Министерство химического и нефтяного машиностроения СССР

Всесоюзный научно-исследовательский и проектный институт
технологии химического и нефтяного аппаратостроения

РАСЧЕТ УСИЛИЙ НА ВАЛКАХ ТРЕХ- И ЧЕТЫРЕХВАЛКОВЫХ ЛИСТОГИБОЧНЫХ МАШИН

РТМ 26 123-73

(Нормативные материалы)

Волгоград

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским и проектным институтом технологии химического и нефтяного аппаратостроения (ВНИИПТхимнефтеаппаратуры)

Директор	Злобина К.С.
Зам.директора	Самойлов В.А.
Зав.отделом канд.техн.наук	Князев В.Н.
Руководитель темы	Жукова Т.Я.
Исполнители	Куликов Е.А.
	Шевяков Г.И.

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Центральным проектно-конструкторским и технологическим бюро научной организации производства, труда и управления (ЦПКТБ НОТ)

Главный инженер	Колыванов Б.В.
Заведующий головным отделом стандартизации	Кричевский М.Ю.

СОГЛАСОВАН с Техническим управлением Министерства химического и нефтяного машиностроения

Главный технолог	Фрадкин Б.А
Главный конструктор	Рябцев В.А.

УТВЕРЖДЕН Министерством химического и нефтяного машиностроения

Начальник Технического управления канд.техн.наук	Васильев А.М.

ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ письмом Министерства химического и нефтяного машиностроения от 1 июня 1973 г. № 11-3-83/384.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

S – толщина изгибаемого листа, мм;

b – длина образующей цилиндрической или конической обечайки, мм;

I – момент инерции площади поперечного сечения валка, мм^4;

R_2 – радиус изгиба слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения листа, при гибке листа и подгибке кромок, мм;

$R_{пр}$ – радиус изгиба слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения листа, при правке обечайки, мм;

R_o – остаточный радиус изгиба, мм;

$R_б$ – внутренний радиус обечайки, мм;

R_1 и R_2 – остаточные внутренние радиусы в торцевых сечениях конической обечайки, мм;

$R_{ср} = \frac{R_1 + R_2}{2}$ – средний расчетный радиус, мм;

R_o' – приведенный остаточный радиус в среднем сечении, перпендикулярном образующей конуса, мм;

$r_o = \frac{R_o}{S}$ – относительный остаточный радиус;

$r_2 = \frac{R_2}{S}$ – относительный радиус изгиба;

λ – угол конусности, град;

M_o – конечный изгибающий момент упругопластической деформации с упрочнением, кгс·мм;

M – изгибающий момент упругой деформации, кгс·мм;

$P_{в.2}, P_{б.2}, P_{н.2}$ – усилия при гибке листа на верхнем, боковом и нижнем валках, кгс;

$P_{в.п.}, P_{б.б.}, P_{н.п}$ – усилия при подгибке кромок на верхнем, боковом и нижнем валках, кгс;

$P_{в.пр.}, P_{б.пр.}, P_{н.пр}$ – усилия при правке обечайки на верхнем, боковом и нижнем валках, кгс;

σ – нормальное напряжение, кгс/см2;

$\sigma_т$ – предел текучести обрабатываемого материала, кгс/мм2;

$\sigma_в$ – предел прочности обрабатываемого материала, кгс/мм2,

ε – относительная деформация;

$\varepsilon_т$ – наибольшая упругая относительная деформация материала листа;

$\varepsilon_в$ – равномерное относительное удлинение материала листа;

E – модуль упругости, кгс/мм2;

σ_{max} – максимальное нормальное напряжение в крайних волокнах изгибаемого бруса, кгс/мм2;

$D_в, D_н, D_б$ – рабочие диаметры верхнего, нижнего и бокового валков, мм;

$Q_в, Q_н, Q_б$ – вес верхнего, нижнего и бокового валков, кг;

$d_в, d_н, d_б$ – диаметры цапф валков соответственно верхнего, нижнего и бокового, мм;

L – расстояние между опорами валков, мм;

K – расстояние от оси верхнего валка до точки пересечения направлений перемещения боковых валков, мм;

ω – угол наклона валков, град;

γ – угол между направлением перемещения боковых валков и вертикальной плоскостью, проходящей через ось верхнего валка, град;

α – угол между направлениями действия усилий на верхнем и боковых валках.

У Д К 621.981.001.2

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ УСИЛИЙ НА ВАЛКАХ ТРЕХ- И ЧЕТЫРЕХВАЛКОВЫХ ЛИСТОГИБОЧНЫХ МАШИН

РТМ 26 123-73

Группа ГО2

Срок введения установлен с 1 октября 1973 г.

