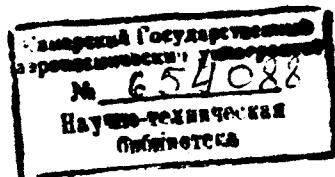


СГАУ: 6(У)
0-224

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА

ОБОРУДОВАНИЕ ПРОКАТНО- ПРЕССОВОГО ПРОИЗВОДСТВА

*Методические указания
к практическим занятиям*



САМАРА 2001

СГАУ: 6 + 621.471] (075)

55,35

Составитель В.Р.Каргин

УДК 621.97

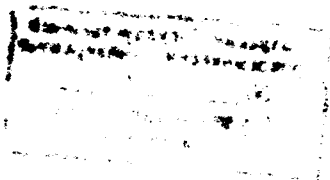
Оборудование прокатно-прессового производства: Метод. указания к практическим занятиям / Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Сост. В.Р. Каргин. Самара, 2001. 44 с.

Даны индивидуальные задания для расчета на прочность основных узлов листопркатных станов, горизонтальных гидравлических прессов и волочильных станов. Описана методика решения и приведен необходимый справочный материал.

Предназначены для студентов старших курсов металлургического факультета (специальность 11.06 – обработка металлов давлением) при выполнении самостоятельной работы на практических занятиях, курсовых и дипломных проектов. Подготовлены на кафедре «Обработка металлов давлением».

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева

Рецензент В.В. Уваров



1. РАСЧЕТ СТАНИНЫ РАБОЧЕЙ КЛЕТИ "ДУО"

1.1. Краткие теоретические сведения

Станина рабочей клетки - самая ответственная деталь прокатного стана, выполняемая с большим запасом прочности. Она представляет собой литую массивную жесткую раму (рис. 1,а). В середине станины выполнено окно 3 для установки и перевалки валков. Внизу станина снабжена приливами 4 с отверстиями под болты 5 для установки на фундамент. Верхнюю 2 и нижнюю части станины называют поперечинами, а боковые части 1 - стойками. Рассмотренная конструкция станины относится к станам закрытого типа. На практике иногда используют станины открытого типа (рис. 1,б). Эти станины характеризуются меньшей жесткостью, но более дешевы в изготовлении и обеспечивают смену валков при снятой крышке 6, которая крепится через отверстие 7.

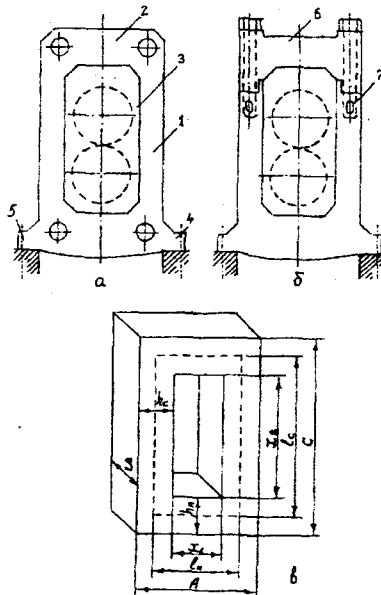


Рис. 1

Станина рабочей клетки – наиболее металлоемкая деталь прокатного стана. Ее масса составляет от 30 до 350 тонн. Станину обычно отливают из угле-

родистой стали марки 35Л или высокопрочного чугуна, содержащего шаровидный графит. Сечения стоек и поперечин чаще всего делают прямоугольными. Две станины, соединенные траверсами или стяжными болтами снизу и сверху, образуют конструктивную основу рабочей клетки.

Выбор размеров станины закрытого типа проводится на основе конструктивных соображений (рис. 1, в). Ширина окна в станине x_1 должна быть несколько больше диаметра бочки валков D , чтобы обеспечить смену валков вдоль их оси:

$$x_1 = 1,15D.$$

Высота окна станины x_1 должна обеспечить установку валков и конца нажимного винта, т.е.

$$x_2 = (1,2 \dots 1,3)(2D + z),$$

где z – максимальный раствор валков.

Так как шейки валка и стойки станины воспринимают одно и то же усилие прокатки P , то между их размерами установилось определенное эмпирическое соотношение

$$F_c = (1,0 \dots 1,2)d_m^2 = h_c S,$$

где h_c – ширина стойки; S – толщина станины (конструктивно $S = \frac{2}{3}h_c$), d_m – диаметр шейки валка ($d_m = (0,6 \dots 0,7)D$).

Длины стоек и поперечин по нейтральной линии

$$l_c = x_2 + h_n,$$

$$l_n = x_1 + h_c.$$

Высота поперечины h_n берется несколько больше, чем ширина стойки, чтобы уменьшить ее прогиб, т.е.

$$h_n = (1,1 \dots 1,5)h_c.$$

Габаритные размеры станины следующие:

$$A = x_1 + 2h_c,$$

$$C = x_2 + 2h_n.$$

Все давление металла на валки, возникающее при прокатке, воспринимается станинами. Поэтому, чтобы быть уверенным в том, что принятые при проектировании размеры станины выбраны правильно, необходимо провести ее расчеты на прочность и жесткость.

Для упрощения расчетов станину закрытого типа представляют в виде жесткой прямоугольной рамы, состоящей из двух одинаковых стоек и двух одинаковых поперечин. Со стороны нижнего валка и нижней подушки на нижнюю поперечину и со стороны нажимного винта на верхнюю поперечину действуют вертикальные силы Y , численно равные половине усилия прокатки, воспринимаемого шейкой валков, т.е. $Y = 0,5P$. Под действием силы Y в углах жесткой рамы возникают моменты M_0 (рис. 2, а).

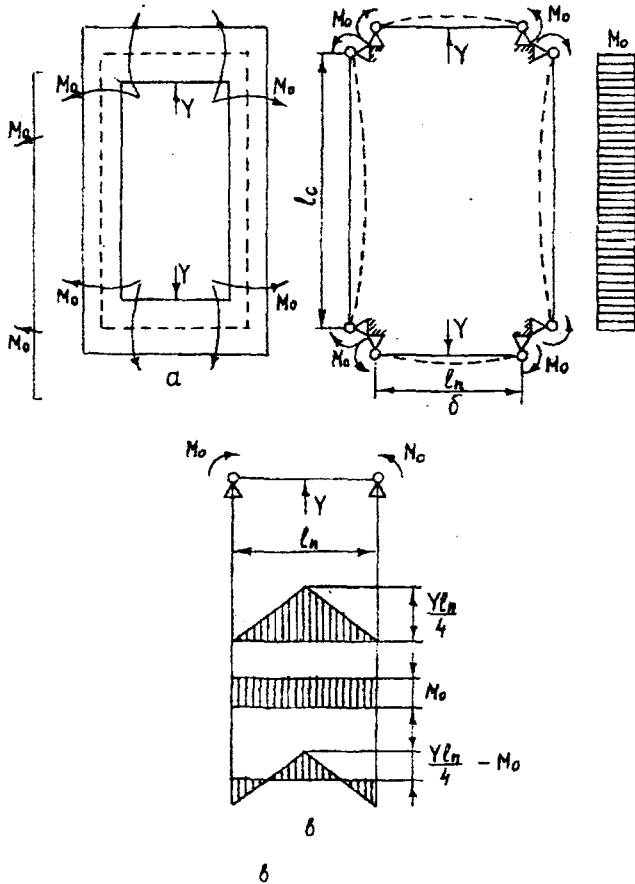


Рис. 2

Для определения напряжения условно представим жесткую раму, разрезанную в углах и образующую свободные двухопорные балки (рис. 2,б). Для учета влияния жестких углов в соединениях поперечин со стойками приложим к отрезанным балкам в опорах моменты M_0 .

Из рис. 2,б видно, что каждая стойка станины растягивается под действием силы $Y/2$ и изгибается внутрь окна постоянным по всей высоте стойки моментом. Напряжение растяжения в любом сечении стойки

$$\sigma_c' = \frac{0,5Y}{F_c}$$

Под действием M_0 наружная сторона стойки будет испытывать напряжение сжатия, а внутренняя - напряжение растяжения

$$\sigma_c'' = \frac{M_0}{W_c}$$

где W_c - момент сопротивления сечения стойки изгибу,

$$W_c = \frac{Sh_c^2}{6}$$

Таким образом, наиболее опасные напряжения растяжения, вызывающие разрушение, действуют на внутренних поверхностях стоек

$$\sigma_c = \sigma_c' + \sigma_c'' = \frac{0,5Y}{F_c} + \frac{M_0}{W_c} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_a}{K_3}$$

где σ_a - предел прочности материала станины; K_3 - коэффициент запаса прочности, с учетом динамического характера работы станины K_3 берется не менее 10.

Из рис. 2,б видно, что каждая поперечина изгибается наружу силой Y и внутрь моментом M_0 , т.е. их действие противоположно. В результате максимальный момент действует в середине поперечины (рис. 2,в):

$$M_n = \frac{Yl_n}{4} - M_0$$

и максимально растягивающее напряжение

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n} < [\sigma] = \frac{\sigma_a}{K_3}$$

где W_n - момент сопротивления сечения поперечины изгибу,

$$W_n = \frac{Sh_n^2}{6}$$

Для нахождения M_0 найдем углы поворота поперечины и стойки при изгибе. Из сопромата известно, что угол наклона касательной к изогнутой оси в точке опоры равен опорной реакции R от фиктивной моментной нагрузки, деленной на жесткость балки EJ . Для поперечины

$$\theta_n = \frac{R}{EJ_n}$$

где J_n - момент инерции сечения поперечины,

$$J_n = \frac{Sh_n^3}{12}$$

При изгибе поперечины сосредоточенной силой Y моментная нагрузка численно равна площади эпюры моментов

$$\frac{Y l_n l_n}{4 \cdot 2},$$

а фиктивная реакция на опоре - половине моментной нагрузки

$$R = \frac{Y l_n^2}{16}.$$

Тогда угол поворота

$$\theta_n' = \frac{Y l_n^2}{16 E J_n}.$$

При изгибе поперечины моментом M_0 , приложенным на опорах, площадь эпюры равна $M_0 l_n$, а опорная реакция $R = 0,5 M_0 l_n$. Угол поворота

$$\theta_n'' = \frac{M_0 l_n}{2 E J_n}.$$

Результирующий поворот от действия силы Y и момента M_0 представлен следующим образом:

$$\theta_n' - \theta_n'' = \theta_n = \frac{Y l_n^2}{16 E J_n} - \frac{M_0 l_n}{2 E J_n}.$$

Стойка изгибается только моментом M_0 , поэтому аналогично получим

$$\theta_c = \frac{M_0 l_c}{2 E J_c},$$

где J_c - момент инерции сечения стойки, $J_c = \frac{S h_c^3}{12}$.

