

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Машины и технология литейного производства»

**В. М. Карпенко**

**ОБОРУДОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ.  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ**

**ПРАКТИКУМ**

**по одноименным курсам**

**для студентов специальности 1-36 02 01**

**«Машины и технология литейного производства»**

**дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2009

УДК 621.74.06(075.8)  
ББК 34.61я73  
К26

*Рекомендовано научно-методическим советом  
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 3 от 26.07.2007 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Материаловедение в машиностроении» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *И. Н. Степанкин*

**Карпенко, В. М.**  
К26 Оборудование литейных цехов. Технологическое оборудование литейных цехов :  
практикум по одноим. курсам для студентов специальности 1-36 02 01 «Машины и техно-  
логия литейного производства» днев. и заоч. фопм обучения / В. М. Карпенко. – Гомель :  
ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 70 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron  
300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe  
Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит методики расчетов типовых узлов и механизмов литейных машин.  
Для студентов специальности 1-36 02 01 «Машины и технология литейного производства»  
дневной и заочной форм обучения. Может быть использован студентами для курсового и ди-  
пломного проектирования при разработке конструкторской и специальной части.

УДК 621.74.06(075.8)  
ББК 34.61я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2009

## Тема 1. Расчет конического литейного ковша с поворотным механизмом

*Задание по теме: Провести расчет параметров конического литейного ковша с поворотным механизмом двумя методами (аналитическим и графоаналитическим)*

*Теоретическая часть.* Если подвесить твердое тело на оси  $D$  перпендикулярной к плоскости чертежа (рис. 1.1а) и не совпадающей с его центром тяжести  $S$ , то для отклонения тела из состояния равновесия на угол  $\varphi$  к нему нужно приложить момент

$$M = Gs \sin \varphi \quad (1.1)$$

где  $s$  — расстояние от оси поворота до центра тяжести, а  $G$  — вес тела.

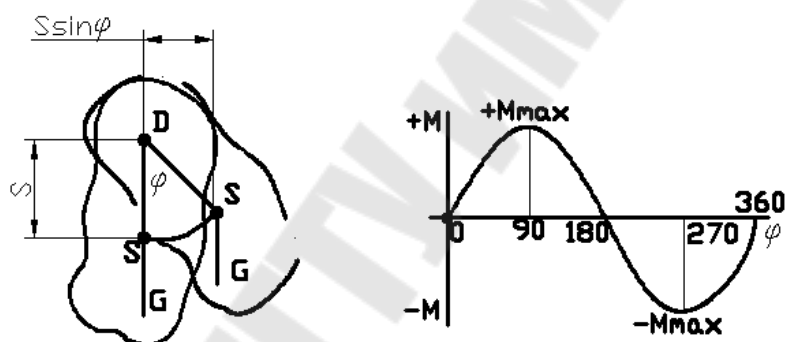


Рис. 1.1 Схема к расчету опрокидывающего момента твердого тела (а) и эпюра момента по углу поворота (б)

Такой же момент необходимо приложить к данному телу для удержания его в повернутом на угол  $\varphi$  положении. Таким образом, для твердого тела момент  $M$  изменяется с изменением угла поворота по закону синусоиды (рис. 1.1б).

Опрокидывающий тело приложенный извне момент  $M$  будем считать положительным, если направление его действия совпадает с направлением поворота тела, и отрицательным, если он направлен против вращения тела. Если прекратить действие положительного момента, тело начнет поворачиваться в свое прежнее положение равновесия. Отрицательный момент не поворачивает тело, а сдерживает его от самопроизвольного опрокидывания. Если прекратить действие отрицательного опрокидывающего момента, то тело, ничем теперь не сдерживаемое, будет поворачиваться дальше, отходя от своего прежнего положения равновесия.

Однако такой простой закон изменения момента по углу поворота по закону синусоиды имеет место лишь для твердого тела.

Литейный ковш представляет собой комплекс твердого тела (пустой ковш) и жидкого (металл), причем вследствие перемещения и выливания жидкого металла во время поворачивания общий (суммарный) момент для всего ковша изменяется по сложному закону. Сложность задачи усугубляется тем, что при проектировании нового ковша неизвестно положение оси поворота, с изменением которого меняются и величины моментов для всех углов поворота.

Возможны два принципиально различных взгляда на то, как следует располагать ось вращения ковша. Согласно одной точке зрения ось вращения следует располагать таким образом, чтобы при любом угле поворота, вплоть до полного опорожнения ковша, опрокидывающий момент имел положительное значение, т. е. чтобы ковш все время находился в состоянии устойчивого равновесия.

Низшее положение оси поворота, при котором данное условие удовлетворяется, будем называть безопасным. В случае безопасного положения оси поворота при поломке поворотного механизма ковш не опрокинется, а возвратится в исходное вертикальное положение.

На рис. 1.2а показаны три кривые изменения суммарного момента по углу поворота для одного и того же ковша, но при различном положении оси поворота. Верхняя кривая соответствует безопасному положению оси поворота. Если ось поворота поднять еще выше, то кривая моментов также поднимется, оставаясь в положительной области, над осью абсцисс. Однако такое увеличение опрокидывающих моментов будет уже излишним, не вызванным соображениями безопасности ковша.

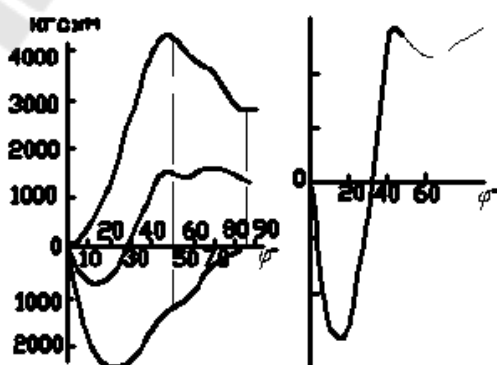


Рис. 1.2 Эпюры опрокидывающего момента в зависимости от угла поворота при различной высоте оси поворота над дном полости ковша (а) и при условии  $+M_{\max} = -M_{\max}$  (б)

Согласно другой точке зрения ось поворота следует располагать так, чтобы в первой стадии опорожнения ковша, до некоторого угла поворота, имел место отрицательный момент, во второй же стадии опорожнения — положительный момент, причем абсолютные величины максимального положительного и максимального отрицательного моментов были бы равны. В этом случае абсолютная величина  $+M_{\max} = -M_{\max}$  значительно меньше, чем максимальный момент, который получится при безопасном положении оси, и поэтому сам поворотный механизм будет легче и ковш более легко управляем. Понятно, что в этом случае при поломке поворотного механизма, в то время когда момент отрицательный, ковш опрокинется и жидкий металл из него выплеснется.

На рис. 1.2б показано изменение суммарного опрокидывающего момента литейного ковша по углу поворота для этого случая. Моменты  $+M_{\max}$  и  $-M_{\max}$  равны по абсолютной величине и являются наименьшими по сравнению с максимальным моментом при любом другом положении оси поворота. Однако до угла поворота  $30 - 35^\circ$  ковш является опасным.

По правилам техники безопасности ковши следует проектировать с безопасным положением оси поворота, т. е. по первой методике.

*Порядок проведения расчетов аналитическим методом.* Существует несколько аналитических и графоаналитических методов расчета опрокидывающего момента конического литейного поворотного ковша. Рассмотрим наиболее применяемый в практике метод Кенига аналитического расчета для литейных ковшей с общепринятыми соотношениями геометрических размеров и при условии безопасного положения оси поворота.

Предположим сначала, что положение оси поворота ковша известно и требуется найти максимальный опрокидывающий момент при его опорожнении. Расчленим ковш с металлом на два тела — пустой ковш, представляющий собой твердое тело с постоянным весом и положением центра тяжести, и жидкий металл, который находится в нем и у которого в процессе разлива изменяется и вес, и положение центра тяжести.

Опрокидывающий момент пустого ковша при любом угле поворота  $\varphi$  составляет

$$M_k = G_k(d - y_e) \sin \varphi \quad (1.2)$$

где  $G_k$  — вес пустого ковша;  $d$  — расстояние от дна полости

ковша до оси поворота;  $y_e$  — расстояние от дна полости ковша до центра тяжести пустого ковша.

Величины  $G_k$  и  $y_e$  определяют по геометрическим размерам проектируемого ковша. Для определения опрокидывающего момента жидкого металла поместим начало координат на оси ковша на расстоянии под дном ковша, равном

$$p = \frac{H}{4} \frac{r}{R-r} \quad (1.3)$$

т. е. в центре тяжести отсеченной части конуса.

Тогда вес металла  $\gamma V$  оставшегося в ковше при угле поворота  $\varphi$ , будет иметь относительно оси поворота  $D$  ковша (рис. 1.3а) плечо

$$d \sin \varphi - x_s \cos \varphi - (y_s - p) \sin \varphi, \quad (1.4)$$

где  $x_s$  и  $y_s$  — координаты центра тяжести  $S_M$  оставшегося в ковше металла.

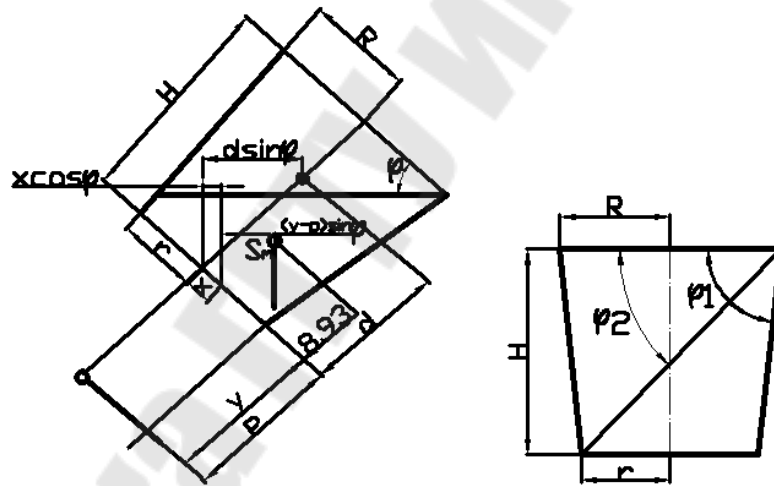


Рис. 1.3 Расчетные схемы к определению момента жидкого металла, оставшегося в ковше

Момент веса металла

$$M_M = -\gamma V x_s \cos \varphi - \gamma V (y_s - p - d) \sin \varphi \quad (1.5)$$

Суммарный опрокидывающий момент всего ковша с металлом

$$M = G_k (d - y_e) \sin \varphi - \gamma V x_s \cos \varphi - \gamma V (y_s - p - d) \sin \varphi \quad (1.6)$$

Как видно из приведенного ранее графика (см. рис. 1.2), максимум суммарного опрокидывающего момента при безопасном положении оси поворота имеет место приблизительно при угле поворота  $\varphi = \varphi_1$ , который соответствует положению ковша, когда начинает обнажаться его дно. Значение угла  $\varphi_1$  (рис. 1.3б)

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{H}{R+r} \quad (1.7)$$

Следовательно, расчет опрокидывающего момента по формуле (1.6) и при условии выбора безопасного положения оси поворота следует производить лишь для  $\varphi = \varphi_1$ , и найденная величина момента может быть принята в качестве расчетной.

Значения  $V$ ,  $Vx_s$  и  $Vy_s$ , необходимые для расчета по формуле (1.6), определяются для  $\varphi = \varphi_1$  по формулам

$$\left. \begin{aligned} V &= \frac{\pi H}{3} \frac{(rR)^{\frac{3}{2}} - r^3}{R-r}; \\ Vx_s &= \frac{\pi H}{8} (rR)^{\frac{3}{2}}; \\ Vy_s &= \frac{\pi H^2}{8} \frac{(rR)^{\frac{3}{2}}}{R-r}. \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

Пользуясь теперь формулой (1.6) для суммарного опрокидывающего момента ковша с металлом, найдем координату  $d$  безопасного положения оси поворота ковша. Условие для нахождения  $d$  заключается в том, чтобы в начале координат касательная к кривой  $M$  по  $\varphi$  была горизонтальна:

$$\left( \frac{dM}{d\varphi} \right)_{\varphi=0} = 0 \quad (1.9)$$

Это условие приводит к следующей расчетной формуле для безопасного положения оси поворота:

$$d = \frac{G_k y_e + \gamma \frac{\pi}{4} \left[ R^4 + \frac{H^2 R^3}{R-r} - \frac{H^2 r}{3} \frac{R^3 - r^3}{(R-r)^2} \right]}{G_k + \gamma \frac{\pi}{3} H \frac{R^3 - r^3}{R-r}} \quad (1.10)$$

При проектировании ковша прежде всего по заданной емкости, пользуясь общепринятыми соотношениями основных размеров (обычно  $H = 2R$  и  $r = 0,90R$ ), находят размеры внутренней полости ковша, а также назначают по практическим данным толщину футеровки, стали днища и обечайки ковша. Затем по формуле (1.10) находят координату положения оси поворота, после чего по формуле (1.6)

рассчитывают опрокидывающий момент.

*Порядок проведения расчетов графоаналитическим методом.* Опрокидывающий момент жидкого металла, оставшегося в ковше при расчетном угле поворота  $\varphi_1$ , можно найти, пользуясь также графоаналитическими методами расчета, сводящимися к графическому интегрированию объемов элементов, на которые разбивается оставшийся в ковше объем металла, и координат их центров тяжести. Рассмотрим один из таких методов, разработанный Е. А. Рохманом и заключающийся в следующем.

Объем металла, оставшийся в ковше при угле поворота  $\varphi_1$  (рис. 1.4а), разбиваем на элементарные слои сечениями  $S$ , параллельными плоскости дна полости ковша, т. е. оси  $X$ . Эти сечения, очевидно, представляют собой круговые сегменты. Пользуясь данными технических справочников, находим для этих сечений их площади  $S_1, S_2 \dots$  и координаты  $x_1, x_2 \dots$  центров тяжести этих сечений. Тогда искомые координаты  $x_c$  и  $y_c$  общего центра тяжести всего объема оставшегося в ковше жидкого металла составят

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \frac{\int x dV}{\int dV} = \frac{\int x S dy}{\int S dy}; \\ y_c &= \frac{\int y dV}{\int dV} = \frac{\int y S dy}{\int S dy} \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

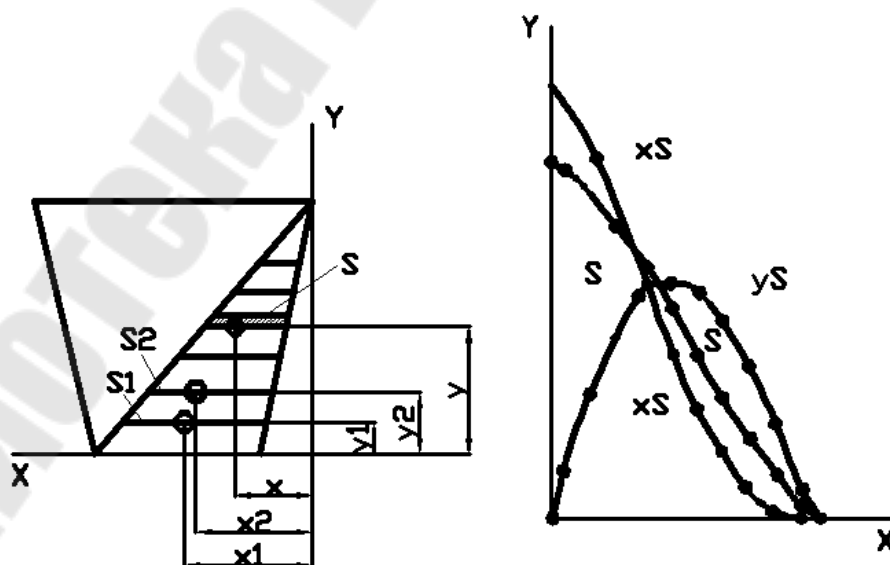


Рис. 1.4 Схема к выводу расчетных формул для  $x_c$  и  $y_c$  (а) и построение кривых  $S$ ,  $xS$  и  $yS$  по  $y$  (б)



Для нахождения интегралов числителей  $\int xSdy$  и  $\int ySdy$  и интеграла знаменателя  $\int Sdy$  написанных выражений строим в масштабе по точкам кривые  $S$ ,  $xS$  и  $yS$  по  $y$  (рис. 1.4б).

Площади под этими кривыми, определяемые с помощью планиметрирования или любым другим методом, и будут равны искомым интегралам, входящим в выражения для  $x_s$  и  $y_s$ . По координатам центра тяжести оставшегося в ковше жидкого металла нетрудно, при известном положении оси поворота ковша, графически найти плечо силы тяжести жидкого металла и величину его опрокидывающего момента.

Приведенный метод, как и другие графоаналитические методы, может быть рекомендован для расчета опрокидывающего момента сосудов с жидким металлом, отличных по конфигурации или по соотношению размеров от обычных литейных ковшей, например для конверторов, индукционных плавильных печей и т. д.

## **Тема 2. Расчет параметров рабочего процесса выбивных инерционных решеток**

*Задание по теме: Провести проектировочный и проверочный расчеты параметров рабочего процесса выбивных инерционных решеток.*

*Задача проектировочного расчета состоит в определении параметров режима рабочего процесса решетки (амплитуды и частоты колебаний, скорости транспортирования, мощности привода) и основных конструктивных параметров (веса подвижных частей решетки, жесткости упругих опор, значений дебалансных масс вибровозбудителя).*

*Задача проверочного расчета спроектированной конструкции состоит в проверке значения параметров рабочего процесса решетки и в выполнении расчета на прочность основных нагруженных деталей.*

### **Методика расчета выбивных инерционных решеток**

*Проектировочный расчет.* Исходными данными для проектировочного расчета являются: производительность линии, размеры опоки, вес кома, вес отливки (отливок) и смеси в коме.

Проектировочный расчет выполняют в следующем порядке.

1) в соответствии с изложенными ранее рекомендациями задаются необходимым значением удельной энергии удара  $e_0$ ;

2) находят по формуле (2.20) угловую скорость  $\omega$  валов вибровозбудителя и затем частоту их вращения [см. формулу (2.21)];

3) задаваясь значениями коэффициента полезной нагрузки  $\eta = \frac{G_G}{G_P}$  и коэффициента восстановления скорости  $R$ , находят по формуле (2.13) вертикальную составляющую скорости  $v_1$  решетки до удара и затем вертикальную составляющую  $A_B$  амплитуды колебаний [см. формулу (2.19)];

4) определяют по формуле (2.14) вес полезной нагрузки и в соответствии с техническим заданием на проектирование принимают грузоподъемность  $G_G$  решетки;

5) определяют вес и массу подвижных частей решетки:  $G_P = \frac{G_G}{\eta}$ ;  $m_P = \frac{G_P}{g}$ ;

6) выбирают значение собственной частоты колебаний  $\omega_0$  из соотношения  $\frac{\omega}{\omega_0} = 2 - 5$  и находят жесткость упругих опор  $c$  [формула (2.16)];

7) определяют технологически минимально необходимую скорость транспортирования  $v'$  по формуле (2.38);

8) задаваясь углом наклона полотна  $\alpha$ , принимая скорость транспортирования  $v > v'$  и используя формулы (2.35), (2.36), (2.37), находят требуемый угол вибрации решетки  $\gamma$  и амплитуду колебаний решетки  $A$ ;

9) определяют по формуле (2.24) значение дебаланса  $D$  вибровозбудителя;

10) определяют по формуле (2.2) максимальное значение вертикальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя  $P_{B.MAX}$  и по формуле (2.15) относительное усилие вибровозбудителя  $\sigma_P$ . По графику рис. 2.4 проверяют устойчивость режима работы решетки;

11) производят выбор и расчет подшипников вибровозбудителя; определяют диаметр  $d$  шейки вала под подшипник;

12) рассчитывают геометрические размеры дебалансных валов

(дисков) вибровозбудителя;

13) определяют мощность электродвигателя привода решетки и выбирают электродвигатель;

14) в случае необходимости рассчитывают на прочность нагруженные детали и узлы решетки (полотно, корпус, передачи и др.).

*Проверочный расчет.* Исходными данными для проверочного расчета являются чертежи и основные технические характеристики решетки.

Проверочный расчет выполняют в следующем порядке:

1) определяют по формулам (2.50) или (2.65) дебаланс  $D$  вибровозбудителя;

2) находят по формулам (2.72) или (2.73) и (2.71) жесткость  $c$  упругих опор;

3) определяют по формуле (2.16) собственную частоту колебаний  $\omega_0$  решетки;

4) находят из формулы (2.21) угловую скорость  $\omega$  валов вибровозбудителя;

5) определяют по формулам (2.17), (2.18) амплитуду  $A$  колебаний решетки и ее составляющие  $A_B$  и  $A_G$ ;

6) определяют по формуле (2.14) вес полезной нагрузки  $G_G$ , сравнивают с принятой грузоподъемностью решетки  $G_P$  и находят

коэффициент полезной нагрузки  $\eta = \frac{G_G}{G_P}$ ;

7) определяют по формулам (2.2), (2.15) максимальную возмущающую силу  $P_{MAX}$ , ее вертикальную составляющую  $P_{B.MAX}$ , относительное усилие вибровозбудителя  $\sigma_P$  и по графикам (рис. 2.4) проверяют режим работы на устойчивость;

8) находят по формулам (2.35) — (2.37) скорость транспортирования  $v$  и сравнивают ее с технологически минимально необходимой  $v'$  (2.38);

9) определяют по формуле (2.40) мощность  $N$  электродвигателя привода решетки и сравнивают с мощностью принятого электродвигателя  $N_{эл.дв.}$ ;

10) рассчитывают на прочность нагруженные детали и узлы решетки известными методами расчета деталей машин (дебалансные валы и подшипники вибровозбудителя, детали корпуса и полотна ре-

шетки, элементы привода — ременную передачу, муфту и др.).