Настоящий руководящий технический материал содержит методику расчета усилий на валках при подгибке кромок, гибке и правке цилиндрических и конических обечаек следующих в. дов валковых листогибочных машин:

а) четырехвалковой листогибочной машины с наклонной регулировкой боковых валков, симметрично расположенных относительно верхнего валка, и вертикальной регулировкой нижнего валка;

б) трехвалковой листогибочной машины с симметричным расположением приводных боковых валков и регулируемым по высоте верхним валком;

в) трехвалковой листогибочной машины с симметричным расположением приводных боковых валков, регулируемых по высоте.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ИЗГИБАЮЩЕГО МОМЕНТА И УСИЛИЙ НА ВАЛКАХ ЧЕТЫРЕХВАЛКОВОЙ ЛИСТОГИБОЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ГИБКЕ ЛИСТА, ПОДГИБКЕ КРОМОК И ПРАВКЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК

1.1. Определение констант уравнения кривой упрочнения

В валках листогибочной машины заготовка претерпевает упругопластическую деформацию. Поэтому для гибки листа и правки обечаек в холодном и нагретом состояниях принята степенная зависимость напряжений от деформаций вида:

$$\sigma = A \cdot \varepsilon^{m}$$

где A и m – параметры, зависящие от механических свойств материала листа при данной температуре заготовки и определяемые по формулам:

$$A = \frac{\sigma_в}{\varepsilon_в^m} = \frac{\sigma_т}{\varepsilon_т^m}; \qquad (1)$$

$$m = \frac{lg\frac{\sigma_в}{\sigma_т}}{lg\frac{\varepsilon_в}{\varepsilon_т}}; \qquad (2)$$

$\varepsilon_в = \delta_5$ – берется из таблиц механических характеристик материала листа [3];

$$\varepsilon_т = \frac{\sigma_т}{E} + 0{,}002. \qquad (3)$$

Значения A и m для материалов, наиболее распространенных в аппаратостроении, приведены в табл. 1.

Пример. Определить константы уравнения кривой упрочнения A и m для стали Ст.3 в нагретом состоянии (температура нагрева 600°С), если материал имеет следующие механические характеристики:

$\sigma_т = 13$ кгс/мм^2;

$\sigma_в = 17$ кгс/мм^2;

$\varepsilon_в = 51\%$;

$E = 1{,}35 \cdot 10^4$ кгс/мм^2.

Величины A, m и $\varepsilon_т$ для нагретого листа определяются по формулам (1), (2) и (3):

$$A = \frac{17}{0{,}51^{0{,}052}} = 17{,}6 \text{ кгс/мм}^2;$$

Таблица 1

Механические свойства и константы уравнения кривой упрочнения листовых сталей в холодном состоянии

Марка стали	Сортамент на листовой прокат	Механические свойства					Константы уравнения кривой упрочнения			
		E, кгс/мм2	$\sigma_в$, кгс/мм2	$\varepsilon_в$	$\sigma_т$, кгс/мм2	$\varepsilon_т$	A, кгс/мм2	m	n	n'
Ст. 3	ГОСТ	$2{,}1 \cdot 10^4$	38	0,20	21	0,0030	47,69	0,141	0,0057	10,099
ВМСт.5	14637-69	-	54	0,21	27	0,0038	70,07	0,167	0,0082	-
по ГОСТ 380-71										
19Г		$2{,}1 \cdot 10^4$	48	0,21	32	0,0035	56,02	0,099	0,0071	10,099
14ХГС	ГОСТ	$2{,}1 \cdot 10^4$	50	0,23	35	0,0037	56,77	0,088	0,0073	-
10Г2С1Д	5520-69	-	50	0,22	35	0,0037	57,07	0,087	0,0073	12,867
09Г2С		-	45	0,22	31	0,0035	51,57	0,089	0,0068	11,592
16ГС		-	48	0,22	30	0,0034	56,93	0,113	0,0071	12,461
по ГОСТ 5058-65										
Х18Н9Т	ГОСТ	$2{,}02 \cdot 10^4$	55	0,55	20	0,0030	61,76	0,194	0,0070	12,461
Х18Н10Т	7350-66	$2{,}02 \cdot 10^4$	52	0,38	20	0,0030	62,94	0,197	0,0071	12,490
Х17Н13М2Т		$1{,}93 \cdot 10^4$	54	0,37	22	0,0031	65,08	0,188	0,0074	13,059
по ГОСТ 5632-61										

$$m = \frac{lg\frac{17}{13}}{lg\frac{0,51}{0,00296}} = 0,052;$$

$$\varepsilon_r = \frac{13}{1,35 \cdot 10^4} + 0,002 = 0,00296.$$

1.2. Определение величины изгибающего момента

Изгибающий момент M_0, действующий в поперечном сечении листа, определяется для упругопластической деформации по формуле:

$$M_0 = \frac{A \cdot b \cdot S^{2+m}}{2^{m+1}(2+m)R_2^m} = \frac{n' \cdot b \cdot S^2}{r_2^m}, \qquad (4)$$