Так как рама жесткая и углы поворота одновременно принадлежат поперечине и стойке, то $\theta_n = \theta_c$ или

$$\frac{Y l_n^2}{16 E J_n} - \frac{M_0 l_n}{2 E J_n} = \frac{M_0 l_c}{2 E J_c}.$$

Откуда

$$M_0 = \frac{Y l_n}{8} \frac{1}{1 + \frac{l_c J_n}{l_n J_c}}.$$

При листовой прокатке имеет значение не только прочность сжатия станины, но и ее жесткость, определяемая деформацией стоек и поперечин.

Общая деформация станины в вертикальном направлении складывается из деформаций ее поперечин и стоек (рис. 3):

$$f_{\Sigma} = f_1 + f_2 + f_3 < f,$$

где f_1 - величина деформации стоек, численно равная их удлинению от действия растягивающей силы,

$$f_1 = \frac{Y l_c}{2 E F_c};$$

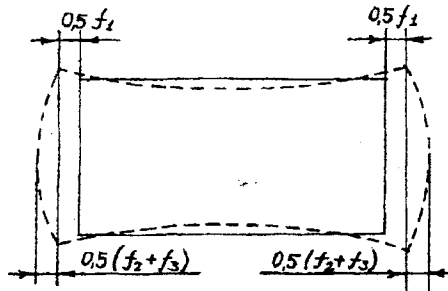


Рис. 3

f_2 - величина деформации поперечин, численно равная сумме прогибов при изгибе моментом M ,

$$f_2 = \frac{l_n^2}{4EJ_n} \left(\frac{Y l_n}{6} - M_0 \right);$$

f_3 - деформация поперечин, численно равная сумме прогибов при сдвиге от действия поперечных сил,

$$f_3 = 1,2 \frac{Y l_n}{2GF_n}.$$

Здесь G - модуль сдвига материала станины, $G = E / 3$.

1.2. Варианты заданий

Требуется спроектировать станину рабочей клетки "дуо" листопрокатного стана при следующих исходных данных (табл. 1):

1. Усилие прокатки P .
2. Ширина прокатываемой полосы B .
3. Максимальный раствор валков Z .
4. Допускаемое напряжение материала станины $[\sigma]$.
5. Допустимая деформация f станины в вертикальном направлении.
6. Отношение длины бочки валка к его диаметру L/D :

Номер группы	1	2	3	4	5
L/D	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6

7. Модуль упругости материала станины $E = 200000$ МПа.

8. Длина бочки валка $L = (1,05 \dots 1,1)B$.

Проектирование включает в себя следующие этапы:

1. Определение размеров станины.
2. Выполнение чертежа станины с размерами.
3. Расчет станины на прочность.
4. Расчет станины на жесткость.
5. Выводы.

В выводах необходимо указать: удовлетворяют ли выбранные размеры станины предъявляемым требованиям по прочности и жесткости, а также описать способ изготовления станины и рекомендуемый материал.

Таблица 1

Исходные параметры

Номер варианта	P , кН	B , м	Z , м	$[\sigma]$, МПа	f , мм
1	15000	1,5	0,20	5	0,40
2	16000	1,6	0,25	5	0,41
3	17000	1,7	0,30	5	0,42
4	18000	1,8	0,35	5	0,43
5	19000	1,9	0,40	5	0,44
6	20000	2,0	0,20	5	0,45
7	21000	2,1	0,25	5	0,46
8	22000	2,2	0,30	5	0,47
9	23000	2,3	0,35	5	0,48
10	24000	2,4	0,40	5	0,49
11	25000	2,5	0,20	6	0,50
12	26000	1,6	0,25	6	0,51
13	27000	1,7	0,30	6	0,52
14	28000	1,8	0,35	6	0,53
15	29000	1,9	0,40	6	0,54
16	30000	2,0	0,20	6	0,55
17	15000	2,1	0,25	6	0,56
18	16000	2,2	0,30	6	0,57
19	17000	2,3	0,35	6	0,58
20	18000	2,4	0,40	6	0,59
21	19000	2,5	0,20	4	0,60
22	20000	1,5	0,25	4	0,40
23	21000	1,6	0,30	4	0,41
24	22000	1,7	0,35	4	0,42
25	23000	1,8	0,40	4	0,43

1.3. Контрольные вопросы

1. Как делятся станины по своей конструкции?
2. Что представляет собой станина закрытого типа?
3. Как называют верхнюю, нижнюю и боковые части станины?
4. Как определяют размеры окна станины?
5. Сколько станин в рабочей клетки?
6. Почему при конструировании станин особое внимание уделяется их прочности и жесткости?
7. Назовите допущения, используемые при расчете станины на прочность?
8. Какие внешние силы действуют на стойки и поперечины станины?
9. Как находят статически неопределимый момент M_0 ?
10. Как рассчитать на прочность стойки станины?
11. Из каких напряжений складывается суммарное напряжение на внутренних поверхностях стоек?
12. Назовите наиболее опасные сечения для станины?
13. Как рассчитать на прочность поперечины станины?
14. Почему коэффициент запаса прочности для станин должен быть не менее 10?
15. Как деформируется станина в процессе прокатки?
16. Из каких составляющих складывается суммарный прогиб станин в вертикальном направлении?
17. Из какого материала и каким способом целесообразно изготавливать станины?
18. Чем определяется прочность и жесткость станин?
19. Опишите назначение станины в прокатном стане?
20. Какими условиями определяются размеры станины?

2. РАСЧЕТ ВАЛКОВ РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ

2.1. Краткие теоретические сведения

Валки - основной деформирующий инструмент рабочей клетки прокатного стана. Конструктивно они состоят из нескольких элементов: цилиндрической бочки 1 диаметром D и длиной L , шеек 2 диаметром d и длиной l , расположенных с обеих сторон бочки и опирающихся на подшипники, и приводного конца 3 для соединения валка со шпинделем (рис. 4). Валки изготавливают из чугуна, литой и ковальной стали марок 55X, 60XH, 9X, 9X2, 9XФ, 9X2МФ, 9X2В и др.

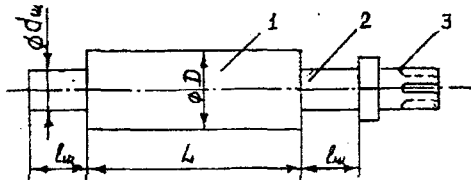


Рис. 4

Диаметр валков определяют из условий прочности, жесткости и захвата металла валками по формуле

$$D = \frac{2\Delta h}{\alpha^2},$$

где Δh - максимальное абсолютное обжатие за проход; α - угол захвата.

По условию захвата целесообразно выбирать больший диаметр валков. Однако чем больше диаметр валков, тем больше усилие прокатки. Поэтому при уменьшении поперечного сечения полосы диаметр валка уменьшают. Длина бочки листопркатного стана определяется максимальной шириной прокатываемой полосы B :

$$L = (1,05 \dots 1,1)B,$$

а также эмпирическим соотношением

$$L/D = 1,5 \dots 2,8.$$

Размеры шеек валов берут конструктивно:

$$\frac{d_w}{D} = 0,6 \dots 0,7, \quad \frac{l_w}{d_w} = 0,8 \dots 1,0.$$

Расположение валков и их количество определяется конструкцией рабочей клетки прокатного стана и типом прокатываемой продукции (рис.5). В клетях "дуо" используют два рабочих валка одинакового диаметра (рис. 5,а). В клетях "трио" средний валок делают меньшего диаметра (рис. 5,б). Он приводится во вращение не от электродвигателя, а прижимается при прокатке то к

верхнему, то к нижнему валку и вращается в результате трения. В рабочей клетке "кварт" четыре валка, расположенных один под другим: два рабочих валка меньшего диаметра (средние), вращаемые от электродвигателя, и два опорных валка большего диаметра (крайние верхний и нижний), вращаемые от трения (рис. 5, в).

Обычно $D_{\text{оп}} / D_{\text{раб}} = 2,5$.

Назначение опорных валков - воспринимать давление при прокатке и уменьшить прогиб рабочих валков.

В многовалковых клетях число валков может быть равным 6, 12 и 20 (рис. 5, г, д), такая схема обеспечивает исключительно большую жесткость всей валковой системы, полное отсутствие прогиба рабочих валков очень малого диаметра (10-50 мм) и прокатку тонкой ленты.

Основные размеры валков (диаметр и длина бочки) должны соответствовать ГОСТ 5399-69. Правильность выбранных размеров проверяют расчетом деформации валков.

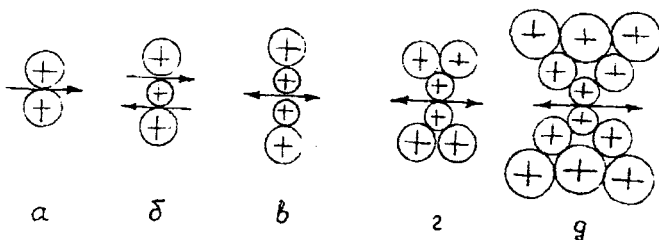


Рис. 5

При проверочном расчете на прочность двухвалковой системы рабочий валок представляют в виде балки, установленной на двух опорах с равномерно распределенной нагрузкой по ее длине

$$q = \frac{P}{B}$$

Со стороны привода к валку приложен крутящий момент (рис. 6).

Наибольшие изгибающие моменты возникают в среднем сечении I-I бочки. Опасным для прочности валков является также напряжение в сопряжении шейки и бочки (сечение II-II). Напряжение от изгиба в сечении I-I

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_e}{K_3}$$

где $M_{изг}$ - максимальный изгибающий момент,

$$M_{изг} = \frac{P}{4} \left(a - \frac{B}{2} \right);$$

a - расстояние между осями нажимных винтов;

$W_{изг}$ - момент сопротивления сечения I-I бочки на изгиб,

$$W_{изг} = 0,1D^3;$$

K_3 - коэффициент запаса прочности, $K_3 = 5$.