*Расчетная схема.* Для расчета рабочего процесса выбивки выбивная решетка вместе с полезной нагрузкой представляется двухмассовой виброударной колебательной системой (рис. 2.1), в которой масса  $m_p$  представляет собой массу подвижных частей решетки, точечная масса  $m_r$  — массу полезного груза, жесткость  $c$  упругой связи равна суммарной жесткости упругих опор корпуса решетки и для учета затухания колебаний введено упруговязкое сопротивление, величина которого характеризуется коэффициентом демпфирования  $h$ . Воздействие вибровозбудителя на корпус решетки заменено периодической силой

$$P_e = P_{e.\max} \cos(\omega t + \psi) \quad (2.1)$$

где  $P_{e.\max}$  — максимальное значение вертикальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя;

$$P_{e.\max} = D\omega^2 \cdot \cos \gamma \quad (2.2)$$

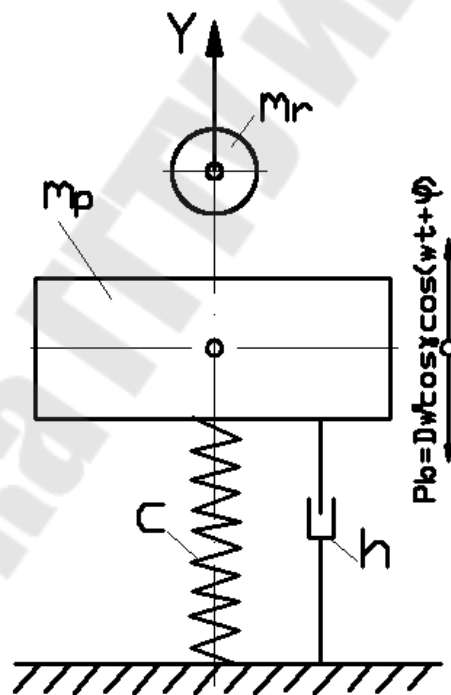


Рис. 2.1 Расчетная схема выбивной инерционной решетки

Принятую расчетную схему выбивной решетки рассматриваем при следующих условиях:

а) величину точечного груза  $m_r$  (полезная нагрузка, состоящая из комьев смеси и отливок, распределенных по полотну решетки случайным образом, и изменяющаяся по мере просеивания смеси сквозь щели полотна и при сходе с него отливок) принимаем посто-

янной и равной ее начальному значению;

б) процесс соударения указанного точечного груза (массы  $m_r$ ) и полотна решетки (массы  $m_p$ ) рассматриваем как прямой центральный удар двух тел;

в) считаем, что ось вибровозбудителя совмещена с центром тяжести подвижных частей решетки.

Так как реальные условия работы выбивных решеток отличаются от принятых идеализированных, то результаты расчета надо рассматривать как ориентировочные. Тем не менее практика показывает, что принятая математическая модель позволяет получить расчетом значения искомых параметров, достаточно хорошо подтверждающиеся при испытании опытных образцов машин, спроектированных на основании выполненных расчетов.

*Общие уравнения движения двухмассовой виброударной системы.* Рабочий процесс выбивной инерционной решетки применительно к принятой расчетной схеме (см. рис. 2.1) происходит следующим образом. Под действием возмущающей силы вибровозбудителя подвижные части решетки (масса  $m_p$ ) приходят в колебательное движение. При правильно подобранных рабочих параметрах системы за каждый период колебаний  $T = \frac{2\pi}{\omega}$  происходит одно соударение масс  $m_p$  и  $m_r$ , приводящее к подбрасыванию массы  $m_r$  (рис. 2.2).

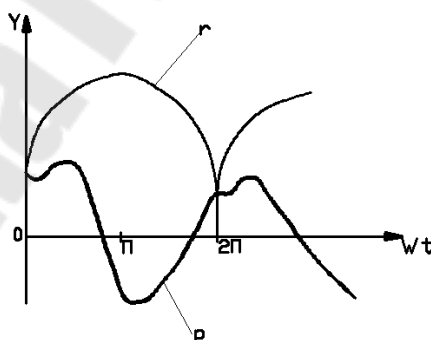


Рис. 2.2 Траектория движение решетки  $p$  и груза  $z$

После очередного соударения груз, получивший начальную скорость, направленную вверх, поднимается на некоторую высоту и затем вновь падает на решетку. В координатах  $y$  и  $\omega t$  такое движение представляется в виде параболы (кривая  $r$ ). Колебания инерционной решетки, если бы она работала вхолостую без груза, представляют собой гармоническое колебательное движение. При наличии груза в моменты соударений под действием кинетической энергии падающе-

го груза происходит нарушение гармонического движения решетки (кривая р).

Расчет рабочих параметров решетки основан на рассмотрении уравнений движения масс  $m_p$  и  $m_r$  в промежутке между двумя соударениями, причем движение системы предполагается периодическим. Вопрос о границах области существования устойчивых периодических режимов движения рассмотрен ниже.

За начало отсчета времени  $t$  примем момент одного из соударений масс  $m_p$  и  $m_r$  (рис. 2.2). Введем обозначения:  $y_p, y_r$  — вертикальные составляющие координат масс  $m_p$  и  $m_r$ , отсчитываемые от положения статического равновесия (рассматриваем колебательное движение решетки и движение груза в проекции на вертикальную ось  $Oy$ );  $\vartheta_1, \vartheta_2$  — скорости решетки до и после удара;  $u_1, u_2$  — скорости груза до и после удара;  $R$  — коэффициент восстановления скорости — отношение относительной скорости соударяющихся тел после удара к их относительной скорости до удара;

$$R = \frac{\vartheta_2 - u_2}{\vartheta_1 - u_1}. \quad (2.3)$$

При периодическом режиме движения системы, при котором последовательные соударения решетки и груза происходят через каждый оборот инерционного вала, период колебания системы

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (2.4)$$

где  $\omega$  — угловая скорость дебалансного вала вибровозбудителя), и условия на границах интервала между двумя соударениями следующие:

в начале интервала (после удара)

$$t = 0; \quad y_p = y_r = y_0; \quad \dot{y}_p = \vartheta_2; \quad \dot{y}_r = u_2; \quad (2.5)$$

в конце интервала (до удара)

$$T = \frac{2\pi}{\omega}; \quad y_p = y_r = y_0; \quad \dot{y} = \vartheta_1; \quad \dot{y}_r = u_1. \quad (2.6)$$

В промежутке между двумя соударениями масса  $m_r$  движется по параболическому закону:

$$y_r = y_0 + u_2 t - \frac{gt^2}{2}. \quad (2.7)$$

Колебательное движение решетки может быть описано линейным дифференциальным уравнением второго порядка:

$$m_p \ddot{y}_p + b \dot{y}_p + c y_p = D \omega^2 \cos \gamma \cos(\omega t + \psi) - m_p g. \quad (2.8)$$

где  $b$  — коэффициент сопротивления;  $c$  — жесткость упругих опор.

Делением уравнения (2.8) на  $m_p$  получим

$$\ddot{y} + 2h \dot{y}_p + \omega_0^2 y_p = p \cos(\omega t + \psi) - g, \quad (2.9)$$

где  $h$  — коэффициент демпфирования;  $h = \frac{b}{2m_p}$ ;  $\omega_0$  — частота свободных колебаний системы, зависящая от массы решетки и суммарной жесткости упругих опор;  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_p}}$ ;  $p$  — вертикальная составляющая максимальной амплитуды гармонической возмущающей силы;  $p = \frac{D \omega^2}{m_p} \cdot \cos \gamma$ .

Скорость груза до и после соударения с решеткой находим, подставляя граничные условия (2.5), (2.6) в (2.7):

$$u_1 = -\frac{\pi \cdot g}{\omega}; \quad u_2 = -u_1 = \frac{\pi \cdot g}{\omega}. \quad (2.10)$$

Скорости решетки до и после соударений выражаем через скорость груза после соударения, используя теорему импульсов из теории удара:

$$\vartheta_1 = \frac{1 - R + 2\eta R}{1 + R} \cdot u_2; \quad \vartheta_2 = \frac{1 - R - 2\eta R}{1 + R} \cdot u_2, \quad (2.11)$$

где  $\eta$  — коэффициент полезной нагрузки решетки — отношение массы груза к массе решетки;  $\eta = \frac{m_r}{m_p}$ .

Подставляя значения  $u_2$  и  $u_1$  из (2.10) находим угловую скорость вала вибровозбудителя, необходимую для обеспечения технологически требуемой удельной энергии удара  $e_0$ :

$$\omega = \pi \sqrt{\frac{2g}{e_0}}. \quad (2.12)$$

Следовательно,  $u_2 = \sqrt{\frac{g}{2}} e_0$  и поэтому формулы (2.11) принимают вид

$$\vartheta_1 = \frac{1 - R + 2\eta R}{1 + R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2} e_0}; \quad \vartheta_2 = \frac{1 - R - 2\eta R}{1 + R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2} e_0}. \quad (2.13)$$

Зная коэффициент полезной нагрузки решетки  $\eta$  и принимая определенное значение коэффициента восстановления скорости при ударе  $R$ , можно по формулам (2.13) определить нужные значения  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$  и, интегрируя уравнение (2.8), построить траектории колебаний решетки для всех рассматриваемых случаев.

Коэффициент полезной нагрузки  $\eta = G_r / G_p$  по практическим данным принимают в пределах  $\eta = 0,3 \dots 0,5$ . При этом полезную нагрузку  $G_r'$  определяют по формуле

$$G_r' = G_k + (i - 1)G_{отл} + \varepsilon G_{см} = iG_{отл} + G_{см}(1 + \varepsilon), \quad (2.14)$$

где  $G_k$  — вес кома с отливкой (отливками);  $G_k = G_{отл} + G_{см}$ ;  $G_{отл}$  — металлоемкость формы;  $G_{см}$  — вес смеси в коме;  $i$  — число одновременно находящихся на полотне отливок;  $\varepsilon G_{см}$  — вес остаточной смеси, уже находящейся на полотне к моменту подачи на него очередного кома. Величина  $\varepsilon$  находится по практическим данным в пределах  $0,5 — 1$ .

Величина  $G_r'$  не должна превышать грузоподъемности  $G_r$ , на которую проектируется решетка;  $G_r' < G_r$ .

При выборе значений  $R$  рекомендуется руководствоваться следующим. Сразу после падения кома на полотно решетки удары рассыпающейся при этом смеси носят почти неупругий характер, и значения  $R$  следует принимать близкими к нулю. По мере освобождения отливок от смеси значения  $R$  увеличиваются, и можно принимать при выбивке чугунного литья  $R = 0,15 \dots 0,25$  и при выбивке стального литья  $R = 0,20 \dots 0,30$ .

*Область существования устойчивых режимов работы выбивных инерционных решеток.* Исследование устойчивых режимов соударений при наличии подбрасывания груза является весьма сложной задачей. Из-за большого многообразия видов устойчивых режимов вопрос обычно рассматривается не в общем виде, а на отдельных типовых примерах. В настоящем пособии рассмотрены устойчивые режимы колебаний с подбрасыванием, характерные для работы выбивных инерционных решеток.

Траектории  $p$  и  $g$  движения решетки и груза при неустойчивом и устойчивом режимах колебаний показаны на рис. 2.3.



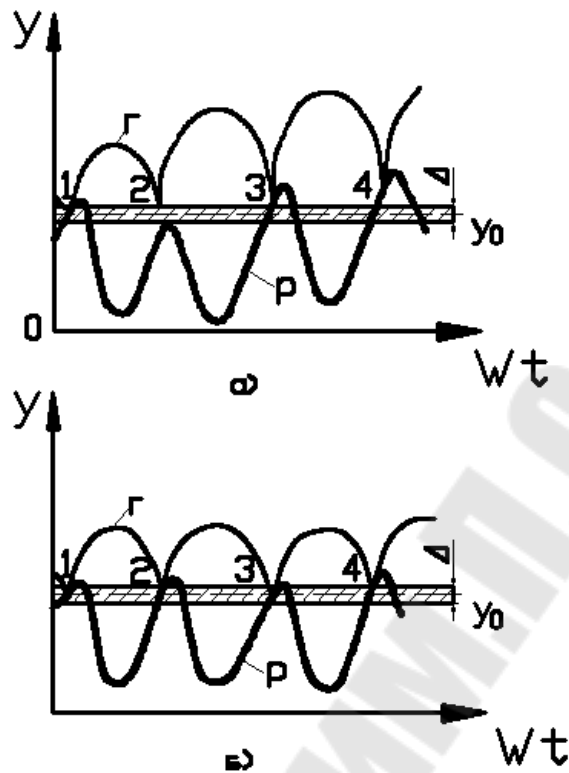


Рис. 2.3 Траектории движения виброударной системы с подбрасыванием: а – неустойчивый режим; б – устойчивый режим

Как известно, устойчивым называется периодическое движение, которое характеризуется тем, что после сообщения системе весьма малых возмущений дальнейшее движение устанавливается вблизи исходного невозмущенного движения или возвращается к нему. Применительно к выбивным инерционным решеткам неустойчивый режим колебаний характеризуется тем, что точки последовательных соударений системы решетка - груз 1, 2, 3, ... находятся не на одном уровне  $y_0$  и координаты точек соударения могут значительно отличаться друг от друга (рис.2.3а).

Под устойчивым режимом работы решетки будем понимать такое движение, при котором точки последовательных соударений решетки и груза либо находятся строго на одном уровне (идеально устойчивое движение), либо не выходят за пределы малого интервала  $\Delta$  (практически устойчивое движение). Величина  $\Delta$  обусловлена требованиями технологического процесса выбивки и обычно невелика (см. заштрихованную область на рис. 2.3).

Условия идеально устойчивого движения характеризуются тем, что в начале и в конце каждого периода колебаний граничные условия совершенно идентичны [см. формулы (2.5) и (2.6)]. При этих условиях выполнены на ПЭВМ расчеты по уравнениям (2.7) и (2.8) для

обычно применяемого в решетках зарезонансного режима колебаний  $\frac{\omega}{\omega_0} = 4$ , построены траектории движения системы решетка груз и оп-  
ределены области существования устойчивых режимов. Результаты расчета представлены в безразмерной форме в виде номограммы в координатах  $R, \eta$  по параметру  $\sigma_p$  (рис. 2.4).

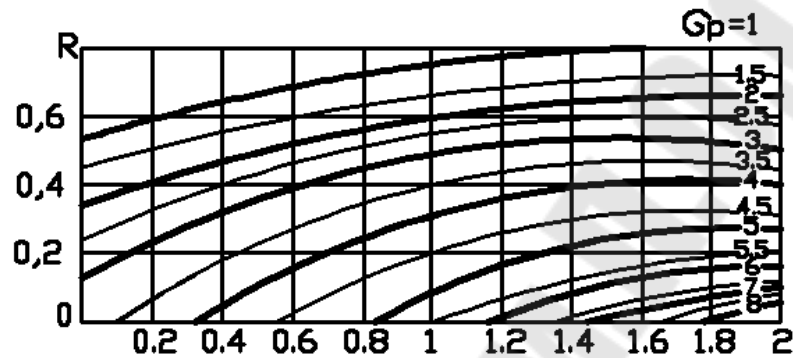


Рис. 2.4 Номограмма для определения области существования устойчивых режимов колебаний выбивных инерционных решеток

Параметр  $\sigma_p$  называется относительным усилием вибровозбудителя и представляет собой отношение максимального значения вертикальной составляющей  $P_{e,\max} = P_{\max} \cos \gamma$  (2.2) возмущающей силы  $P_{\max} = D\omega^2$  вибровозбудителя к весу  $G_p$  подвижных частей решетки:

$$\sigma_p = \frac{P_{e,\max}}{G_p}. \quad (2.15)$$

На рис. 2.4 кривые  $\sigma_p = 1 \dots 8$  разделяют поле графика на область устойчивых режимов колебаний (над соответствующей кривой  $\sigma_p$ ) и область неустойчивых режимов колебаний (под соответствующей кривой  $\sigma_p$ ). Например, если параметры решетки характеризуются значением  $\sigma_p = 4,5$  (вертикальная составляющая  $P_{r,\max}$  вынуждающей силы вибровозбудителя превышает вес подвижных частей решетки  $G_p$  в 4,5 раза,  $P_{e,\max} = \sigma_p G_p = 4,5 G_p$ ), то при коэффициенте восстановления скорости  $R = 0,2$  режим работы решетки будет устойчивым, если коэффициент полезной нагрузки  $\eta < 1$  (см. рис. 2.4). Для того чтобы иметь запас устойчивости, лучше работать при меньшей загрузке решетки (например, точка  $A$  соответствующая  $\eta = 0,8, R = 0,2$ ). При больших значениях  $R$  запас устойчивости выше, при

меньших  $R$  — ниже.

Для повышения запаса устойчивости следует увеличить  $\sigma_p$ , т. е. увеличить возмущающую силу вибровозбудителя.

*Режим возбуждения.* Режим работы выбивных инерционных решеток характеризуется амплитудой и частотой колебаний. Вибрационные машины могут работать в дорезонансном, резонансном и зарезонансном режимах возбуждения. Амплитудно-частотная характеристика выбивной решетки описывается уравнением

$$A = \frac{D\omega^2}{m_p \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}}, \quad (2.16)$$

где  $D$  — дебаланс вибровозбудителя;  $\omega$  — угловая частота колебаний решетки;  $m_p$  — масса подвижных частей решетки;  $h$  — коэффициент демпфирования;  $\omega_0$  — собственная частота колебаний решетки;  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_p}}$ ;  $c$  — жесткость упругих опор.

График уравнения (2.16) дан на рис. 2.5. Видно, что приближение частоты  $\omega$  к собственной частоте  $\omega_0$  приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний решетки. При  $\omega = \omega_0$  амплитуда  $A$  достигает максимального значения  $A_{\max}$ . При дальнейшем увеличении  $\omega$  амплитуда уменьшается, приближаясь при  $\omega \rightarrow \infty$  к асимптотическому значению  $A_{\text{пред}}$ .

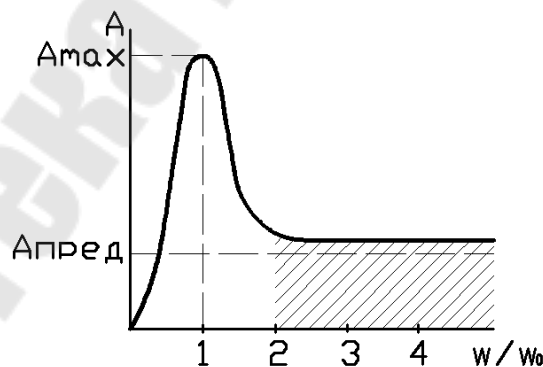


Рис. 2.5 Амплитудно-частотная характеристика выбивных инерционных решеток

Анализ режимов работы выбивных решеток различных типов показывает, что в осуществленных конструкциях имеют место зарезонансные режимы возбуждения, причем значения  $\frac{\omega}{\omega_0}$  находятся в

диапазоне  $\frac{\omega}{\omega_0} = 2...5$  (на рис. 2.5 область рабочих частот заштрихована).

Для зарезонансных режимов колебаний ( $\omega \gg \omega_0$ ) силы демпфирования на амплитуду колебаний  $A$  практически влияния не оказывают, так как  $(\omega_0^2 - \omega^2)^2 \gg 4h^2\omega^2$ . Поэтому формула (2.16) принимает вид

$$A = \frac{D\omega^2}{m_p(\omega^2 - \omega_0^2)}. \quad (2.17)$$

По формуле (2.17) определяют амплитуду колебаний выбивных инерционных решеток, работающих, в зарезонансных режимах колебаний.

Так как колебания решетки происходят в направлении линии действия силы  $P$ , составляющей угол  $\gamma$  с вертикалью, то вертикальная и горизонтальная составляющие амплитуды колебаний

$$A_g = A \cos \gamma; \quad A_r = A \sin \gamma. \quad (2.18)$$

Технологически необходимое значение  $A_g$  определяют по формуле

$$A_g = \frac{\vartheta_1}{\omega \sin \psi}, \quad (2.19)$$

где  $\vartheta_1$  — вертикальная составляющая скорости решетки до удара;  $\psi$  — фаза соударения.

При устойчивых режимах работы решеток  $\sin \psi = 0,8...0,9$ .

Угловую частоту колебаний  $\omega$  определяют в зависимости от технологически необходимой величины удельной энергии соударения  $e_0$  кома с полотном решетки.