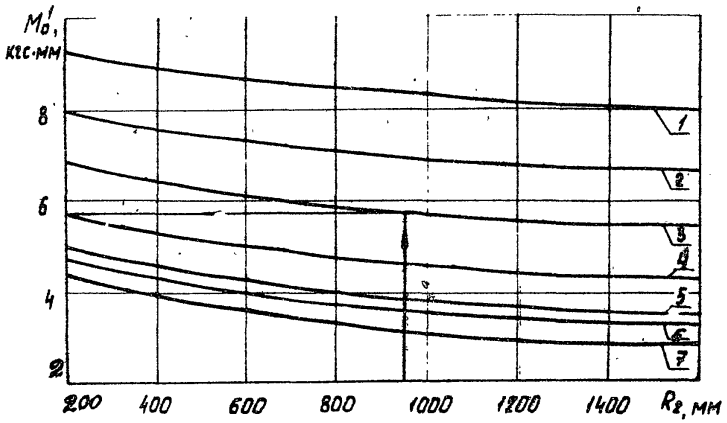
где $n' = \frac{A}{2^{m+1}(2+m)}$ – величина, зависящая от механических свойств материала листа (см.табл. 1).

С целью упрощения расчета для определения величины изгибающего момента приведены зависимости изгибающего момента, полученного для единичных размеров листа ($b = 1$, $S = 1$), от радиуса изгиба R_2 (черт.1). Для листа с заданными размерами b и S величину единичного изгибающего момента M_0' умножают на $b \cdot S^{2+n}$.

Радиус изгиба заготовки R_2 определяется по известному остаточному радиусу R_0:

$$R_2 = \frac{R_0}{1 + n \cdot r_0^{1-m}}, \qquad (5)$$

Зависимость единичного изгибающего момента M_0^1 от радиуса изгиба R_2



Материал листа: 1 – 0Х13; 2 – 10Г2С1Д; 3 – 16ГС; 4 – ВМСт.5; 5 – Ст.3; 6 – Х17Н13М2Т; 7 –Х18Н10Т

Черт. 1

где $n = \frac{A \cdot 2^{2,59-m}}{E(2+m)}$ – величина, постоянная для данного материала (см.табл. 1);

$$R_0 = R_в + \frac{S}{2}. \qquad (6)$$

На черт. 2-4 показаны зависимости относительного радиуса изгиба r_z от относительного остаточного радиуса r_0 при гибке листа в холодном и горячем состояниях.

Минимально допустимый диаметр D_{min} изгибаемой обечайки выбирается из условия возможности снятия готовой обечайки с валка:

$$D_{min} = (1,25 \div 1,30) D_в.$$

Пример. Определить величину изгибающего момента M_0 при гибке обечайки с внутренним диаметром $D_{вн}$ =2400 мм из листа толщиной S = 20 мм и шириной b = 1800 мм. Материал листа – сталь 16ГС.

Решение 1. Аналитическим путем по формуле (6) находят остаточный расчетный радиус