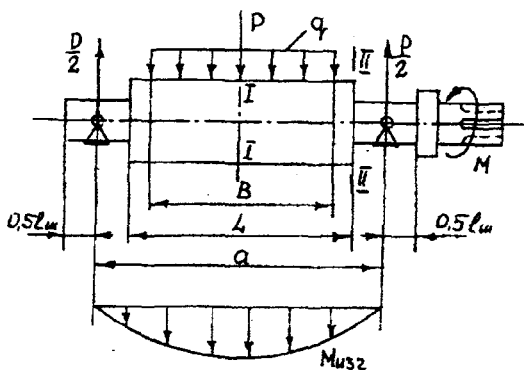


Рис. 6

Шейку валков рассчитывают на изгиб и кручение. В сечении II-II напряжения от изгиба $\sigma_{изг}$ и кручения $\tau_{кр}$ определяются следующими зависимостями:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}}, \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где $M_{изг}$ - изгибающий момент,

$$M_{изг} = \frac{Pl_{ш}}{4};$$

$W_{изг}$ - момент сопротивления сечения II-II шейки валка на изгиб,

$$W_{изг} = 0,1d^3;$$

$M_{кр}$ - крутящий момент, прикладываемый к шейке, если пренебречь потерями на трение в опорах валка, то можно считать

$$M_{кр} = M_{пр} = 2\psi lP;$$

ψ - коэффициент приложения плеча силы P ;

l - длина дуги захвата, $l = \sqrt{R\Delta h}$;

$W_{кр}$ - момент сопротивления шейки валка на кручение, $W_{кр} = 0,2d^3$.

Результирующее напряжение для стальных валков определяют по IV теории прочности

$$\sigma_{\Sigma}^{IV} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_a}{K_3}.$$

При расчете на прочность валков рабочих клетей "кварто" принимают, что рабочий и опорный валки изгибаются на одинаковую величину. Так как стрела прогиба обратно пропорциональна величине диаметра валка, возведенного в четвертую степень, то

$$\frac{P_{on}}{P_{раб}} = \left(\frac{D_{on}}{D_{раб}} \right)^4$$

Из анализа этой формулы следует, что практически все давление металла передается на опорный валок и последний надо рассчитать на изгиб от усилия прокатки.

В процессе прокатки, особенно широких и тонких листов, валки изгибаются. Наибольший прогиб имеет место в середине бочки валка:

$$f = f_1 + f_2 < f,$$

где f_1 - прогиб от изгибающего момента,

$$f_1 = \frac{5}{384} \frac{PL^3}{EJ};$$

J - момент инерции сечения I-I бочки валка, $J = 0,05D^4$;

f_2 - прогиб от перерезывающих сил,

$$f_2 = \frac{1}{8} \frac{PL}{GF};$$

F - площадь поперечного сечения бочки валка, $F = 0,8D^2$;

G - модуль сдвига материала валка, $G = 82000$ МПа;

f - допускаемый суммарный прогиб.

Контактные напряжения - основная причина низкой стойкости валков рабочих клетей "кварто" и частых выходов из строя в результате повреждений поверхностного слоя. Значительные контактные напряжения возникают в поверхностных слоях рабочих и опорных валков от действия нормальных и касательных внешних сил и определяются по решению Герца-Беляева о сжатии двух гладких цилиндров бесконечной длины:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{R_{np}}} \leq [\sigma]_k,$$

где R_{np} - приведенный радиус контактной поверхности,

$$R_{np} = \frac{D_{on} D_{раб}}{2(D_{on} + D_{раб})};$$

$[\sigma]_k$ - допустимые контактные напряжения.

При контакте полосы с валком $R = 0,5D_{раб}$.

В ряде случаев для повышения стойкости большие опорные валки целесообразно выполнять бандажированными (рис. 7). При посадке бандажа из стальной 9Х, 9Х2 с натягом на границе сочленения возникает посадочное давление

$$P_k = \frac{\frac{E \delta}{2 r_2}}{\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} + \frac{1+k_2^2}{1-k_2^2}},$$

где $k_1 = r_1 / r_2$, $k_2 = r_2 / R_{он}$.

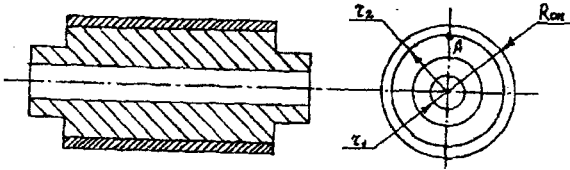


Рис. 7

Возникающие в бандаже посадочные напряжения находят по формулам Ляме. Для наиболее опасной точки А

$$\sigma_t = \frac{P_k r_2^2}{R_{он}^2 - r_2^2} \cdot \left(1 + \frac{R_{он}^2}{r_2^2} \right),$$

$$\sigma_r = \frac{P_k r_2^2}{R_{он}^2 - r_2^2} \cdot \left(1 - \frac{R_{он}^2}{r_2^2} \right).$$

Правильность выбора натяга проверяется по III теории прочности

$$\sigma_{\Sigma}^{III} = \sigma_t - (-\sigma_r) \leq [\sigma]_{\text{Бандажа}}.$$

У бандажированного вала после износа рабочего слоя заменяется только бандаж, тогда как тело вала используется многократно.

2.2. Варианты заданий

Требуется провести расчет рабочих и опорных валков рабочей клетки "кварто" при следующих исходных данных (табл. 2): допустимое напряжение материала вала $[\sigma]$, допустимый прогиб вала f , допустимое напряжение материала бандажа $[\sigma]$, отношение радиуса осевого канала к радиусу вала $r_1 / R_{он}$, отношение радиуса бандажа к радиусу вала $r_2 / R_{он}$, $\psi = 0,6$, $\Delta h = 30$ мм; допускаемое напряжение на контактную прочность $[\sigma]_k = 1500$ МПа. Все остальные недостающие параметры берутся из задания 1.

Проектирование включает в себя следующие этапы:

1. Определение размеров валков.
2. Выполнение рисунка валков с размерами.

3. Расчет бочки валка на изгиб.
4. Расчет шейки валка на изгиб и кручение.
5. Расчет валка на жесткость.
6. Расчет валков на контактную прочность.
7. Расчет величины натяга, обеспечивающего необходимую прочность материала бандажа опорного валка.

8. Выводы.

В выводах необходимо указать, возможна ли прокатка при данных размерах валков и усилия прокатки.

Таблица 2

Исходные параметры

Номер варианта	$[\sigma]$, МПа	f , мм	$[\sigma]_B$, МПа	$r_1/R_{оп}$	$r_2/R_{оп}$
1	140	0,05	180	0,02	0,70
2	120	0,06	170	0,03	0,71
3	100	0,07	190	0,04	0,72
4	110	0,08	200	0,05	0,73
5	150	0,09	160	0,06	0,74
6	130	0,10	180	0,07	0,75
7	100	0,11	170	0,08	0,76
8	110	0,12	190	0,09	0,77
9	140	0,13	200	0,10	0,78
10	120	0,14	160	0,03	0,79
11	100	0,15	180	0,04	0,80
12	110	0,16	170	0,05	0,70
13	150	0,17	190	0,06	0,71
14	130	0,18	200	0,07	0,72
15	120	0,19	160	0,08	0,73
16	110	0,20	180	0,09	0,74
17	140	0,19	170	0,10	0,75
18	120	0,18	190	0,04	0,76
19	150	0,17	200	0,05	0,77
20	130	0,16	160	0,06	0,78
21	110	0,15	170	0,07	0,79
22	140	0,14	180	0,08	0,80
23	120	0,13	190	0,09	0,75
24	100	0,12	200	0,10	0,76
25	150	0,11	190	0,05	0,77

2.3. Контрольные вопросы

1. Что представляют собой валки листопрокатного стана?
2. Как определить размеры валков?
3. Как различают валковые системы по количеству и расположению валков?
4. Зачем применяют опорные валки?
5. Какие каскады валков используют для горячей и холодной прокатки?
6. Какие валковые системы обладают наибольшей жесткостью?
7. Почему при холодной прокатке стремятся к уменьшению диаметра рабочих валков?
8. Как рассчитать на прочность двух- и четырехвалковые рабочие клетки?
9. Как влияет жесткость валков на качество прокатываемого металла?
10. Назовите наиболее опасные сечения при расчете валков на прочность.
11. Из какого материала изготавливаются валки?
12. Почему крупные опорные валки целесообразно изготавливать бандажированными?
13. Как правильно выбрать натяг при посадке бандажа на бочку валка?
14. Зачем необходим расчет валков на контактную прочность?
15. Какую функцию выполняют рабочие валки в клетке?
16. Как устанавливают валки в рабочей клетке?
17. Как рассчитать жесткость валков?
18. Почему при холодной прокатке тонких листов бочку валков делают немного выпуклой, а при горячей прокатке листов немного вогнутой?
19. Как осуществляется привод рабочих валков?
20. Назовите требования, предъявляемые к прокатным валкам.
21. Как проверяют правильность выбора размера валков?
22. Определить фактический коэффициент запаса валковой системы "кварто" для холодной прокатки при $D_{\text{раб}} = 150$ мм, $D_{\text{от}} = 350$ мм, $L = 1000$ мм, $B = 700$ мм, $P_{\text{сп}} = 200$ МПа, $\sigma_{\text{в}} = 800$ МПа.

3. РАСЧЕТ УНИВЕРСАЛЬНОГО ШПИНДЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Краткие теоретические сведения

Универсальное шпиндельное соединение 1 предназначено для передачи приводным валком рабочей клети 2 вращения и крутящих моментов от шестеренной клети 3 при несоосности шестеренных и прокатных валков (рис. 8). Несоосность валков возникает при регулировке стана и вследствие отклонения фактического диаметра валков от номинальных значений, например после перешлифовки или переточки.