Угловую скорость вала вибровозбудителя инерционной решетки определяют по формуле (2.12):

$$\omega = \pi \sqrt{\frac{2g}{e_0}}, \quad (2.20)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;  $e_0$  — удельная энергия удара. По экспериментальным данным  $e_0 = 25...40$  мм.

Подставляя числовые величины в формулу (2.12), получим  $\omega = 70...90 \text{ с}^{-1}$ , что соответствует частоте вращения дебалансных масс

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = 700 \dots 900 \text{ об/мин.} \quad (2.21)$$

У большинства действующих выбивных инерционных решеток частота вращения дебалансных валов вибровозбудителя находится в пределах 800 - 1000 об/мин. Указанная область рабочих частот обеспечивает технологически необходимую величину удельной энергии соударения  $e_0$ .

Увеличивать частоту вращения валов вибровозбудителя сверх 1000 об/мин нецелесообразно, так как это почти не дает увеличения амплитуды, но вызывает излишнюю перегрузку подшипников.

*Дебаланс вибровозбудителя.* Дебалансом вибровозбудителя называется суммарный статический момент неуравновешенных масс вибровозбудителя.

Статический момент неуравновешенной массы  $m_i$  определяется относительно оси ее вращения и равен произведению массы  $m_i$  на расстояние от ее центра тяжести до оси вращения, называемое эксцентриситетом  $r_i$ :

$$D_i = m_i r_i. \quad (2.22)$$

Дебаланс вибровозбудителя, состоящего из нескольких дебалансных масс,

$$D = \sum D_i = \sum m_i r_i. \quad (2.23)$$

Для достижения необходимого значения амплитуды  $A$  колебаний решетки требуемый дебаланс вибровозбудителя определяют по формуле, получаемой из формулы (2.17):

$$D = A m_p \left[ 1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 \right], \quad (2.24)$$

где  $m_p$  — масса подвижных частей решетки;  $m_p = \frac{G_p}{g}$ ;  $G_p$  — вес подвижных частей решетки;  $g$  — ускорение свободного падения;  $\omega_0$  — собственная частота колебаний решетки;  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_p}}$ ;  $c$  — жесткость упругих опор;  $\omega$  — угловая частота вынужденных колебаний решетки.

*Регулирование амплитуды колебаний.* Из формулы (2.16) видно, что амплитуда колебаний  $A$  решетки зависит от дебаланса вибровоз-

будителя  $D$ , массы решетки  $m_p$ , жесткости упругих опор  $c$ , коэффициента демпфирования  $h$  и от угловой частоты колебаний решетки  $\omega$ , определяемой угловой скоростью дебалансных валов. Поэтому регулировать амплитуду  $A$  в принципе возможно, изменяя указанные параметры порознь или в любом сочетании. Однако при этом следует иметь в виду, что изменение указанных параметров связано с конструктивными переделками отдельных деталей решетки.

Имеется еще одна возможность регулирования амплитуды колебаний решетки, не связанная с необходимостью переделывать ее узлы, а именно — путем поворота одного дебалансного вала по отношению к другому.

Общая схема расположения валов вибровозбудителя направленного действия показана на рис. 2.6. Здесь  $Oxy$  — неподвижная система прямоугольных координат, связанная с корпусом выбивной решетки, у которой ось  $Ox$  горизонтальна, а начало координат  $O$  совпадает с центром вибровозбудителя. Прямоугольная система координат  $O\omega\eta$  связана с вибровозбудителем, причем ось  $O\omega$  проходит через центры  $O_1, O_2$  дебалансных валов 1 и 2. Начала  $O$  обеих систем координат совпадают. Угол  $\gamma_0$  между осями  $Ox$  и  $O\omega$  является углом установки вибровозбудителя на выбивной решетке.

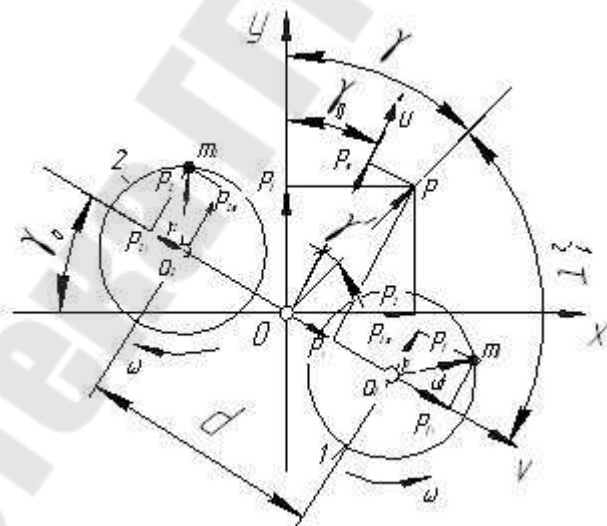


Рис. 2.6 К расчету вибровозбудителя направленного действия

Вращение валов происходит в противоположных направлениях с одинаковой угловой скоростью  $\omega$ . Положительным считается поворот вала в направлении против часовой стрелки.

На рис. 2.6 показано положение неуравновешенных масс  $m_1$  и  $m_2$  эксцентриситетов  $r_1$  и  $r_2$  дебалансных валов в произвольный момент времени  $t$ .

За исходное принимаем положение, при котором направления эксцентриситетов первого и второго валов совпадают с положительным направлением оси  $Ov$ . В момент времени  $t$  положение валов 1 и 2 определяется соответственно углами  $\omega \cdot t$  и  $\theta - \omega \cdot t$ , где  $\theta$  — сдвиг по фазе угла первоначальной установки одного вала по отношению к другому.

Регулировать величину возмущающей силы вибровозбудителя можно изменением угла  $\theta$  установки в исходном положении одного дебалансного вала по отношению к другому. Установка валов называется противофазной, если  $\theta = 180^\circ$ .

Векторы  $P_1$  и  $P_2$  изображают возмущающие силы, развиваемые каждым из дебалансных валов:

$$P_1 = D_1 \omega^2; \quad P_2 = D_2 \omega^2, \quad (2.25)$$

где  $D_1, D_2$  — дебалансы валов 1 и 2 вибровозбудителя. Так как обычно  $D_1 = D_2$  то  $P_1 = P_2 = P'$ .

Определим возмущающую силу  $P$  и возмущающий момент  $M$ , развиваемые вибровозбудителем.

Проекции возмущающей силы  $P$  на оси  $Ov$  и  $Ou$

$$P_v = P_1 \cos \omega t + P_2 \cos(\theta - \omega t) = \frac{1}{2}(P_1 + P_2) \sqrt{2(1 + \cos \theta)} \cos\left(\omega t - \frac{\theta}{2}\right); \quad (2.26)$$

$$P_u = P_1 \sin \omega t + P_2 \sin(\theta - \omega t) = \frac{1}{2}(P_1 + P_2) \sqrt{2(1 - \cos \theta)} \cos\left(\omega t - \frac{\theta}{2}\right). \quad (2.27)$$

Возмущающая сила вибровозбудителя

$$P = \sqrt{P_v^2 + P_u^2} = P_{\max} \cos\left(\omega t - \frac{\theta}{2}\right), \quad (2.28)$$

где  $P_{\max} = P_1 + P_2 = 2P'$ .

Видно, что амплитуда  $P_{\max}$  постоянна и равна сумме возмущающих сил обоих дебалансных валов.

Линия действия силы  $P$  образует с осью  $Ou$  угол  $\gamma'$ :

$$\operatorname{tg} \gamma' = \frac{P_v}{P_u} = \operatorname{tg}\left(90^\circ - \frac{\theta}{2}\right), \quad (2.29)$$

откуда

$$\gamma' = 90^\circ - \frac{\theta}{2}. \quad (2.30)$$

Это означает, что направление линии действия возмущающей силы  $P$  вибровозбудителя относительно осей  $Ov$  и  $Ou$  не зависит от  $\omega$  и

постоянно в пространстве. Положение силы  $P$  определяется только углом сдвига  $\theta$  фаз дебалансных валов.

Так как  $\gamma = \gamma_0 + \gamma'$  и

$$P_{\theta} = P \cos \gamma; \quad P_r = P \sin \gamma, \quad (2.31)$$

то, следовательно, сдвигом по фазе на угол  $\theta$  одного дебалансного вала по отношению к другому при первоначальной установке дебалансных валов можно регулировать амплитуду вертикальных колебаний решетки  $A_g = A \cos \gamma$ , изменяя тем самым интенсивность выбивки, и амплитуду горизонтальных колебаний решетки  $A_r = A \sin \gamma$ , изменяя тем самым скорость транспортирования отливок.

Возмущающий момент вибровозбудителя, вызывающий угловые колебания корпуса решетки, определяют по формуле

$$\begin{aligned} M &= \frac{d}{2} (P_{1,u} - P_{2,u}) = \frac{d}{2} [P_1 \sin \omega t - P_2 \sin(\theta - \omega t)] = \\ &= \frac{1}{2} P_{\max} \frac{d}{2} \sqrt{2(1 + \cos \theta)} \sin\left(\omega t - \frac{\theta}{2}\right) = M_a \sin\left(\omega t - \frac{\theta}{2}\right), \end{aligned} \quad (2.32)$$

где

$$M_a = P' \frac{d}{2} \sqrt{2(1 + \cos \theta)}; \quad (2.33)$$

$d$  — расстояние между осями дебалансных валов.

Из формулы (2.33) видно, что амплитуда возмущающего момента  $M_a$  зависит от угла сдвига фаз  $\theta$  и изменяется от  $M_a = M_{\max} = P'd$  при  $\theta = 0$  и  $\theta = 2\pi$  до  $M_a = 0$  при  $\theta = \pi$ .

Так как корпус решетки обладает большим моментом инерции, то даже при значениях  $\theta$ , близких к нулю или  $2\pi$ , возмущающий момент  $M$  вибровозбудителя практически существенного влияния на амплитуду и характер колебаний решетки не оказывает. Поэтому при расчетах амплитуды колебаний решеток учитывать влияние возмущающего момента не требуется.

Исходя из изложенного, видим, что вибровозбудитель, состоящий из двух дебалансных валов, является вибровозбудителем направленного действия не только при  $\theta = \pi$ , но и при любом начальном расположении неуравновешенных масс дебалансных валов, имеет постоянное значение возмущающей силы  $P_{\max}$  и позволяет регулировать ее направление путем изменения сдвига дебалансных валов по фазе.

Амплитуду вертикальных колебаний  $A_g$  следует определять по формуле



$$A_g = A \cos(\gamma_0 + \gamma') = A \cos\left(\gamma_0 + 90^\circ - \frac{\theta}{2}\right), \quad (2.34)$$

где  $A$  — максимальная амплитуда колебаний решетки;  $\gamma_0$  — угол установки вибровозбудителя.

Из графика изменения амплитуды вертикальных колебаний  $A_g$ , выраженной в долях  $A$  при  $\gamma_0 = 0$ , видно, что при изменении  $\theta$  в пределах от  $0^\circ$  до  $\pi$  амплитуда вертикальных колебаний  $A_g$  изменяется от 0 до  $A$  (рис. 2.7).

*Скорость транспортирования отливок.* При определении скорости транспортирования отливок по полотну решетки используют теорию рабочего процесса вибротранспортных машин. Определение средней скорости вибрационного транспортирования — одна из основных задач при расчете технологических режимов работы вибрационных транспортирующих машин. Средняя скорость вибрационного транспортирования определяется скоростями транспортируемого груза на отдельных этапах перемещения, а также характером, продолжительностью и порядком чередования этих этапов.

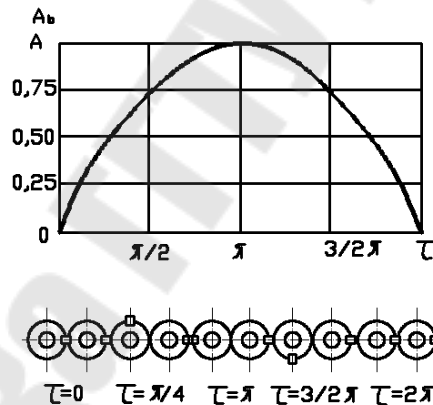


Рис. 2.7 Зависимость отношения  $A_g/A$  от угла  $\theta$  сдвига по фазе дебалансовых валов вибровозбудителя при  $\gamma_0 = 0$

В настоящее время в вибротранспортных машинах реализуются прямолинейные, эллиптические и круговые колебания, которые могут быть гармоническими, бигармоническими и др.

Выбивные инерционные решетки обычно работают в режиме прямолинейных гармонических колебаний.

На движение по полотну решетки слоя формовочной смеси и отливок заметное влияние оказывают конструктивные и технологические факторы, а также факторы, определяемые режимом возбуждения.

К конструктивным факторам относятся угол наклона полотна решетки  $\alpha$ , угол установки вибровозбудителя  $\gamma_0$ , сдвиг по фазе  $\theta$  дебалансных валов и конструктивные особенности рабочей поверхности полотна решетки (форма колосников, форма и размеры щелей полотна, компоновка секций полотна и др.).

К технологическим факторам относятся свойства формовочной смеси, толщина слоя смеси на полотне, конфигурация и размеры отливок и литниковой системы.

К факторам, определяемым режимом возбуждения, относятся амплитуда  $A$  и угловая частота  $\Omega$  колебаний.

Из-за сложности явления вибротранспортирования и большого числа и многообразия влияющих на него факторов среднюю скорость транспортирования отливок по полотну решетки можно определить только ориентировочно. Рассмотрим следующую упрощенную расчетную схему (рис. 2.8).

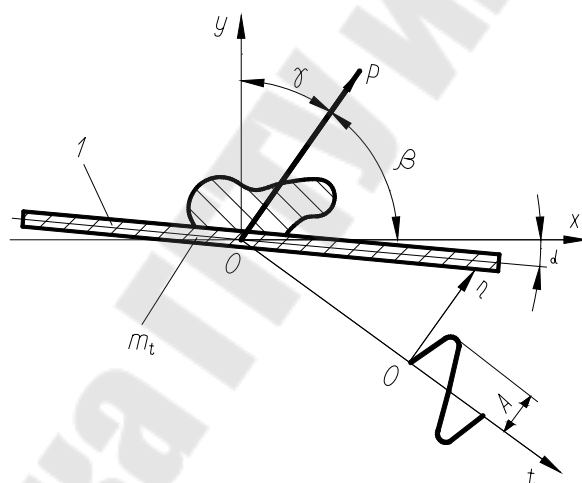


Рис. 2.8 К расчету скорости транспортирования

Вибрирующая плоскость  $l$  наклонена под углом  $\alpha$  к горизонту и совершает заданное прямолинейное гармоническое колебательное движение в направлении оси  $O\eta$  под углом  $\gamma$  к вертикали. В качестве транспортируемого груза принята материальная частица, в которой сосредоточена вся масса груза  $m_c$ . Учитываются силы сухого трения при перемещении частицы по вибрирующей поверхности.

На рис. 2.8 ось  $O\eta$  показывает направление прямолинейных колебаний полотна, а ось  $Ot$  — время. Синусоида представляет собой развертку гармонических колебаний полотна по времени  $t$ .

Скорость транспортирования отливок по полотну решетки определяем по формуле

$$v = A\omega \left( \frac{1-R}{1+R} \pi\Gamma + \frac{2-f_M}{f_M} \pi G \right), \quad (2.35)$$

где  $A$  — амплитуда колебаний решетки;  $\omega$  — угловая частота колебаний решетки;  $R$  — коэффициент восстановления скорости;  $f_M$  — мгновенный коэффициент трения отливок о полотно решетки; принимают  $f_M = 0,4 \dots 0,5$ ;  $\Gamma, G$  — параметры;

$$\Gamma = \frac{g \cdot \cos \alpha}{A_B \omega^2}; \quad G = \frac{g \cdot \sin \alpha}{A_B \omega^2}; \quad (2.36)$$

$g$  — ускорение свободного падения;  $\alpha$  — угол наклона полотна (положительный — по часовой стрелке); принимают обычно в пределах  $0 - 5^\circ$ ;  $A_B, A_G$  — вертикальная и горизонтальная составляющие амплитуды колебаний решетки;

$$A_B = A \cdot \cos \gamma; \quad A_G = A \cdot \sin \gamma; \quad (2.37)$$

$\gamma$  — угол вибрации решетки (относительно вертикальной оси).

Полученную по формуле (2.35) скорость  $v$  сравнивают с технологически минимально необходимой скоростью  $v'$ , определяемой по формуле

$$v' = (2 \div 3) \cdot \frac{a}{t_{Ц}}, \quad (2.38)$$

где  $a$  — размер формы (кома) в направлении продольной оси решетки, м;  $t_{Ц}$  — цикл подачи кома на решетку;  $t_{Ц} = \frac{60}{\Pi_{Ц}}$  мин;  $\Pi_{Ц}$  — цикловая производительность линии, форм в час;  $2 - 3$  — практический коэффициент.

Требуется, чтобы выполнялось условие

$$v > v'. \quad (2.39)$$

Мощность электродвигателя привода выбивных инерционных решеток определяют по формуле

$$N = (N_{ХХ} + N_P) \cdot \frac{1}{\eta_{ПР}}, \quad (2.40)$$

где  $N_{ХХ}$  — мощность холостого хода;  $N_P$  — мощность рабочего процесса;  $\eta_{ПР}$  — КПД передачи от электродвигателя до вибровозбудителя. С учетом потерь в синхронизирующей зубчатой передаче можно принимать  $\eta_{ПР} = 0,9 - 0,95$ .

Мощность холостого хода представляется в виде суммы следующих двух слагаемых:

$$N_{ХХ} = N_{ТР} + N_{ДЕМ}, \quad (2.41)$$

где  $N_{ТР}$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках вибровозбудителя;  $N_{ДЕМ}$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сил демпфирования.

Мощность  $N_{ТР}$  определяют по формуле

$$N_{ТР} = \frac{0,5fdP\omega}{10200}, \quad (2.42)$$

где  $f$  — коэффициент трения в подшипниках; для подшипников, обычно применяемых в вибраторах,  $f = 0,005 - 0,01$ ;  $d$  — диаметр внутреннего кольца подшипника качения (диаметр шейки вала), см;  $P$  — возмущающая сила вибровозбудителя;  $P = D\omega^2$ ;  $D$  — дебаланс вибровозбудителя, Н·с<sup>2</sup>;  $\omega$  — угловая скорость дебалансного вала, рад/с.

Мощность  $N_{ДЕМ}$  определяют по формуле

$$N_{ДЕМ} = \frac{hm_p\omega^2 A^2}{10200}, \quad (2.43)$$

где  $h$  — коэффициент демпфирования; для пружинных амортизаторов  $h = (1,25 - 1,75) \text{ с}^{-1}$ , для резиновых амортизаторов  $h = (4 - 5) \text{ с}^{-1}$ ;  $m_p$  — масса подвижных частей решетки, Н·с<sup>2</sup>/см;  $A$  — амплитуда колебаний решетки, см.

Вывод формулы для расчета мощности рабочего процесса  $N_p$  основан на теореме Карно, согласно которой кинетическая энергия, рассеиваемая при ударе двух тел массы  $m_p$  и  $m_\Gamma$ , выражается через их скорости после удара  $v_2, u_2$  и коэффициент восстановления скорости  $R$  следующим образом:

$$\Delta E = \frac{1 - R^2}{2R^2} - \frac{m_p m_\Gamma}{m_p + m_\Gamma} (u_2 - v_2)^2. \quad (2.44)$$

Подставляя значения  $v_2$  и  $u_2$  в формулы (2.10), (2.11), получим

$$\Delta E = 2m_\Gamma \left( \frac{\pi g}{\omega} \right)^2 \frac{1 - R}{1 + R} (1 + \eta). \quad (2.45)$$

Энергия, рассеиваемая в единицу времени,

$$E = \frac{\Delta E}{T} = \pi \frac{1-R}{1+R} (1+\eta) \frac{m_{\Gamma} g^2}{\omega}. \quad (2.46)$$

Мощность рабочего процесса выбивки определяют по формуле

$$N_P = \frac{\pi}{10200} \frac{1-R}{1+R} (1+\eta) \frac{m_{\Gamma} g^2}{\omega}. \quad (2.47)$$

Формула (2.47) может быть приведена к виду

$$N_P = \frac{m_{\Gamma} g^2}{\omega} \bar{N}_P = G_{\Gamma} \frac{g}{\omega} \bar{N}_P. \quad (2.48)$$

где  $\bar{N}_P$  — безразмерная мощность, определяемая по формуле

$$\bar{N}_P = \frac{\pi}{10200} \frac{1-R}{1+R} (1+\eta). \quad (2.49)$$

Для удобства вычислений зависимость  $\bar{N} = \bar{N}(\eta, R)$  приведена на графике (рис. 2.9).

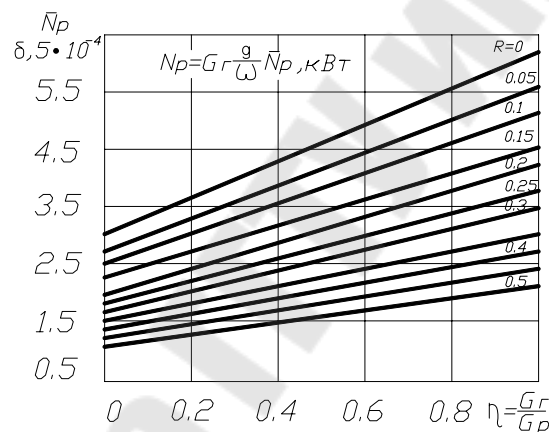


Рис. 2.9 Зависимость безразмерной мощности рабочего процесса  $\bar{N}_P$  от коэффициента полезной нагрузки  $\eta$  и коэффициента восстановления скорости  $R$

### Расчет нагруженных деталей выбивных инерционных решеток

Дебалансные массы вибровозбудителя конструктивно могут быть выполнены в виде дебалансных валов или дебалансных дисков.