$$R_0 = 1200 + 10 = 1210 \text{ мм};$$

тогда относительный остаточный радиус

$$r_0 = \frac{R_0}{S} = \frac{1210}{20} = 60,5.$$

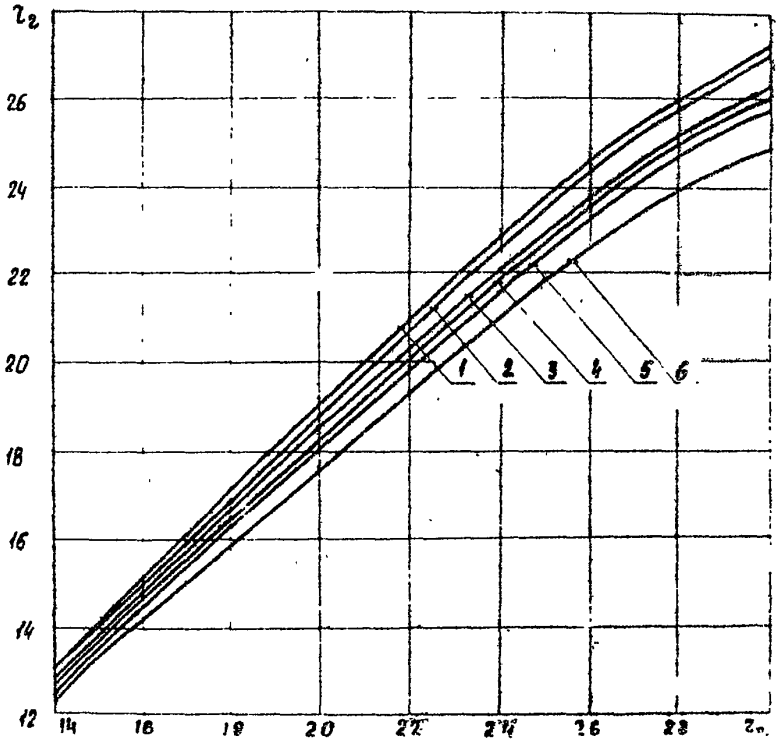
В табл. 1 находят величины $n' = 12,461$, $m = 0,113$, $n = 0,0071$ и согласно формуле (5) определяют радиус изгиба

$$R_в = \frac{1210}{1 + 0,0071 \cdot 60,5^{1-0,113}} = 952,75 \text{ мм};$$

по формуле (4) определяют величину изгибающего момента

$$M_0 = \frac{12,461 \cdot 1800 \cdot 20^{2,113}}{952,75^{0,113}} = 5793000 \text{ кгс} \cdot \text{мм}.$$

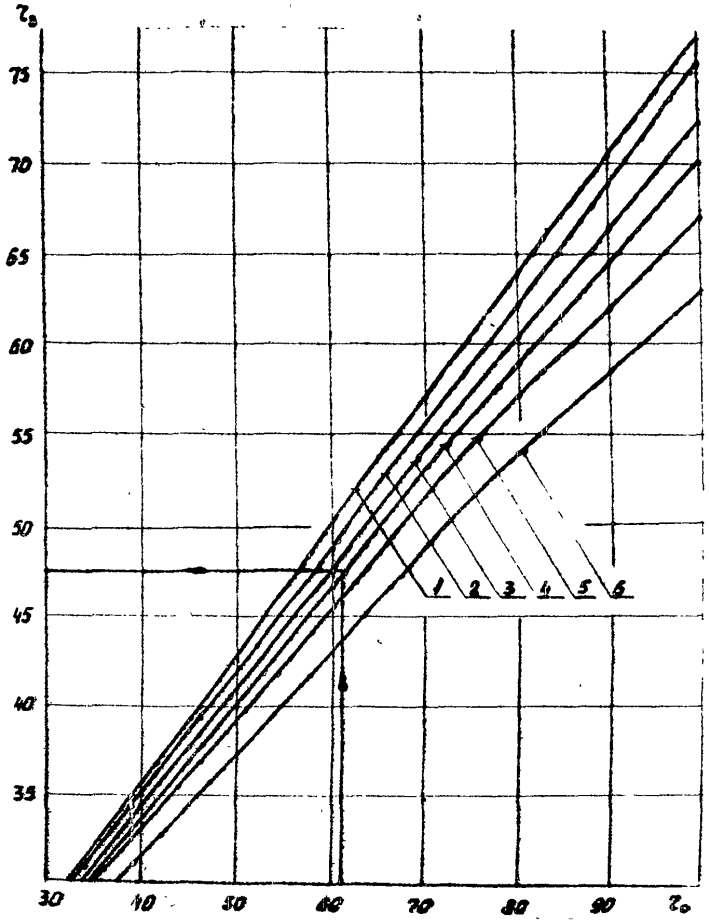
Зависимость относительного радиуса изгиба r_2 от относительного остаточного радиуса r_0 при гибке листа в холодном состоянии



Материал листа: 1 -Х18Н10Т, Х18Н9Т; 2 - Ст.3; 3 - ВМСт.5; 4 - 16ГС; 5 - 10Г2С1Д; 6 - 0Х13

