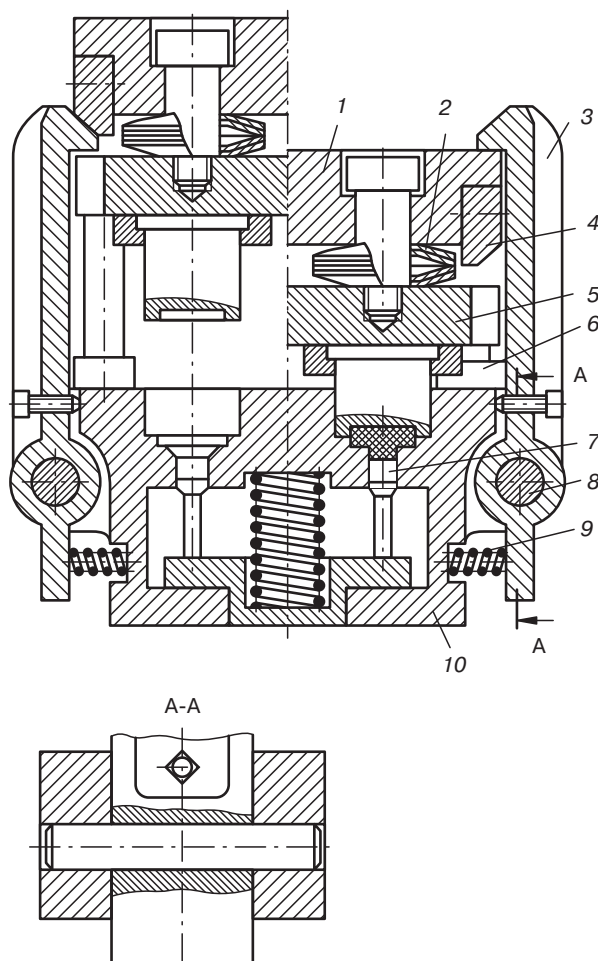


Рис. 8.21. Схема выносной пресс-формы прямого прессования с рычажным замковым устройством

Принципиальным отличием выносных пресс-форм является то, что они должны обеспечивать требуемое удельное давление на изделие самостоятельно (при отсутствии внешней нагрузки со стороны пресса). Это достигается применением

в конструкции форм упругого звена в виде тарельчатых пружин и специального замкового устройства, удерживающего форму в напряженном состоянии после выхода ее из рабочей зоны пресса.

Указанное отличие выносной пресс-формы вносит специфику, прежде всего, в расчеты, связанные с обеспечением удельного давления на изделие.

При прессовании в обычных стационарных формах удельное давление на изделие определяется внешним усилием, создаваемым прессом, и не зависит от конструктивных параметров самой пресс-формы.

Расчет деформации бокового захвата. На рис. 8.22 показаны схемы последовательного нагружения захвата в процессе запириания пресс-формы. Конструктивная схема (рис. 8.22, а) соответствует равновесному состоянию захвата, когда пресс-форма закрыта прессом, но усилие со стороны пресса еще не снято и между зубом захвата и верхней плитой пресс-формы имеется гарантированный зазор. На рис. 8.22, б показана исходная расчетная схема сил: усилие со стороны пружины $F_{\text{пр}}$, под действием которой захват закрылся, уравнивается реакцией со стороны упорного винта R и реакцией в шарнире R_1 .

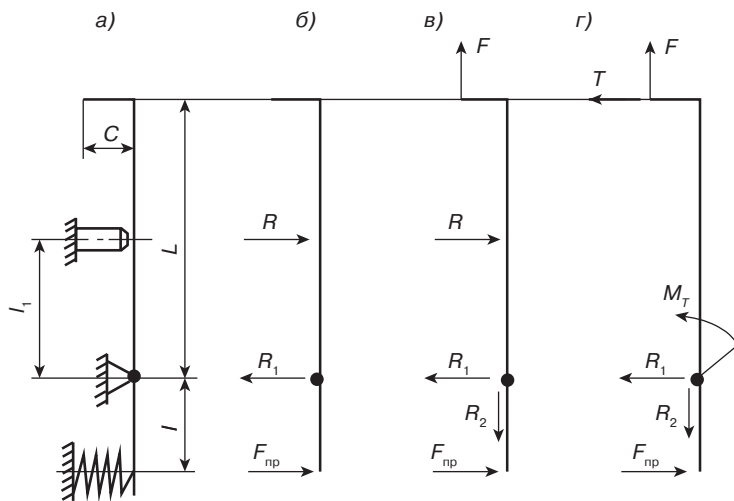


Рис. 8.22. Схемы последовательного нагружения захвата при запириании формы

В процессе снятия давления пресса к зубу захвата прикладывается усилие F , обусловленное действием тарельчатых пружин. При значениях усилия $F < F_{\text{пр}} l/c$ нагружение захвата соответствует схеме (рис. 8.22, в). При значениях усилия $F > F_{\text{пр}} l/c$ — открывающий момент Fc становится больше противодействующего момента $F_{\text{пр}} l$, и захват стремится повернуться. Возникающая на поверхности соприкосновения зуба захвата и верхней плиты пресс-формы сила трения T и момент трения M_T в шарнире будут этому препятствовать. Схема (рис. 8.22, г) является расчетной для определения условий нераскрытия и деформации боковых захватов.

Уравнения равновесия для расчетной схемы нагружения

$$\left. \begin{aligned} -T - R_1 + F_{\text{пр}} &= 0; \\ F - R_2 &= 0; \\ -Fc + TL + M_{\text{т}} + F_{\text{пр}}l &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8.96)$$

Для определения неизвестных силовых факторов T , R_1 , R_2 и $M_{\text{т}}$ необходимо получить еще одно уравнение, которое можно составить на основе следующего положения: система сил, действующих на захват, не приводит к его раскрытию только в том случае, если равнодействующая всех сил проходит касательно или внутри круга трения в шарнире захвата. Это условие можно записать в виде

$$M_{\text{т}} \leq r_{\text{т}} R, \quad (8.97)$$

где $r_{\text{т}} = fr_0$ — радиус круга трения в шарнире; r_0 — радиус шарнира; f — коэффициент трения в шарнире; $R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2}$ — равнодействующая сил данной системы, приведенная к шарниру.

Подставляя значения реакций R_1 и R_2 из уравнений равновесия и рассматривая граничное значение момента трения, получаем дополнительное уравнение для решения системы сил по расчетной схеме:

$$M_{\text{т}} = fr_0 \sqrt{(F_{\text{пр}} - T)^2 + F^2}. \quad (8.98)$$

В результате решения системы уравнений (8.96) и (8.98) определяются все силовые факторы:

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{F(c - fr_0) - F_{\text{пр}}l}{L}; \\ R_1 &= F_{\text{пр}} - T; \\ R_2 &= F; \\ M_{\text{т}} &= fr_0 \sqrt{(F_{\text{пр}} - T)^2 + F^2}. \end{aligned} \right\} \quad (8.99)$$

Общее удлинение захвата на участке L складывается из удлинения под действием растягивающей силы и удлинения за счет действия изгиба:

$$S_{\text{з}} = \delta_{\text{р}} + \delta_{\text{и}}. \quad (8.100)$$

Удлинение от растягивающей силы

$$\delta_{\text{р}} = FL/EA, \quad (8.101)$$

где E — модуль упругости первого рода материала захвата; A — площадь поперечного сечения рычага захвата.

Удлинение от изгиба можно определить по методу Верещагина:

$$\delta_{\text{и}} = \Sigma A_i y_{\text{и}i} / EJ, \quad (8.102)$$

где A_i — площадь эпюры моментов от действующих сил; $y_{\text{и}i}$ — ордината из эпюры единичных сил, расположенная под центром тяжести соответствующей эпюры действующих сил.

На рис. 8.23 показана эпюра действующих сил и эпюра от единичной силы $F = 1$, приложенной в направлении определяемой деформации.

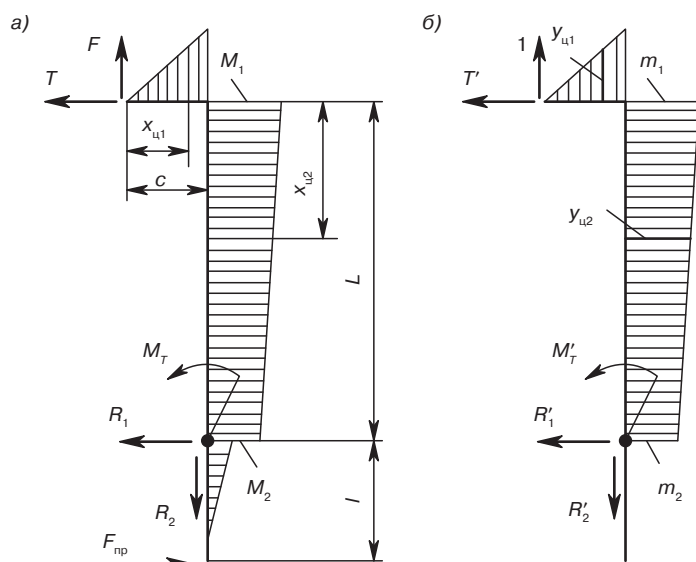


Рис. 8.23. Эпюры изгибающих моментов, возникающих в захвате выносной пресс-формы: а — эпюра моментов от действующих нагрузок; б — эпюра моментов от единичной силы

Значения моментов для указанных эпюр:

$$M_1 = Pc; \quad M_2 = P_{\text{нп}} l + fr_0 F; \quad m_1 = c; \quad m_2 = fr_0. \quad (8.103)$$

Площадь и координата центра тяжести 1-го участка (треугольника) эпюры моментов действующих сил:

$$A_1 = M_1 c / 2; \quad x_{\text{ц}1} = 2c / 3. \quad (8.104)$$

Соответствующая ордината на эпюре моментов единичных сил

$$y_{\text{ц}1} = 2 m_1 / 3. \quad (8.105)$$

Площадь и координата центра тяжести 2-го участка (трапеции) эпюры моментов действующих сил:

$$A_2 = 0,5(M_1 + M_2)L; x_{н2} = L(M_1 + 2M_2)/3(M_1 + M_2). \quad (8.106)$$

Соответствующая ордината на эпюре моментов единичных сил

$$y_{н2} = m_2 + \frac{(m_1 - m_2) \left(L - \frac{L}{3} \cdot \frac{M_1 + 2M_2}{M_1 + M_2} \right)}{L}. \quad (8.107)$$

Подставляя указанные значения площадей A и ординат y в выражение (8.102), найдем удлинение захвата от изгиба, а по формуле (8.100) — общее удлинение захвата от совместного действия растяжения и изгиба:

$$S_3 = FL/EA + (Fc^3/3EJ_1) + (L/6EJ_2)[Fc(fr_0 + 2c) + (F_{np}l + fr_0F)(c + 2fr_0)] \quad (8.108)$$

где J_1 — осевой момент инерции поперечного сечения крюка захвата; J_2 — осевой момент инерции поперечного сечения рычага захвата; первый член определяет деформацию захвата от растяжения; второй — деформацию за счет изгиба зуба захвата; третий — деформацию за счет изгиба стержня захвата.

Из решения уравнений равновесия захвата можно вывести простые соотношения геометрических размеров захвата, определяющие условия его нераскрытия под действием нагрузки со стороны верхней плиты пресс-формы.

В частности, при соотношении геометрических размеров

$$c/(L + r_0) \leq f' \quad (8.109)$$

захват не раскрывается при любых действующих на него внешних силах F и F_{np} . В выражении (8.109) f' — коэффициент трения на поверхности зуба захвата и верхней плиты пресс-формы.

При соотношении

$$c/(L + r_0) > f' \quad (8.110)$$

захват не раскрывается только в том случае, если сила F не превосходит некоторого критического значения $F_{кр}$

$$F_{кр} = F_{np}l/(c - f'(L + r_0)). \quad (8.111)$$

Расчет упругого прогиба верхней плиты. Верхняя плита пресс-формы, опирающаяся по краям на боковые захваты, упруго прогибается под действием тарельчатых пружин. Задача состоит в определении прогиба в местах закрепления пружин. При этом необходимо учитывать ослабление плиты сквозными отверстиями под пальцы крепления пакетов пружин и блока пуансонов, т. е. изменение момента инерции по длине плиты.