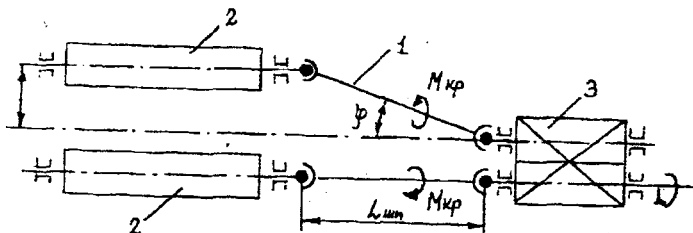


Рис. 8

В основе конструкции универсального шпиндельного соединения заложен принцип шарнира Гука, вследствие чего шпиндели могут передавать вращения и крутящий момент под углом до 8...10 градусов. Конструкция шпинделя предусматривает на обоих его концах шарниры. Шарнир состоит из лопасти валка I и головки шпинделя 2 (рис. 9).

Головка имеет цилиндрическую расточку, в которую вставляются бронзовые вкладыши 3 с сухарем 4. Лопасть валка имеет прорезь, обеспечивающую осевое перемещение шарнира при увеличении или уменьшении раствора валков Z. Принцип шарнира Гука достигается благодаря возможности поворота в двух плоскостях:

- а) относительно оси цилиндрической расточки головки шпинделя;
- б) относительно вертикальной оси сухаря.

Выбор основных размеров универсального шпиндельного соединения производится конструктивно:

$$D_r = (0,85 \dots 0,95) D_{\text{раб}};$$

$$d_{\text{шп}} = 0,5 D_r;$$

$$d_{\text{шп}} = (0,5 \dots 0,6) D_r;$$

$$S = 0,26 D_r;$$

$$C_n = 0,24 D_r.$$

Коэффициент 0,85... 0,95 учитывает износ бочки валка.

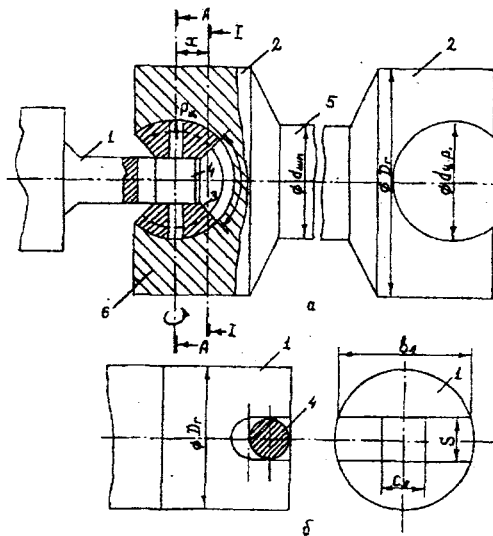


Рис. 9

Так как шпиндели передают большие крутящие моменты, то шарниры должны быть прочными. На каждую щеку 6 головки 2 шпинделя действует сила $P_{из}$, возникающая в результате давления лопасти валка на вкладыш и вкладыша на щеку по цилиндрической поверхности сопряжения. Принимаем, что давление вкладыша на щеку головки распределяется по трапеции и сила $P_{из}$ приложена в плоскости центра тяжести этой трапеции (рис. 10,а).

Из рисунка видно, что передаваемый шпинделем момент

$$M_{кр} = P_{щ} a,$$

где a - расстояние между точками приложения сил $P_{щ}$.

Размеры c и a выбираются конструктивно: $c = 0,25 b$, $a = 0,7 b$.

Тогда сила давления вкладыша на щеку

$$P_{щ} = \frac{M_{кр}}{0,7 b} = 1,43 \frac{M_{кр}}{b}.$$

При передаче шпинделем крутящего момента в сечении I-I, расположенном на расстоянии x от оси шарнира, возникают напряжения от кручения и изгиба. Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2W_{кр}},$$

где $W_{кр}$ - момент сопротивления кручению сечения сегмента I-I.

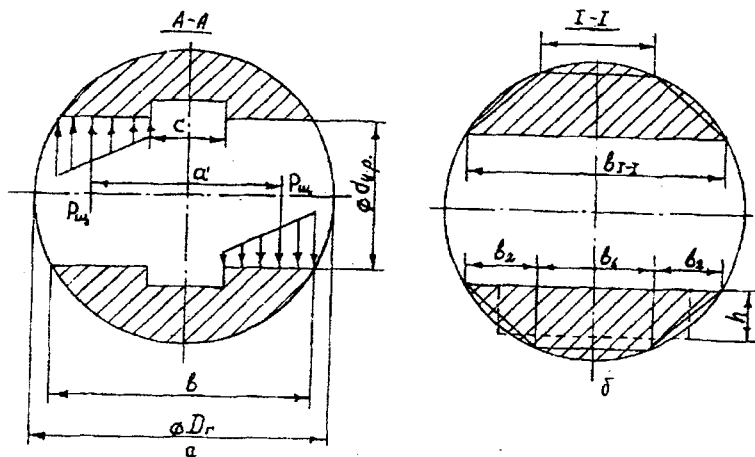


Рис. 10

Для упрощения расчета $W_{кр}$ сегмент приравняют равновеликому по площади прямоугольнику высотой h и шириной $b_1 + b_2$. Причем $b_1 = 2 b_2$, $b_2 = 0,25 b_{г-г}$. Тогда

$$W_{кр} = \chi (b_1 + b_2) h^2,$$

где χ - коэффициент, зависящий от отношения ширины прямоугольника ($b_1 + b_2$) к его высоте h . Высоту легко найти из равенства площадей сегмента и прямоугольника.

$(b_1 + b_2) / h$	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
χ	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30

Напряжение изгиба в сечении I-I

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}},$$

где $M_{изг}$ - изгибающий момент,

$$M_{изг} = P_{изг} x = 1,43 \frac{M_{кр}}{b} x;$$

$W_{изг}$ - момент сопротивления сечения сегмента I-I на изгиб.

Для расчета $W_{изг}$ сегмент заменяют равновеликой по площади трапецией с основанием $(b_1 + 2b_2)$ и высотой h . Тогда

$$W_{изг} = \frac{3b_1^2 + 6b_1 b_2 + 2b_2^2}{6(3b_1 + 4b_2)} h^2.$$

При увеличении x изгибающий момент возрастает и одновременно с ним увеличивается $W_{изг}$. Отсюда следует, что максимальные изгибающие напряжения будут возникать в каком-то сечении, расположенном на расстоянии x^* . Для нахождения x^* надо взять несколько сечений, расположенных на разных расстояниях x , сделать в них подсчет $\sigma_{изг}$ по описанной выше методике и среди них выбрать значение x^* , соответствующее наибольшему изгибающему напряжению.

Согласно IV теории прочности суммарное напряжение в наиболее опасном сечении

$$\sigma_{\Sigma}^{IV} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\sigma}}{K_3},$$

где K_3 - коэффициент запаса прочности, $K_3 = 5$;

σ_{σ} - предел прочности материала шпинделя.

Шпиндели обычно изготавливают из углеродистой кованой стали марки 40 или легированных сталей 40Х, 40ХН, 40ХНМ, 35ХНВ. Предел прочности этих сталей равен 650...850 МПа.

Тело шпинделя работает только на кручение, поэтому

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 d_{шп}^3} \leq [\sigma]$$

где $d_{шп}$ - диаметр тела шпинделя.

По аналогии с расчетом на прочность головки шпинделя предполагают, что давление от вкладыша распределяется по поверхности лопасти валка по трапеции (рис. 11). Тогда сила P_L , действующая на вилку,

$$P_L = 1,43 \frac{M_{кр}}{b_1}$$

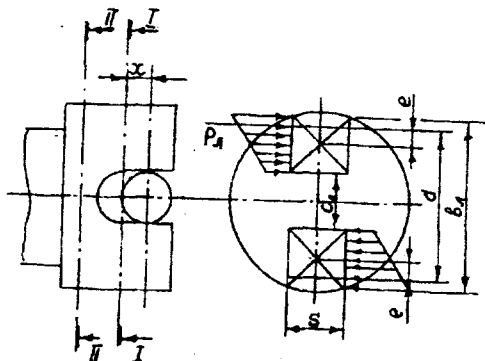


Рис. 11

Эта сила приложена эксцентрично относительно центра сечения вилки, поэтому она скручивает сечение вилки моментом

$$M_{кр.л.} = P_{л} e = 1,43 \frac{M_{кр}}{b_{л}} e,$$

где e - эксцентриситет приложения силы $P_{л}$ относительно центра тяжести сечения вилки (определяется по чертежу).

Кроме того, сила $P_{л}$ создает изгибающий момент относительно сечения I-I. Поэтому в сечении I-I действуют напряжения кручения и изгиба

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр.л.}}{W_{кр.л.}} = \frac{P_{л} e}{W_{кр.л.}},$$

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг.л.}}{W_{изг.л.}} = \frac{P_{л} x}{W_{изг.л.}} = \frac{1,43 \frac{M_{кр}}{b_{л}} x}{W_{изг.л.}}.$$

Моменты сопротивления сечения I-I изгибу и кручению можно определить, приравняв сечение вилки прямоугольному сечению высотой S и шириной $0,5(b_{л} - c_{л})$.

$$W_{изг.л.} = \left(\frac{b_{л} - c_{л}}{2} \right) \frac{S^2}{6},$$

$$W_{кр} = \chi \left(\frac{b_{л} - c_{л}}{2} \right) S^2.$$

Согласно IV теории прочности

$$\sigma_{\Sigma}^{IV} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{г}}{K_{\Sigma}}.$$

Кроме сечения I-I проверяют сечение II-II, работающее только на кручение:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau],$$

где $W_{кр}$ - момент сопротивления на кручение прямоугольного сечения II-II,

$$W_{кр} = \chi \cdot b_{л} \cdot S^2.$$

Здесь χ зависит от отношения ширины сечения $b_{л}$ к его высоте S .

Выбранные конструктивные размеры шпинделя после проверки его на прочность необходимо согласовать с ГОСТ 8059-83 "Шарниры универсальные с вкладышами скольжения для прокатного оборудования. Основные размеры. Общие технические требования".

3.2. Варианты заданий

Требуется провести расчет на прочность универсального шпиндельного соединения при следующих исходных данных: крутящий момент на шпинделе равен крутящему моменту на приводном валке; допустимое напряжение материала шпинделя $[\sigma] = 140$ МПа. Остальные параметры берутся из предыдущих заданий.