Черт. 2

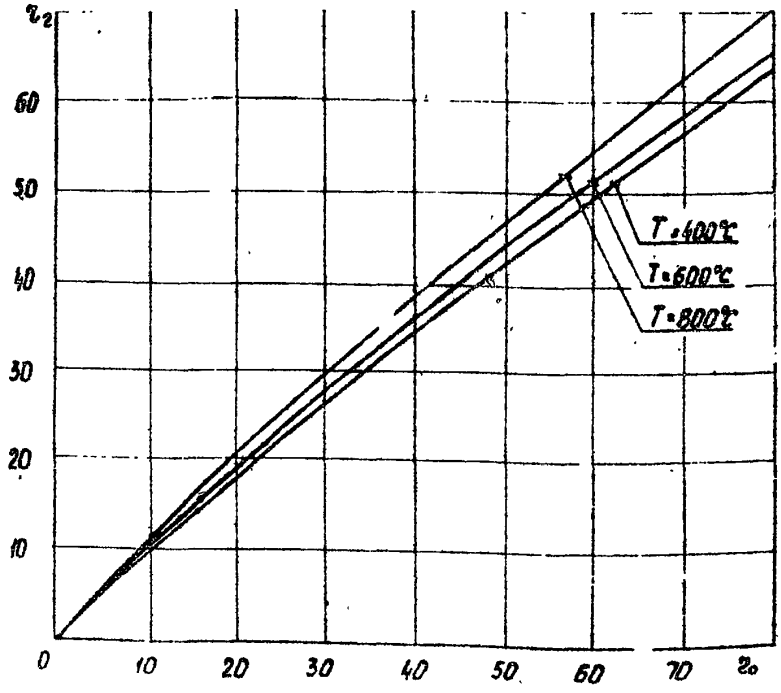
Зависимость относительного радиуса изгиба r_2 от относительного остаточного радиуса r_0 при гибке листа в холодном состоянии



Материал листа: 1 – Х18Н10Т, Х18Н9Т; 2 – Ст.3;
3 – ВМСт.5; 4 – 16ГС; 5 – 10Г2С1Д; 6 – 0Х13

Черт. 3

Зависимость относительного радиуса изгиба r_2 от относительного остаточного радиуса r_0, при гибке листа в горячем состоянии



Материал листа: Х18Н10Т, Х18Н9Т, Ст.3, ВМСт.5, 16ГС, 10Г2С1Д, ОХ13

Черт. 4

Решение 2. Нахождение величины изгибающего момента Мо значительно упрощается, если воспользоваться графическими зависимостями, показанными на черт. 1–4: определяют относительный остаточный радиус r_0 и по черт. 3 находят соответствующий ему относительный радиус изгиба $r_2 = 47{,}6$.

Тогда величина радиуса изгиба

$$R_2 = r_2 \cdot S = 47{,}6 \cdot 20 = 952 \text{ мм}.$$

По черт. 1 находят значение единичного изгибающего момента Мо:

$$M'_o = 5{,}7 \text{ кгс.мм}.$$

Искомая величина изгибающего момента

$$M_o = M'_o \cdot b \cdot S^{2+m} = 5{,}7 \cdot 1800 \cdot 20^{2{,}113} = 5756000 \text{ кгс.мм}.$$

Несовпадение величин изгибающих моментов, определенных аналитическим путем и с помощью графических зависимостей, не превышает 1,5 – 2,0 %.

1.3. Определение усилий при гибке листа

Для расчета усилий при гибке листа в четырехвалковой листогибочной машине принята симметричная схема расположения валков (черт. 5 и 6).

Усилие на верхнем валке слагается из усилия, возникающего от давления заготовки $P_{в.г}$, и усилия прижима нижнего валка $P_{н.г}$:

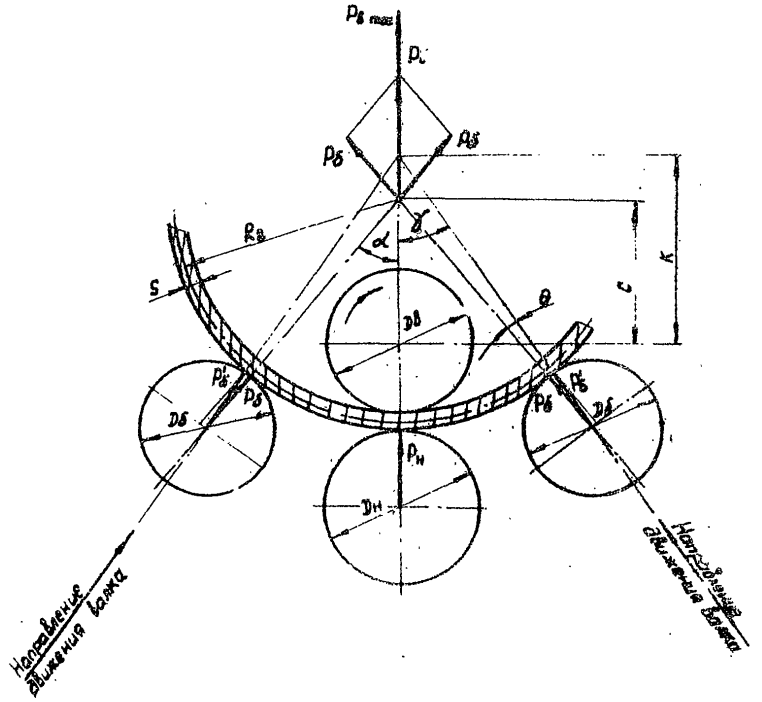
$$P_{в.г\,max} = P_{в.г} + P_{н.г} - Q_в = \frac{2M_o}{R_2 \cdot tg\alpha} + P_{н.г} - Q_в ; \quad (7)$$