Эскиз верхней плиты с основными размерами представлен на рис. 8.24.

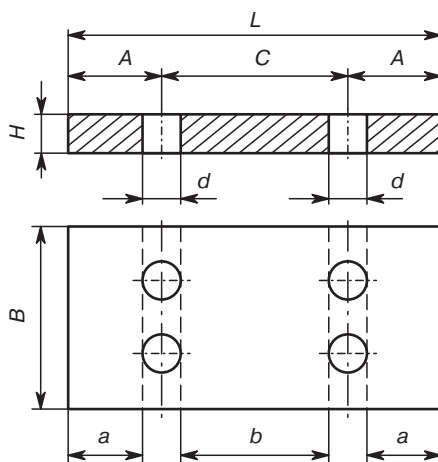


Рис. 8.24. Схема верхней плиты выносной пресс-формы

Момент инерции на сплошных участках обозначается J_1 , момент инерции на участках, ослабленных отверстиями — J_2 . При этом условно считается, что момент инерции J_2 имеет постоянную величину и равен моменту инерции в сечении, проходящем через ось отверстий.

Моменты инерции на различных участках плиты соответственно равны:

$$J_1 = BH^3/12; J_2 = (B - zd)H^3/12, \quad (8.112)$$

где z — число отверстий с диаметром d .

При отношении размеров $L/H > 5$ плиту можно рассматривать как балку, опертую по краям и нагруженную на участках d равномерно распределенной нагрузкой q , то есть для плиты, схема которой приведена на рис. 8.24:

$$q = F_b/2d, \quad (8.113)$$

где F_b — усилие выдержки.

Заменяя действие боковых захватов на плиту реакциями $F_b/2$, получаем исходную схему нагружения верхней плиты, показанную на рис. 8.25, а. На этом рисунке $M = F_b a/2$, а $M_1 = (F_b/2)[a + (d/2)]$.

Затем разбиваем длину верхней плиты на отдельные участки с моментами инерции J_1 и J_2 . При этом к концам каждого участка прикладываются действующие на него внешние нагрузки и внутренние силы так, чтобы участок находился в равновесии (рис. 8.25, б).

Следующим шагом в решении рассматриваемой задачи является составление эквивалентной по жесткости расчетной схемы. Жесткости всех участков принимаются одинаковыми, и равными большей жесткости EJ_1 . Для сохранения деформации нагрузки и усилия на каждом участке с жесткостью EJ_2 увеличиваются в отношении действительной и приведенной жесткости, т. е. в $k = J_1/J_2$ раз.

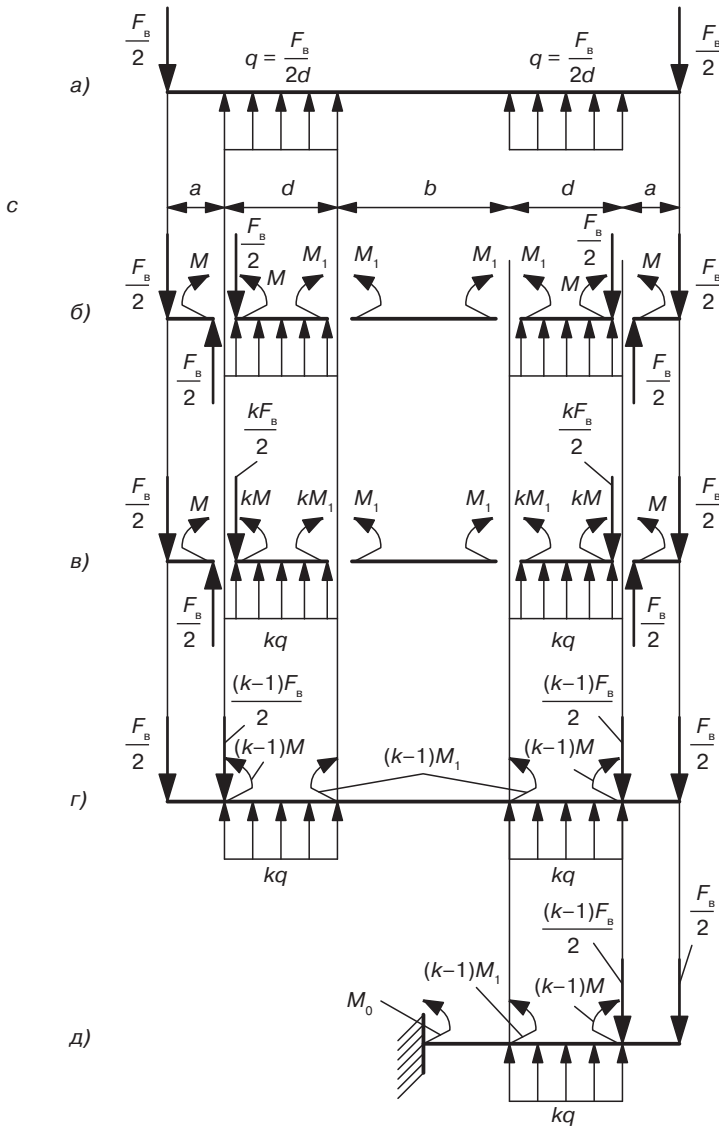


Рис. 8.25. Расчетная схема нагружения верхней плиты выносной пресс-формы. Пояснения в тексте

Схема нагружения в этом случае представлена на рис. 8.25, в. Заменяя силовые факторы на концах каждого участка равнодействующими, получим схему, эквивалентную по жесткости исходной схеме (рис. 8.25, з).

Далее составляем уравнения прогибов. Учитывая симметрию плиты, целесообразно принять начало координат в центре плиты, рассматривая лишь одну ее половину. В этом случае начальные параметры — угол поворота θ_0 и прогиб ξ_0 — в начале

координат равны нулю. Таким образом, получаем окончательно расчетную схему (рис. 8.25, д). Момент в начале координат определится из соотношения

$$M_0 = F_b [(a + d/2)]/2. \quad (8.114)$$

Универсальное уравнение упругой линии балки для приведенной расчетной схемы записывается следующим образом:

$$\xi = \frac{1}{EJ_1} \left\{ M_0 \frac{x^2}{2} \Big|_I + \frac{(k-1)F_b}{2} \left(a + \frac{d}{2} \right) \left(\frac{x - \frac{b}{2}}{2} \right)^2 - q \frac{\left(x - \frac{b}{2} \right)^4}{24} \Big|_{II} + \right. \\ \left. + q \frac{\left[x - \left(\frac{b}{2} + d \right) \right]^4}{24} - \frac{(k-1)F_b a}{2} \frac{\left[x - \left(\frac{b}{2} + d \right) \right]^2}{2} + \frac{(k-1)F_b}{2} \frac{\left[x - \left(\frac{b}{2} + d \right) \right]^3}{6} \Big|_{III} \right\}. \quad (8.115)$$

В приведенном уравнении для определения прогиба следует пользоваться членами уравнения, расположенными слева от вертикальной черты с индексом того участка, на котором определяется прогиб.

Уравнение (8.115) определяет прогиб плиты со стороны ее выпуклости. При расчете упругого звена пресс-формы необходимо знать прогиб плиты со стороны ее вогнутости. Поэтому, в соответствии с рис. 8.26, искомый прогиб верхней плиты должен рассчитываться по выражению

$$\xi_{\Pi} = \xi_1 - \xi_2. \quad (8.116)$$

Максимальный прогиб плиты при $x = b/2 + d + a = L/2$ равен

$$\xi_1 = \frac{1}{EJ_1} \left\{ \frac{M_0}{2} \left(\frac{L}{2} \right)^2 + \frac{(k-1)F_b}{4} \left(a + \frac{d}{2} \right) \left(\frac{a+d}{2} \right)^2 - \right. \\ \left. - \frac{q}{24} (a+d)^4 + \frac{qa^4}{24} - \frac{(k-1)F_b a^3}{6} \right\}. \quad (8.117)$$

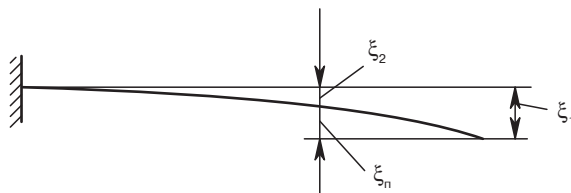


Рис. 8.26. Расчетная схема прогиба верхней плиты выносной пресс-формы

Прогиб плиты при $x = (b + d)/2$ равен

$$\xi_1 = \frac{1}{EJ_1} \left\{ \frac{M_0}{2} \left(\frac{b+d}{2} \right)^2 + \frac{(k-1)F_B}{4} \left(a + \frac{d}{2} \right) \left(\frac{d}{2} \right)^2 + \frac{q}{24} \left(\frac{d}{2} \right)^4 \right\}. \quad (8.118)$$

После подстановки ξ_1 и ξ_2 в выражение (8.116) и проведения преобразований искомый прогиб верхней плиты в местах закрепления пружин будет определяться формулой

$$\begin{aligned} \xi_{\Pi} = \frac{1}{EJ_1} & \left\{ \frac{F_B}{4} \left(a + \frac{d}{2} \right)^2 \left[b + k \left(a + \frac{3}{2}d \right) \right] - \right. \\ & \left. - \frac{kF_B}{48d} \left[(a+d)^4 - \left(\frac{d}{2} \right)^4 - a^4 \right] - \frac{(k-1)F_B}{6} a^3 \right\}. \end{aligned} \quad (8.119)$$

По приведенной методике можно рассчитать прогиб плиты с любым расположением пакетов пружин. Если верхняя плита не имеет сквозных отверстий и момент инерции ее по длине постоянен, то расчет упрощается.

Выбор характеристики тарельчатых пружин, их количества и схемы сборки. Общая осадка упругого звена ξ_{Φ} :

$$\xi_{\Phi} = \Delta\xi F_{\Phi} / \Delta F. \quad (8.120)$$

В уравнении (8.120) величины F_{Φ} и ΔF являются заданными, а величина $\Delta\xi$ определена в соответствии с выражением

$$\Delta\xi = \xi_{r(n)} + \xi_0 + \xi_3 + \xi_{\Pi}, \quad (8.121)$$

где $\xi_{r(n)}$ — величина гарантированного зазора в нагретом состоянии пресс-формы; ξ_0 — величина зазора в опоре захвата; ξ_3 — удлинение бокового захвата; ξ_{Π} — упругий прогиб верхней плиты в местах закрепления пружин.

Таким образом, становится известной характеристика упругого звена, однозначно определяемая общим усилием F_{Φ} и соответствующей этому усилию осадкой пружин ξ_{Φ} .

Следующим этапом расчета является выбор характеристики пружин, их количества и схемы сборки таким образом, чтобы была обеспечена суммарная жесткость упругого звена $C = F_{\Phi} / \xi_{\Phi}$. При этом характеристика и размеры тарельчатых пружин должны соответствовать ГОСТ 3057–90.

На рис. 8.27 приведены типовые схемы расположения пакетов пружин на промежуточной плите. Сплошными линиями показан контур пакета пружин, пунктиром — контур пуансонов. Таким образом, исходя из равномерной передачи усилия на пуансоны, намечается количество пакетов пружин K_{Π} и их наружный диаметр D .