*Расчет параметров дебалансных валов.* Дебалансный вал имеет опорные шейки 1 и расположенную между ними дебалансную массу 2 (рис. 2.10). Дебалансная часть вала выполняется обычно цилиндрической, с осью  $O' - O'$ , смещенной относительно оси вращения вала  $O - O$  на величину эксцентриситета  $r$ . Сечение дебалансной части

вала — сплошное, и с целью экономии материала образующие  $a - a$  дебалансной части вала и шеек вала выполняют совпадающими.

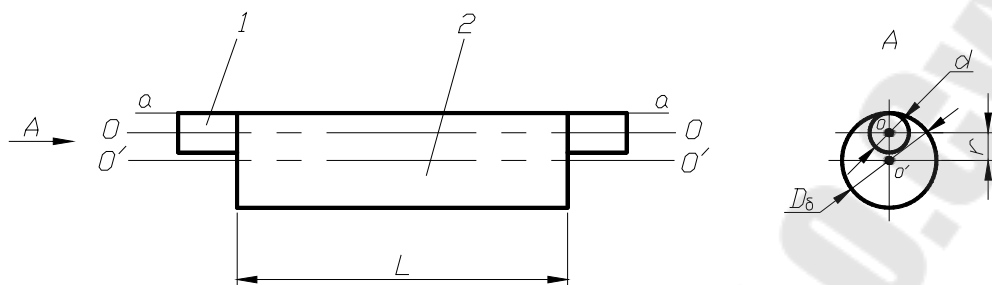


Рис. 2.10 К расчету дебалансного вала

Задача расчета дебалансного вала состоит в определении геометрических размеров вала — диаметра дебалансной части  $D_B$  и эксцентриситета  $r$ , при которых обеспечивается требуемое значение дебаланса  $D$ .

При этом длину  $L$  дебалансной части вала принимают конструктивно, а диаметр шейки вала  $d$  определяют расчетом, исходя из прочности вала и долговечности принятых подшипников.

Дебаланс  $D$  — статический момент неуравновешенной массы вала, вычисленный относительно оси его вращения  $O - O$ ,

$$D = i \frac{\pi D_B^2}{4} L \frac{\gamma}{g} r, \quad (2.50)$$

где  $D_B$  — диаметр дебалансной части вала;

$$D_B = 2 \left( r + \frac{d}{2} \right); \quad (2.51)$$

$d$  — диаметр шейки вала;  $r$  — заданный эксцентриситет;  $\gamma$  — удельный вес металла;  $i$  — число дебалансных валов вибровозбудителя.

Введем безразмерные параметры:

$\lambda$  — безразмерный эксцентриситет дебалансного вала;

$$\lambda = \frac{r}{d}; \quad (2.52)$$

$\psi$  — безразмерный дебаланс вибровозбудителя;

$$\psi = \frac{D}{i\pi L \gamma d^3} \cdot \quad (2.53)$$

Тогда формулу (2.50) можно привести к безразмерному виду:

$$\psi = \lambda^3 + \lambda^2 + 0,25\lambda \cdot \quad (2.54)$$

График уравнения  $\psi = f(\lambda)$  дан на рис. 2.11.

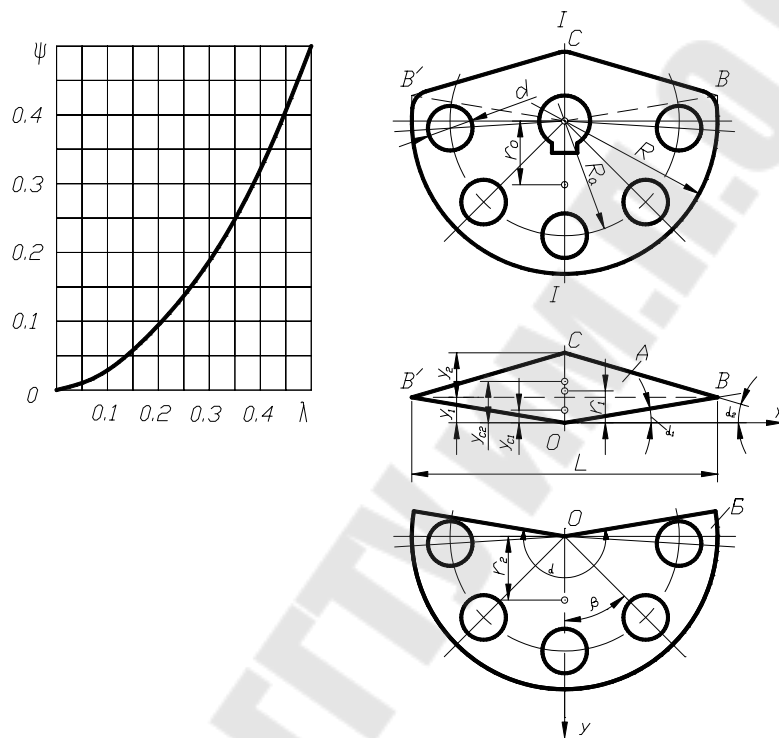


Рис. 2.11 Зависимость  $\psi = f(\lambda)$

Рис. 2.12 К расчету дебалансного диска

Параметры  $r$  и  $D_B$  рассчитывают следующим образом. По заданным значениям конструктивных параметров  $L, d$  и дебаланса вибровозбудителя  $D$  по формуле (2.53) определяют  $\psi$ , а из рис. 2.11 -  $\lambda$ . Затем, используя соотношения (2.52) и (2.51), находят  $r$  и  $D_B$ .

*Расчет параметров дебалансных дисков.* Схема дебалансного диска дана на рис. 2.12.

В дебалансном диске выполнено несколько отверстий диаметром  $d$ , расположенных симметрично относительно центральной оси  $I-I$  на расстоянии  $R_0$  от оси вращения  $O$ . Заполняя отверстия цилиндрическими вставками, можно регулировать величину дебаланса.

Расчет дебалансного диска сводится к определению координаты

его центра тяжести (эксцентриситета)  $r_0$  и к нахождению зависимости дебаланса  $D$  диска от его конструктивных параметров. Рассмотрим предельный случай, когда все отверстия заполнены вставками. Дебаланс диска в этом случае обозначим  $D_0$ .

Для определения эксцентриситета  $r_0$  дебалансный диск расчленим на два отдельных геометрических элемента: четырехугольник  $A$  и круговой сектор  $B$  (рис. 2.12б,в). При этом пренебрегаем незначительными закруглениями в точках  $C, B, B'$  (рис. 2.12а).

Рассмотрим каждый элемент дебалансного диска отдельно.

Для элемента  $A$  (рис. 2.12б) вертикальную координату центра тяжести определяем по формуле

$$r_1 = \frac{y_{C,1}F_1 + y_{C,2}F_1'}{F_1 + F_1'}, \quad (2.55)$$

где  $y_{C,1}, y_{C,2}$  — координаты центра тяжести треугольников соответственно  $OB'B$  и  $CB'B$ :

$$y_{C,1} = \frac{2}{3}y_1; \quad y_{C,2} = y_1 + \frac{1}{3}y_2; \quad (2.56)$$

$F_1, F_1'$  — площади треугольников соответственно  $OB'B$  и  $CB'B$ :

$$F_1 = \frac{1}{2}Ly_1; \quad F_1' = \frac{1}{2}Ly_2; \quad (2.57)$$

$y_1, y_2$  — высоты треугольников соответственно  $OB'B$  и  $CB'B$ :

$$y_1 = R \cdot \sin \alpha_1; \quad y_2 = R \cdot \cos \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2; \quad (2.58)$$

$L$  — длина отрезка  $B'B$ ;  $L = 2R \cos \alpha_1$ ;  $\alpha_1, \alpha_2$  — углы, образованные сторонами треугольника  $OBC$  с горизонтальной осью  $Ox$  (рис. 2.12б);  $R$  — радиус наружной окружности диска.

Подставляя выражения (2.56) — (2.58) в формулу (2.55), получим после упрощения формулу для эксцентриситета элемента  $A$ :

$$r_1 = R \cos \alpha_1 \frac{\frac{2}{3} \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{1}{3} \operatorname{tg}^2 \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (2.59)$$

Рассмотрим элемент  $B$  (рис. 2.12в).

Координата  $r_2$  центра тяжести этого элемента имеет вид



$$r_2 = 38,2 \frac{2R \sin \frac{\alpha}{2}}{\alpha}, \quad (2.60)$$

где  $\alpha$  — центральный угол сектора, град.

Координата центра тяжести  $r_0$  всего дебалансного диска (рис. 2.12а)

$$r_0 = \frac{r_2 F_2 - r_1 (F_1 + F_1')}{F_2 + F_1 + F_1'}, \quad (2.61)$$

где  $F_2$  — площадь элемента  $B$ ;  $F_2 = \frac{\alpha \pi R^2}{360}$

Упрощая выражение (2.61), получим окончательно

$$r_0 = R \bar{r}_0, \quad (2.62)$$

где  $\bar{r}_0$  — безразмерный эксцентриситет дебалансного диска;

$$\bar{r}_0 = \frac{38,2 \frac{\pi}{180} \sin \frac{\alpha}{2} - \cos^3 \alpha_1 \left( \frac{2}{3} \operatorname{tg}^3 \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{1}{3} \operatorname{tg}^2 \alpha_2 \right)}{\frac{\alpha \pi}{360} + (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2) \cos^2 \alpha_1}. \quad (2.63)$$

Определим дебаланс  $D_0$  массы дебалансного диска, полностью заполненного вставками:

$$D_0 = m_0 r_0. \quad (2.64)$$

где  $m_0$  — масса дебалансного диска, заполненного вставками.

Подставляя (2.62), (2.63) в (2.64), получим

$$D_0 = R^3 \left[ 38,2 \frac{\pi}{180} \sin \frac{\alpha}{2} - \left( \frac{2}{3} \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{1}{3} \operatorname{tg}^2 \alpha_2 \right) \cos^3 \alpha_1 \right] \frac{b \gamma}{g}, \quad (2.65)$$

где  $b$  — толщина диска;  $\gamma$  — удельный вес металла;  $g$  — ускорение свободного падения.

Расчетные формулы для определения дебаланса диска при различных вариантах заполнения пяти его отверстий вставками, даны в табл. 2.1.

При проектировании дебалансного диска для заданного значения дебаланса вибровозбудителя  $D_0$  следует производить подбор

конструктивных размеров диска, используя формулу (2.65), а подбор размеров и расположения вставок — формулы табл. 2.1.

Таблица 2.1

Формулы для определения дебаланса  $D_i$  сектора

Номер варианта установки вставок	Схема расположения вставок	Расчетная формула дебаланса сектора
1	V V V V V	$D_0$
2	O V V V O	$D_0 - 2mR_0 \cos 2\beta$
3	V V O V V	$D_0 - mR_0$
4	O V O V O	$D_0 - mR_0(1 + 2 \cos 2\beta)$
5	V O V O V	$D_0 - 2mR_0 \cos \beta$
6	O O V O O	$D_0 - 2mR_0(\cos \beta + \cos 2\beta)$
7	V O O O V	$D_0 - mR_0(1 + 2 \cos 2\beta)$
8	O O O O O	$D_0 - mR_0(1 + 2 \cos \beta + 2 \cos 2\beta)$

Обозначения:  $m$  - масса одной вставки;  $m = \frac{\pi d^2}{4g} b \gamma$ ;  $d$  - диаметр вставки;

$b$  - толщина диска;  $\gamma$  - удельный вес;  $g$  - ускорение свободного падения;  $R_0$  - радиус окружности, на которой расположены вставки;  $\beta$  - угловой шаг расположения вставок.

*Особенности расчета подшипников вибровозбудителя.* Выбор и расчет подшипников для валов вибровозбудителя является весьма ответственной задачей, так как опыт эксплуатации выбивных решеток показывает, что подшипники вибровозбудителя, работающие в специфических условиях виброударных нагрузок, являются наименее надежным звеном, часто выходят из строя, а замена их весьма трудоемка.

Ниже приведены некоторые замечания об особенностях расчета подшипников вибровозбудителя инерционных решеток.

Приведенная радиальная нагрузка, приходящаяся на один подшипник,

$$Q = RK_K K_B K_T, \quad (2.66)$$

где  $R$  — радиальная нагрузка;

$$R = \frac{P_{MAX}}{i_{OP}}; \quad (2.67)$$

$P_{MAX}$  — максимальное возмущающее усилие вибровозбудителя;  $P_{MAX} = D\omega^2$ ;  $D$  — дебаланс вибровозбудителя;  $\omega$  — угловая скорость дебалансных валов;  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ;  $n$  — частота вращения валов;  $i_{OP}$  — число подшипниковых опор в вибровозбудителе;  $K_K$  — коэффициент; принимать  $K_K = 1,2$ , поскольку нагрузка (возмущающее усилие) вращается относительно наружного кольца;  $K_B$  — динамический коэффициент (коэффициент безопасности),  $K_B = 1,3 - 1,8$ ;  $K_T$  — температурный коэффициент;  $K_T = 1$ .

В вибровозбудителях выбивных инерционных решеток желательно применять радиальные роликовые сферические подшипники. При этом следует подшипники устанавливать по следующим системам посадок 2-го класса: наружное кольцо — по тугой  $T$  или напряженной  $H$ , а внутреннее — по скользящей  $C$  или плотной  $II$ .

*Расчет жёсткости упругих опор.* Корпус выбивных инерционных решеток устанавливают обычно на  $n$  отдельных упругих элементах, представляющих собой параллельное соединение жесткостей. Суммарной жесткостью упругих опор решетки  $c$  называют отношение усилия  $P$ , воспринимаемого опорами, к величине деформации  $\Delta$ , которая вызывается этим усилием:

$$c = \frac{P}{\Delta}. \quad (2.68)$$

Если опоры решетки состоят из  $n$  пружин, то усилие, воспринимаемое всеми опорами, равно сумме усилий, воспринимаемых отдельными пружинами:

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_n. \quad (2.69)$$

В то же время деформация (осадка) всех пружин одинакова и равна общей осадке корпуса решетки:

$$\Delta_1 = \Delta_2 = \dots = \Delta. \quad (2.70)$$

Подставляя (2.69), (2.70) в (2.68), получим

$$c = \frac{P_1}{\Delta_1} + \frac{P_2}{\Delta_2} + \dots + \frac{P_n}{\Delta_n} = c_1 + c_2 + \dots + c_n. \quad (2.71)$$

т. е. при параллельном соединении жесткостей суммарная жест-

кость равна сумме отдельных жесткостей.

Если в опорах решетки все пружины одинаковые ( $c_1 = c_2 = \dots = c_n$ ), то суммарная жесткость  $c$  равна произведению жесткости одной пружины  $c_1$  на их число:  $c = nc_1$ .

Жесткость одной цилиндрической винтовой пружины с витками круглого сечения определяется по формуле

$$c_1 = \frac{Gd^4}{8(D-d)^3 i_p}, \quad (2.72)$$

где  $G$  — модуль упругости материала пружины;  $d, D$  — диаметр проволоки и наружный диаметр пружины;  $i_p$  — число рабочих витков.

При применении для опор решетки резиновых элементов жесткость одной резиновой опоры определяют по формуле

$$c_1 = \frac{E_d F}{h}, \quad (2.73)$$

где  $h, F$  — высота и площадь поперечного сечения резинового элемента;  $E_d$  — динамический модуль упругости рассматриваемого резинового элемента;

$$E_d = k_d E_{CT}, \quad (2.74)$$

$k_d$  — коэффициент, учитывающий влияние скорости деформации элемента на модуль упругости данного типа резины;  $k_d = 1,2 - 1,5$ ;  $E_{CT}$  — статический модуль упругости рассматриваемого резинового элемента;

$$E_{CT} = E(1 + x\Phi^\delta), \quad (2.75)$$

$E$  — модуль упругости резины при сжатии (табл. 2.2);  $x$  — постоянная, зависящая от условий на торцах резинового элемента;  $x = 0 - 1$ ; при жестком соединении торцов с металлической поверхностью  $x = 1$ ;  $\Phi$  — фактор формы; для сплошных цилиндрических деталей, цилиндрических деталей с осевым отверстием и деталей прямоугольной формы соответственно

$$\Phi = \frac{D}{4h}; \quad \Phi = \frac{D}{4h} \left(1 - \frac{d}{D}\right); \quad \Phi = \frac{ab}{2(a+b)}; \quad (2.76)$$

$D, d, h$  — наружный и внутренний диаметры и высота детали;  $a, b$  — сторо-

ны прямоугольного основания;  $\delta$  — постоянная, зависящая от типа резины и фактора формы; при  $\Phi \leq 0,25$   $\delta = 1$ ; при  $\Phi = 0,25 \div 1,25$   $\delta = 1 \div 2$ ; при  $\Phi \geq 1,25$   $\delta \geq 2$ .

При расчете на прочность резиновых элементов опор решетки напряжение сжатия определяют по формуле

$$\sigma = \frac{P_1}{F}, \quad (2.77)$$

где  $P_1$  — осевая нагрузка;  $P_1 = P_{СТ} + P_{ДИН}$ ;  $P_{СТ}$  — статическая составляющая нагрузки, приходящаяся на элемент;  $P_{ДИН}$  — динамическая составляющая нагрузки;  $P_{ДИН} = c_1 \Delta_D$ ;  $c_1$  — жесткость элемента;  $\Delta_D$  — наибольшая динамическая осадка элемента при работе решетки, равная вертикальной составляющей амплитуды колебаний  $A_B$ ;  $F$  — площадь поперечного сечения недеформированного элемента.

Условием прочности резинового элемента является  $\sigma < [\sigma]_D$  (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Модуль упругости и допускаемые напряжения резиновых элементов

Параметр	Значения				
Твердость по Шору	30±3	40±3	50±4	60±4	70±4
Модуль упругости $E_{СТ}$ при факторе формы $\Phi = 0,25$	25-30	30-40	40-55	60-70	85-100
Допускаемое нормальное напряжение сжатия, отнесенное к площади поперечного сечения недеформированного резинового элемента: при статических нагрузках $[\sigma]_{СТ}$					
$\Phi = 0,25$	5	6	8	10	12
$\Phi = 0,5$	7	8	10	12	15
$\Phi = 0,75$	9	10	12	15	18
$\Phi = 1,0$	11	12	15	18	22
$\Phi = 1,25$	13	15	18	22	25
$\Phi = 1,5$	15	18	20	25	28
при динамических нагрузках $[\sigma]_D$					
$\Phi = 0,25$	3	4	4,5	6	7,5
$\Phi = 0,5$	4	4,5	6	7,5	9
$\Phi = 0,75$	5,5	6	7,5	9	11
$\Phi = 1,0$	7	7,5	9	11	13
$\Phi = 1,25$	8	9	10	13	16
$\Phi = 1,5$	10	11	12	15	20

### Тема 3. Аналитический расчет рабочего процесса пескодувной машины

*Задание по теме: Провести расчет параметров рабочего процесса пескодувной машины.*

*Характеристика задачи и вывод расчетных формул. Воздушный поток, проходящий в пескодувной машине, можно расчленить на три последовательные ступени (рис. 3.1).*

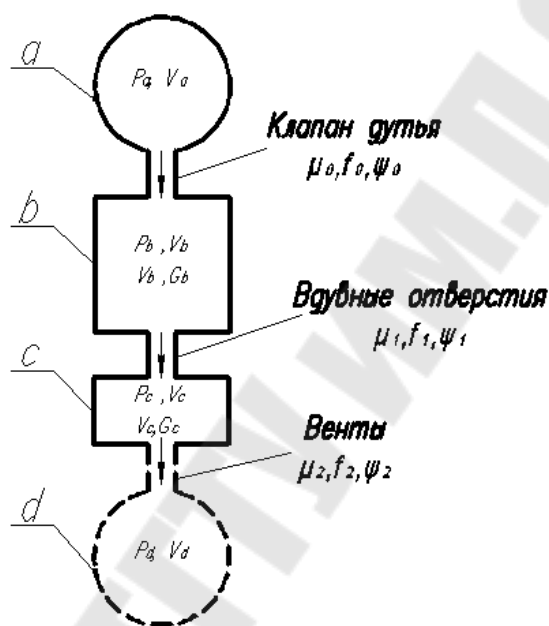


Рис. 3.1 Схема воздушного потока в пескодувной машине: а – сеть; б – пескодувный резервуар; в – технологическая емкость (стержневый ящик или опока); д – атмосфера

1. Ступень  $a \rightarrow b$ : течение сжатого воздуха из сети  $a$  в пескодувный резервуар машины  $b$ .