при $R_2 < K + \frac{D_в}{2}$ $\quad \alpha = \gamma + \theta,$

где $$\sin\theta = \frac{K + \frac{D_в}{2} - R_2 + \frac{S}{2}}{R_2 + \frac{D_в}{2} + \frac{S}{2}} \cdot \sin\gamma ; \quad (8)$$

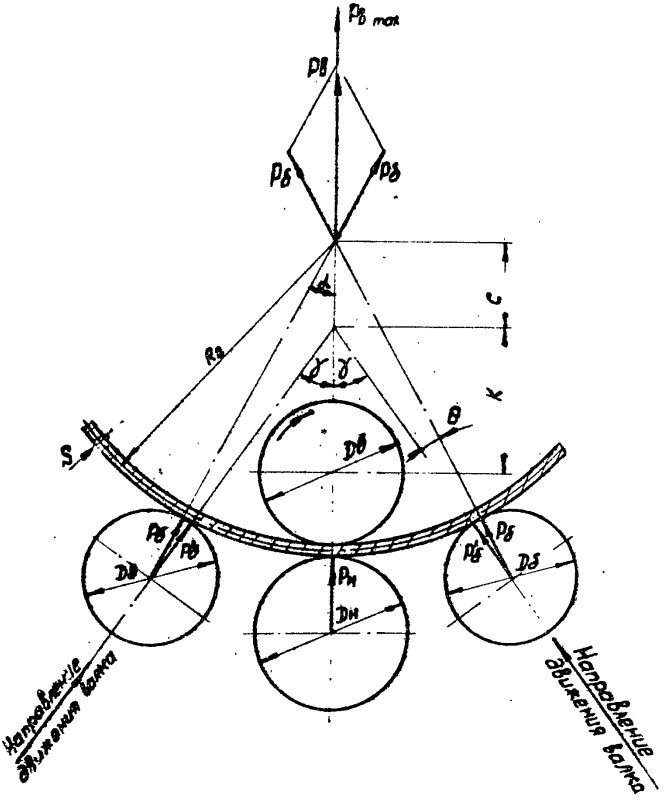
при $R_2 > K + \frac{D_в}{2}$ $\quad \alpha = \gamma - \theta$

Схема действия усилий при гибке и правке обечаек на четырехвалковой листогибочной машине при $R_2 < K + \frac{D}{2}$



Черт. 5

Схема действия усилий при гибке и правке обечаек на четырехвалковой листогибочной машине при $R_t > K + \frac{D_в}{2}$



Черт. 6

где $$\sin\theta = \frac{R_2 - K - \frac{D_б}{2} - \frac{S}{2}}{R_2 + \frac{D_б}{2} + \frac{S}{2}} \cdot \sin\gamma. \qquad (9)$$

Величины K и γ являются постоянными для каждой машины и определяются по паспорту машины.

Усилие на боковом валке при гибке обечайки

$$P_{б.2\,max} = P'_{б.2} + Q_б \cdot \cos\gamma = \frac{M_0}{R_2 \cdot \sin\alpha \cos\theta} + Q_б \cdot \cos\gamma,$$

где $P'_{б.2} = \frac{P_{б.2}}{\cos\theta}$ – усилие, действующее на боковой валок в направлении перемещения валка по направляющим станины.

Величина усилия поджима заготовки нижним валком подбирается исходя из условия отсутствия пробуксовывания верхнего валка по листу.