Далее определяется усилие формования одного пакета пружин:

$$F_{\Phi}^{\Pi} = F_{\Phi} / K_{\Pi}. \quad (8.122)$$

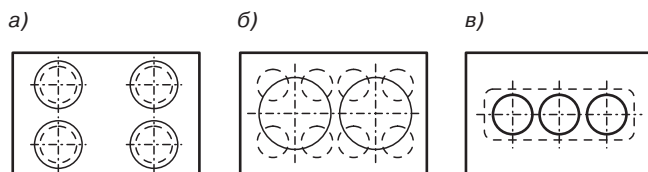


Рис. 8.27. Схемы расположения пакетов тарельчатых пружин: *а* — над каждым пуансоном; *б* — над группой пуансонов; *в* — несколько пакетов пружин над одним пуансоном

Однако пружина выбранного диаметра может не обеспечить требуемого усилия формирования F_ϕ . Поэтому наиболее вероятен случай, при котором усилие формирования пакета может быть обеспечено только сборкой нескольких пружин диаметром D в одну общую секцию по принципу «конус в конус», как показано на рис. 8.28, *а*.

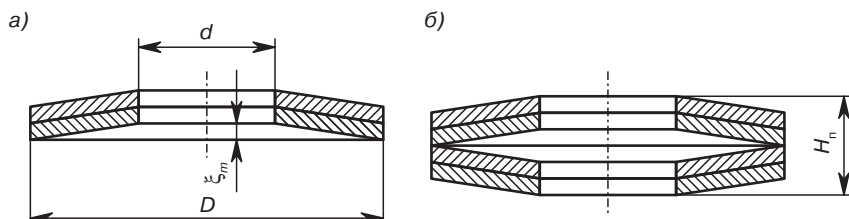


Рис. 8.28. Схемы сборки тарельчатых пружин в пакет: *а* — для суммирования усилия пружин; *б* — для суммирования осадки пружин

При такой схеме сборки усилие пакета пружин

$$F_\phi^n = F'z, \quad (8.123)$$

где F' — усилие одной пружины; z — число пружин в секции.

В ГОСТ 3057-90 дается несколько точек характеристики пружины: F' — максимальное усилие при полной осадке ξ_m ; $F'_{0,65}$ — усилие при осадке $0,65\xi_m$; $F'_{0,8}$ — усилие при осадке $0,8\xi_m$. Для обеспечения долговечной работы пружин следует ориентироваться на рабочее усилие $F'_{0,65}$. Таким образом, условием выбора пружин по усилию является

$$F_\phi^n \leq F'_{0,65} z. \quad (8.124)$$

Очевидно, что рабочая осадка пружины (или секции) не всегда может обеспечить требуемую осадку формирования ξ_ϕ . Для получения требуемой характеристики упругого звена по величине осадки может появиться необходимость сборки пакета из нескольких секций по схеме, приведенной на рис. 8.28, *б*. В этом случае общая осадка пакета

$$\xi_{\Pi} = \xi_m n, \quad (8.125)$$

где n — число секций в пакете.

Поскольку рекомендуемая рабочая осадка одной пружины не должна превышать величины $0,65\xi_m$ то условием выбора пружин по величине осадки является

$$\xi_n \leq 0,65\xi_m n. \quad (8.126)$$

Заменяя значения F_ϕ и ξ_ϕ исходными данными, окончательно получим следующие условия выбора тарельчатых пружин:

$$F_{0,65} \geq pA_n z_n / z_n z; \quad (8.127)$$

$$\xi_m \geq \Delta\xi F_\phi / 0,65\Delta F, \quad (8.128)$$

где p — давление прессования; A_n — площадь проекции одного изделия на плоскость разреза формы; z_n — число гнезд в форме; z_n — количество пружин в секции.

Очевидно, что приведенным условиям будут удовлетворять различные пружины с диаметром D (за счет подбора соответствующего количества пружин в секции z и числа секций n).

Поэтому при выборе пружин следует руководствоваться тем, что высота пакета H_n и количество пружин в пакете z_n должны быть минимальными.

Литература

Основной список

1. Гурвич С.Г., Ильяшенко Г.А., Мочман Ш.Е. Расчет и конструирование машин для переработки пластических материалов. — М.: Машиностроение. 1970. — 295 с.
2. Салазкин К.А. Прессование, прессы. — М.: МИХМ. 1975. — 195 с.
3. Проектирование и расчет валковых машин для полимерных материалов: учеб пособие / А.С. Клинков, В.И. Кочетов, М.В. Соколов, П.С. Беляев, В. Г. Однолько. — Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. — 128 с.
4. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин: Монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. — М.: Машиностроение-1. 2004. — 248 с.
5. Басов Н.И., Казанков Ю.В., Любартович В.А. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов: учеб. для вузов. — М.: Химия. 1986. — 488 с.
6. Микаэли В. Экструзионные головки для пластмасс и резины: Конструкции и технические расчеты / пер. с англ. под ред. В.П. Володина. — СПб.: Профессия, 2007. — 472 с.
7. Кольман-Иванов Э.Э., Салазкин К.А. Таблеточные машины. — М.: Машиностроение, 1966. — 228 с.
8. Менгес Г., Микаэли В., Морен П. Как делать литевые формы / пер. с англ. под ред. В.Г. Дувидзона, Э.Л. Калинчева. — СПб.: Профессия, 2007. — 640 с.

9. Поляков А.А. Механика химических производств: учебное пособие для вузов. — СПб.: Химия, 1995. — 392 с.

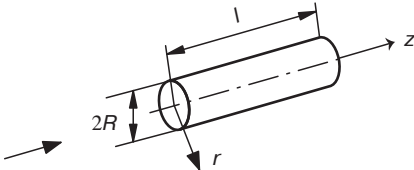
Дополнительный список

1. Завгородний В.К. Механизация и автоматизация переработки пластических масс. — М.: Машиностроение, 1970. — 596 с.
2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. — М.: Наука. 1976. — 608 с.
3. Ким В.С., Самойлов В.А., Торубаров Н.Н. Конструирование и расчет механизмов и деталей машин химических и нефтеперерабатывающих производств. — М.: КолосС, 2007. — 440 с.
4. Оборудование для переработки пластмасс: справочное пособие / под ред. В.К. Завгороднего. — М.: Машиностроение, 1976. — 407 с.
5. Э.Э. Кольман-Иванов, Ю.И. Гусев. Машины-автоматы и автоматические линии химических производств: учебное пособие. — М.: МГУИЭ, 2003. — 496 с.
6. Бортников В.Г. Производство изделий из пластических масс: учебное пособие для вузов в трех томах. Т. 3. Проектирование и расчет технологической оснастки. — Казань: Дом печати, 2004. — 311 с.
7. Рябинин Д.Д., Лукач Ю.Е. Червячные машины для переработки пластических масс и резиновых смесей. — М.: Машиностроение, 1965. — 363 с.
8. Рябинин Д.Д., Лукач Ю.Е. Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей. — М.: Машиностроение. 1972. — 272 с.
9. Лукач Ю.Е., Рябинин Д.Д., Метлов Б.Н. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей. — М.: Машиностроение. 1967. — 296 с.
10. Езжев А.С., Осипов Н.В. Механизация и автоматизация переработки пластмасс на принципе выносной пресс-формы. — М.: Машиностроение, 1969. — 160 с.
11. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. — М.: Машиностроение, 2003.

Приложение I

Реологические параметры течения жидкостей в каналах различной формы

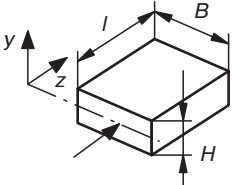
Таблица П.1.1. Труба круглого поперечного сечения

| | | |
|---|---|--|
|  | | |
| Напряжение сдвига в слое с текущим радиусом r | | $\tau = r\Delta p/2l$ |
| Напряжение сдвига у стенки канала | | $\tau_w = \frac{R\Delta p}{2l}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{4Qr}{\pi R^4}$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_w = \frac{4Q}{\pi R^3}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{(m+3)Q}{\pi R^3} \left(\frac{r}{R}\right)^m$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma} = \frac{(m+3)Q}{\pi R^3}$ |
| Скорость жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $v_z = \frac{R^2}{4\eta} \frac{\Delta p}{l} \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{R^2}{8\eta} \frac{\Delta p}{l}; \quad \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{R^2}{4\eta} \frac{\Delta p}{l}; \quad \bar{v}_{z \max} = 2\bar{v}_z$ |

| | | |
|--|---|---|
| Скорость жидкости | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $v_z = \left(\frac{\Delta p}{2l}\right)^m \frac{R^{m+1} - r^{m+1}}{C(m+1)}$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{1}{m+3} \left(\frac{\Delta p}{2l}\right)^m R^{m+1} \frac{1}{C}; \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p}{2l}\right)^m \frac{R^{m+1}}{m+1}$ |
| Удельная потеря давления в канале $\Delta p/l$ | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \frac{8\eta Q}{\pi R^4}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \left[\frac{2^m (m+3) Q C}{\pi R^{m+3}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Объемный расход жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{\pi \Delta p R^4}{8\eta l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $Q = \frac{\pi R^{m+3}}{(m+3)C} \left(\frac{\Delta p}{2l}\right)^m$ |
| Коэффициент геометрии канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K = \frac{\pi R^4}{8l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $K = \frac{\pi R^{m+3}}{(m+3)(2l)^m}$ |

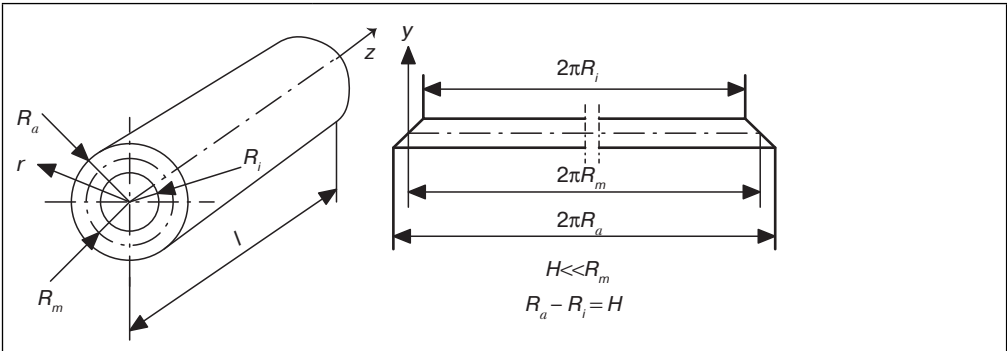
Примечание. Здесь и далее Δp — перепад давления по длине канала; Q — объемный расход жидкости; A — площадь поперечного сечения канала

Таблица П.1.2. Прямоугольная щель

| | | |
|---|---|--|
|  | | |
| Напряжение сдвига в слое с текущей координатой y | | $\tau = \frac{y\Delta p}{l}$ |
| Напряжение сдвига у стенки канала | | $\tau_w = \frac{H\Delta p}{2l}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{12Qy}{BH^3}$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_w = \frac{6Q}{BH^2}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{2(m+2)Q}{BH^2} \left(\frac{2y}{H} \right)^m$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_w = \frac{2(m+2)Q}{BH^2}$ |
| Скорость жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $v_z = \frac{H^2\Delta p}{8\eta l} \left[1 - \left(\frac{2y}{H} \right)^2 \right]$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{H^2\Delta p}{12\eta l}; \quad \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{H^2\Delta p}{8\eta l}; \quad \bar{v}_{z \max} = \frac{3}{2} \bar{v}_z$ |
| Скорость жидкости | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $v_z = \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m \frac{\left(\frac{H}{2} \right)^{m+1} - y^{m+1}}{C(m+1)}$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{1}{m+2} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m \left(\frac{H}{2} \right)^{m+1} \frac{1}{C}$ |