2. Ступень  $b \rightarrow c$ : течение рабочей песчано-воздушной струи (или нескольких струй) через вдувные отверстия из пескодувного резервуара  $b$  в стержневой ящик или опоку  $c$  одновременным наполнением формовочной смесью ящика (опоки) и уплотнением смеси.

3. Ступень  $c \rightarrow d$ : течение воздуха из стержневого ящика или опоки  $c$  в атмосферу  $d$  через вентили.

Объемы  $b$  и  $c$  при этом принимаем конечными, а объемы  $a$  и  $d$  — неограниченно большими.

Вентиляцию технологической емкости принимаем верхнюю, что дает возможность в первом приближении исключить из рассмотрения фильтрацию воздушного потока через смесь в ящике или опоке.

Приращение веса воздуха в любой из промежуточных емкостей (пескодувном резервуаре машины или стержневом ящике) равно разности прихода и расхода воздуха за данный промежуток времени:

$$dG_b = \left( \mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{\nu_a}} - \mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{\nu_b}} \right) dt, \quad (3.1)$$

$$dG_c = \left( \mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{\nu_b}} - \mu_2 f_2 \psi_2 \sqrt{\frac{p_c}{\nu_c}} \right) dt, \quad (3.2)$$

где  $dG_b$  и  $dG_c$  — приращение веса воздуха в емкостях  $b$  и  $c$  за время  $dt$ ;  $p$  и  $\nu$  (с соответствующими индексами) — абсолютные давления и удельные объемы воздуха;  $f$  — проходные сечения;  $\mu$  — коэффициенты расхода;  $\psi$  — величина, которая для условий субкритической области истечения воздуха переменна и зависит от отношения давлений  $p_{ниж}/p_{верх}$ , а для условий надкритической области истечения постоянна.

Для решения задачи о расчете процесса в емкостях  $b$  и  $c$  необходимо привлечь дополнительное условие, которым должно быть изменение параметров воздуха в этих емкостях.

Так, приращение веса воздуха  $dG_b$  за время  $dt$  в резервуаре  $b$  по уравнению (3.1) изменяет в нем удельный объем воздуха следующим образом:

$$\nu_b + d\nu_b = \frac{V_b}{G_b + dG_b}, \quad (3.3)$$

где  $V_b$  — объем воздушной части пескодувного резервуара;  $G_b$  — вес воздуха, находившегося в нем ранее (до поступления прироста  $dG_b$ ).

Отсюда имеем

$$V_b = G_b \nu_b + \nu_b dG_b + G_b d\nu_b + d\nu_b dG_b. \quad (3.4)$$

Членом  $d\nu_b dG_b$  пренебрегаем. Кроме того,  $V_b = G_b \nu_b$ . Получаем

$$\nu_b dG_b + G_b d\nu_b = 0, \quad (3.5)$$

или

$$d\nu_b = -\nu_b \frac{dG_b}{G_b}. \quad (3.6)$$

Принимаем изменение состояния воздуха в резервуаре адиабатическим:

$$p_b \nu_b^k = const. \quad (3.7)$$

Дифференцируем:

$$\upsilon_b^k dp_b + kp_b \upsilon_b^{k-1} d\upsilon_b = 0. \quad (3.8)$$

В выражение (3.8) подставляем  $d\upsilon_b$  согласно уравнению (3.6) и получаем

$$\upsilon_b^k dp_b = kp_b \upsilon_b^{k-1} \upsilon_b \frac{dG_b}{G_b} \quad (3.9)$$

или

$$dp_b = kp_b \frac{dG_b}{G_b}. \quad (3.10)$$

Подставив в формулу (3.10) значение  $dG_b$  по уравнению (3.1), получим

$$dp_b = \frac{kp_b}{G_b} \left( \mu_0 f_0 \Psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{\upsilon_a}} - \mu_1 f_1 \Psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{\upsilon_b}} \right) dt. \quad (3.11)$$

Подставляем в это уравнение значения

$$\upsilon_b = \upsilon_a \left( \frac{p_a}{p_b} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.12)$$

и

$$G_b = \frac{V_b}{\upsilon_b} = \frac{V_b}{\upsilon_a} \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (3.13)$$

Получаем окончательно

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{kp_a^{\frac{1}{k}} \upsilon_a^{\frac{k-1}{k}}}{V_b} p_b^{\frac{k-1}{k}} \left( \mu_0 f_0 \Psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{\upsilon_a}} - \frac{\mu_1 f_1 \Psi_1}{\sqrt{p_a^{\frac{1}{k}} \upsilon_a}} \sqrt{p_b^{\frac{k+1}{k}}} \right). \quad (3.14)$$

Рассуждая аналогичным образом и исходя из уравнения (3.2), получим для промежуточной емкости  $c$

$$dp_c = \frac{kp_c}{G_c} \left( \mu_1 f_1 \Psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{\upsilon_b}} - \mu_2 f_2 \Psi_2 \sqrt{\frac{p_c}{\upsilon_c}} \right) dt \quad (3.15)$$

и, окончательно,



$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{kp_b^{\frac{1}{k}}v_b}{V_c} p_c^{\frac{k-1}{k}} \left( \mu_1 f_1 \psi_1 \sqrt{\frac{p_b}{v_b}} - \frac{\mu_2 f_2 v_2}{\sqrt{p_b^{\frac{1}{k}} v_b}} \sqrt{p_c^{\frac{k+1}{k}}} \right). \quad (3.16)$$

Полученные уравнения (3.14) и (3.16) решаются в конечных разностях, по элементам времени малой протяженности.

Расчет ведем последовательно по участкам, начиная с нулевого момента времени. Находим для этой начальной точки значение  $dp_b/dt$  по уравнению (3.14). Задавшись малым промежутком времени (0,001—0,005 с) между нулевой точкой и следующей, точкой 1, распространяем полученное  $dp_b/dt$  на весь промежуток времени  $\Delta t$  и находим приращение давления в резервуаре машины  $\Delta p_b$  и давление  $p_b$  в конце этого промежутка, т. е. в точке 1.

Далее, поступая аналогично, находим для начальной, нулевой точки значение  $dp_c/dt$  по уравнению (3.16). Для этой исходной точки оно оказывается равным нулю, так как в начальный момент процесса  $\psi_1$  и  $\psi_2$  равны нулю, поскольку давления  $p_{ниж}$  и  $p_{верх}$  для обеих ступеней  $b \rightarrow c$  и  $c \rightarrow d$  в этот момент времени одинаковы и равны атмосферному давлению. Таким образом, распространяя значение  $dp_c/dt$  в нулевой точке на весь промежуток времени между точками 0 и 1, получаем на этом участке  $\Delta p_c = 0$  и для точки 1 абсолютное давление  $p_c = 1$  ат.

Переходя затем к последующим участкам, найдем, что для них  $dp_c/dt$  уже равно не нулю, а некоторым положительным величинам, что будет давать определенные приращения давления в технологической емкости.

При указанных расчетах необходимо учитывать, что в ступени  $b \rightarrow c$  из резервуара машины  $b$  в стержневой ящик или опоку  $c$  перетекает не только воздух, но и песчано-воздушная струя, имеющая по времени переменную концентрацию песка (формовочной смеси) и поэтому отнимающая от полного сечения  $f_1$  вдувных отверстий неодинаковую долю их проходной площади.

Живое сечение вдувных отверстий  $f_{жс1}$ , не занятое формовочной смесью и свободное для прохода воздуха, может быть оценено по отношению ко всему сечению вдувных отверстий  $f_1$  из анализа кинетики скоростей истечения в ступени  $b \rightarrow c$  и практических данных о

суммарной подаче смеси за время надува. Согласно этому анализу можно в первом приближении принимать для обычного пескодувного процесса, что в начале надува  $f_{ж1}$  составляет  $(1,0 \div 0,7)f_1$ , а в конце процесса уменьшается до  $(0,4 \div 0,38)f_1$ . Эти значения  $f_{ж1}$  и должны быть подставлены в расчетные уравнения вместо сечения  $f_1$ .

Для условий пескострельного процесса вследствие сгущения смеси при проходе через конический сужающийся насадок концентрация смеси будет больше, и значения  $f_{ж1}$  должны быть взяты существенно меньше.

Объем технологической емкости  $V_c$  в уравнении (3.16) для упрощения расчета можно считать условно постоянным в течение всего процесса или же принимать его постепенно уменьшающимся по ходу процесса.

Области истечения с различными значениями  $\psi_0$ ,  $\psi_1$  и  $\psi_2$  для ступеней  $a \rightarrow b$ ,  $b \rightarrow c$  и  $c \rightarrow d$  будут иметь границы, показанные на рис. 3.2 для процесса наполнения воздухом пескодувного резервуара и на рис. 3.3 для процесса надува стержневого ящика (или опоки). Критерием того, в какой области происходят процессы истечения, является попадание полученного при расчете давления  $p_b$  в ту или иную область схемы рис. 3.2, или попадание давления  $p_c$  в соответствующую область схемы рис. 3.3.

*Методика расчета параметров процесса в пескодувном резервуаре.* Процесс наполнения и питания сжатым воздухом из сети пескодувного резервуара описывается кривой роста давления  $p_b$  по времени (рис. 3.4), рассчитываемой по уравнению (3.14).

После открытия клапана дутья давление в пескодувном резервуаре быстро растет и стремится к некоторому предельному значению  $p_b^{пред}$ , которое соответствует достижению равновесия между поступлением воздуха из сети (ступень  $a \rightarrow b$ ) и расходом через вдвунные отверстия (ступень  $b \rightarrow c$ ). Это предельное давление найдем, положив в уравнении (3.14)  $dp_b/dt = 0$ :

$$p_b^{пред} = p_a \left( \frac{\psi_0}{\psi_1} \cdot \frac{\mu_0 f_0}{\mu_1 f_1} \right)^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (3.17)$$

Из этого выражения видно, что уровень предельного давления  $p_b^{пред}$  зависит от отношения  $f_0/f_1$  или  $f_0/f_{ж1}$ . Поэтому отношение сечений клапана дутья  $f_0$  и вдвунных отверстий  $f_1$  следует рассматри-

вать как важный конструктивно-технологический параметр, определяющий процесс.

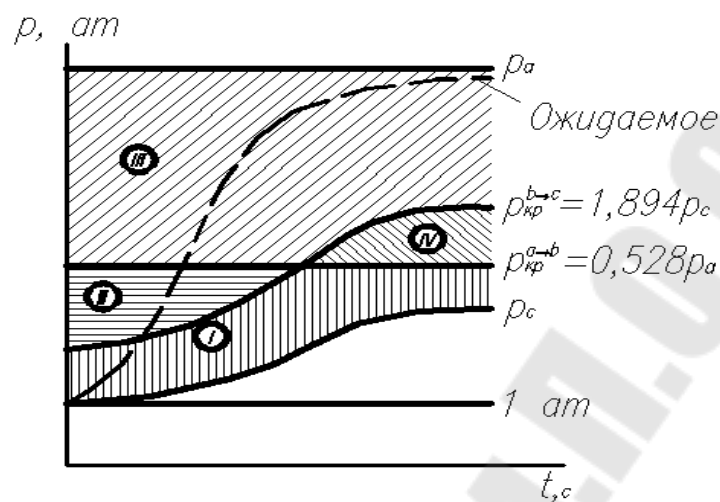


Рис. 3.2 Схема областей истечения в ступенях  $a \rightarrow b$  и  $b \rightarrow c$  в зависимости от ожидаемого расчетного давления  $p_b$ :

$I - \psi_0 = const, \psi_1 = var$ ;  $II - \psi_0 = const, \psi_1 = const$ ;

$III - \psi_0 = var, \psi_1 = const$ ;  $IV - \psi_0 = var, \psi_1 = var$ ;

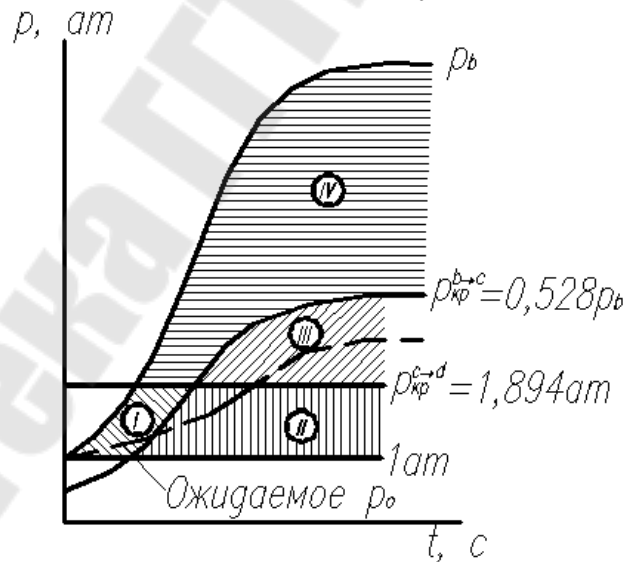


Рис. 3.3 Схема областей истечения в ступенях  $b \rightarrow c$  и  $c \rightarrow d$  в зависимости от ожидаемого расчетного давления  $p_c$ :

$I - \psi_1 = var, \psi_2 = var$ ;  $II - \psi_1 = const, \psi_2 = var$ ;

$III - \psi_1 = var, \psi_2 = const$ ;  $IV - \psi_1 = var, \psi_2 = const$ ;

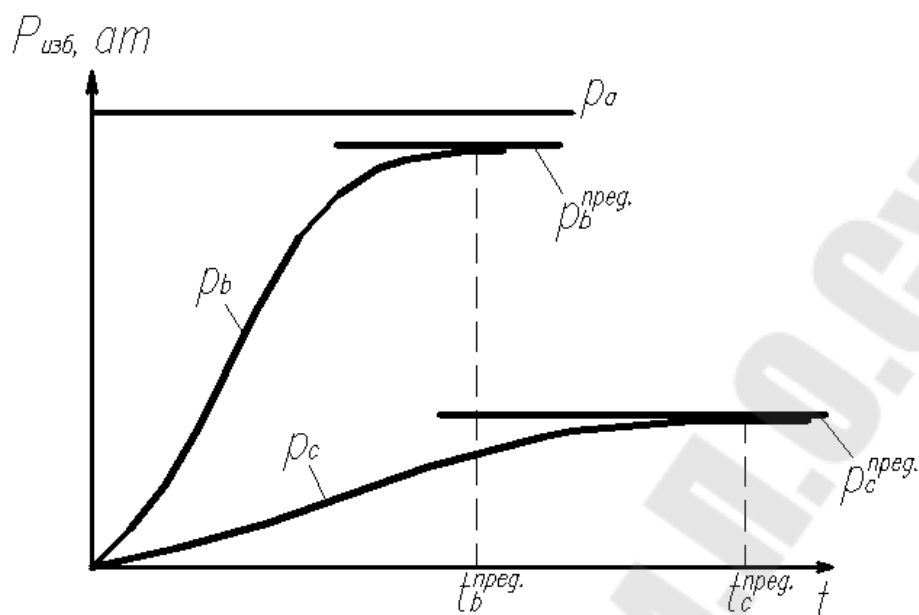


Рис. 3.4 Схема процессов в пескодувном резервуаре и в технологической емкости

Непосредственно из уравнений (3.14) нетрудно установить, что скорость возрастания давления  $p_b$  в пескодувном резервуаре, а значит и время  $t_b^{пред}$ , в течение которого достигается предельное давление в резервуаре (рис. 3.4), в основном определяются отношением  $f_0/V_b$ . Чем больше это отношение, тем больше  $dp_b/dt$ , тем меньше  $t_b^{пред}$ . Таким образом, отношение  $f_0/V_b$  является другим важнейшим конструктивным параметром пескодувной машины, определяющим ход процесса.

Расчеты кривых роста давления  $p_b$  некоторых пескодувных машин показывают, что в первом приближении можно принять рост  $p_b$  по закону прямой линии с достижением предельного давления в течение промежутка времени 0,1—0,15 с. При этом если взять избыточное давление в сети  $p_a = 5$  ат, часто встречающееся в практике, то можно считать, что предельное давление  $p_b^{пред}$  получается на 0,3 ат ниже, чем  $p_a$  (рис. 3.5).

*Процесс в технологической емкости.* Процесс возрастания во времени давления воздуха  $p_c$  в технологической емкости описывается кривой (см. рис. 3.4), рассчитываемой по уравнению (3.16) (для верхней вентиляции ящика, без учета сопротивления фильтрации че-

рез слой смеси).

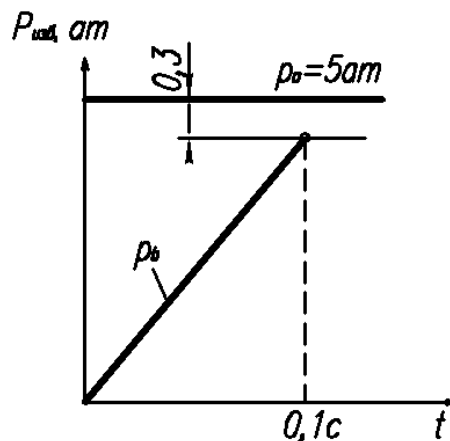


Рис. 3.5 Приближенный график процесса в пескодувном резервуаре  
 Давление  $p_c$  также приближается к некоторому предельному уровню  $p_c^{nped}$ , значение которого найдем, положив  $dp_c/dt = 0$ , в уравнении (3.16):

$$p_c^{nped} = p_b \left( \frac{\psi_1 \cdot \mu_1 f_1}{\psi_2 \cdot \mu_2 f_2} \right)^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (3.18)$$

Максимальное противодействие  $p_c^{nped}$ , развивающееся в технологической емкости в конце процесса заполнения его смесью, должно быть по возможности низким, так как с увеличением этого противодействия падает скорость рабочей струи смеси и ее живая сила, т. е. основной фактор уплотнения. Из выражения (3.18) следует, что величина  $p_c^{nped}$  определяется отношением  $f_1/f_2$  или  $f_{жс1}/f_2$ . Это отношение, или же обратное ему отношение  $f_2/f_1$ , характеризует степень вентиляции технологической емкости и является одним из основных технологических факторов, определяющих процесс.

Что касается предельного времени  $t_c^{nped}$ , в течение которого заканчивается процесс наполнения смесью технологической емкости (заканчивается весь пескодувный процесс), то из уравнения (3.16) можно видеть, что скорость процесса  $dp_c/dt$ , а значит и время  $t_c^{nped}$  в основном зависят от отношения  $f_1/V_c$  или  $f_{жс1}/f_c$ . Чем больше отношение  $f_1/V_c$ , тем быстрее протекает процесс, тем меньше  $t_c^{nped}$ . Это

отношение  $f_1/V_c$  характеризует меру интенсивности надува технологической емкости и также является одним из важнейших технологических параметров пескодувного процесса.

Таким образом, основными конструктивными и технологическими параметрами, определяющими кинетику пескодувного процесса, следует считать рассмотренные выше четыре величины:  $f_0/V_b$ ,  $f_0/f_1$ ,  $f_1/V_c$  и  $f_2/f_1$ .

*Расчет расхода сжатого воздуха.* Расход сжатого воздуха удобнее всего определить по ступени  $a \rightarrow b$  пескодувного процесса. Мгновенный расход воздуха по массе составит

$$dQ = \mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_0}{\nu_0}} dt. \quad (3.19)$$

На рис. 3.6 в верхней части диаграммы представлено возрастание абсолютного давления  $p_b$  от 1 ат до  $(p_a - 0,3)$  ат по прямой линии до отметки времени 0,100 с, как это можно принять для средних условий при приближенном расчете. После  $t_3 = 0,100$  с и до конца дутья, именно до  $t_4 = 0,150$  с, абсолютное давление  $p_b$  остается постоянным и равным  $(p_a - 0,3) \text{ ат} = 6 - 0,3 = 5,7 \text{ ат}$ .

При таком принятом для упрощения расчета изменении давления  $p_b$  в течение процесса величина  $\psi_0$  будет изменяться следующим образом.

На участке  $a$ , пока абсолютное давление  $p_b$  будет меньше критического давления  $p_{кр}^{a \rightarrow b} = 0,528 p_a = 3,168$  ат, т. е. в интервале от точки 1 до точки 2, на протяжении времени от  $t_1 = 0$  до  $t_2 = 0,046$  с, величина  $\psi_0 = \psi_{\max} = 2,15$  (см. кривую изменения  $\psi_0$  по времени в нижней части рис. 3.6).

На участке  $b$  при возрастании  $p_b$  от  $p_{кр}^{a \rightarrow b}$  до  $(p_a - 0,3)$  ат, т. е. в интервале от точки 2 до точки 3, на протяжении времени от  $t_2 = 0,046$  до  $t_3 = 0,100$  с, величина  $\psi_0 = \text{var}$ , зависящая от отношения  $p_b/p_a$ , будет постепенно уменьшаться.

Наконец, на участке  $c$ , при постоянном  $p_b$ , равном  $(p_a - 0,3) \text{ ат} = 5,7 \text{ ат}$ , в интервале от точки 3 до точки 4, на протяжении времени от  $t_3 = 0,100$  до  $t_4 = 0,150$  с, величина  $\psi_0$  не изменяется и имеет значение, соответствующее неизменяющемуся здесь отношению  $p_b/p_a$ .