Расчет выполнить в следующей последовательности:

1. Выбрать основные размеры соединения.
2. Дать чертеж головки шпинделя и лопасти валка в масштабе 1:10 - 1:20 с размерами.
3. Провести расчет щеки головки шпинделя в наиболее опасном сечении на прочность. Для нахождения опасного сечения рассмотреть три случая: $x = 0,20d_{ц.р.}$, $x = 0,25d_{ц.р.}$, $x = 0,30d_{ц.р.}$. Среди них выбрать значение x , соответствующее наибольшему изгибающему напряжению.
4. Проверить работоспособность тела шпинделя.
5. Провести расчет лопасти валка на прочность в наиболее опасных сечениях.
6. Выводы.

3.3. Контрольные вопросы

1. Каково назначение универсального шпиндельного соединения?
2. Опишите конструкцию универсального шпиндельного соединения.
3. В чем заключается принцип шарнира Гука?
4. Как производится выбор основных размеров соединения?
5. Сколько степеней свободы имеет шарнир Гука?
6. Как рассчитать головку шпинделя на прочность?
7. Как найти наиболее опасное сечение при расчете на прочность щеки?
8. Почему диаметр шарнира шпинделя несколько меньше диаметра приводного валка?
9. Под каким углом наклона шпиндели могут передавать вращение и крутящий момент?
10. Как определить моменты сопротивления сечения щеки на изгиб и кручение?
11. По какой теории прочности находится суммарное напряжение в опасном сечении головки шпинделя?
12. Как проверить работоспособность тела шпинделя?
13. Какие напряжения имеют место в лопасти валка при прокатке?
14. Опишите способ нахождения эксцентриситета приложения равнодействующей силы относительно центра тяжести сечения вилки.
15. Как определить напряжения изгиба и кручения в шпиндельном соединении?
16. В чем заключаются особенности расчета лопасти валка на прочность?

4. РАСЧЕТ СТАНИНЫ КОЛОННОГО ТИПА ГИДРОПРЕССА

4.1. Краткие теоретические сведения

Наибольшее распространение в конструкциях гидравлических прессов получили колонные станины. Станина обычно содержит две, три или четыре колонны 1, соединяющие переднюю 2 и заднюю 3 неподвижные траверсы в жесткую раму (рис. 12).

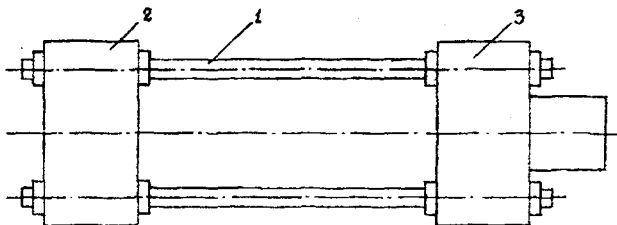


Рис. 12

Колонны являются базовыми деталями гидропресса. От их прочности и долговечности зависит живучесть пресса. Жесткость станины в значительной степени зависит от конструкции и вида соединения колонны с траверсами.

Для обеспечения необходимой жесткости станины и предотвращения самоотворачивания гаек колонн производят затяжку колонн в траверсах усилием, превосходящим максимальное усилие, воспринимаемое колонной при прессовании.

Существует несколько способов затяжки гаек колонн, производимой при монтаже или после крупного ремонта, сопровождаемого "ропуском" гаек. Наиболее надежным и технологическим является способ термической затяжки. Способ заключается в быстром нагреве концов колонн для достижения расчетного градиента температур между колонной и траверсой с последующим поворотом наружной гайки на заранее рассчитанный угол для затяжки. После охлаждения колонна укорачивается и стягивает бочку траверсы между внешней и внутренней гайками (рис. 13).

Для нагрева колонны на ее торцах выполняют глубокие каналы, где размещают электронагреватели или подводят перегретый пар. Глубина канала должна обеспечить нагрев конца колонны от ее торца до внутренней гайки.

Рассмотрим процесс затяжки соединения, принимая линейной связью между усилиями, действующими на его элементы, и деформацией соединения (рис. 14).

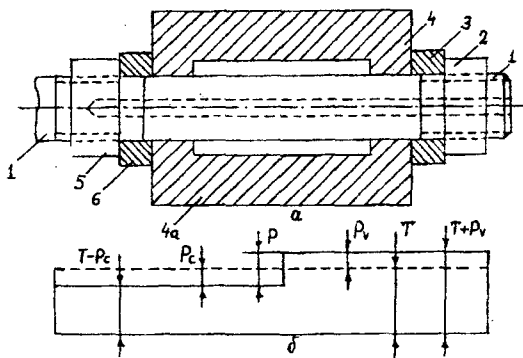


Рис. 13

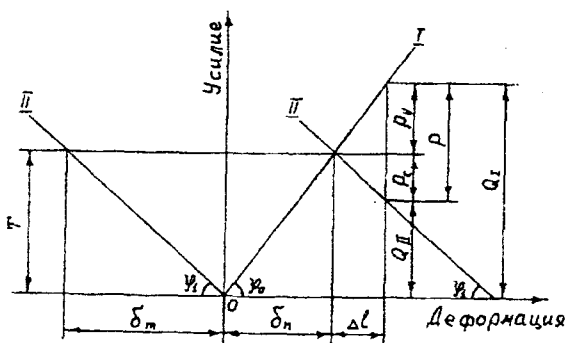


Рис. 14

Колонна от усилия предварительной затяжки T растягивается (прямая I), а гайки, промежуточные элементы и поперечина усилием затяжки сжаты (прямая II).

При приложении к соединению рабочей нагрузки P напряжения по абсолютной величине в колонне 1, наружной гайке 2, наружном промежуточном элементе 3 и наружной половине бочки траверсы 4 увеличиваются, а во внутренней гайке 5, внутреннем промежуточном элементе 6 и внутренней половине бочки траверсы 4а напряжения по абсолютной величине уменьшаются (см. рис.13).

Суммарные перемещения гайки в зоне соединения

$$\Delta = \Delta T + \Delta P + \Delta C,$$

где ΔT - суммарная деформация элементов от усилия затяжки, $\Delta T = \delta_m + \delta_n$;
 ΔP - обмятие в резьбе колонны, $\Delta P = 0,1N$; N - число резьб в зоне соединения;
 ΔC - обмятие в стыке, $\Delta C = 0,1M$; M - число стыков в зоне соединения.

Для обеспечения перемещения гайку необходимо повернуть на угол

$$\varphi = \frac{360\Delta}{S},$$

где S - шаг резьбы.

Для свободного вращения гайки температура нагрева конца колонны должна быть выше температуры остальных деталей соединения на величину

$$\Delta t = \frac{\Delta}{l\alpha},$$

где l - длина нагреваемого участка колонны; α - коэффициент линейного расширения материала колонны.

Из закона Гука при упругом растяжении - сжатии следует, что

$$\sigma = E \varepsilon \quad \text{или} \quad \frac{P}{F} = E \frac{\Delta l}{l}.$$

Откуда

$$\Delta l = P \frac{l}{EF} = P\lambda,$$

где λ - коэффициент податливости (упругости),

$$\lambda = \frac{l}{EF};$$

P - рабочая нагрузка на одну колонну.

Из диаграммы на рис. 14 видно, что деформация пропорциональна силе, тогда

$$\delta_n = \lambda_n T, \quad \delta_m = \lambda_m T,$$

где T - усилие затяжки гаек колонн.

Коэффициенты податливости λ_n и λ_m являются суммой податливостей элементов участков рассматриваемого соединения:

$$\lambda_n = \sum_{i=1}^n \lambda_i = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_i F_i},$$
$$\lambda_m = \sum_{j=1}^m \lambda_j = \sum_{j=1}^m \frac{l_j}{E_j F_j},$$

где l_i , l_j - длины участков с напряжениями, увеличивающимися или уменьшающимися соответственно при рабочем нагружении; F_i , F_j - площади поперечных сечений с напряжениями, увеличивающимися или уменьшающимися соответственно при рабочем нагружении; n , m - число участков с напряжениями-

ми, увеличивающимися или уменьшающимися соответственно при рабочем нагружении.

При одинаковых модулях упругости имеем

$$\lambda_n = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{F_i},$$

$$\lambda_m = \frac{1}{E} \sum_{j=1}^m \frac{l_j}{F_j}.$$

Из условия подобия треугольников (см. рис. 14)

$$\frac{P_v}{\Delta l} = \frac{T}{\delta_n},$$

откуда

$$P_v = \Delta l \frac{T}{\delta_n} = \Delta l \frac{T}{\lambda_n T} = \frac{\Delta l}{\lambda_n},$$

где P_v - усилие, на которое увеличивается затяжка T после приложения рабочей нагрузки P на участке I.

Аналогично

$$\frac{P_c}{\Delta l} = \frac{T}{\delta_m},$$

откуда

$$P_c = \frac{\Delta l}{\lambda_m},$$

где P_c - усилие, на которое уменьшается затяжка T после приложения рабочей нагрузки на участке II.

Из условия равновесия

$$P_v + P_c = P$$

или

$$\frac{\Delta l}{\lambda_n} + \frac{\Delta l}{\lambda_m} = P.$$

Тогда

$$\Delta l = \frac{P}{\frac{1}{\lambda_n} + \frac{1}{\lambda_m}}.$$

Усилие, на которое увеличивается затяжка T на участке I, имеет следующий вид:

$$P_v = \frac{P}{\left(\frac{1}{\lambda_n} + \frac{1}{\lambda_m}\right) \lambda_n} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n + \lambda_m} P = \chi P,$$

где χ - коэффициент основной нагрузки,

$$\chi = \frac{\lambda_m}{\lambda_n + \lambda_m}.$$

Усилие, на которое уменьшается затяжка T на участке II, имеет вид

$$P_c = P - P_v = (1 - \chi)P.$$

Полное усилие на участке I:

$$Q_I = T - P_v,$$

на участке II:

$$Q_{II} = T - P_c.$$

Отсюда основное условие перекрытия стыка $T > P_c$ или

$$T = kP_c = k(1 - \chi)P,$$

где k - коэффициент затяжки, $k = 1,5$.