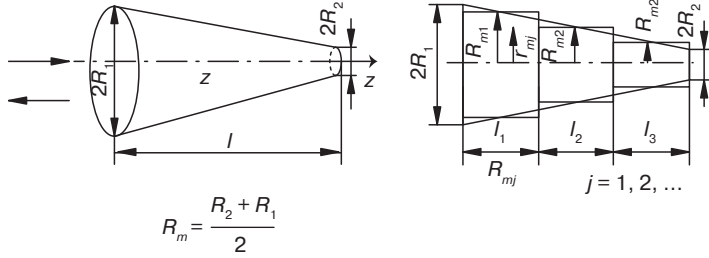
| | | |
|---|---|---|
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m \left(\frac{H}{2} \right)^{m+1}$ |
| Удельная потеря давления в канале $\Delta p/l$ | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \frac{12\eta Q}{BH^3}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \left[\frac{2^{m+1} (m+2) QC}{BH^{m+2}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Объемный расход жид- кости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{BH^3 \Delta p}{12\eta l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{BH^{m+2}}{C(m+2)2^{m+1}} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m$ |
| Коэффициент геометрии канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K = \frac{BH^3}{12l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $K = \frac{BH^{m+2}}{(m+2)2^{m+1}l^m}$ |

Таблица П.1.3. Кольцевая щель

| | | |
|---|---|---|
|  <p> $2\pi R_i$ $2\pi R_m$ $2\pi R_a$ $H \ll R_m$ $R_a - R_i = H$ </p> | | |
| Напряжение сдвига в слое с текущим радиусом r | | $\tau = \frac{y \Delta p}{l}$ |
| Напряжение сдвига у стенки канала | | $\tau_w = \frac{H \Delta p}{2l};$ $\tau_w = \frac{(R_a - R_i) \Delta p}{2l}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{6Qy}{\pi R_m H^3}$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_w = \frac{3Qy}{\pi R_m H^2}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{(m+2)Q}{\pi R_m H^2} \left(\frac{2y}{H} \right)^m$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_w = \frac{(m+2)Q}{\pi R_m H^2}$ |
| Скорость жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $v_z = \frac{H^2 \Delta p}{8\eta l} \left[1 - \left(\frac{2y}{H} \right)^2 \right]$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{H^2 \Delta p}{12\eta l}; \quad \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{H^2 \Delta p}{8\eta l}; \quad \bar{v}_{z \max} = \frac{3}{2} \bar{v}_z$ |

| | | |
|--|---|--|
| Скорость жидкости | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $v_z = \frac{1}{(m+1)C} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m \left[\left(\frac{H}{2} \right)^{m+1} - y^{m+1} \right]$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{1}{(m+2)C} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m \left(\frac{H}{2} \right)^{m+1}; \quad \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m \frac{\left(\frac{H}{2} \right)^{m+1}}{m+1}$ |
| Удельная потеря давления в канале $\Delta p/l$ | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \frac{6\eta Q}{\pi R_m H^3}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \left[\frac{2^m (m+2) Q C}{\pi R_m H^{m+2}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Объемный расход жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{\pi R_m H^3 \Delta p}{6\eta l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $Q = \frac{\pi R_m H^{m+2}}{C(m+2)} \left(\frac{\Delta p}{2l} \right)^m$ |
| Коэффициент геометрии канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K = \frac{\pi R_m H^3}{6l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C\dot{\gamma}$ | $K = \frac{\pi R_m H^{m+2}}{(m+2)(2l)^m}$ |

Таблица П.1.4. Конический канал

| | | |
|---|---|---|
|  $R_m = \frac{R_2 + R_1}{2}$ | | |
| Напряжение сдвига в слое с текущим радиусом r | | $\tau_{mj} = \frac{r_{mj} \Delta p_{mj}}{2l_j};$ $\tau_{mj} - \text{напряжение сдвига при } l_j/2$ |
| Напряжение сдвига у стенки канала | | $\tau_{wmj} = \frac{R_{mj} \Delta p_{mj}}{2l_j}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | <p>Ньютоновская жидкость</p> $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma}_{mj} = \frac{4Qr_{mj}}{\pi R_{mj}^4}; \quad \dot{\gamma}_m = \frac{64Qr_m}{\pi (R_1 + R_2)^4};$ $\dot{\gamma}_m \text{ при } \frac{R_1 + R_2}{2} = R_m$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_{wm} = \frac{32Q}{\pi (R_1 + R_2)^3}$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | <p>Степенная жидкость</p> $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma}_{wm} = \frac{8(m+3)Q}{\pi (R_1 + R_2)^3}$ $\dot{\gamma}_{wm} \text{ при } \frac{R_1 + R_2}{2} = R_m$ |
| Скорость жидкости | <p>Ньютоновская жидкость</p> $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $v_{zj} = \frac{R_{mj}^2 \Delta p_{mj}}{4\eta l} \left[1 - \left(\frac{r_{mj}}{R_{mj}} \right)^2 \right]$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_{zj} = \frac{R_{mj}^2 \Delta p_{mj}}{8\eta l}; \quad \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{R_m^2 \Delta p_{mj}}{4\eta l}$ |

| | | |
|--|---|--|
| Скорость жидкости | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $v_{zj} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p}{2l_j} \right)^m \frac{R_{mj}^{m+1} - r_{mj}^{m+1}}{m+1}$ |
| Средняя скорость жидкости | | $\bar{v}_z = \frac{1}{(m+3)C} \left(\frac{\Delta p_{mj}}{2l_j} \right)^m R_{mj}^{m+1}; \quad \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max j} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p_{mj}}{2l_j} \right)^m \frac{R_{mj}^{m+1}}{m+1}$ |
| Удельная потеря давления в канале $\Delta p/l$ | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} = \frac{8\eta Q}{\pi R_{mj}^4}; \quad \Delta p_{mj} = \Delta p; \quad \Sigma l_j = l$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} = \left[\frac{2^m (m+3) Q C}{\pi R_{mj}^{m+3}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Объемный расход жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{\pi R_m^4 \Delta p}{8\eta l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{\pi R_{mj}^{m+3}}{C(m+3)} \left(\frac{\Delta p_{mj}}{2l_j} \right)^m$ |
| Коэффициент геометрии канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K_m = \frac{\pi R_m^4}{8l}; \quad K_{mj} = \frac{\pi R_{mj}^4}{8l_j}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $K_m = \frac{\pi R_m^{m+3}}{(m+3)(2l)^m}; \quad K_{mj} = \frac{\pi R_{mj}^{m+3}}{(m+3)(2l_j)^m}$ |

Примечание. Индекс mj означает, что величина относится к элементарным участкам канала, а индекс m — что величина относится ко всему каналу.

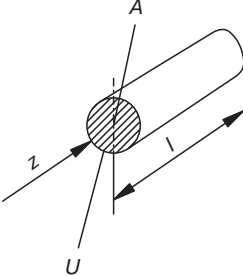
Таблица П.1.5. Коническая плоская щель и конический кольцевой канал

| | | |
|---|--|--|
| | | |
| Напряжение сдвига в слое с текущим радиусом r | | $\tau_{mj} = \frac{y_{mj} \Delta p_{mj}}{l_j};$ $\tau_{mj} - \text{напряжение сдвига при } l_j/2$ |
| Напряжение сдвига у стенки канала | | $\tau_{wmj} = \frac{H_{mj} \Delta p_{mj}}{2l_j}$ |
| Скорость сдвига в слое с текущей координатой | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma}_{mj} = \frac{12Qy_{mj}}{BH_{mj}^3}; \quad \dot{\gamma}_m = \frac{96Qy_m}{B(H_1 + H_2)^3};$ $\dot{\gamma}_m \text{ при } \frac{H_1 + H_2}{2} = H_m$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_{wm} = \frac{24Q}{B(H_1 + H_2)^2}$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma}_{wm} = \frac{8(m+2)Q}{B(H_1 + H_2)^2};$ $\dot{\gamma}_{wm} \text{ при } \frac{H_1 + H_2}{2} = H_m$ |
| Скорость жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $v_{zj} = \frac{H_{mj}^2 \Delta p_{mj}}{8\eta l} \left[1 - \left(\frac{2y_{mj}}{H_{mj}} \right)^2 \right]$ |

| | | |
|---|---|--|
| Средняя скорость жид- кости | | $\bar{v}_{zj} = \frac{H_{mj}^2 \Delta p_{mj}}{12\eta l}; \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max} = \frac{H_m^2 \Delta p_{mj}}{8\eta l}$ |
| Скорость жидкости | Степенная жид- кость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $v_{zj} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p}{l_j} \right)^m \frac{\left(\frac{H_{mj}}{2} \right)^{m+1} - y_{mj}^{m+1}}{m+1}$ |
| Средняя скорость жид- кости | | $\bar{v}_z = \frac{1}{(m+2)C} \left(\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} \right)^m \left(\frac{H_{mj}}{2} \right)^{m+1}; \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Максимальная скорость жидкости | | $\bar{v}_{z \max j} = \frac{1}{C} \left(\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} \right)^m \frac{\left(\frac{H_{mj}}{2} \right)^{m+1}}{m+1}$ |
| Удельная потеря давле- ния в канале $\Delta p/l$ | Ньютоновская жид- кость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} = \frac{12\eta Q}{BH_{mj}^3}; \sum \Delta p_{mj} = \Delta p; \sum l_j = l$ |
| | Степенная жид- кость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} = \left[\frac{2^{m+1} (m+2) QC}{BH_{mj}^{m+2}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Объемный расход жид- кости | Ньютоновская жид- кость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{BH_m^3 \Delta p}{12\eta l}$ |
| | Степенная жид- кость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{BH_{mj}^{m+2}}{2^{m+1} C (m+2)} \left(\frac{\Delta p_{mj}}{l_j} \right)^m$ |
| | Ньютоновская жид- кость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K_m = \frac{BH_m^3}{12l}; K_{mj} = \frac{BH_{mj}^3}{12l_j}$ |
| | Степенная жид- кость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $K_m = \frac{BH_m^{m+2}}{2^{m+1} (m+2) l^m}; K_{mj} = \frac{BH_{mj}^{m+2}}{2^{m+1} (m+2) l_j^m}$ |

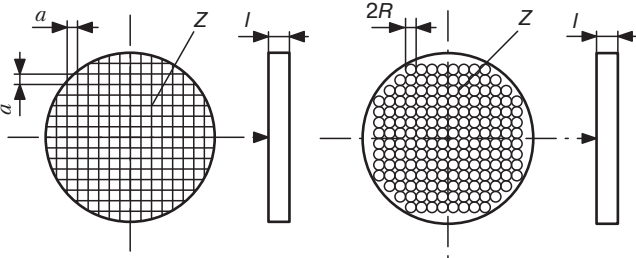
Примечание. Индекс mj означает, что величина относится к элементарным участкам канала, а индекс m — что величина относится ко всему каналу.

Таблица П.1.6. Канал с поперечным сечением произвольной формы и параллельными стенками

| | | |
|---|---|--|
|  | | |
| Напряжение сдвига у стенки канала | | $\tau_w = \frac{\Delta p A}{l U}$ |
| Скорость сдвига | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma} = \frac{2 Q U}{A^2}$ |
| Скорость сдвига у стенки канала | | $\dot{\gamma}_w = \frac{4 Q}{\pi R_a^3}; R_a = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$ |
| Средняя скорость жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\bar{v}_z = \frac{A^2 \Delta p}{2 \eta l U^2}; \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\bar{v}_z = \frac{2 A^{m+1}}{(m+3) U^{m+1} C} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m; \bar{v}_z = \frac{Q}{A}$ |
| Удельная потеря давления в канале $\Delta p / l$ | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \frac{2 \eta Q U^2}{A^3}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \left[\frac{(m+3) U^{m+1} Q C}{2 A^{m+2}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Объемный расход жидкости | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{A^3 \Delta p}{2 \eta l U^2}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $Q = \frac{2 A^{m+2}}{U^{m+1} C (m+3)} \left(\frac{\Delta p}{l} \right)^m$ |
| Коэффициент геометрии канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K = \frac{A^3}{2 l U^2}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $K = \frac{2 A^{m+2}}{(m+3) U^{m+1} l^m}$ |

Примечание. Здесь A — площадь поперечного сечения канала; U — периметр поперечного сечения канала.