При наличии одного приводного верхнего валка уравнение равновесия обечайки имеет вид:

$$(P_{в.2} + P_{н.2} - Q_в)\cdot\mu_1 \geq \frac{M_0}{R_2} + (P_{в.2} + P_{н.2} - Q_в)\cdot\frac{2\mu_2}{D_в} +$$

$$+ P_{н.2}\frac{2\mu_2 + \mu d_н}{D_н} + 2P_{б.2}\left(\frac{2\mu_2}{D_б} + \frac{\mu d_б}{D_б \cos\theta}\right)\cos\alpha, \qquad (10)$$

где $(P_{в.2} + P_{н.2} - Q_в)\cdot\mu_1$ – активная сила (сила трения между верхним валком и обечайкой), уравновешивающая действие сил трения качения, скольжения в цапфах и усилие сопротивления формообразованию;

$\frac{M_0}{R_2}$ – сила сопротивления изгибу листа;

$(P_{в.2} + P_{н.2} - Q_в)\frac{2\mu_2}{D_в}$ – сила сопротивления качению верхнего валка по обечайке;

$P_{н.2}\frac{2\mu_2 + \mu d_н}{D_н}$ – сила сопротивления качению нижнего валка по обечайке и скольжению в цапфах;

μ_1 – коэффициент трения скольжения валков по изгибаемой заготовке:

$\mu_1 \leq 0{,}15$ – для холоднокатаного проката;

$\mu_1 \leq 0{,}2$ – для горячекатаного проката;

$\mu_1 = 0{,}3 \div 0{,}4$ – для гибки в горячем состоянии;

μ 0,05÷0,08 – коэффициент трения скольжения цапф валков в подшипниках скольжения;

μ_2 – коэффициент трения качения валков по заготовке:

μ_2 = 0,8 мм – для горячекатаного черного металла;

μ_2 = 0,5 мм – для холоднокатаного черного металла;

μ_2 = 0,3÷0,4 мм – для заготовок из цветного металла;

μ_2 = 0,2 мм – для случая качения валков по опорным роликам;

μ_2 = 1,2÷ мм – для гибки в горячем состоянии.

Преобразовав формулу (10) относительно $P_{н.2}$, получим выражение для определения необходимой величины усилия поджима заготовки нижним валком:

$$P_{н.2} \geq \frac{\frac{M_0}{R_2} + (P_{н.2} - Q_б)\left(\frac{2\mu_2}{D_б} - \mu_1\right) + 2P_{б2}\left(\frac{2\mu_2}{D_б} + \frac{\mu d_б}{D_б \cos\theta}\right)\cos\alpha}{\mu_1 - \frac{2\mu_2}{D_б} - \frac{2\mu_2 + \mu d_н}{D_н}}. \qquad (11)$$

Вертикальные составляющие сил трения на валках взаимно уравновешиваются.

Максимальная величина усилия, действующего на нижний валок при гибке обечайки, будет равна:

$$P_{н.2\,max} = P_{н.2} + Q_н. \qquad (12)$$

1.4. Определение усилий при подгибке кромок

Для расчета усилий на валках при подгибке кромок листовой заготовки принята асимметричная схема расположения валков (черт. 7 и 8):

усилие на верхнем валке

$$P_{в.п} = \frac{M_0}{R_2}\left(\frac{1}{tg\alpha} + \frac{1}{tg\beta}\right) - Q_б \cos\varphi; \qquad (13)$$