Окончательно

$$T = k \left(1 - \frac{\lambda_m}{\lambda_n + \lambda_m} \right) P.$$

Деформация соединения от усилия затяжки

$$\Delta T = \delta_n + \delta_m = T(\lambda_n + \lambda_m) = k\lambda_n P.$$

Напряжение в колоннах прессы на затянутом участке от усилий T и Q представлено как

$$\sigma = \frac{T}{F_k} \leq [\sigma], \quad \sigma = \frac{Q_I}{F_k} \leq [\sigma],$$

где F_k - площадь поперечного сечения колонны.

На незатянутом участке

$$\sigma = \frac{P}{F_k} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение.

4.2. Варианты заданий

Требуется провести проверочный расчет напряженного состояния и определить параметры термозатяжки колонн гидропресса в зоне траверс при следующих исходных данных табл. 3: суммарная максимальная нагрузка, развиваемая прессом $-P_{пр}$; число колонн прессы - 4; резьба - УП 600x12 с шагом 12 мм, высота гайки - H ; диаметр колонн - 580 мм, $[\sigma]$ - допускаемое напряжение; геометрические размеры даны на рис.15, диаметр осевого канала d описывается трехзначным числом: число единиц равно числу букв в имени студента, число десятков равно числу букв в фамилии студента, число сотен равно единице; модуль упругости $E = 210000$ МПа; коэффициент линейного расширения материала колонны $\alpha = 14 \cdot 10^{-6}$ 1/град.

Таблица 3

Исходные данные

Номер группы	$P_{пр}$, МН	$[\sigma]$, МПа	H , мм
1	60	90	400
2	62	100	450
3	64	110	500
4	66	120	550
5	68	130	600

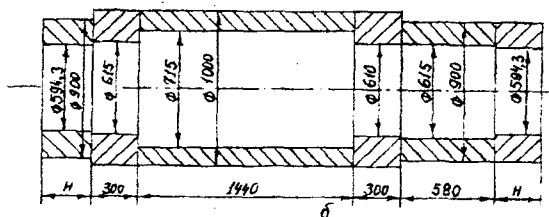
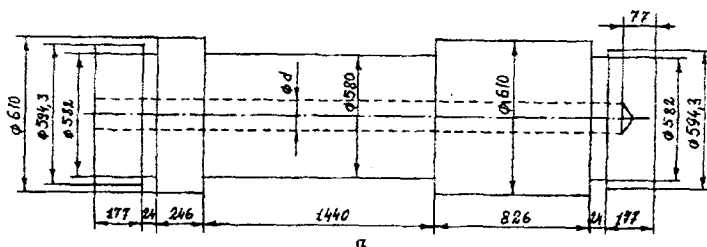


Рис. 15

Для расчета все детали соединения разбить по длине на участки с постоянной площадью поперечного сечения. Так как часть колонны, находящейся в гайке, растянута неравномерно, то условно принимается, что полное усилие действует в пределах $1/3$ высоты соответствующей гайки.

Расчет провести в следующей последовательности:

1. Найти суммарные податливости участков соединения.
2. Определить силовые параметры P , T , P_c , P_s , Q_1 , Q_2 .
3. Рассчитать суммарные перемещения гайки при затяжке.
4. Найти параметры термической затяжки φ и Δt .
5. Рассчитать напряжение в соединении.
6. Выводы.

4.3. Контрольные вопросы

1. Опишите конструкцию станины колонного типа.
2. Что представляет собой способ термической затяжки?
3. Как выбирают усилие затяжки?
4. Как рассчитать угол поворота гайки при затяжке?
5. Каким способом нагревают концы колонн?
6. Как изменяется напряженное состояние в соединении при приложении рабочей нагрузки P ?
7. Что происходит в соединении при затяжке гаск колонн силой T ?
8. Как найти величину напряжений, возникающих на затянутом участке колонны?
9. Как рассчитать коэффициенты податливости?
10. Почему от прочности колонн зависит живучесть гидропресса?
11. Перечислите участки, соединения, на которых при приложении рабочей нагрузки напряжения увеличиваются или уменьшаются.
12. Как проверить правильность затяжки колонн пресса?

5. РАСЧЁТ ЦИЛИНДРА И ПЛУНЖЕРА ГИДРОПРЕССА

5.1. Краткие теоретические сведения

Гидравлические цилиндры (рис. 16) – основные детали гидропресса. Их конструкцию выбирают в зависимости от назначения общей конструктивной схемы пресса, рабочего давления жидкости, диаметра плунжера и его хода и других факторов.

Цилиндры плунжерного типа являются цилиндрами простого действия, т.е. плунжер с траверсой перемещаются только в одну сторону. Для возвращения в исходное состояние на траверсу пресса должны воздействовать возвратные цилиндры.

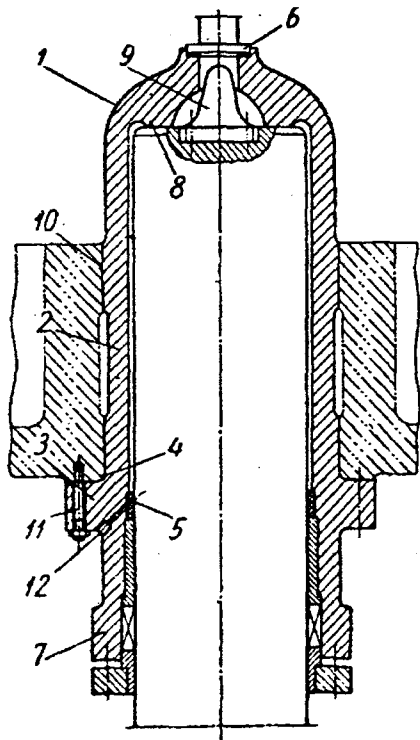


Рис. 16

Собственно цилиндр состоит из следующих элементов: днища (купола 1); цилиндрической части 2; опорного фланца 3; места перехода цилиндрической части во фланец 4; расточки под втулку и уплотнение 5; крепления трубопровода 6; бурта 7, придающего жёсткость открытому концу цилиндра (при опоре его на дно или на фланец, расположенный не на конце цилиндра); опорой площадки для плунжера 8; дросселя 9 для торможения потока жидкости, выходящей из цилиндра; пояска 10 для центрирования цилиндра в поперечине; крепления 11 цилиндра к поперечине; воздухо- и водопропускной пробки 12.

В зависимости от конструкции цилиндра отдельные из перечисленных элементов могут отсутствовать.

Наибольшее различие в конструкциях цилиндров имеют их днища (куполы). Их выполняют либо плоскими, либо куполообразной формы.

Гидравлический цилиндр является наиболее нагруженным и ответственным узлом прессы, в большой степени определяющим его эксплуатационные качества. Поэтому конструированию и расчёту цилиндра и его деталей должно уделяться максимум внимания. От размеров цилиндра часто зависят размеры прессы в целом.

Наибольшее распространение в прессовании получили цилиндры с опорой на фланец.

Рассмотрим напряжённое состояние в цилиндре при опоре его на фланец. Из-за действия жидкости высокого давления (водная эмульсия, минеральное масло) в стенках цилиндра возникают радиальные σ_r , тангенциальные (окружные) σ_t и осевые напряжения, рис. 17.

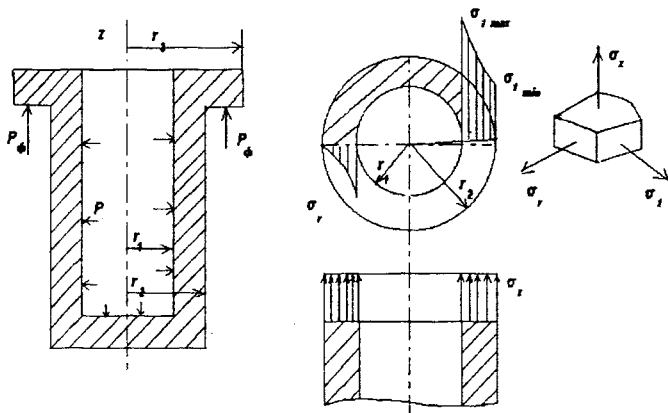


Рис. 17

Радиальные σ_r и тангенциальные σ_t напряжения имеют максимальное значение на внутренней стенке цилиндра и определяются по формулам Ляме:

$$\sigma_r = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right),$$

$$\sigma_t = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_1^2} \right),$$

где p – давление рабочей жидкости в цилиндре, МПа; r_1 – внутренний радиус цилиндра, м; r_2 – наружный радиус цилиндра, м.

Осевые напряжения равны

$$\sigma_z = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Введя коэффициент толстостенности гидравлического цилиндра

$$k = \frac{r_1}{r_2},$$

получим формулы для расчёта напряжений в окружном направлении

$$\sigma_t = p \frac{1+k^2}{1-k^2},$$

в радиальном направлении

$$\sigma_r = -p,$$

в осевом направлении

$$\sigma_z = p \frac{k^2}{1-k^2}.$$

В соответствии с энергетической теорией прочности для внутренней поверхности эквивалентное напряжение

$$\sigma_{эке} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2]} = p \frac{\sqrt{2}}{1-k^2}.$$

При возникновении на внутренней стенке гидравлического цилиндра пластической деформации

$$\sigma_{эке} = \sigma_T = p \frac{\sqrt{2}}{1-k^2},$$

где σ_T – предел текучести материала цилиндра.

Напряжения на наружных стенках будут равны

$$\sigma = \sigma_S \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2.$$

Зная условие возникновения пластической деформации в стенках цилиндра и задаваясь запасом прочности по пределу текучести K_s , определяем наружный радиус цилиндра по заданному внутреннему радиусу:

$$\frac{\sqrt{2} k^2}{r_2^2 - r_1^2} p = [\sigma] = \frac{\sigma_T}{K_s},$$

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{2} p}},$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение в стенках цилиндра, для литых цилиндров $[\sigma] = 80 \div 100$ МПа, для кованных $[\sigma] = 130 \div 180$ МПа.

Значение k при различных отношениях $[\sigma] / p$ приведены на графике, рис.18.