Таблица П.1.7. Фильтрующая решетка

| | | | |
|--|--|--|--|
|  <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> Квадратные отверстия Круглые отверстия </div> | | | |
| Скорость сдвига у стенки канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma}_w = \frac{6Q}{a^3 Z F}$ | $\dot{\gamma}_w = \frac{4Q}{\pi Z r^3}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\dot{\gamma}_w = \frac{2Q(m+2)}{a^3 Z F}$ | $\dot{\gamma}_w = \frac{(m+3)Q}{\pi Z r^3}$ |
| Удельная потеря давления в канале $\Delta p/l$ | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \frac{12\eta Q}{a^4 Z F}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \frac{8\eta Q}{\pi Z r^4}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \left[\frac{2^{m+1}(m+2)QC}{a^{m+3} Z F} \right]^{\frac{1}{m}}$ | $\frac{\Delta p}{l} = \left[\frac{2^m(m+3)QC}{\pi Z r^{m+3}} \right]^{\frac{1}{m}}$ |
| Коэффициент геометрии канала | Ньютоновская жидкость $\tau = \eta \dot{\gamma}$ | $K = \frac{a^4 F}{12l}$ | $K = \frac{\pi r^4}{8l}$ |
| | Степенная жидкость $\tau^m = C \dot{\gamma}$ | $K = \frac{a^{m+3} F}{(m+2)2^{m+1}l^m}$ | $K = \frac{\pi r^{m+3}}{(m+3)(2l)^m}$ |

Примечание. Здесь Z — количество отверстий в фильтрующей решетке; F — коэффициент, учитывающий квадратную форму отверстий в фильтрующей решетке. $F = 0,4217$.

Приложение II

Геометрические характеристики плоских сечений

Таблица П.П.1. Моменты инерции, моменты сопротивления и площади поперечных сечений спиц дорнодержателей

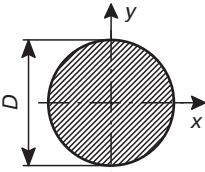
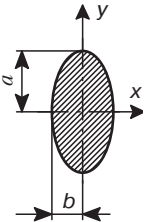
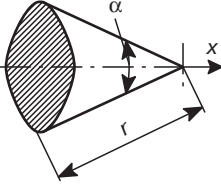
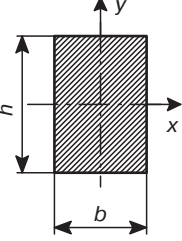
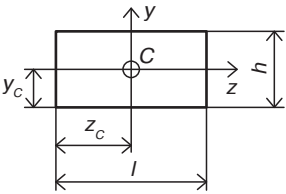
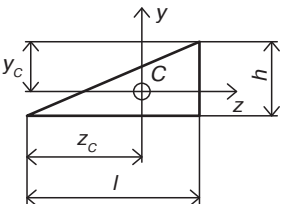
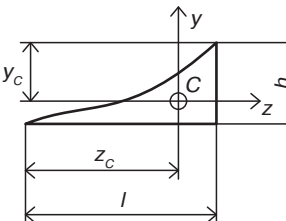
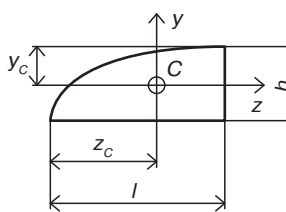
| Вид сечения | Схема | Момент инерции сечения | Момент сопротивления сечения | Площадь поперечного сечения |
|----------------------------|---|---|---|---|
| Круг |  | $J_x = J_y = \pi D^4 / 64$ $J_x = J_y = \pi D^3 / 32$ | $W_x = W_y = \pi D^3 / 32$ | $A = \pi D^2 / 4$ |
| Эллипс |  | $J_x = \frac{\pi}{4} a^3 b$ $J_y = \frac{\pi}{4} a b^3$ | $W_x = \frac{\pi}{4} a^2 b$ $W_y = \frac{\pi}{4} a b^2$ | $A = \pi a b$ |
| Сдвоенный круговой сегмент |  | $J_x = \frac{r^4}{4} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \frac{4 \sin \alpha}{3} + \frac{\sin 2 \alpha}{6} \right)$ | $W_x = \frac{r^3 \sin \frac{\alpha}{2}}{4} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \frac{4 \sin \alpha}{3} + \frac{\sin 2 \alpha}{6} \right)$ | $A = r^2 \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right)$ |
| Прямоугольник |  | $J_x = \frac{b h^3}{12}$ $J_y = \frac{b^3 h}{12}$ | $W_x = b h^2 / 6$ $W_y = b^2 h / 6$ | $A = b h$ |

Таблица П.П.2. Площади и координаты центров тяжести простейших фигур

| Вид фигуры | Площадь фигуры | Положение центра тяжести <i>C</i> |
|---|----------------|-----------------------------------|
|  | hl | $z_c = l/2; y_c = h/2$ |
|  | $hl/2$ | $z_c = 2l/3; y_c = 2h/3$ |
|  | $hl/3$ | $z_c = 3l/4; y_c = 3h/4$ |
|  | $2hl/3$ | $z_c = 5l/8; y_c = 5h/8$ |

Приложение III

Таблица П.III. 1. Основные характеристики мальтийских механизмов с внешним (числитель) и внутренним (знаменатель) зацеплением

| z^* | Ψ_1 | φ_1 | r/L | t_0/t_1 | $T_{км}/t_0$ | Ψ' | Ψ'' |
|-------|----------|-------------|-------|------------|--------------|-------------|-------------|
| 3** | 120 | 60/300 | 0,866 | 5,0/0,200 | 1,20/6,00 | 6,46/0,464 | 31,4/1,73 |
| 4 | 90 | 90/270 | 0,707 | 3,0/0,333 | 1,33/4,00 | 2,41/0,414 | 5,41/1,00 |
| 5 | 72 | 108/252 | 0,588 | 2,33/0,429 | 1,43/3,33 | 1,43/0,370 | 2,30/0,727 |
| 6 | 60 | 120/240 | 0,500 | 2,00/0,500 | 1,50/3,00 | 1,00/0,333 | 1,35/0,577 |
| 8 | 45 | 135/225 | 0,383 | 1,67/0,600 | 1,60/2,67 | 0,620/0,227 | 0,700/0,414 |
| 10 | 36 | 144/216 | 0,309 | 1,50/0,667 | 1,67/2,50 | 0,447/0,236 | 0,466/0,325 |
| 12 | 30 | 150/210 | 0,259 | 1,40/0,715 | 1,71/2,40 | 0,349/0,206 | 0,348/0,268 |
| 15 | 24 | 156/204 | 0,208 | 1,31/0,765 | 1,76/2,31 | 0,262/0,172 | 0,253/0,213 |

Расшифровку показателей см. в тексте раздела 7.2.3, а также на рис. 7.15 и 7.16; ** значения показателей относятся как к внешним, так и к внутренним зацеплениям.

Приложение IV

Таблица П.IV.1. Значения модулей упругости первого E , а также второго рода G и коэффициента Пуассона μ (при 20 °С)

| Материал | | Модули упругости, МПа | | Коэффициент Пуассона, μ |
|----------|------------------------|-----------------------|------------------|-----------------------------|
| | | E | G | |
| Сталь | | $(1,86-2,1)10^5$ | $(7,8-8,3)10^4$ | 0,25–0,33 |
| Чугун | серый | $(0,78-1,47)10^5$ | $4,4 \cdot 10^4$ | 0,23–0,27 |
| | серый модифицированный | $(1,20-1,60)10^5$ | $(5,0-6,9)10^4$ | — |
| Бронза | оловянная | $(0,74-1,22)10^5$ | — | 0,32–0,35 |
| | безоловянная | $(1,02-1,20)10^5$ | — | — |

Таблица П.IV.2. Допускаемые напряжения для углеродистых сталей обыкновенного качества в горячекатаном состоянии

| Мар- ка стали | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | |
|---------------------|-----------------------------|-----|-----|----------------------------|-----|-----|----------------------------|-----|-----|-------------------------|----|-----|
| | при растяжении $[\sigma]_p$ | | | при изгибе $[\sigma]_{из}$ | | | при кручении $[\tau]_{кр}$ | | | при срезе $[\tau]_{ср}$ | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III |
| Ст2 | 115 | 80 | 60 | 140 | 100 | 80 | 85 | 65 | 50 | 70 | 50 | 40 |
| Ст3 | 125 | 90 | 70 | 150 | 110 | 85 | 95 | 65 | 50 | 75 | 50 | 40 |
| Ст4 | 140 | 95 | 75 | 170 | 120 | 95 | 105 | 75 | 60 | 85 | 65 | 50 |
| Ст5 | 165 | 115 | 90 | 200 | 140 | 110 | 125 | 90 | 70 | 100 | 65 | 55 |
| Ст6 | 195 | 140 | 110 | 230 | 170 | 135 | 145 | 105 | 80 | 115 | 85 | 65 |

Примечание. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — статическая; II — переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); III — знакопеременная (симметричная).

Таблица П.ІV.3. Механические свойства и допускаемые напряжения углеродистых конструкционных сталей

| Марка стали | Термообработка | Временное сопротивление, МПа | Предел текучести, МПа | Предел выносливости | | | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | | | |
|-------------|----------------|------------------------------|-----------------------|---------------------|------------|--------------|-----------------------------|---------------|-------------|----------------------------|-----|-----|----------------------------|-----|-----|-------------------------|----|-----|----------------------------|-----|
| | | | | при растяжении | при изгибе | при кручении | при растяжении $[\sigma]_p$ | | | при изгибе $[\sigma]_{из}$ | | | при кручении $[\tau]_{кр}$ | | | при срезе $[\tau]_{ср}$ | | | при смятии $[\sigma]_{см}$ | |
| | | | | | | | σ_{-1p} | σ_{-1} | τ_{-1} | I | II | III | I | II | III | I | II | III | | I |
| 08 | H | 330 | 200 | 120 | 150 | 90 | 110 | 80 | 60 | 130 | 95 | 75 | 80 | 60 | 45 | 60 | 45 | 35 | 165 | 120 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | H | 340 | 210 | 125 | 155 | 95 | 110 | 80 | 60 | 145 | 100 | 75 | 80 | 60 | 45 | 65 | 45 | 35 | 165 | 120 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | H | 380 | 230 | 135 | 170 | 100 | 125 | 85 | 65 | 150 | НО | 85 | 95 | 65 | 50 | 75 | 50 | 40 | 185 | 125 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | H | 420 | 250 | 150 | 190 | 115 | 140 | 115 | 95 | 170 | 120 | 95 | 105 | 70 | 55 | 85 | 60 | 45 | 210 | 175 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | H | 460 | 280 | 170 | 210 | 125 | 150 | 110 | 85 | 180 | 130 | 105 | 110 | 80 | 60 | 90 | 65 | 50 | 220 | 165 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | H | 500 | 300 | 180 | 225 | 135 | 165 | 115 | 90 | 200 | 140 | 125 | 135 | 90 | 70 | 100 | 65 | 55 | 240 | 175 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | У | 600 | 350 | 215 | 270 | 160 | 200 | 140 | 105 | 240 | 175 | 135 | 150 | 105 | 80 | 120 | 85 | 65 | 300 | 210 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----|-------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 35 | Н | 540 | 320 | 190 | 240 | 145 | 180 | 125 | 95 | 210 | 155 | 120 | 135 | 90 | 70 | 110 | 75 | 55 | 270 | 190 |
| | У | 650 | 380 | 230 | 290 | 175 | 210 | 150 | 115 | 260 | 185 | 145 | 160 | ПО | 85 | 130 | 90 | 70 | 520 | 220 |
| | В35 | 1000 | 650 | 360 | 450 | 270 | 330 | 230 | 180 | 400 | 290 | 220 | 250 | 165 | 135 | 200 | 140 | 110 | 500 | 350 |
| 40 | Н | 580 | 340 | 210 | 260 | 155 | 190 | 130 | 105 | 230 | 165 | 130 | 140 | 100 | 75 | 115 | 80 | 60 | 280 | 200 |
| | У | 700 | 400 | 250 | 315 | 190 | 230 | 160 | 125 | 270 | 200 | 155 | 170 | 120 | 95 | 140 | 100 | 80 | 340 | 240 |
| | В35 | 1000 | 650 | 360 | 450 | 270 | 340 | 230 | 180 | 400 | 290 | 220 | 250 | 175 | 135 | 200 | 140 | ПО | 500 | 350 |
| 45 | Н | 610 | 360 | 220 | 275 | 165 | 200 | 140 | ПО | 240 | 175 | 135 | 150 | 105 | 80 | 125 | 85 | 65 | 300 | 210 |
| | У | 750 | 450 | 270 | 345 | 205 | 240 | 170 | 135 | 290 | 215 | 170 | 185 | 130 | 100 | 145 | 105 | 80 | 360 | 260 |
| | М35 | 900 | 650 | 325 | 405 | 245 | 300 | 210 | 160 | 360 | 260 | 200 | 230 | 165 | 120 | 185 | 125 | 95 | 450 | 310 |
| 45 | В42 | 1000 | 700 | 325 | 405 | 245 | 300 | 210 | 160 | 360 | 260 | 200 | 230 | 160 | 120 | 185 | 125 | 95 | 450 | 310 |
| | В48 | 1200 | 950 | 430 | 540 | 325 | 400 | 280 | 210 | 480 | 340 | 270 | 300 | 210 | 160 | 240 | 170 | 130 | 600 | 420 |
| | ТВЧ56 | 750 | 450 | 270 | 340 | 205 | 240 | 170 | 135 | 290 | 210 | 170 | 185 | 130 | 100 | 145 | 105 | 80 | 360 | 260 |
| 50 | Н | 640 | 380 | 230 | 290 | 175 | 210 | 140 | 115 | 250 | 185 | 145 | 160 | ПО | 85 | 125 | 85 | 65 | 310 | 220 |
| | У | 900 | 700 | 325 | 405 | 245 | 300 | 210 | 160 | 360 | 260 | 200 | 230 | 180 | 120 | 185 | 125 | 95 | 450 | 310 |