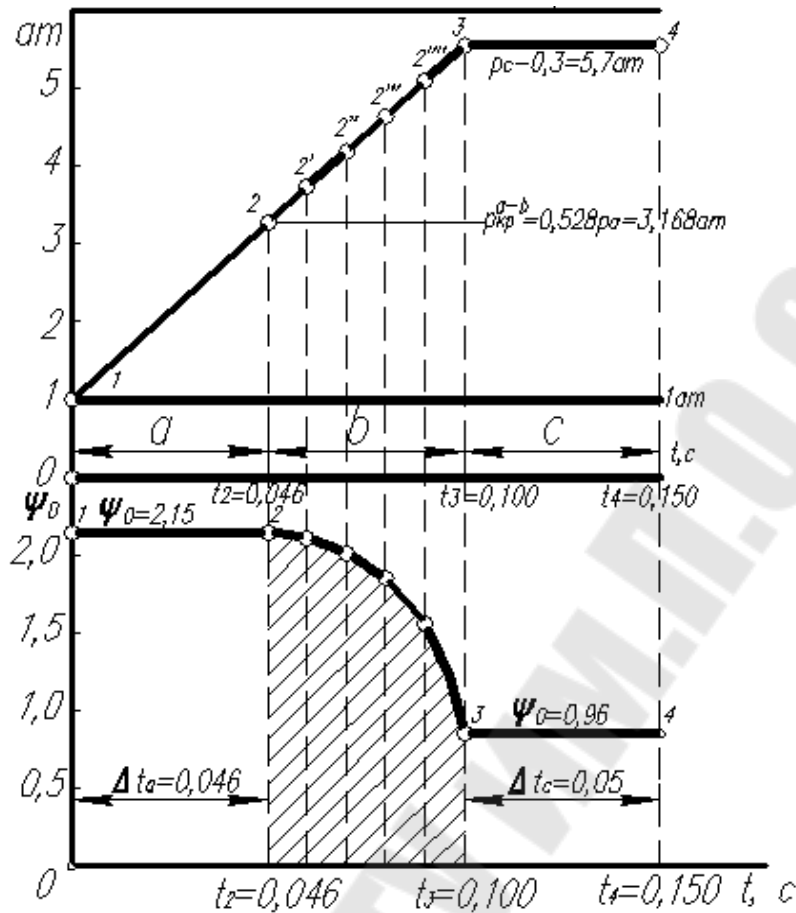


Рис. 3.6 Схема к расчету расхода сжатого воздуха в пескоструйном процессе

Суммарный расход воздуха за весь процесс можно представить по участкам в виде суммы трех слагаемых следующим образом:

$$Q = \int_0^4 \mu_0 f_0 \psi_0 \sqrt{\frac{p_a}{v_a}} dt = \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \left[ \psi_{\max} \Delta t_a + \int_{t_2}^{t_3} \psi_0 dt + (\psi_0)_c \Delta t_c \right], \quad (3.20)$$

где  $(\psi_0)_c$  — значение  $\psi_0$  на участке  $c$ .

Вычисляем  $\psi_0$  для промежуточных точек на участке  $b$ , а также величину  $(\psi_0)_c$  для точки 3:

Точки	2'	2''	2'''	2''''	3
$t$	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100
$p_b$	3,825	4,294	4,763	5,232	5,700
$p_b/p_a$	0,637	0,716	0,794	0,872	0,950
$\psi_0$	2,09	1,98	1,78	1,49	0,96

Строим по точкам кривую  $\psi_0$  на участке  $b$ . Площадь под ней

(заштрихована на графике) и будет равна интегралу  $\int_{t_2}^{t_3} \psi_0 dt$ , входящему в формулу расчета воздуха. В нашем случае эта площадь составляет  $0,098 \text{ м}^2$ .

Если принять при некотором типовом режиме дутья рост давления воздуха в пескодувном резервуаре согласно рис. 3.6, но несколько увеличить время дутья, взяв его с запасом, равным  $0,200 \text{ с}$  (вместо  $0,150 \text{ с}$ , как на рис. 3.6), то, очевидно, для любой пескодувной машины, работающей по этому режиму дутья, величина выражения в квадратной скобке формулы (3.20) составит

$$[2,15 \cdot 0,046 + 0,098 + 0,96 \cdot 0,1] = 0,099 + 0,098 + 0,096 = 0,293 \text{ м}^2$$

Следовательно, объемный расход свободного воздуха на одну операцию надува для любой пескодувной машины и при абсолютном давлении воздуха в сети  $6 \text{ ат}$  будет

$$V = 0,84 \cdot 0,293 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot 10^4}{0,14}} f_0 = 128 f_0 \text{ м}^3$$

где  $f_0$  - проходное сечение клапана дутья при полном открытии его;  $0,84$  - удельный объем воздуха  $\nu_{\text{тех}}$  при технических условиях;  $0,8 = \mu_0$  - коэффициент расхода клапана дутья.

Выразив  $f_0$  в  $\text{см}^2$  и округляя, получим окончательно

$$V = 0,0128 f_0 \text{ м}^3 \text{ св.} \quad (3.21)$$

Так, для пескодувной машины мод. 287 проходное сечение клапана дутья  $f_0 = 1580 \text{ мм}^2 = 15,8 \text{ см}^2$  и расход свободного воздуха на одну выдувку по формуле (3.21) будет  $V = 0,0128 \cdot 15,8 = 0,2 \text{ м}^3$ .

При другом абсолютном давлении воздуха в сети  $p \neq 6 \text{ ат}$  расход  $V$ , очевидно, изменяется пропорционально выражению  $\sqrt{p_a/p_b}$ , как это следует из уравнения (3.20). Выразив  $\nu_a$  через параметры воздуха при технических условиях: абсолютное давление  $p_d = 1 \text{ ат}$  и  $\nu_d = \nu_{\text{тех}} = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}$ , получим

$$\nu_a = \frac{0,84}{p_a^{1/k}}$$

$$\text{и } \sqrt{\frac{p_a}{\nu_a}} = \frac{1}{\sqrt{0,84}} p_a^{\frac{k+1}{2k}} = \frac{1}{\sqrt{0,84}} p_a^{0,85}.$$



Таким образом, при изменении давления воздуха в сети в некоторых пределах, не меняющих существенно количественного характера изменения величин  $\psi_0$  по ходу процесса, расход воздуха на пескоудувный процесс будет изменяться пропорционально значению  $p_a^{0,85}$ . Так, если  $V_5$  — расход, рассчитанный по формуле (3.21), т. е. для избыточного давления в сети 5 ат, то для других давлений  $p_a$  расход  $V_p$  составит при избыточном давлении  $p_a = 6;5;4$  ат  $V_p/V_5 = 1,14;1,0;0,855$ .

#### **Тема 4. Анализ рабочих процессов и выбор параметров запирающих механизмов**

*Задание по теме: Провести расчет параметров запирающих механизмов машины литья под давлением.*

В современных машинах используются различные типы запирающих механизмов. Единая их классификация отсутствует, а в литературных источниках можно встретить самые разнообразные названия: гидравлические, гидрорычажные, коленорычажные, клиновые, комбинированные и т.д. Будем определять тип запирающего механизма в соответствии с механизмом, выполняющим основную функцию - запираение пресс-формы, и выделим три основных типа: рычажные, гидравлические и клиновые. Большинство механизмов имеют гидравлический привод, и специально выделять это или акцентировать внимание на этом в дальнейшем не будем.

**Рычажные запирающие механизмы.** Большинство современных машин имеют рычажные запирающие механизмы. Это механизмы с совмещенными функциями. В принципе здесь речь идет о механизмах с рычажными усилителями, которые, как условились, будем называть рычажными запирающими механизмами независимо от типа привода, хотя обычно имеется в виду гидравлический привод.

*Общая схема механизма и ее разновидности.* Простейший рычажный запирающий механизм представляет собой кривошипно-шатунный механизм, ползуном в котором является подвижная плита машины.

При проектировании тяжело нагруженных механизмов стремятся избегать изгибающих моментов, вызывающих значительные деформации и перекосы элементов конструкции.

Простейший кривошипно-шатунный механизм создает силу на ползуне в одной точке и, следовательно, деформации и перекосы плит неизбежны. Поэтому в машинах литья под давлением обычно применяют сдвоенные кривошипно-шатунные механизмы (кривошипы  $ab$ ,  $a'b'$ , шатуны  $bc$ ,  $b'c'$ ), расположенные симметрично относительно оси машины и имеющие общий привод от гидроцилиндра 1 через рычаги  $de$  и  $d'e'$  (рис. 4.1). С целью уменьшения деформаций изгиба плит 2 и 5 шарниры  $a$ ,  $a'$  размещают вблизи осей колонн, а шарниры  $c$ ,  $c'$  несколько смещают к центру ( $aa' > cc'$ ).

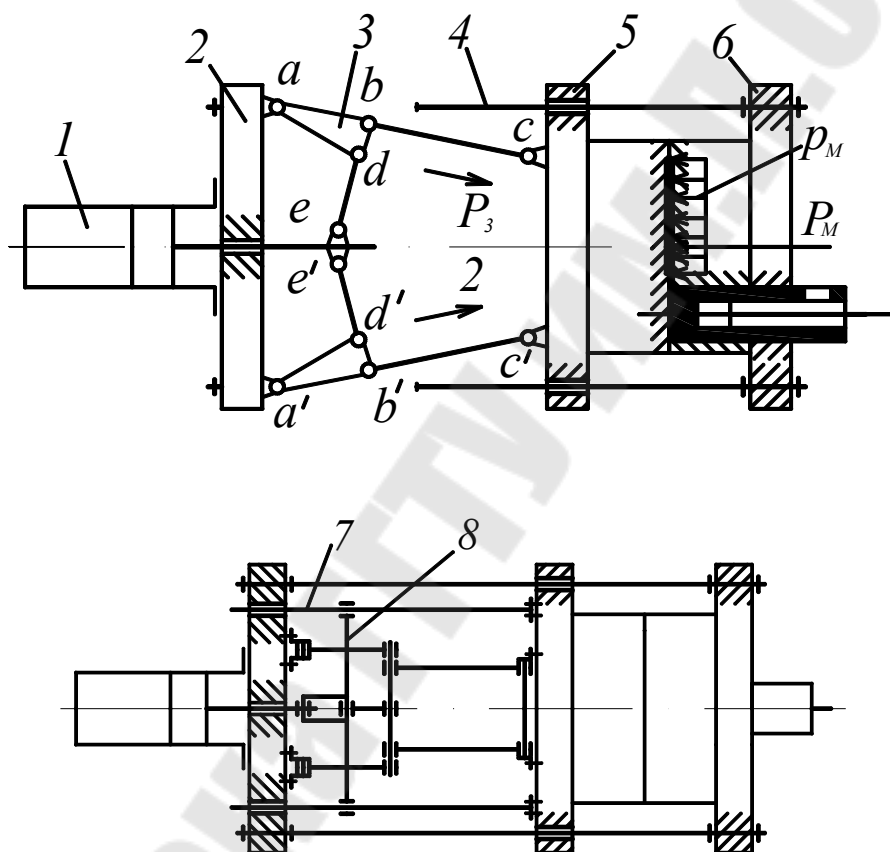


Рис. 4.1 Общая схема рычажного запирающего механизма: 1 - гидроцилиндр; 2, 6 - неподвижные плиты; 3 - рычажный механизм; 4 - направляющая; 5 - подвижная плита; 7 - направляющее уравнивающее устройство; 8 - траверса

Шарниры  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  воспринимают все силы запираения. Для уменьшения давления на контактных поверхностях и срезающих напряжений в осях шарниров рычажный механизм набирают из пластин, занимающих почти все пространство между колоннами в горизонтальной плоскости. На рис. 4.1 условно показаны лишь две пары таких пластин.

С целью повышения устойчивости механизма в горизонтальной плоскости и увеличения общей площади контактных поверхностей в шарнирах на средних и крупных машинах параллельные пластины конструктивно объединяют в единые детали.

Чтобы обеспечить одинаковые условия работы шарниров  $a, a', c, c'$  и  $b, b'$  (одинаковые площади контактных поверхностей шарниров) для приводных рычагов  $de$  и  $d'e'$  выполняют дополнительные шарниры  $d$  и  $d'$  на кривошипах. Шарниры  $d$  и  $d'$  в этой связи будем называть дополнительными, или разгрузочными.

Схему рычажного запирающего механизма, приведенную на рис. 4.1, можно считать наиболее общей и охарактеризовать механизм как сдвоенный, симметричный с неодинаковыми расстояниями между шарнирами ( $aa' > cc'$ ) и дополнительными (разгрузочными) шарнирами  $d$  и  $d'$ .

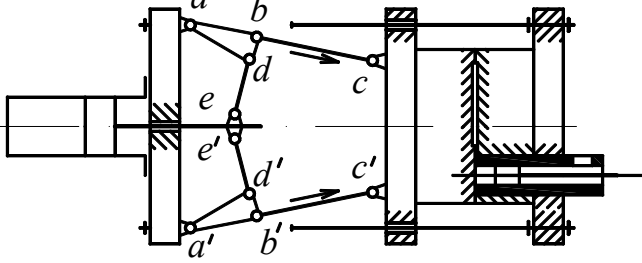
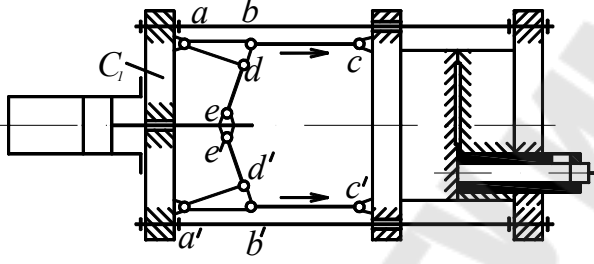
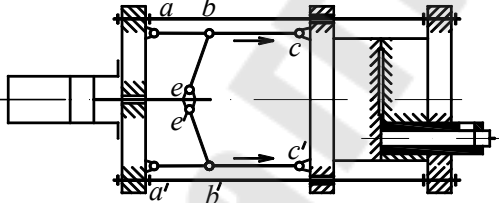
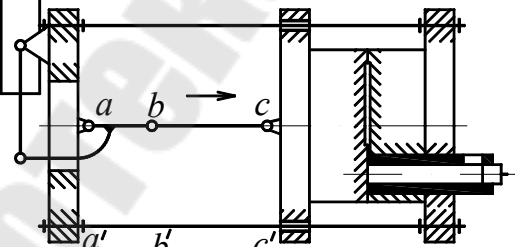
При запирании пресс-формы рычаги  $ab, bc$  и  $a'b', b'c'$  занимают положение, близкое к мертвому. При  $aa' > cc'$  рычажный механизм устойчив в вертикальной плоскости. Чтобы исключить появление боковых сил на штоке цилиндра 1, в горизонтальной плоскости вводят так называемое уравнительное устройство. Обычно оно состоит из направляющих 7, закрепленных на подвижной плите 4, и поперечной траверсы 8, перемещающейся по этим направляющим. С траверсой соединяют шток цилиндра и приводные рычаги  $de$  и  $d'e'$ .

Общая схема запирающего механизма получена из условий его работы с учетом действующих нагрузок. Однако для изготовления такой механизм сложен. Реальная конструкция всегда является компромиссным решением, удовлетворяющим в определенной мере различным, часто противоречивым требованиям. Поэтому в конструкциях рычажных запирающих механизмов используют следующие упрощения (табл. 4.1).

Для средних машин литья под давлением ( $p_3 \leq 10 \text{ МН}$ ) по технологическим соображениям принимают  $aa' = cc'$ , увеличивая при этом жесткость плит. Такой запирающий механизм имеют, например, машины моделей 71108 и 711Б08. Для механизмов с  $aa' = cc'$  уравнительное устройство обязательно для повышения устойчивости (по Эйлеру) в вертикальной плоскости и исключения боковых нагрузок на шток гидроцилиндра.

Таблица 4.1

## Типы рычажных запирающих механизмов

Схема	Признак
<p style="text-align: center;">Общая схема</p> 	$aa' \neq cc';$ $bd = b'd' \neq 0$
<p style="text-align: center;">Упрощенные схемы</p> 	$aa' = cc';$ $bd = b'd' \neq 0$
	$aa' = cc';$ $bd = b'd' = 0$
	Одиночный

Для относительно малых машин ( $p_3 \leq 1$  МН) дополнительно исключают разгрузочные шарниры  $d$  и  $d'$  ( $aa' = cc'$ ,  $bd = b'd' = 0$ ). Запирающий механизм этого типа имеют машины моделей 5A12 и 713A05.

Для самых малых машин иногда используют одиночные рычажные запирающие механизмы.

Идеальные (кинематические) характеристики. Сила  $P_3$ , которую может развить рычажный запирающий механизм на подвижной плите машины при постоянной силе  $P_{Ц}$  на штоке цилиндра, в первую очередь зависит от положения рычагов или подвижной плиты 5 машины (рис. 4.1).

Если считать, как это обычно делается в элементарном курсе "Теория механизмов машин", все элементы механизма абсолютно жесткими ( $C_i = \infty$ ) и пренебречь силами инерции (малые скорости и ускорения движения), то искомую силу можно найти из системы уравнений равновесия звеньев механизма (рис. 4.2)

$$\sum_i F_{ix} = 0; \sum_i F_{iy} = 0; \sum_i F_{iz} = 0, \quad (4.1)$$

где  $i$  — звено (элемент) механизма;  $F_{ix}$ ,  $F_{iy}$  - проекции сил на оси соответственно  $x$  и  $y$ , действующих на каждый элемент механизма;  $M_{iz}$  - моменты сил относительно оси  $z$  для тех же звеньев механизмов. Для каждого звена момент  $M_z$  может быть взят относительно любой точки плоскости  $xу$ .

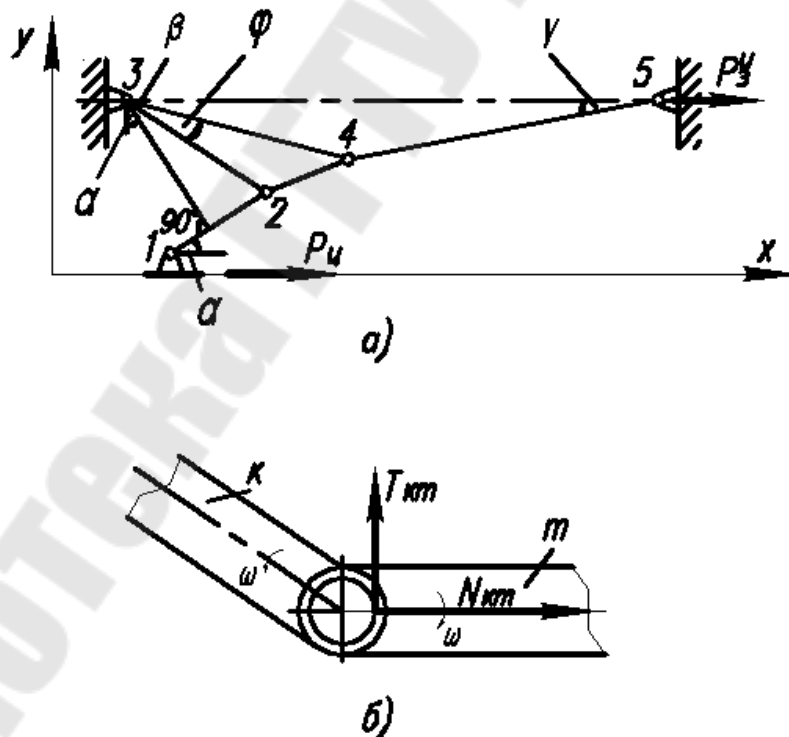


Рис. 4.2 Схемы к расчету кинематической характеристики рычажного запирающего механизма: а - расчетная; б - сил в шарнирах

Для составления системы (4.1)  $3i$  уравнений механизм расчлениют на отдельные звенья (рис. 4.2, а). Направления действия сил в

шарнирах  $N_{km}$  и  $T_{km}$  (звена  $k$  на звено  $m$ ) выбирают с учетом сил трения в соответствии с рис. 4.2, б.

Нормальную силу  $N_{km}$  при этом считают направленной вдоль оси рычага  $m$ , а силу трения  $T_{km}$ , возникающую в шарнире при вращении, - по касательной к поверхности оси шарнира.

Ввиду симметрии механизма относительно оси  $x$  уравнения  $\sum F_y \equiv 0$ ;  $\sum M_z \equiv 0$  для гидроцилиндра и плит машины могут быть исключены из системы (4.1) как тривиальные.

Для приведенной схемы нагрузки в шарнирах 3 - 5 определяются силой запираения и примерно одинаковые. Одинаковые, но меньшие нагрузки действуют и в шарнирах 1 и 2. Поэтому принимают радиусы осей шарниров  $r = r_3 = r_4 = r_5$  и  $r = r_1 = r_2$ .