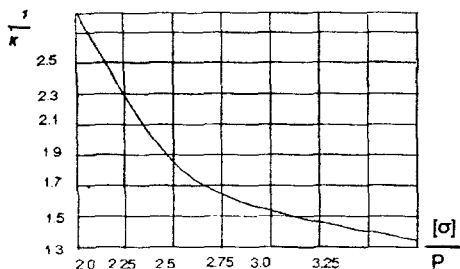


Рис. 18

П л у н ж е р обычно перемещается внутри цилиндра. Как правило, плунжер работает на сжатие, но в случае эксцентричного нагружения он испытывает изгиб. Этим обстоятельством и определяется конструкция плунжера, в которой самой сложной частью является его соединение с подвижной поперечиной. Иногда плунжеры изготавливают пустотелыми.

Плунжер должен иметь шлифованную рабочую поверхность достаточной твердости. От шероховатости его поверхности зависит износ уплотнений. Плунжеры изготавливают кованными из углеродистой стали с содержанием углерода 0,6-0,8 % и имеющей $\sigma_s = 600 \div 700$ МПа.

Эффективная площадь плунжера

$$F_{\Pi} = \frac{P_H}{p},$$

где P_H - номинальное усилие гидравлического цилиндра.

Диаметр плунжера

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_{\Pi}}{\pi}},$$

его округляют до ближайшего стандартного значения.

Высота фланца h_f и толщина днища h_d назначаются конструктивно в зависимости от толщины стенки гидравлического цилиндра:

$$h_{\phi} = (1,2 \div 1,5)(r_2 - r_1),$$

$$h_{\delta} = (1,5 \div 2)(r_2 - r_1).$$

В случае цилиндра с плоским дном h_{δ} можно проверить по формуле

$$h_{\delta} = \sqrt{\frac{p r_1^2}{\varphi [\sigma]}},$$

где φ - коэффициент, учитывающий ослабление сечения отверстием для подвода жидкости и принимается равным $0,7 \div 0,8$.

Наружный радиус фланца r_3 определяется из допустимого напряжения на смятие опорных поверхностей фланца

$$r_3 = \sqrt{r_2^2 + \frac{P_H}{[\sigma]_{\text{см}} \pi}}.$$

где $[\sigma]_{\text{см}}$ - допускаемое напряжение на смятие.

Правильность выбора h_{ϕ} можно проверить по формуле

$$h_{\phi} \geq \frac{P_H}{2\pi r_2 [\tau]_{\text{кр}}},$$

где $[\tau]_{\text{кр}}$ - допускаемое напряжение материала цилиндра на срез.

При эксплуатации гидропривода максимальные напряжения возникают на внутренней поверхности гидроцилиндра в месте сопряжения боковой поверхности и дна.

Без учёта влияния переходной радиусной галтели, снижающей концентрацию напряжений в углах, напряжения находятся по формулам

$$\sigma_z = p \left[\frac{k^2}{1-k^2} + \frac{6m_1}{(1-k)^2} + 0,75 \frac{k^2}{k_{\delta}^2} \right];$$

где μ - коэффициент Пуассона, $\mu \approx 0,26$; $m_1 = -0,196k + 0,203$, $k_{\delta} = \frac{h_{\delta}}{r_2}$.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t + p)^2 + (\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_z + p)^2} \leq [\sigma].$$

В связи с этим переход от стенки цилиндра к дну должен выполняться радиусным.

5.2. Варианты заданий

Требуется провести расчёт размеров цилиндра и плунжера гидропресса для выполнения вспомогательных операций при следующих исходных данных (табл. 4): номинальное усиление гидравлического цилиндра в ньютонах $P_H = 100000 + 10000 N_{\text{б}}$, где $N_{\text{б}}$ - номер студента в списке группы; давление рабочей жидкости p ; предел текучести материала цилиндра σ_T ; коэффициент запаса прочности K_T , допускаемое напряжение на смятие $[\sigma]_{\text{см}}$.

Таблица 4

Исходные данные

Номер группы	1	2	3	4	5
P , МПа	12	14	16	18	20
K ,	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
σ_T , МПа	270	280	290	300	310
$[\sigma]_{см}$, МПа	80	85	90	95	100

Расчёт провести в следующей последовательности:

1. Определить все основные геометрические размеры гидроцилиндра.
2. Найти размеры рабочего плунжера.
3. Дать рисунок гидравлического цилиндра с размерами.
4. Проверить на прочность место перехода стенки цилиндра в днище.
5. Выводы.

5.3. Контрольные вопросы

1. Опишите конструкцию гидравлического цилиндра.
2. Как выбрать размеры рабочего плунжера?
3. Как рассчитать толщину стенки цилиндра?
4. Как найти размеры фланца и толщины днища?
5. Указать места на цилиндре с точки зрения их разрушения.
6. Какие напряжения возникают в стенках гидравлического цилиндра при его работе?
7. Какая теория прочности используется для выбора размеров гидравлического цилиндра?
8. Что представляет собой рабочая жидкость?
9. Почему переход от стенки цилиндра к днищу выполняют радиусным?
10. Как проверить правильность выбора наружного радиуса фланца?
11. По каким формулам производят расчёт напряжений, возникающих в стенках цилиндра при его работе?
12. Опишите распределение окружных и радиальных напряжений по толщине стенки цилиндра.

6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ТРУБОВОЛОЧИЛЬНОГО СТАНА

6.1. Краткие теоретические сведения

На рис. 19 представлен общий вид трубоволочильного стана усилием 150 кН для безправочного волочения. Он состоит из приемно-разборочного устройства 1, карманов 2, стоек 3, рабочего стола 4, тяговых цепей 5, волочильной тележки 6, установки ведущих звездочек 7, главного привода 8 и стойки волок 9. Стан работает следующим образом. Заготовки труб укладывают в бункер приемно-разборочного устройства на ряд цепей. Под действием цепей и ориентирующих захватов заготовки попадают на промежуточный стол, состоящий из неподвижных 10 и подвижных 11 балок (линеек). Подвижные линейки одним концом опираются на эксцентрики вала 12 и другим — на вал 13 упоров. Вал 12 приводится во вращение двухскоростным двигателем 14. При перемещении подвижных линеек заготовки выкатываются из бункера и равномерно скатываются к упору. Здесь дозатор и раскладчик распределяют заготовки по рольгангу 15 и транспортируют их в механизм для подготовки захваток, после чего их передают на рабочий стол. На столе происходит закрепление заготовок к захватам тележки волочения, переместившейся к стойкам волок. При движении тележек в противоположном направлении осуществляется волочение. Готовые трубы скатываются в карманы, сваренные из профильного проката, рабочая поверхность которых покрыта алюминиевыми листами.

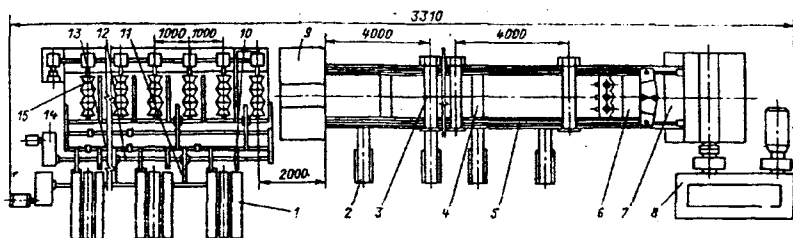


Рис. 19

Волочильная тележка предназначена для перемещения трубы из волоки под действием цепной передачи. При этом тележка должна иметь механизм, который автоматически захватывает заготовки, выступающие из волок, надежно удерживает их при волочении и освобождает от захвата после окончания процесса. В настоящее время применяют клещевой и плашковый захваты. Наиболее распространены плашковые механизмы с механическим и пневматическим приводом. На рис. 20,а показана конструкция волочильной тележки с пневмоприводом. В сварном корпусе 10 устанавливают одну—три головки 7

набором плашек 2 со сменными губками 1. Плашки приводятся в действие тремя пневмоцилиндрами 4 (по одному на каждую пару плашек). Под действием пневмоцилиндров плашки скользят по коническим пазам головки и зажимают концы протягиваемых труб. Для создания безударной работы плашек штоки пневмоцилиндров соединяют с плашками через пружинный амортизатор 14. Одновременность захвата обеспечивается механическим соединением всех штоков пневмоцилиндров с помощью уравновешивающей траверсы 11. Питание пневмоцилиндров через краны сжатым воздухом обеспечивают сопла 3, набегающие на питатели воздуха, размещенные на стойке волокодержателей. От питателей воздух через клапаны направляется в емкости ресиверов 9, позволяющих в отсутствие соединения сопел с питателями постоянно поддерживать клиновые плашки в разжатом положении. Большая активная площадь бесштоковой полости пневмоцилиндра при подаче в него воздуха приводит к передвижению штока пневмоцилиндра, создающего зажим труб.

При обратном движении тележки от стойки волок трубы заклиниваются в плашках усилием волочения. После выхода сопел из питателей воздух из ресивера, попадая в штоковые полости пневмоцилиндра, начинает отжимать плашки. Однако заклинивание труб, поддерживаемое усилием волочения, больше усилия расжатия. Поэтому плашки удерживают трубу в захватах. После протяжки трубы происходит сброс заклинивания и труба освобождается от захвата. В комплект инструмента вместе с плашками входят сменные пробки 8, используемые при волочении труб с захваткой, подготовленной в проталкивателе, и при дотягивании обрвавшейся трубы.

Конструктивно тележка представляет собой сварную раму 10, в передней части которой жестко крепятся плашковые головки. Тележка перемещается на четырех катках 15 и от поворота ее удерживают четыре ролика 13.

Тележка соединена с тяговыми цепями уравнительным устройством, состоящим из рычагов 5, подтягиваемых пружиной 6. При обрыве средней нитки уравнительное устройство позволяет компенсировать неравномерную вытяжку цепей вследствие поворота рычагов 5. В конструкции предусмотрено наличие смягчающих амортизаторов 12 при набегании тележки на стойку волок.

Схема пневмоуправления механизмом зажима труб приведена на рис. 20,б. Она состоит из пневмоцилиндра 1, в который сжатый воздух поступает через питатель 2, сопло 3, обратный клапан 4 и четырехходовой кран 6. Из схемы видно, что воздух из ресивера 5 попадает в штоковую полость пневмоцилиндра, способствуя постоянному раскрытию плашек. Наоборот, когда воздух из сети входит в бесштоковую полость пневмоцилиндра, то труба захватывается плашками. В системе принято давление 0,4—0,6 МПа.