Примечание.

1. Условные обозначения термической обработки: Н — нормализация; У — улучшение; Ц — цементация; ТВЧ — закалка с нагревом ТВЧ; В — закалка с охлаждением в воде; М — закалка с охлаждением в масле. Число после М, В, Н или ТВЧ — среднее значение твердости по Роквеллу.

2. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — статическая; П — переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); Ш — знакопеременная (симметричная).

Таблица П. IV.4. Механические свойства и допускаемые напряжения легированных и конструкционных сталей

| Марка стали | Термообработка | Временное сопротивление, МПа | Предел текучести, МПа | Предел выносливости, МПа | | | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | | | |
|-------------|----------------|------------------------------|-----------------------|--------------------------|------------|--------------|-----------------------------|---------------|-------------|-----|----------------------------|-----|-----|-----|-------------------------|-----|-----|-----|----------------------------|-----|
| | | | | при растяжении | при изгибе | при кручении | при изгибе $[\sigma]_{из}$ | | | | при кручении $[\tau]_{кр}$ | | | | при срезе $[\tau]_{ср}$ | | | | при смятии $[\sigma]_{см}$ | |
| | | | | | | | σ_{-1p} | σ_{-1} | τ_{-1} | I | II | III | I | II | III | I | II | III | | |
| 10Г2 | Н | 430 | 250 | 175 | 220 | 125 | 140 | 110 | 90 | 170 | 135 | 110 | 105 | 75 | 60 | 85 | 65 | 50 | 210 | 165 |
| 09Г2С | – | 500 | 350 | 190 | 240 | 140 | 170 | 120 | 95 | 200 | 150 | 120 | 125 | 90 | 70 | 100 | 70 | 55 | 250 | 180 |
| 10ХСНД | | 540 | 400 | 215 | 270 | 155 | 185 | 140 | 110 | 220 | 160 | 135 | 140 | 100 | 80 | 110 | 80 | 65 | 280 | 210 |
| 20Х | Н | 600 | 300 | 210 | 260 | 150 | 190 | 135 | 105 | 230 | 165 | 130 | 140 | 100 | 75 | 115 | 85 | 60 | 280 | 200 |
| | У | 700 | 500 | 280 | 350 | 200 | 240 | 175 | 140 | 290 | 220 | 175 | 180 | 130 | 100 | 145 | 105 | 80 | 360 | 260 |
| 40Х | М59 | 850 | 630 | 340 | 420 | 240 | 290 | 210 | 170 | 350 | 250 | 210 | 220 | 155 | 120 | 175 | 125 | 95 | 430 | 320 |
| | Н | 630 | 330 | 250 | 310 | 180 | 200 | 155 | 125 | 240 | 190 | 155 | 150 | 115 | 90 | 120 | 95 | 75 | 300 | 230 |
| 45Х | У | 800 | 650 | 320 | 400 | 230 | 270 | 200 | 160 | 320 | 250 | 200 | 200 | 150 | 115 | 160 | 115 | 90 | 400 | 300 |
| | М39 | 1100 | 900 | 440 | 550 | 320 | 380 | 280 | 220 | 450 | 340 | 270 | 280 | 200 | 160 | 230 | 165 | 130 | 560 | 420 |
| | М48 | 1300 | 1100 | 520 | 650 | 380 | 440 | 330 | 260 | 530 | 410 | 320 | 330 | 240 | 190 | 270 | 195 | 150 | 670 | 490 |
| | Н | 650 | 350 | 260 | 320 | 185 | 210 | 160 | 130 | 250 | 195 | 160 | 155 | 115 | 90 | 125 | 95 | 75 | 310 | 240 |
| 50Х | У | 950 | 750 | 380 | 470 | 270 | 320 | 240 | 190 | 380 | 290 | 230 | 240 | 175 | 135 | 190 | 135 | 105 | 480 | 360 |
| | М48 | 1400 | 1200 | 560 | 700 | 400 | 480 | 350 | 280 | 570 | 430 | 350 | 360 | 260 | 200 | 290 | 200 | 160 | 720 | 520 |
| | Н | 650 | 350 | 260 | 325 | 185 | 210 | 160 | 130 | 250 | 200 | 160 | 160 | 120 | 90 | 125 | 90 | 70 | 360 | 240 |
| | М48 | 1500 | 1300 | 600 | 750 | 430 | 500 | 370 | 300 | 600 | 460 | 370 | 370 | 270 | 210 | 300 | 220 | 170 | 750 | 550 |
| 35Г2 | Н | 630 | 370 | 250 | 315 | 180 | 200 | 155 | 125 | 240 | 190 | 160 | 150 | 115 | 90 | 120 | 95 | 75 | 330 | 230 |
| | В, НВ249 | 800 | 650 | 320 | 400 | 230 | 270 | 200 | 160 | 320 | 250 | 200 | 200 | 145 | 115 | 160 | 115 | 90 | 400 | 300 |
| 40Г2 | Н | 670 | 390 | 270 | 335 | 195 | 220 | 170 | 135 | 260 | 210 | 170 | 165 | 120 | 95 | 130 | 95 | 75 | 330 | 250 |
| | М, НВ331 | 1120 | 950 | 540 | 660 | 380 | 380 | 310 | 270 | 460 | 380 | 330 | 290 | 230 | 190 | 230 | 180 | 150 | 580 | 460 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------|-------------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 45Г2 | Н | 700 | 410 | 280 | 350 | 200 | 230 | 175 | 140 | 270 | 210 | 175 | 175 | 125 | 100 | 140 | 100 | 80 | 340 | 260 |
| | М, НВ295 | 850 | 700 | 340 | 425 | 245 | 290 | 210 | 170 | 350 | 145 | 210 | 220 | 155 | 120 | 175 | 125 | 95 | 440 | 330 |
| 33ХС | Н | 600 | 300 | 210 | 260 | 150 | 190 | 135 | 105 | 230 | 165 | 130 | 140 | 100 | 75 | 115 | 65 | 60 | 280 | 200 |
| | М | 900 | 700 | 360 | 450 | 260 | 300 | 220 | 180 | 360 | 280 | 220 | 230 | 165 | 130 | 180 | 135 | 105 | 450 | 330 |
| 38ХС | У | 950 | 750 | 370 | 470 | 280 | 320 | 230 | 185 | 390 | 290 | 230 | 240 | 175 | 140 | 190 | 140 | 110 | 480 | 350 |
| 18Х1Т | Н | 700 | 430 | 280 | 350 | 200 | 230 | 175 | 140 | 270 | 210 | 175 | 170 | 125 | 100 | 140 | 100 | 80 | 340 | 260 |
| | Ц-М59 | 1000 | 800 | 400 | 500 | 290 | 330 | 250 | 200 | 400 | 310 | 250 | 250 | 185 | 145 | 200 | 145 | 115 | 490 | 380 |
| 30Х1Т | М43 | 1250 | 1050 | 500 | 620 | 360 | 430 | 310 | 250 | 510 | 390 | 310 | 320 | 230 | 180 | 260 | 185 | 140 | 640 | 460 |
| | Ц-М59 | 1100 | 800 | 440 | 550 | 320 | 370 | 270 | 220 | 440 | 340 | 270 | 280 | 200 | 160 | 220 | 160 | 125 | 550 | 410 |
| 20ХГНР | М40 | 1300 | 1200 | 520 | 650 | 375 | 450 | 330 | 260 | 540 | 410 | 320 | 340 | 230 | 170 | 270 | 180 | 135 | 680 | 500 |
| | М50 | 1450 | 1400 | 580 | 725 | 420 | 500 | 360 | 290 | 600 | 450 | 360 | 380 | 270 | 210 | 300 | 215 | 170 | 750 | 540 |
| 40ХФА | М30 | 900 | 750 | 360 | 450 | 260 | 320 | 230 | 180 | 380 | 280 | 220 | 240 | 170 | 130 | 190 | 135 | 105 | 480 | 340 |
| | М50 | 1600 | 1300 | 640 | 800 | 480 | 550 | 410 | 320 | 660 | 500 | 400 | 410 | 310 | 240 | 330 | 240 | 195 | 820 | 610 |
| 30ХМ | М | 950 | 750 | 380 | 475 | 230 | 320 | 240 | 190 | 390 | 300 | 240 | 240 | 155 | 115 | 190 | 125 | 90 | 480 | 360 |
| 35ХМ | М, НВ270 | 1000 | 850 | 400 | 500 | 290 | 340 | 250 | 200 | 410 | 310 | 250 | 260 | 185 | 145 | 200 | 130 | 95 | 520 | 380 |
| | М50 | 1600 | 1400 | 640 | 800 | 480 | 550 | 410 | 320 | 660 | 500 | 400 | 420 | 310 | 240 | 330 | 250 | 200 | 820 | 610 |
| 40ХН | Н | 780 | 460 | 310 | 390 | 225 | 260 | 195 | 160 | 310 | 240 | 195 | 190 | 140 | 110 | 155 | 115 | 90 | 390 | 290 |
| | М43 | 1200 | 1000 | 480 | 600 | 345 | 410 | 310 | 240 | 490 | 370 | 300 | 310 | 220 | 170 | 250 | 175 | 135 | 620 | 460 |
| 12ХН2 | М | 800 | 600 | 320 | 400 | 230 | 270 | 200 | 160 | 320 | 250 | 200 | 200 | 145 | 115 | 160 | 115 | 90 | 400 | 300 |
| | Ц-М59 | 800 | 600 | 320 | 400 | 230 | 270 | 200 | 160 | 320 | 250 | 200 | 200 | 145 | 115 | 160 | 115 | 90 | 400 | 300 |
| 12ХН3А | У | 950 | 700 | 380 | 470 | 270 | 320 | 240 | 190 | 380 | 280 | 230 | 240 | 175 | 140 | 190 | 140 | 110 | 480 | 300 |
| | ТВ459 | 1000 | 850 | 400 | 500 | 300 | 340 | 260 | 200 | 410 | 310 | 250 | 250 | 190 | 150 | 200 | 150 | 120 | 510 | 380 |