Опуская рутинные преобразования и расчеты на ЭВМ, запишем решение системы уравнений (4.1) в виде

$$P_3^H = \eta P_{Ц} \quad (4.2)$$

$$\eta = \frac{l_{23}}{l_{34}} \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi + \beta) + f \frac{r_1}{l_{23}} \left[ 1 - 2 \frac{l_{23}}{l_{12}} \cos(\alpha + \varphi + \beta) \right]}{\sin(\beta + \gamma) + f \frac{r}{l_{34}} \left[ 1 + 2 \frac{l_{34}}{l_{45}} \cos(\beta + \gamma) \right]} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha} \quad (4.3)$$

где  $\eta$  - коэффициент усиления рычажного механизма;  $l$  с индексами номеров шарниров - длины соответствующих рычагов;  $f$  - коэффициент трения в шарнирах;  $\alpha, \beta, \gamma$  и  $\varphi$  - углы, определяющие положение рычагов (рис. 4.2, а).

Это решение может быть представлено в виде

$$P_3^H = P_{Ц} \eta^n x \quad \text{при} \quad x < x_0, \quad (4.4)$$

где  $x$  - обобщенная координата (ось симметрии механизма);  $\eta^n$  — коэффициент преобразования;  $\eta = \eta^n x$ ;  $x_0$  - координата, определяющая положение подвижной плиты в "мертвом" положении ненагруженного механизма.

Приведенное решение (4.4) определяет идеальную, или кинематическую характеристику рычажного запирающего механизма (рис. 4.3), т.е. максимальную силу  $P_3^H$ , которую в идеальном случае может создать рычажный запирающий механизм.

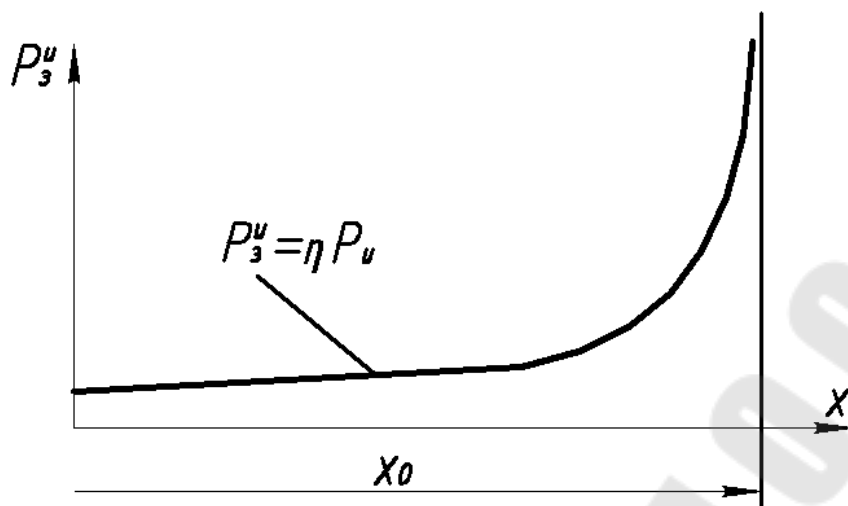


Рис. 4.3 Идеальная (кинематическая) характеристика рычажного запирающего механизма

Некоторые важные свойства этой характеристики следующие. В положении, близком к "мертвому", механизм имеет очень большое усиление, т.е. малому перемещению подвижной плиты машины соответствует очень большое усиление. При  $f = 0$  и  $\beta = \gamma = 0$ ,  $x = x_0$  коэффициент усиления  $\eta = \infty$ . При  $\beta = \gamma = 0$  и  $f \neq 0$  коэффициент усиления рычажного механизма

$$\eta = \frac{l_{23} \sin(\alpha + \varphi) + fr_1 \left[ 1 - 2 \frac{l_{23}}{l_{12}} \cos(\alpha + \varphi) \right]}{2fr \left[ 1 + \frac{l_{34}}{l_{45}} \right] \cos \alpha} \quad (4.5)$$

имеет конечное, но большое значение, которое может стать опасным для несущей конструкции самого механизма.

С целью исключения перехода за "мертвое" положение и улучшения условий раскрытия пресс-формы углы  $\beta$  и  $\gamma$  выбирают в пределах  $0 \dots 2,5$  град.

В положении, близком к "мертвому" ( $\beta \approx \gamma \approx 0$ ), рычажный механизм становится самотормозящим, т.е. его положение не изменяется при приложении нагрузки (силы) к подвижной плите и снятии давления в гидроцилиндре ( $P_{II} = 0$ ).

*Эффективные характеристики и обобщенная жесткость.* Идеальная характеристика  $P_3^{II}$  рычажного запирающего механизма фактически реализована быть не может.

Как уже было отмечено в задаче о нераскрытии пресс-формы,

рычажный, как и любой другой, запирающий механизм машины ЛПД является упругодеформируемой системой с некоторой обобщенной (приведенной) жесткостью  $C_3$ . Основные деформируемые элементы механизма с обозначением их жесткости приведены на рис. 4.4.

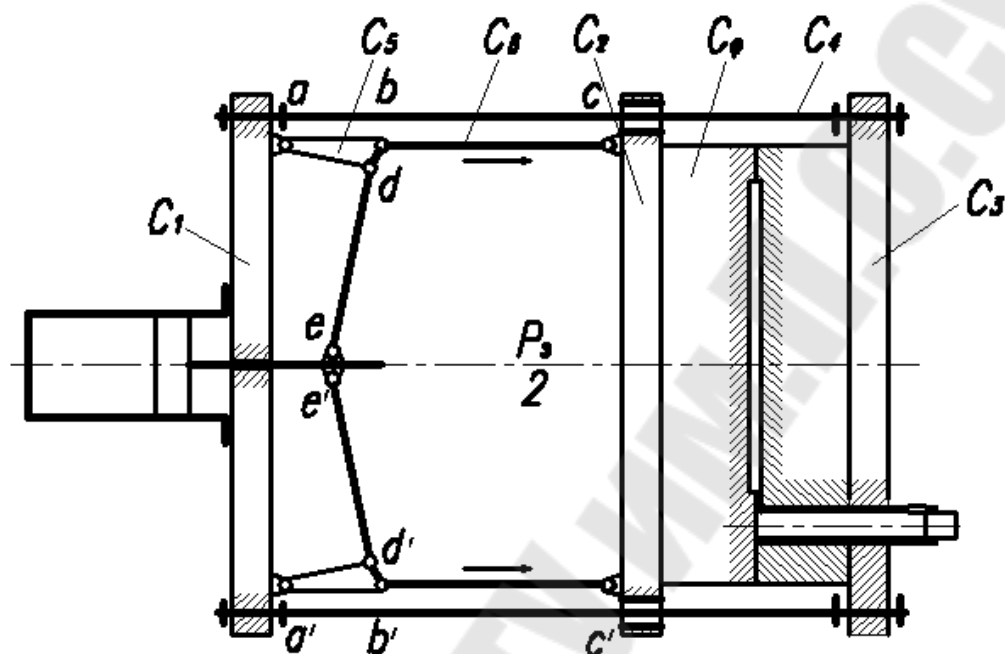


Рис. 4.4 Упругодеформируемые элементы, определяющие эффективную характеристику рычажного запирающего механизма

Чтобы выявить особенности работы запирающего механизма и оценить его обобщенную жесткость, примем пресс-форму недеформируемой (абсолютно жесткой  $C_\phi = \infty$ ). Будем также считать, что при закрывании пресс-формы (перемещении подвижной половины формы до соприкосновения с неподвижной) сила, создаваемая механизмом, мала. Потому деформациями механизма можно пренебречь.

С момента соприкосновения половин пресс-формы сила, создаваемая механизмом, резко возрастает. Прогибы плит и растяжение колонн обеспечивают дополнительное перемещение подвижной плиты (как бы увеличивая ход до "мертвого" положения), а сжатие рычагов уменьшает их длину. В результате создаваемая запирающим механизмом сила уменьшается по сравнению со значением, определяемым кинематической характеристикой.

Как и в задаче о нераскрытии пресс-формы, сила, действующая в механизме, может быть определена в соответствии с законом его деформирования:



$$P_3 = P_c \quad \text{при} \quad x \leq x_c;$$

$$P_3 = P_c + C_3(x - x_c) \quad \text{при} \quad x_c \leq x \leq x'_0, \quad (4.6)$$

где  $x_c$  — перемещение подвижной плиты при закрывании пресс-формы;  $x'_0$  — координата подвижной плиты в мертвом положении нагруженного механизма (при запертой пресс-форме);  $P_c$  — сила, создаваемая механизмом при перемещении подвижной половины пресс-формы;  $C_3$  — жесткость запирающего механизма, приведенная к обобщенной координате  $x$ .

Полученную зависимость (4.6), представленную на рис. 4.5, будем называть эффективной характеристикой рычажного запирающего механизма. Она определяет фактические (реальные) силы, которые механизм создает при сборке и запираении пресс-формы.

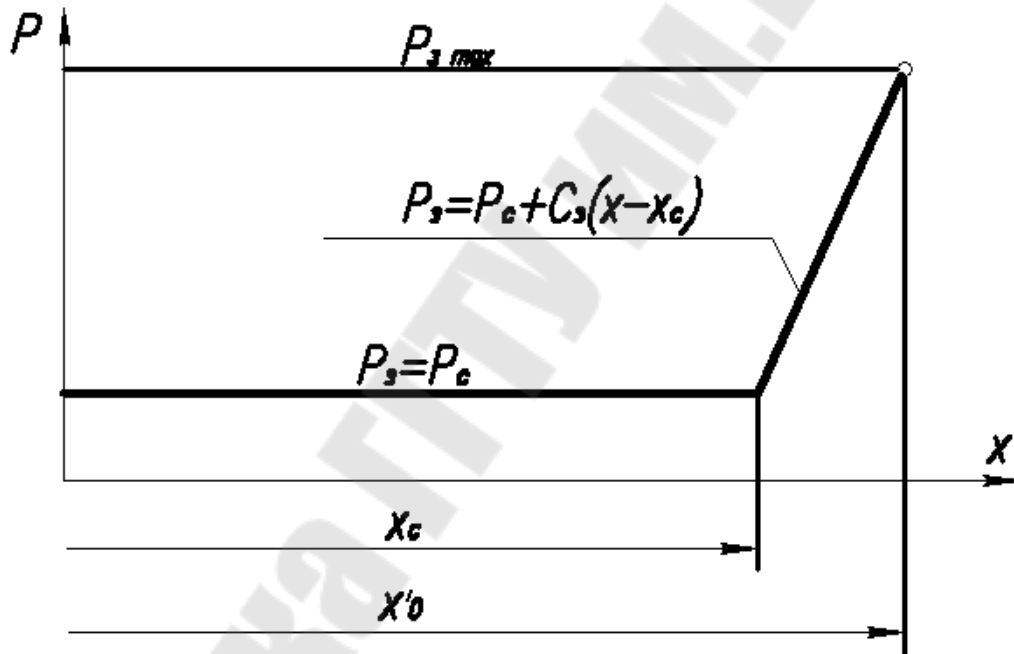


Рис. 4.5 Эффективная характеристика рычажного запирающего механизма

Сила  $P_c$ , необходимая для перемещения подвижной половины пресс-формы, определяется силами трения в подвижных соединениях, в том числе в шарнирах рычажного механизма. Поэтому построение эффективной характеристики практически сводится к отысканию приведенной жесткости  $C_3$  механизма.

При создании силы запираения деформируются все элементы механизма, в том числе элементы гидроцилиндра и приводные рычаги (2 - 1 на рис. 4.2, а и  $d_e$ ,  $d'e'$  на рис. 4.4). При этом положение рычагов

изменяется (они поворачиваются), т.е. жесткость  $C_3$  механизма переменна.

Однако при создании силы запираения механизм уже находится в положении, близком к "мертвому". Поэтому изменением проекций деформаций рычагов на ось  $x$  при их повороте можно пренебречь и приближенно считать жесткость  $C_3 = const$ .

Сила запираения создается в замкнутой цепи последовательно включенных элементов с жесткостями  $C_1 - C_6$  (см. рис. 4.4). В положении, близком к "мертвом", в эту цепочку не входят приводные рычаги и элементы гидроцилиндра, т.е. их жесткость для работы механизма значения не имеет.

При последовательном включении упругих элементов суммируется их податливость и общая (результатирующая) жесткость  $C_3^0$  цепи определяется соотношением

$$C_3^0 = \frac{1}{k_n (\sum 1/C_i)}, \quad (4.7)$$

где  $k_n$  - коэффициент дополнительной податливости, учитывающий деформации других элементов, в первую очередь осей шарнирных соединений.

Для определения жесткости  $C_3$ , приведенной к обобщенной координате  $x$ , воспользуемся преобразованием координат, исходя из сохранения сил запираения  $P_3$ , (а не потенциальной энергии, как это делается в задачах динамики):

$$P_3 = C_3^0 \sum |x_i| = C_3 \sum x_i.$$

Откуда

$$C_3 = C_3^0 \frac{\sum |x_i|}{\sum x_i}, \quad (4.8)$$

где  $x_i$  - проекции деформаций элементов запирающего механизма на ось  $x$ ;  $\sum |x_i|$  - их арифметическая сумма (сумма модулей);  $\sum x_i$  - их алгебраическая сумма (с учетом знаков, отражающих направление деформаций).

Таким образом, эффективная сила запираения пресс-формы определяется (см. формулы (4.6) и (4.8), рис. 4.6) фактическими упругими деформациями элементов рычажного запирающего механизма машины ЛПД.

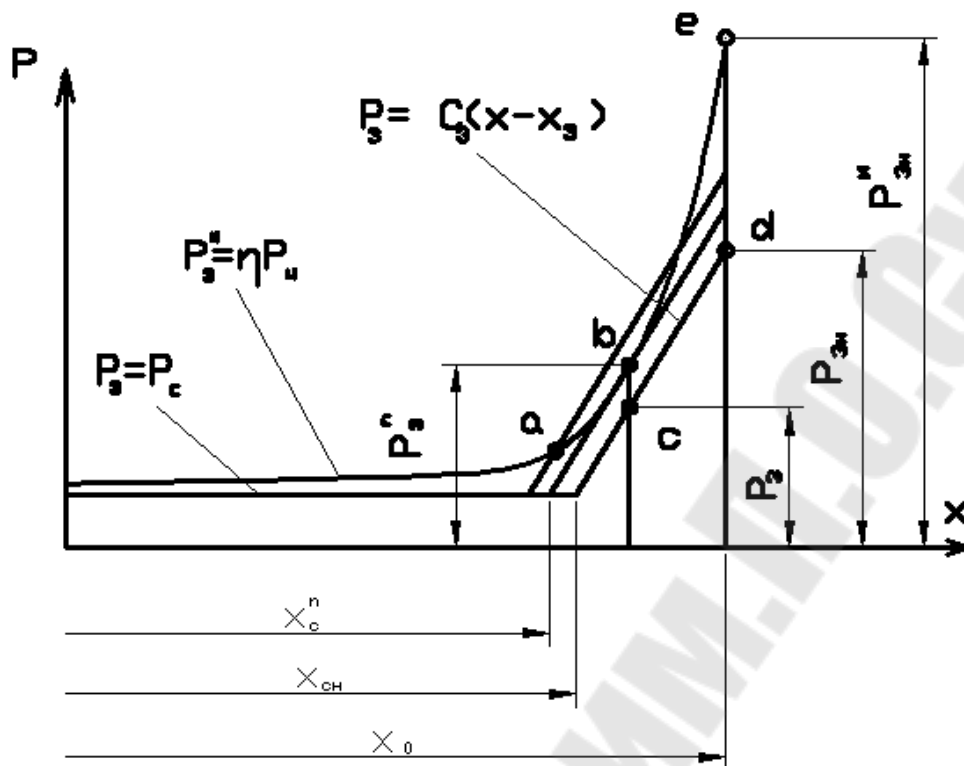


Рис. 4.6 Кинематическая и эффективная характеристики рычажного запирающего механизма

Как уже было отмечено, в положении запираения пресс-формы механизм самотормозящий. Поэтому при снятии давления жидкости в гидроцилиндре пресс-форма остается запертой, а запирающий механизм нагруженным. В перерывах работы механизма необходимо разгрузить - раскрыть пресс-форму.

*Выбор параметров.* Расчет и выбор геометрических размеров рычажной системы механизма производится методами теории механизмов машин и сопротивления материалов. Остановимся лишь на выборе эффективного коэффициента усиления  $\eta$ , механизма и согласовании его кинематической и эффективной характеристик (рис. 4.6).

Для обеспечения работоспособности механизма необходимо выполнение условия

$$P_3^{II} > P_3. \quad (4.9)$$

Это достигается выбором положения (координаты  $x_c$ ) рычагов механизма в момент соприкосновения половин пресс-формы. При слишком раннем соприкосновении половин пресс-формы эффективная характеристика пересекает идеальную (точка а) и дальнейшее перемещение подвижной плиты машины (запирание пресс-формы) становится невозможным ( $P_3^{II} < P_3$ ).

Существует предельное положение  $x_c^n$ , при котором эффективная характеристика в точке  $b$  касается идеальной. Положение эффективной характеристики выбирают так, чтобы в точке  $b$  обеспечивался запас по силе  $\frac{P_3^n}{P_3} = 1,2 \dots 1,25$ .

За номинальную силу  $P_{3н}$  принимают силу, обеспечиваемую запирающим механизмом в закрытом положении пресс-формы (в положении механизма, близком к "мертвому"). Эффективный коэффициент усиления при этом  $\eta_3 = 15 \dots 25$ .

Для упрощения на рис. 4.6 номинальная сила  $P_{3н}$  показана несколько некорректно. Положения подвижной плиты ненагруженного (кинематическая характеристика на рис. 4.3) и нагруженного (эффективная характеристика на рис. 4.5) механизма в общем случае не совпадают ( $x_0 \neq x_0'$ ). Однако рассмотренный выбор положения эффективной характеристики перекрывает возникающие погрешности.

*Настройка рычажных запирающих механизмов.* Малое изменение положения эффективной характеристики приводит к значительному изменению силы в рычажном запирающем механизме. Причины изменений момента соприкосновения полуформ (координаты  $x_c$ ) обусловлены следующим:

- 1) размерами используемых пресс-форм (при замене);
- 2) температурными изменениями размера пресс-формы (вдоль оси  $x$  машины) при изготовлении отливок;
- 3) температурными изменениями размеров элементов (деталей) рычажного запирающего механизма;
- 4) приработкой и износом деталей запирающего механизма.

Поддерживать стабильными все размеры невозможно. Поэтому машины литья под давлением с рычажными запирающими механизмами должны иметь устройства измерения силы запираения и механизмы настройки (современные машины автоматической подстройки) на заданную силу запираения.

*Механизмы настройки.* Известны два таких конструктивных решения. В одном решении настройку выполняют перемещением задней плиты вместе с запирающим механизмом и подвижной плитой одновременным вращением гаек всех четырех колонн. Задняя плита при этом монтируется на специальных направляющих (имеет "плавающее" крепление). Такой способ применяется в большинстве со-

временных машин.

Схема конструкции механизма настройки этого типа приведена на рис. 4.7. Зубчатые венцы гаек 2 колонн 1 находятся в постоянном зацеплении с общим зубчатым колесом 5, благодаря чему обеспечивается одновременное вращение гаек 2 всех четырех колонн. Зубчатое колесо смонтировано на опорных роликах 3 в проточке задней плиты машины и приводится во вращение от электродвигателя 10 через редуктор 9 и шестерню 6. С наружной стороны оно закрыто кожухом 8.

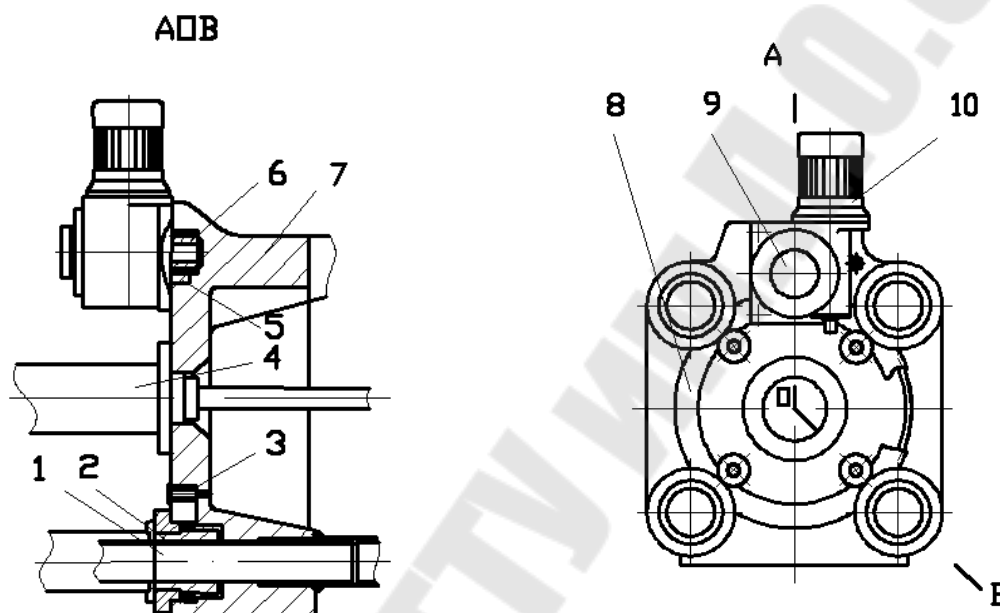


Рис. 4.7 Схема механизма настройки на заданную силу запираения машины ЛПД мод. 71108: 1 - колонна; 2 - гайка; 3 - опорный ролик; 4 - гидроцилиндр; 5 - зубчатое колесо; 6 - приводная шестерня; 7 - задняя плита машины; 8 - кожух шестерни; 9 - редуктор; 10 - электродвигатель

Начальную подстройку механизма на одинаковые силы во всех четырех колоннах выполняют гайками колонн на передней (неподвижной) плите машины.