Проверке на прочность подлежат целные передачи, захватное устройство и ходовые колёса волочильных тележек, доска волок и отдельные тяжело нагруженные вспомогательные устройства волочильного стана.

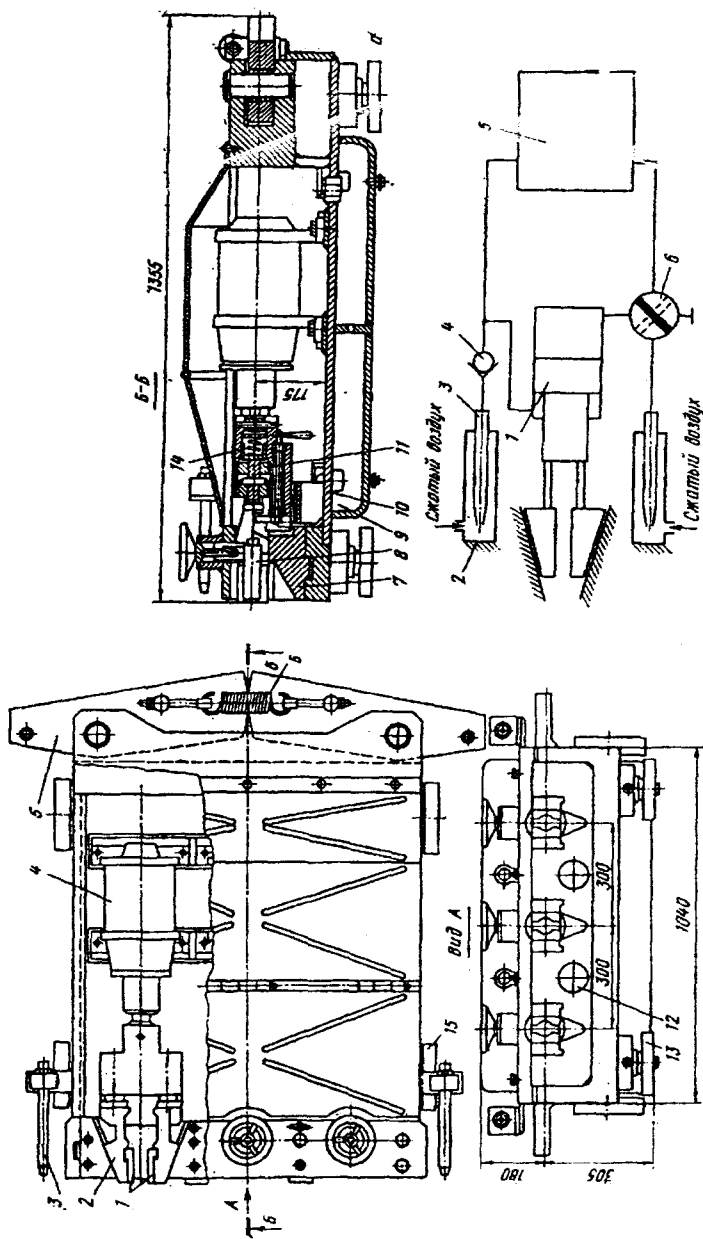


Рис. 20

Определим рабочее напряжение на губках плашки трубоволоочильного стана с усилием P_B . Размеры одной губки плашки: длина l , ширина b , полный конус 40° .

Нормальное усилие Q , действующее на плашку, находим из условия равновесия сил по оси волочения

$$2Q \cos 70^\circ = P_B.$$

Откуда

$$Q = \frac{P_B}{2 \cos 70^\circ}.$$

Рабочее напряжение на губках плашки с учётом коэффициента динамичности $K_D = 2,0$

$$\sigma_p = \frac{K_D Q}{bl} \leq [\sigma].$$

Обычно губки плашки изготавливают из стали V7 либо У8, для которых допустимое напряжение $[\sigma]$ составляет 100...120 МПа.

В большинстве станков в стойках волок сделаны вертикальные пазы, в которые введены волочильные доски длиной l . Сечение доски по оси волоки имеет прямоугольный профиль шириной b , высотой h с отверстиями под волоки диаметром d_1 , глубиной h_1 и выходное отверстие диаметром d_2 , глубиной h_2 .

Изгибающий момент по центру доски

$$M_{изз} = \frac{P_B l}{4}.$$

Площадь опасного сечения

$$F = bh - d_1 h_1 - d_2 h_2.$$

Статический момент относительно основания

$$S = \frac{bh^2}{2} - \frac{d_1 h_1^2}{2} - d_2 h_2 \left(h_1 + \frac{1}{2} h_2 \right).$$

Положение центра тяжести сечения x_c относительно основания

$$x_c = \frac{S}{F}.$$

Момент инерции опасного сечения I_c относительно центра тяжести

$$I_c = \frac{bh^3}{12} + bh \left(x_c - \frac{h}{2} \right)^2 - \frac{d_1 h_1^3}{12} - d_1 h_1 \left(x_c - \frac{h_1}{2} \right)^2 - \frac{d_2 h_2^3}{12} - d_2 h_2 \left(h - \frac{h_2}{2} - x_c \right)^2.$$

Минимальный момент сопротивления изгибу

$$W = \frac{I_c}{x_c}.$$

Наибольшее напряжение в опасном сечении с учётом коэффициента динамичности $K_D = 2$

$$\sigma = K_D \frac{M_{изз}}{W_{изз}} \leq [\sigma].$$

Доску изготавливают из стали 45 с допустимым напряжением на изгиб $[\sigma] = 180 \dots 190$ МПа.

6.2. Варианты заданий

Требуется определить рабочие напряжения на губках плашки и в опасном сечении доски трубоволоочильного стана с усилием волочения $P_v = 300$ кН. Длина плашки описывается трёхзначным числом, равным диаметру осевого канала в задании 4. Ширина плашки $b = 100$ мм. Размеры доски: длина $l = 330 + \text{№}$, где № – номер студента в списке группы; ширина $b = 300$ мм, высота $h = 125$ мм. Размеры отверстий $d_1 = 125$ мм, $h_1 = 105$ мм, $d_2 = 75$ мм, $h_2 = 20$ мм.

6.3. Контрольные вопросы

1. Опишите конструкцию трубоволоочильного стана усилием 150 кН для безоправочного волочения.
2. Опишите работу трубоволоочильного стана.
3. Каковы функции волоочильной тележки?
4. Что собой представляет конструкция волоочильной тележки с пневмоприводом?
5. Как работает схема пневмоуправления механизма зажима труб?
6. Как проверить работоспособность плашек?
7. Особенности расчёта на прочность волоочильной доски.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Паршин В.С., Костров В.П., Сомов Б.С. Машины и агрегаты для обработки цветных металлов и сплавов. М.: Metallургия, 1988.
2. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.Н. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов. М.: Metallургия, 1981. Т. 3.
3. Королёв А.А. Механическое оборудование прокатных цехов чёрной и цветной металлургии. М.: Metallургия, 1976.
4. ГОСТ 5399-69. Валки прокатные. Основные размеры. М.: Изд-во стандартов, 1969.
5. ГОСТ 8059-83. Шарниры универсальные с вкладышами скольжения для прокатного оборудования. Основные размеры. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов, 1983.
6. Розанов Б.В. Гидравлические прессы. М.: Машгиз, 1959.
7. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. М.: Высш. шк., 1969.
8. Жолобов В.В., Зверев Г.И. Оборудование гидропрессовых цехов. М.: Metallургия, 1974.
9. Щеглов В.Ф., Максимов Л.Ю., Ланц В.П. Кузнечно-прессовые машины. М.: Машиностроение, 1968.
10. Коликов А.П., Романенко В.П., Самусев С.В. и др. Машины и агрегаты трубного производства. М.: МИСИС, 1998.
11. Королёв А.А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов. М.: Metallургия, 1987.
12. Королёв А.А. Конструкции и расчёт машин и механизмов прокатных станов. М.: Metallургия, 1985.
13. Королёв А.А., Навроцкий А.Г., Вердеревский В.А. и др. Механическое оборудование заводов цветной металлургии. М.: Metallургия, 1989. Ч. 3.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчёт станины рабочей клетки «дуо».....	5
1.1. Краткие теоретические сведения.....	3
1.2. Варианты заданий.....	8
1.3. Контрольные вопросы.....	10
2. Расчёт валков рабочих клеток.....	11
2.1. Краткие теоретические сведения.....	11
2.2. Варианты заданий.....	15
2.3. Контрольные вопросы.....	17
3. Расчёт универсального шпиндельного соединения.....	18
3.1. Краткие теоретические сведения.....	18
3.2. Варианты заданий.....	23
3.3. Контрольные вопросы.....	23
4. Расчёт станины колонного типа гидропресса.....	24
4.1. Краткие теоретические сведения.....	24
4.2. Варианты заданий.....	28
4.3. Контрольные вопросы.....	30
5. Расчёт цилиндра и плунжера гидропресса.....	31
5.1. Краткие теоретические сведения.....	31
5.2. Варианты заданий.....	35
5.3. Контрольные вопросы.....	36
6. Расчёт деталей трубоволоочильного стана.....	37
6.1. Краткие теоретические сведения.....	37
6.2. Варианты заданий.....	41
6.3. Контрольные вопросы.....	41
Рекомендуемый библиографический список.....	42

Учебное издание

**ОБОРУДОВАНИЕ ПРОКАТНО-
ПРЕССОВОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Составитель *Каргин Владимир Родионович*

Редактор Л. Я. Чегодаева
Корректор Т. И. Щелокова

Компьютерная верстка Т. Е. Половнева

Лицензия ЛР № 020301 от 30.12.96 г.

Подписано в печать 17.07.2001. Формат 60×84 1/16.

Бумага газетная. Печать офсетная.

Усл. п. л. 2,61. Усл. кр.-отт. 2,73. Уч.-изд. л. 2,75.

Тираж 150 экз. Заказ 84. Арт. С-27мр/2001.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

ИПО Самарского государственного аэрокосмического университета
имени академика С.П. Королева
443001 Самара, ул. Молодогвардейская, 151.