Таблица П.IV.4. Окончание

| Марка стали | Термообработка | Временное сопротивление, МПа | Предел текучести, МПа | Предел выносливости, МПа | | | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | | | |
|-------------|----------------|------------------------------|-----------------------|--------------------------|------------|--------------|-----------------------------|---------------|-------------|-----|----------------------------|-----|-----|-----|----------------------------|-----|-----|-----|-------------------------|----------------------------|
| | | | | при растяжении | при изгибе | при кручении | при растяжении $[\sigma]_p$ | | | | при изгибе $[\sigma]_{из}$ | | | | при кручении $[\tau]_{кр}$ | | | | при срезе $[\tau]_{ср}$ | при смятии $[\sigma]_{см}$ |
| | | | | | | | σ_{-1p} | σ_{-1} | τ_{-1} | I | II | III | I | II | III | I | II | III | | |
| 20Х2Н4А | ТБЧ59 | 680 | 450 | 270 | 340 | 200 | 230 | 170 | 135 | 270 | 210 | 170 | 170 | 125 | 100 | 140 | 100 | 80 | 340 | 260 |
| | Ц-М59 | 1100 | 850 | 440 | 550 | 320 | 370 | 270 | 220 | 440 | 340 | 270 | 280 | 200 | 160 | 220 | 160 | 125 | 550 | 410 |
| | М | 1300 | 1100 | 520 | 650 | 375 | 440 | 330 | 260 | 530 | 400 | 320 | 330 | 240 | 190 | 260 | 190 | 150 | 660 | 500 |
| 20ХГСА | М | 800 | 650 | 320 | 400 | 230 | 270 | 200 | 160 | 330 | 250 | 200 | 200 | 145 | 115 | 160 | 115 | 90 | 410 | 300 |
| 30ХГС | О | 600 | 360 | 240 | 300 | 170 | 200 | 150 | 120 | 240 | 185 | 150 | 150 | ПО | 85 | 120 | 90 | 70 | 300 | 220 |
| 30ХГСА | У | 1100 | 850 | 440 | 550 | 320 | 370 | 270 | 220 | 440 | 340 | 270 | 280 | 200 | 160 | 220 | 160 | 125 | 550 | 410 |
| | М46 | 1500 | 1300 | 600 | 750 | 430 | 510 | 380 | 300 | 620 | 470 | 380 | 390 | 270 | 210 | 310 | 220 | 170 | 760 | 570 |
| 38Х210 | М | 800 | 700 | 320 | 400 | 230 | 280 | 200 | 160 | 330 | 250 | 200 | 200 | 150 | 115 | 170 | 120 | 95 | 410 | 300 |
| | М | 900 | 750 | 360 | 450 | 260 | 310 | 240 | 190 | 370 | 290 | 240 | 230 | 170 | 135 | 185 | 140 | ПО | 460 | 360 |
| 50ХФА | М | 1300 | 1100 | 520 | 650 | 340 | 440 | 330 | 260 | 540 | 400 | 320 | 340 | 220 | 170 | 260 | 180 | 135 | 660 | 500 |
| | М46 | 1500 | 1300 | 600 | 750 | 360 | 520 | 380 | 300 | 620 | 470 | 380 | 390 | 240 | 180 | 310 | 200 | 145 | 770 | 570 |
| 60С2 | М, НВ269 | 1300 | 1200 | 520 | 650 | 340 | 440 | 330 | 260 | 540 | 400 | 320 | 340 | 220 | 170 | 260 | 180 | 135 | 670 | 500 |
| 60С2А | М, НВ269 | 1600 | 1400 | 640 | 800 | 465 | 550 | 400 | 320 | 660 | 500 | 400 | 410 | 300 | 230 | 330 | 240 | 185 | 820 | 600 |
| ШХ15 | О | 600 | 380 | 240 | 300 | 180 | 200 | 150 | 120 | 240 | 180 | 150 | 150 | 110 | 90 | 120 | 90 | 75 | 300 | 220 |
| | М62 | 2200 | 1700 | 460 | 660 | 330 | 740 | 350 | 230 | 890 | 480 | 330 | 550 | 250 | 165 | 440 | 200 | 130 | 1100 | 520 |

Примечание.

1. Условные обозначения термической обработки: О — отжиг; Н — нормализация; У — улучшение; Ц — цементация; ТВЧ — закалка с нагревом ТВЧ; В — закалка с охлаждением в воде; М — закалка с охлаждением в масле; НВ — твердость по Бринеллю. Число после М, В, Н или ТВЧ — среднее значение твердости по Роквеллу.

2. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — статическая; II — переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); III — знакопеременная (симметричная).

Таблица П. IV.5. Механические свойства и допускаемые напряжения для отливок из углеродистых и легированных сталей

| Марка стали | Термообработка | Временное сопротивление, МПа | Предел текучести, МПа | Предел выносливости, МПа | | | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------|----------------|------------------------------|-----------------------|--------------------------|-------------|--------------|-----------------------------|-----|-----|----------------------------|-----|-----|----------------------------|-----|-----|----------------------------|-----|-----|-----|-----|----------------------------|
| | | | | при растяжении | при изгибе | при кручении | при растяжении $[\sigma]_p$ | | | при изгибе $[\sigma]_{из}$ | | | при кручении $[\tau]_{кр}$ | | | при смятии $[\sigma]_{см}$ | | | | | |
| | | | | | | | I | II | III | I | II | III | I | II | III | | I | II | III | | |
| 20Л | Н | 412 | 216 | σ_{-1} | τ_{-1} | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | при смятии $[\sigma]_{см}$ |
| | | 441 | 235 | 170 | 100 | 90 | 63 | 48 | 110 | 84 | 68 | 63 | 50 | 40 | 50 | 40 | 32 | 135 | 95 | | |
| | | 471 | 255 | 180 | 110 | 95 | 65 | 50 | 115 | 90 | 72 | 65 | 52 | 44 | 52 | 42 | 35 | 145 | 105 | | |
| | | 491 | 275 | 190 | 115 | 100 | 70 | 53 | 120 | 93 | 76 | 70 | 55 | 46 | 55 | 44 | 36 | 150 | 110 | | |
| | | 540 | 314 | 200 | 120 | 110 | 74 | 56 | 130 | 100 | 80 | 75 | 60 | 48 | 60 | 47 | 38 | 165 | 120 | | |
| | | 569 | 334 | 220 | 130 | 125 | 84 | 63 | 150 | 110 | 88 | 87 | 65 | 52 | 70 | 53 | 42 | 190 | 125 | | |
| | | 540 | 275 | 240 | 145 | 140 | 92 | 68 | 170 | 125 | 96 | 100 | 74 | 58 | 75 | 55 | 43 | 210 | 150 | | |
| | | 540 | 294 | 220 | 130 | 120 | 83 | 63 | 145 | 110 | 88 | 85 | 65 | 52 | 65 | 50 | 40 | 180 | 125 | | |
| | | 540 | 294 | 220 | 130 | 120 | 83 | 63 | 145 | 105 | 88 | 85 | 65 | 52 | 65 | 50 | 40 | 180 | 125 | | |
| | | 589 | 343 | 240 | 145 | 140 | 92 | 68 | 170 | 125 | 96 | 100 | 74 | 58 | 75 | 55 | 43 | 210 | 150 | | |
| 30ГСЛ | Н | 589 | 343 | 240 | 145 | 140 | 92 | 68 | 170 | 125 | 96 | 100 | 74 | 58 | 75 | 55 | 43 | 210 | 150 | | |
| | | 638 | 392 | 260 | 155 | 160 | 100 | 72 | 190 | 135 | 105 | 110 | 79 | 62 | 88 | 64 | 50 | 240 | 155 | | |
| 40ХЛ | М | 638 | 491 | 260 | 160 | 165 | 100 | 72 | 200 | 140 | 105 | 115 | 82 | 64 | 90 | 64 | 50 | 250 | 165 | | |
| 35ХГСЛ | Н | 589 | 343 | 240 | 145 | 140 | 92 | 68 | 170 | 125 | 96 | 100 | 74 | 58 | 75 | 55 | 43 | 210 | 150 | | |
| | | 785 | 589 | 320 | 190 | 200 | 125 | 90 | 240 | 170 | 130 | 140 | 98 | 76 | 110 | 78 | 60 | 300 | 200 | | |
| 35ХМЛ | Н | 589 | 392 | 240 | 145 | 160 | 95 | 68 | 190 | 130 | 96 | 110 | 76 | 58 | 88 | 60 | 46 | 240 | 150 | | |

Примечание.
1. Условные обозначения термической обработки: Н — нормализация; В — закалка с охлаждением в воде; М — закалка с охлаждением в масле.
2. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — статическая; II — переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); III — знакопеременная (симметричная).

Таблица П.IV. 6. Механические свойства и допускаемые напряжения для отливок из серого чугуна

| Марка чугуна | Временное сопротивление, МПа | Предел прочности, МПа | | | Предел выносливости, МПа | | Форма сечения | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | |
|--------------|------------------------------|-----------------------|-------------|---------------|--------------------------|--------------|---------------|-----------------------------|-----------------|---------------|--------------|-----------------|----|-----|-----|----|--|--|--|
| | | при изгибе | при сжатии | при кручении | при изгибе | при кручении | | при растяжении | | | | при сжатии | | | | | | | |
| | | | | | | | | $[\sigma]_{из}$ | $[\sigma]_{сж}$ | $[\tau]_{кр}$ | $[\sigma]_p$ | $[\sigma]_{сж}$ | | | | | | | |
| σ_B | σ | $\sigma_{сж}$ | $\tau_{кр}$ | σ_{-1} | τ_{-1} | | I | II | III | I | II | III | I | II | III | | | | |
| СЧ15 | 150 | 320 | 650 | 240 | 70 | 50 | круг | 70 | 40 | 30 | 53 | 30 | 22 | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | 60 | 35 | 25 | 40 | 23 | 16 | 33 | 20 | 14 | | | |
| | | | | | | | круг | 80 | 50 | 35 | 58 | 36 | 26 | | | | | | |
| СЧ18 | 180 | 360 | 700 | 260 | 80 | 60 | квадрат | 66 | 41 | 30 | 43 | 27 | 20 | 40 | 25 | 18 | | | |
| | | | | | | | круг | 88 | 57 | 43 | 62 | 45 | 35 | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | 73 | 47 | 35 | 45 | 33 | 25 | 45 | 30 | 22 | | | |
| СЧ20 | 200 | 400 | 750 | 280 | 100 | 80 | круг | 97 | 67 | 52 | 65 | 52 | 43 | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | 80 | 55 | 43 | 50 | 38 | 32 | 53 | 35 | 28 | | | |
| | | | | | | | круг | 115 | 80 | 60 | 85 | 60 | 48 | | | | | | |
| СЧ25 | 250 | 460 | 850 | 300 | 120 | 100 | квадрат | 95 | 65 | 50 | 65 | 45 | 35 | 70 | 48 | 37 | | | |
| | | | | | | | круг | 125 | 85 | 65 | 90 | 65 | 50 | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | 100 | 70 | 55 | 65 | 47 | 37 | 78 | 55 | 42 | | | |
| СЧ30 | 300 | 500 | 1100 | 390 | 140 | 110 | круг | 130 | 85 | 65 | 100 | 65 | 50 | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | 100 | 70 | 55 | 75 | 47 | 37 | 85 | 57 | 43 | | | |
| | | | | | | | круг | 140 | 105 | 85 | 110 | 80 | 65 | | | | | | |
| СЧ35 | 350 | 550 | 1200 | 400 | 150 | 115 | квадрат | 116 | 85 | 70 | 80 | 60 | 50 | 100 | 75 | 60 | | | |
| | | | | | | | круг | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | | | | | | | | | | | | |
| СЧ40 | 400 | 600 | 1300 | 460 | 150 | 115 | круг | 100 | 70 | 55 | 75 | 47 | 37 | 85 | 57 | 43 | | | |
| | | | | | | | квадрат | 140 | 105 | 85 | 110 | 80 | 65 | | | | | | |
| | | | | | | | круг | 116 | 85 | 70 | 80 | 60 | 50 | 100 | 75 | 60 | | | |
| СЧ45 | 450 | 650 | 1400 | 500 | 200 | 150 | квадрат | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | круг | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | квадрат | | | | | | | | | | | | |

Примечание: Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — статическая; II — переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); III — знакопеременная (симметричная).