В других вариантах конструкции механизма гайки колонн соединяются с синхронизирующим общим колесом (меньшего диаметра) через "паразитные шестерни".

В другом известном решении вводится дополнительная подвижная плита 7 (рис. 4.8, б). Подвижные плиты 5 и 7 соединены силовым винтом 4 с зубчатым венцом. Винт вращают с помощью электродвигателя через зубчатые передачи, перемещая дополнительную плиту 7 (на машине мод. 5А12 вручную, вращая ключом шестерню 6 за головку ее валика).

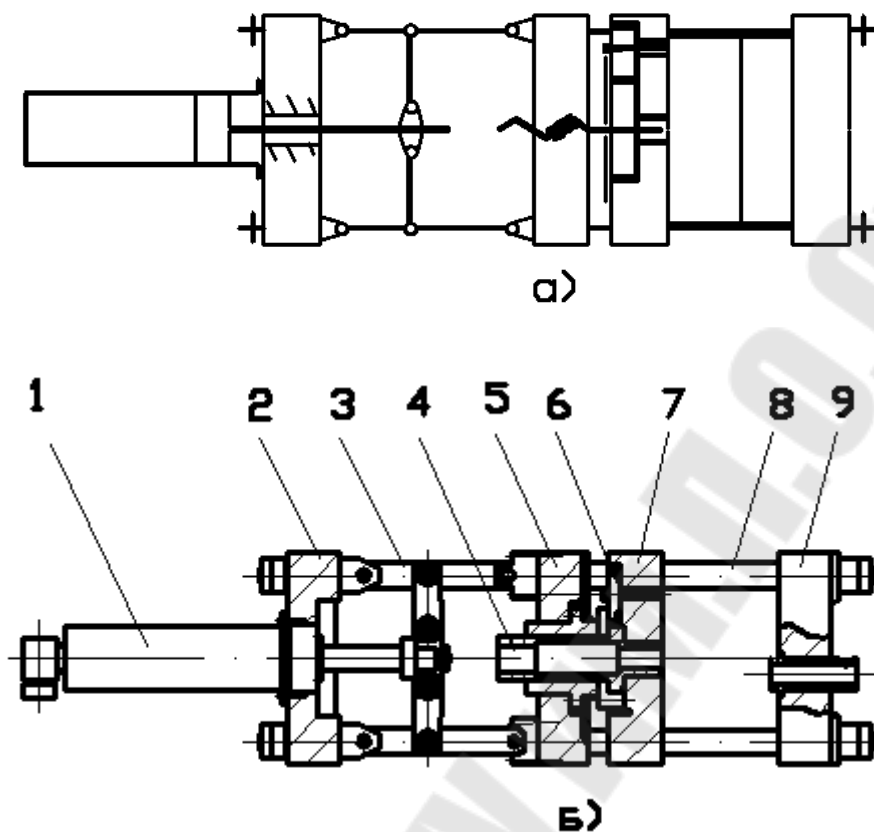


Рис. 4.8 Кинематическая (а) и конструктивная (б) схемы рычажного запирающего механизма с центральным винтовым механизмом настройки машины мод. 5А12: 1 - гидроцилиндр; 2 - задняя плита; 3 - рычажный механизм; 4 - силовой винт; 5 - подвижная плита; 6 - шестерня; 7 - дополнительная подвижная плита; 8 - направляющие (колонны) машины; 9 - передняя плита

*Контроль силы запираения.* Такой контроль практически всегда осуществляется по деформациям колонн машины. На современных машинах для их измерения используют тензометрические или индуктивные датчики. Деформации колонн должны оставаться в пределах упругой области, т.е. описываться законом Гука

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \quad (4.10)$$

где  $\sigma$  - напряжение;  $\varepsilon$  - деформация;  $E$  - модуль упругости.

С учетом площади  $F_k$  колонны сила  $P_k$  на ней определяется соотношением

$$P_k = \frac{\Delta l_\sigma}{l_\sigma} \cdot EF_k, \text{ или } P_k = k \cdot \Delta l_\sigma, \quad (4.11)$$

где  $k = EF_k/l_\sigma = const.$

Следовательно, для измерения силы в колонне достаточно измерить ее удлинение  $\Delta l_6$  на базовой длине  $l_6$ . При использовании тензOMETрических датчиков измерительный мост монтируется на специальной балке, фиксируемой в двух точках на колонне машины. Расстояние между ними и определяет базовую длину колонны.

В другом варианте в колонне 5 машины (рис. 4.9) сверлят осевое отверстие и в нем размещают стержень 6, прижимаемый к шарикам 7 пружиной 2. При заперении пресс-формы колонна деформируется. Стержень 6 при этом дополнительных нагрузок не несет, а поэтому не деформируется и его торец перемещается относительно торца колонны на величину удлинения колонны  $\Delta l_6$  на базовой длине  $l_6$ . Приблизительно базовую длину колонны можно определить как расстояние от торца гайки 3 колонны до плоскости контакта шарика 7 с колонной. Это перемещение измеряют индуктивным датчиком.

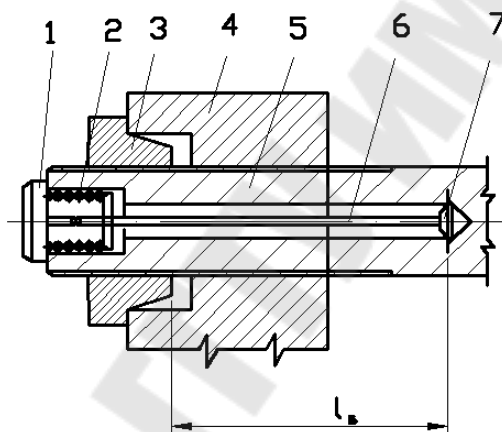


Рис. 4.9 Схема измерения силы заперения с индикатором часового типа (машина мод. 71108): 1 - индикатор; 2 - пружина; 3 - гайка; 4 - задняя плита машины; 5 - колонна; 6 - стержень; 7 - шарик

В простейших случаях (машины мод. 71108) используют механический индикатор 1 часового типа.

*Смазка запирающих механизмов.* Еще раз отметим, что запирающие механизмы машин ЛПД - тяжело нагруженные механизмы. В особенно тяжелых условиях работают шарниры рычажного запирающего механизма машины. Напряжения на рабочих поверхностях осей и пластин достигают напряжений схватывания (холодной сварки). Смазочный материал при этом выдавливается, шарниры работают в условиях "полусухого" трения. Поэтому их смазывание приобретает особое значение.

На малых машинах с относительно небольшими силами заперения может быть достаточным периодическое смазывание с помощью

шприца через масленки и систему каналов в пластинах и осях шарниров.

Для современных машин необходима централизованная смазочная система, а для машин автоматизированных комплексов требуется автоматическая программируемая смазочная система, обычно реализуемая с помощью специальных золотниковых питателей.

**Гидравлические запирающие механизмы.** В простейшем случае обычный гидроцилиндр можно считать гидравлическим запирающим механизмом с совмещенными функциями (рис. 4.10). Однако очевидно, что уже из-за большого расхода рабочей жидкости для создания больших сил такой механизм неприемлем. Для преодоления этих трудностей использовались известные решения, аналогичные рассмотренным для прессовых механизмов (см. табл. 4.1). Были созданы, например, механизмы с системой предварительного заполнения и мультипликатором для повышения давления рабочей жидкости в основном цилиндре при запираии пресс-формы.

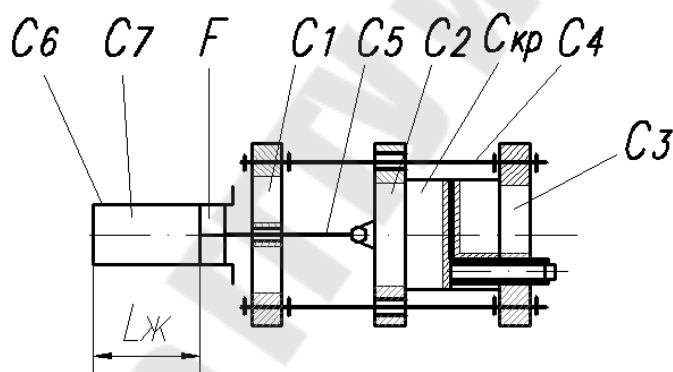


Рис. 4.10 Схема простейшего гидравлического запирающего механизма

Как уже отмечалось, из-за возможных утечек рабочей жидкости время, в течение которого мультипликатор создает давление, может быть ограничено. Вследствие этого по соображениям техники безопасности мультипликаторы в запирающих механизмах машин ЛПД в последние годы не применяются.

Следует обратить внимание на другую сторону проблемы. При анализе условий нераскрытия пресс-формы было установлено, что запирающий механизм машины ЛПД должен иметь жесткость, значительно превышающую жесткость прессового механизма.

Жесткость  $C_3^o$  (не приведенную на рис. 4.10) запирающего механизма с простым гидроцилиндром можно определить так же, как и



рычажного механизма:

$$C_3^o = \frac{1}{\sum C_i^{-1}}, \quad (4.12)$$

где  $C_i$  - жесткости элементов конструкции механизма (см. рис. 4.10).

Однако следует учитывать жесткости элементов гидроцилиндра:  $C_5$  его штока, корпуса  $C_6$ , и столба  $C_7$  рабочей жидкости в нем. Общая жесткость системы последовательно включенных упругих элементов (суммируются их податливости  $J_i = 1/C_i$ ) меньше жесткости элемента системы с минимальной жесткостью, которым является рабочая жидкость в гидроцилиндре механизма. Жесткость столба рабочей жидкости в гидроцилиндре

$$C_3^o = \frac{1}{\sum C_i^{-1}}, \quad (4.13)$$

где  $E_{жс}$  - объемный модуль упругости рабочей жидкости;  $F$  - площадь поршня цилиндра;  $L_{жс}$  - высота столба жидкости в цилиндре.

Объемный модуль упругости минеральных масел, используемых в качестве рабочих жидкостей в машинах ЛПД, в зависимости от температуры и давления  $E_{жс} = (1,2...2,5)10^4$  Па, т.е. более чем на порядок меньше модуля упругости стали. Уже по этой причине столб жидкости в гидроцилиндре имеет малую жесткость (в сравнении с жесткостью других элементов).

С увеличением давления модуль упругости жидкости несколько увеличивается. Однако даже при использовании аккумуляторов с поршневым разделителем сред машины ЛПД работают с загазованной жидкостью. При этом объемный модуль упругости жидкости при изменении ее давления в гидросистеме машины может изменяться весьма существенно (рис. 4.11).

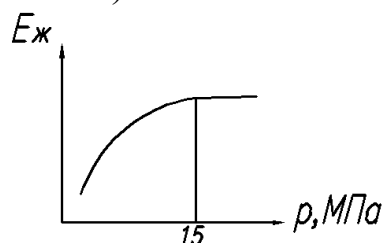


Рис. 4.11 Изменение модуля упругости  $E_{жс}$  рабочей жидкости от давления  $p$  в машинах ЛПД

Таким образом, выбор давления рабочей жидкости в современ-

ных машинах ЛПД около 15 МПа благоприятно сказывается на жесткости гидравлического запирающего механизма и, конечно, сила запираения должна создаваться при давлении в гидросистеме, равном аккумуляторному.

Другая причина малой жесткости гидравлического запирающего механизма (в том числе, например, при использовании системы с предварительным заполнением) - большая длина  $L_{жс}$  (см. (4.13)). Существенно повысить его жесткость можно только, уменьшая длину столба жидкости в цилиндре, т.е. при переходе к механизму с раздельными функциями и короткоходовому гидроцилиндру, выполняющему функцию запираения пресс-формы. В схеме такого механизма, реализованного фирмой Triulzi (Италия), в начале 60-х годов на машинах с усилием запираения 15...30 МН (рис. 4.12), короткоходовой плунжерный гидроцилиндр запираения пресс-формы размещен между двумя подвижными плитами 7 и 8 машины, перемещаемыми по направляющим 10.

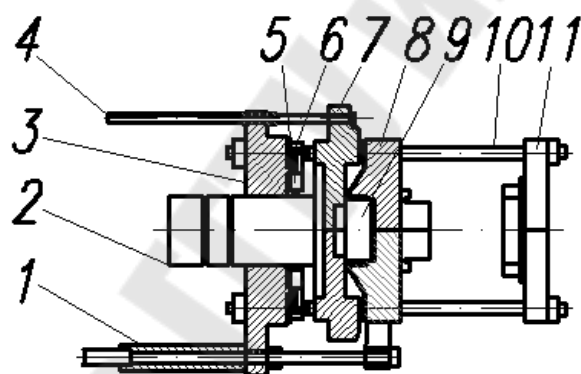


Рис. 4.12 Схема гидравлического запирающего механизма с раздельными функциями фирмы Triulzi (Италия)

Сближение полуформ осуществляется двумя диагонально расположенными плунжерными цилиндрами 4, смонтированными на неподвижной плите 3. При этом вместе с подвижными плитами 7 и 8 перемещается центральная колонна 2. После соприкосновения полуформ гидроцилиндры 6 вводят запорные ригели 5 в одну из проточек на колонне 2, соответствующую размеру используемой пресс-формы. Подвижная плита 7 оказывается зафиксированной относительно неподвижных плит 3 и 11 и при включении гидроцилиндра создается необходимая сила запираения пресс-формы. Раскрытие пресс-формы осуществляется двумя другими цилиндрами 1. При этом в конце хода плунжер 9 запирающего цилиндра возвращается в исходное положение.

Гидравлические запирающие механизмы с короткоходовыми цилиндрами отвечают предъявляемым к ним требованиям, в том числе по жесткости.

В последующие годы было запатентовано много гидравлических запирающих механизмов с отдельными функциями. В основном они различаются устройствами для фиксирования промежуточной подвижной плиты 7 и соответственно способом перестройки на другой размер пресс-форм.

**Клиновые запирающие механизмы.** Клиновые запирающие механизмы представляют еще один тип запирающих механизмов с отдельными функциями. Перемещение подвижной плиты машины при открывании и закрывании пресс-формы осуществляется гидроцилиндром 1 (рис. 4.13). Запирание пресс-формы выполняется клиновым механизмом с приводными гидроцилиндрами 3 через штанги 4.

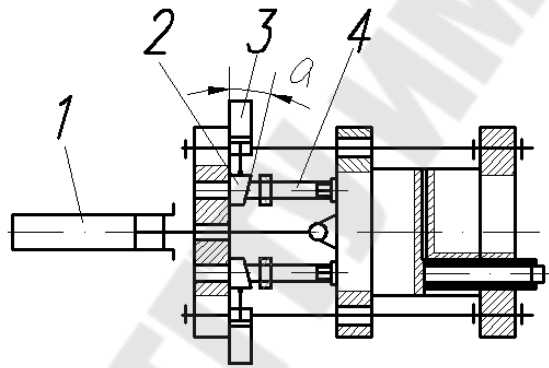


Рис. 4.13 Упрощенная схема клинового запирающего механизма (машина ЛПД мод. 517)

Общая сила  $P_{зк}$  запирания, создаваемая клиновым механизмом,

$$P_{зк} = P_{ц1} + nP_{к}, \quad (4.14)$$

где  $P_{ц1}$  - сила, создаваемая цилиндром 1;  $n$  - число клиньев 2;  $P_{к}$  - сила, создаваемая одним клином.

Сила  $P_{ц2}$ , которую должен создавать цилиндр 3 перемещения клина, определяется известными соотношениями:

при прямом ходе

$$P_{ц2} = P_{к} [tg(\varphi + \alpha) + tg\varphi]; \quad (4.15)$$

при обратном ходе

$$P_{ц2} = P_{к} [tg(\varphi + \alpha) - tg\varphi], \quad (4.16)$$

где  $\alpha$  - угол клина;  $\varphi = arctgf$  - угол трения. При этом предполагается коэффициент трения  $f$  на обеих рабочих поверхностях кли-

на одинаковым. Рекомендуется принимать  $f = 0,05.. .0,1$ .

Клиновые запирающие механизмы самотормозящие ( $\varphi > \alpha$ ) и имеют высокую жесткость. Однако работают в очень тяжелых условиях. Размеры рабочих поверхностей клиньев, как и шарниров рычажного запирающего механизма, выбирают по напряжениям смятия, выдавливания смазки и схватывания (холодной сварки).

Из-за технологических (высокой точности изготовления и сборки) и эксплуатационных трудностей в современных машинах ЛПД клиновые запирающие механизмы применяются редко.

**Комбинированные запирающие механизмы.** Как уже отмечалось, все механизмы с отдельными функциями можно считать комбинированными. Однако следует иметь в виду еще одну функцию - фиксирование дополнительной подвижной плиты, выполняемое одним из имеющихся механизмов. Как правило, это сложные механизмы.

Примером такого механизма является рычажно-клиновой запирающий механизм машины с силой запираения 25 МН фирмы Buhter (Швейцария). В нем сила запираения создается клиновым механизмом, а перемещение подвижной половины пресс-формы и фиксирование дополнительной подвижной плиты - рычажным. Для фиксирования плиты головки соединенных с ней рычагов заводятся на упоры на задней неподвижной плите машины. В такой конструкции силой запираения пресс-формы нагружена только группа шарниров на подвижной плите машины.

Очевидно, что клиновой механизм запираения пресс-формы может быть заменен короткоходовым гидроцилиндром большого диаметра. Получится рычажно-гидравлический механизм запираения пресс-формы. Возможны и другие решения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов П. Н. Оборудование литейных цехов. - М.: Машиностроение, 1977.
2. Аксенов П. Н., Орлов Г. М., Благодоров Б. П. Машины литейного производства. Атлас конструкций: Учебное пособие. - М.: Машиностроение, 1982.
3. Беликов О. А., Каширцев Л. П. Приводы литейных машин. - М.: Машиностроение, 1971.
4. Бессекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1975.
5. Белянин П. Н. Робототехнические системы для машиностроения. - М.: Машиностроение, 1986.
6. Горский А. И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. - М.: Машиностроение, 1978.
7. Зайгеров И. Б. Оборудование литейных цехов: Учебное пособие. - Мн.: Высшая школа, 1980.
8. Сафонов В. Я. Справочник по литейному оборудованию. - М.: Машиностроение, 1985.

## СОДЕРЖАНИЕ

Тема 1. Расчет конического литейного ковша с поворотным механизмом	3
<i>Теоретическая часть</i> .....	3
<i>Порядок проведения расчетов аналитическим методом</i> .....	5
<i>Порядок проведения расчетов графоаналитическим методом</i> ...	8
Тема 2. Расчет параметров рабочего процесса выбивных инерционных решеток.....	9
Методика расчета выбивных инерционных решеток.....	9
<i>Проектировочный расчет</i> .....	9
<i>Проверочный расчет</i> .....	11
<i>Расчетная схема</i> .....	12
<i>Общие уравнения движения двухмассовой виброударной системы</i>	13
<i>Область существования устойчивых режимов работы выбивных инерционных решеток</i> .....	16
<i>Режим возбуждения</i> .....	19
<i>Дебаланс вибровозбудителя</i> .....	21
<i>Регулирование амплитуды колебаний</i> .....	21
<i>Скорость транспортирования отливок</i> .....	25
Расчет нагруженных деталей выбивных инерционных решеток.....	29
<i>Расчет параметров дебалансных валов</i> .....	29
<i>Расчет параметров дебалансных дисков</i> .....	31
<i>Особенности расчета подшипников вибровозбудителя</i> .....	34
<i>Расчет жесткости упругих опор</i> .....	35
Тема 3. Аналитический расчет рабочего процесса пескодувной машины	38
<i>Характеристика задачи и вывод расчетных формул</i> .....	38
<i>Процесс в технологической емкости</i> .....	44
<i>Расчет расхода сжатого воздуха</i> .....	46
Тема 4. Анализ рабочих процессов и выбор параметров запирающих механизмов.....	49
Рычажные запирающие механизмы.....	49
<i>Общая схема механизма и ее разновидности</i> .....	49
<i>Идеальные (кинематические) характеристики</i> .....	53
<i>Эффективные характеристики и обобщенная жесткость</i> .....	55
<i>Выбор параметров</i> .....	59
<i>Настройка рычажных запирающих механизмов</i> .....	60
<i>Механизмы настройки</i> .....	60
<i>Контроль силы запираения</i> .....	62
<i>Смазка запирающих механизмов</i> .....	63
Гидравлические запирающие механизмы.....	64
Клиновые запирающие механизмы.....	67
Комбинированные запирающие механизмы.....	68
Литература.....	69ё

**Карпенко Валерий Михайлович**

**ОБОРУДОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ.  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ**

**Практикум  
по одноименным курсам  
для студентов специальности 1-36 02 01  
«Машины и технология литейного производства»  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано в печать 24.04.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 4,18. Уч.-изд. л. 4,03.

Изд. № 152.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе  
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.