Таблица П.ИV.7. Механические свойства и допускаемые напряжения для отливок из ковкого чугуна

| Марка чугуна | Временное сопротивление, МПа | Предел прочности, МПа | | | Предел текучести | | | Предел выносливости, МПа | | | Форма сечения | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|------------------------------|-----------------------|--------------|-----------|------------------|---------------|----------------|--------------------------|----------------|--------------|---------------|-----------------------------|-----|-----|----|----------------------------|-----|----|-----|----------------------------|-----|-----|----|-----|-----|----|
| | | при изгибе | при кручении | при срезе | σ_t | σ_{-1} | σ_{-1p} | при изгибе | при растяжении | при кручении | | при растяжении $[\sigma]_p$ | | | | при сжатии $[\sigma]_{сж}$ | | | | при смятии $[\sigma]_{см}$ | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | I | II | III | I | II | III | I | II | | III | I | II | III | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| КЧ30-6 | 300 | 490 | 340 | 270 | 190 | 90 | 55 | 80 | | круг | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | 58 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| КЧ33-8 | 330 | 530 | 345 | 290 | 210 | 100 | 60 | 90 | | квадрат | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | 58 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| КЧ35-10 | 350 | 570 | 350 | 300 | 220 | 105 | 65 | 95 | | круг | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | 63 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| КЧ37-12 | 370 | 580 | 370 | 320 | 230 | 110 | 65 | 100 | | круг | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | 70 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| КЧ45-7 | 450 | 660 | 440 | 340 | 250 | 135 | 80 | 120 | | круг | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | I | II | III | 80 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Примечание. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — статическая; II — переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); III — знакопеременная (симметричная).

Таблица П.IV.8. Основные физико-механические свойства бронз

| Марка | Условия отливки | Временное сопротивление σ_b , МПа | Относительное удлинение, % | Твердость по Бринеллю, НВ |
|-----------|------------------|--|----------------------------|---------------------------|
| | | не менее | | |
| БрО10Ф1 | В песчаную форму | 240 | 6 | 100 |
| | В кокиль | 250 | 3 | 100 |
| БрО4Ц4С17 | В песчаную форму | 150 | 5 | 60 |
| БрО4Ц7С5 | В песчаную форму | 150 | 6 | 60 |
| БрС30 | В кокиль | 60 | 4 | 25 |
| БрА9ЖЗЛ | В песчаную форму | 400 | 10 | 100 |

Таблица П.IV.9. Расчетные значения модуля упругости первого рода для сталей при различных температурах E , ГПа

| Сталь | Температура, °С | | | | | | | | | |
|---|-----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 20 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 |
| Углеродистая и низколегированная | 199 | 191 | 186 | 181 | 176 | 171 | 164 | 155 | 140 | — |
| Жаропрочная, жаростойкая и коррозионностойкая | 200 | 200 | 199 | 197 | 194 | 190 | 185 | 180 | 174 | 167 |
| Хромистая | 215 | 215 | 205 | 198 | 195 | 190 | 184 | 178 | 170 | 162 |

Приложение V

Таблица П.V.1. Ориентировочные коэффициенты трения

| Трущиеся материалы | Коэффициент трения | | | |
|----------------------|--------------------|------------|------------|------------|
| | покоя | | скольжения | |
| | без смазки | со смазкой | без смазки | со смазкой |
| Сталь – сталь | 0,15 | 0,10–0,12 | 0,15 | 0,05–0,1 |
| Сталь – мягкая сталь | — | — | 0,20 | 0,10–0,20 |
| Сталь – чугун | 0,30 | — | 0,18 | 0,05–0,15 |
| Сталь – бронза | 0,12 | 0,08–0,12 | 0,10 | 0,07–0,15 |
| Чугун – бронза | — | — | 0,15–0,2 | 0,07–0,15 |
| Бронза – бронза | — | 0,10 | 0,20 | 0,07–0,10 |
| Резина – чугун | — | — | 0,80 | 0,50 |
| Кожа – металл | 0,30–0,50 | 0,15 | 0,60 | 0,15 |

Приложение VI

Таблица П. VI.1. Теплопроводность сталей

| Марка стали | Теплопроводность стали λ , Вт/м·К, при температуре (К) | | | | | | |
|-------------|--|-----|------|-----|-----|------|------|
| | 300 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 |
| 08 | 88 | — | 58 | — | — | 33 | — |
| 10 | 83 | — | 57 | — | 44 | — | — |
| 15 | 86 | — | 54 | — | — | 32 | — |
| 20 | 86 | — | 54 | — | 38 | 31 | — |
| 35 | 85 | — | 50 | — | 36 | — | — |
| 45 | 79 | — | 43 | — | 30 | — | — |
| 15X | 39 | — | 35 | — | 33 | — | — |
| 15XA | | | | | | | |
| 20X | | | | | | | |
| 30X | 48 | — | 38 | — | — | 28 | — |
| 35X | | | | | | | |
| 35Г2 | 39 | — | — | 36 | — | — | — |
| 40Г2 | 65 | 51 | — | 46 | — | — | — |
| 40XC | 47 | — | 35 | — | — | 34 | — |
| 15XM | 42 | — | 39 | — | 37 | — | — |
| 15XMA | | | | | | | |
| 30XM | 39 | — | 38 | — | 37 | — | — |
| 30XMA | | | | | | | |
| 30XГC | | | | | | | |
| 30XГCA | | | | | | | |
| 15Л-55Л | 46 | — | 41 | — | 38 | — | — |
| У8 | 50 | — | — | — | — | — | — |
| У12 | 45 | — | 37 | — | — | 32 | — |
| Р18 | 22 | — | 26 | — | — | 26 | — |
| Р12 | 16 | 19 | — | 26 | — | — | — |
| 12Х13 | 31 | — | 33 | — | — | 34 | — |
| 15Х12В2МФ | 31 | — | — | — | — | 33 | — |
| 12Х18Н9Т | 14,5 | — | 19 | — | — | 23 | — |
| 12Х18Н10Т | 15,0 | — | 19,8 | — | — | 26,6 | — |

Таблица П.VI.2. Температурный коэффициент линейного расширения для некоторых сталей
 $\alpha \cdot 10^6, \text{K}^{-1}$

| Сталь | Интервал температур, °C | | | |
|---------------|-------------------------|--------|--------|--------|
| | 20–100 | 20–200 | 20–300 | 20–400 |
| Ст3 | 11,9 | 12,4 | 12,9 | 13,3 |
| 20 | 12,0 | 12,4 | 12,9 | 13,3 |
| 35ХМ | 13,1 | 13,3 | 13,8 | 14,2 |
| Х5М | 12,0 | 12,1 | 12,2 | 12,3 |
| 08Х18Н10Т | 16,6 | 17,0 | 17,2 | 17,5 |
| 12Х18Н10Т | 16,6 | 17,0 | 17,2 | 17,5 |
| 10Х23Н28М3ДЗТ | 15,4 | 15,8 | 16,2 | 16,6 |
| 10Х17Н13М2Т | 15,7 | 16,1 | 16,7 | 17,2 |
| ОТ4-1 | 8,0 | 8,0 | 8,8 | 9,1 |
| Л-96 | 17,0 | — | 18,0 | 20 |

Шерышев Михаил Анатольевич
Лясникова Наталия Николаевна

МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПЛАСТМАСС

ISBN 978-5-91703-041-8



Редактор *Е. Попова*
Верстка *В. Королева*
Иллюстрации *Н. Красноперов*
Корректор *О. Камнева*

Издательство «Научные основы и технологии»
197342, Санкт-Петербург,
Красногвардейский пер. д.23
Тел./факс: (812) 655-08-37, URL: *ft-publishing.ru*,
e-mail: *mail@ft-publishing.ru*

Подписано в печать 10.11.14. Формат 70×100¹/₁₆. Усл. п. л. 32,25
Тираж 2000 экз. (Первый завод – 500). Заказ №

Отпечатано в типографии ООО «Литография СПб»
191119, Санкт-Петербург, Днепропетровская ул., д. 8

Дж. Р. Вагнер, мл.

ПРАКТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО ПО ВЫЯВЛЕНИЮ И УСТРАНЕНИЮ ПРОБЛЕМ В ПРОЦЕССАХ ПЕРЕРАБОТКИ ПЛАСТМАСС

ИЗДАТЕЛЬСТВО

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ и ТЕХНОЛОГИИ

Пер. с англ., ок. 600 с. Тв. пер.

В книге представлены практические рекомендации по выявлению и устранению проблем в основных способах переработки полимерных материалов, таких как литье под давлением, экструзия труб, профилей и пленок, раздувное формование, каландрование, ламинирование и пултрузия. В каждой главе описывается соответствующий метод переработки полимерных материалов и типичные проблемы, которые могут возникать при изготовлении изделий указанным методом, анализируются причины подобных проблем, а также возможные способы решения возникших технических трудностей. Кроме того, описаны реальные ситуации, которые позволяют более наглядно иллюстрировать процесс выявления и устранения проблем в различных технологических процессах. В книгу включено несколько дополнительных глав, где представлена справочная информация, в том числе: статистические данные, экономические характеристики, общие принципы выявления и устранения проблем, а также решения вопросов, связанных с накоплением заряда статического электричества. Настоящая книга написана инженерами и технологами, которые активно занимаются вопросами выявления и устранения проблем на реальных промышленных предприятиях. В книге представлены наиболее типичные подходы, которых следует придерживаться для эффективного и быстрого решения проблем при переработке пластмасс. Очень важно, что обобщенная в издании информация будет полезна как начинающим специалистам, так и достаточно опытным технологом и инженерам, периодически сталкивающимися с различными проблемами в ежедневной работе.

Заказы на книги просим направлять:

Полный каталог книг, содержание
и стоимость вы найдете на сайте
www.ft-publishing.ru

по эл. почте: **shop@ft-publishing.ru**,
по телефону/факсу: **+7-812-655-08-37, 655-08-29**
по почте: **197342, Россия, Санкт-Петербург, а/я 20**



ИЗДАТЕЛЬСТВО
НОТ
НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ и ТЕХНОЛОГИИ

Вольфсон С.И., Макаров Т.В., Охотина
Н.А., Мусин И.Н.,
Тютко К.А., Мор Ш.

КОМПАУНДИРОВАНИЕ ПОЛИМЕРОВ МЕТОДОМ ДВУХШНЕКОВОЙ ЭКСТРУЗИИ

184 с., тв. пер., илл. + CD, 2014 г.

Книга посвящена рассмотрению экструзионного оборудования в процессах получения полимерных композиций. Основное внимание уделено двухшнековым экструдерам. Представлены основные этапы развития их конструкций, рассмотрены методики расчетов технологических параметров. На примере двухшнековых экструдеров с однонаправленным вращением шнеков подробно представлены элементы модульной конструкции машин, вспомогательные устройства, показан принцип сборки шнеков экструдера в зависимости от технологической задачи. Приведены примеры использования двухшнековых экструдеров для компаундирования полимерных композиций различного типа.

В состав пособия включены видеоприложения, наглядно демонстрирующие особенности конструкции и принцип действия элементов технологической линии компаундирования полимеров на базе двухшнековых экструдеров.

Издание разработано совместно с представителями ведущей мировой фирмы по разработке и производству экструзионного оборудования «Краусс Маффай Берсторфф ГмбХ», Германия.

Заказы на книги просим направлять:

Полный каталог книг, содержание
и стоимость вы найдете на сайте
www.ft-publishing.ru

по эл. почте: **shop@ft-publishing.ru**,
по телефону/факсу: **+7-812-655-08-37, 655-08-29**
по почте: **197342, Россия, Санкт-Петербург, а/я 20**