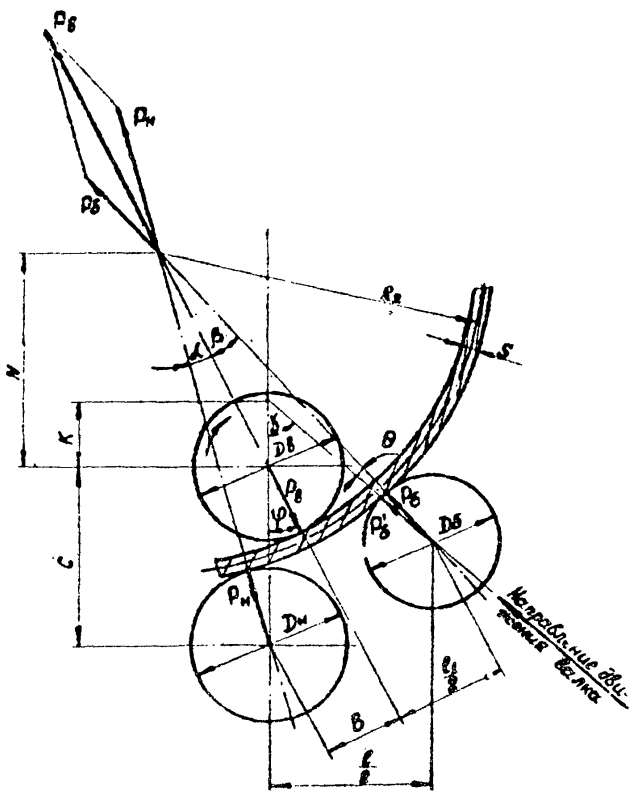
усилие на боковом валке

$$P_{б.п} = \frac{M_0}{R_2 \sin\beta} + Q_б \cos(\beta + \varphi); \qquad (14)$$

усилие на нижнем валке

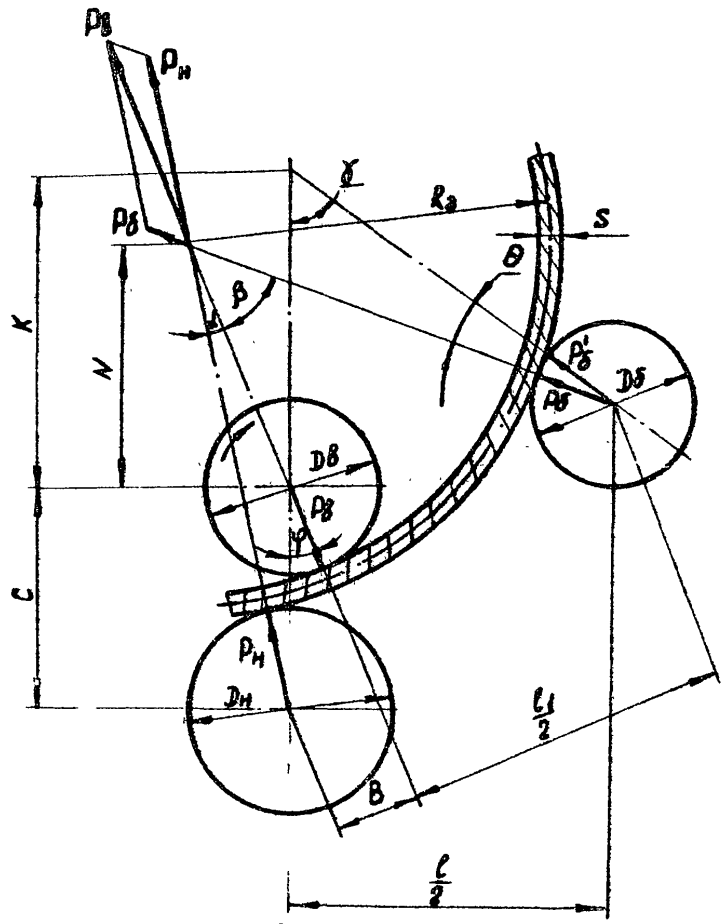
$$P_{н.п} = \frac{M_0}{R_2 \sin\alpha} + Q_н \cos(\varphi - \alpha). \qquad (15)$$

Схема действия усилий при подгибке кромок на четырехвалковой листогибочной машине при $R_1 > K + \frac{D_1}{2}$



Черт. 7

Схема действия усилий при подгибке кромок на четырехвалковой листогибочной машине при $R_2 < K + \frac{D_в}{2}$



Черт. 8

Углы α, β и φ в формулах (13), (14) и (15) определяются следующим образом:

$$\sin\alpha = \frac{B}{R + \frac{D_м}{2} + \frac{S}{2}}, \qquad (16)$$

где $B=(0,1\div0,3)D_в$ – принято из условия приближения усилий при подгибке кромок к усилиям при гибке листа [6];

$$tg\varphi = \frac{B}{\sqrt{\left(R_2 + \frac{D_м}{2} + \frac{S}{2}\right) - B^2} - \left(R_2 - \frac{D_в}{2} - \frac{S}{2}\right)}; \qquad (17)$$

при $R_2 < K + \frac{D_в}{2} + \frac{S}{2}$, $K > N$ $\beta = \gamma + \theta - \varphi$,

где $N = \left(R - \frac{D_в}{2} + \frac{S}{2}\right)\cos\varphi$;

при $R_2 > K + \frac{D_в}{2} + \frac{S}{2}$, $K \le N$ $\beta = \gamma - \theta - \varphi$.

Если $\beta = \gamma + \theta - \varphi$, то

$$\sin\theta = \frac{K\sin\gamma - \left(R_2 - \frac{D_в}{2} - \frac{S}{2}\right)\sin(\gamma - \varphi)}{R_2 + \frac{D_в}{2} + \frac{S}{2}}; \qquad (19)$$

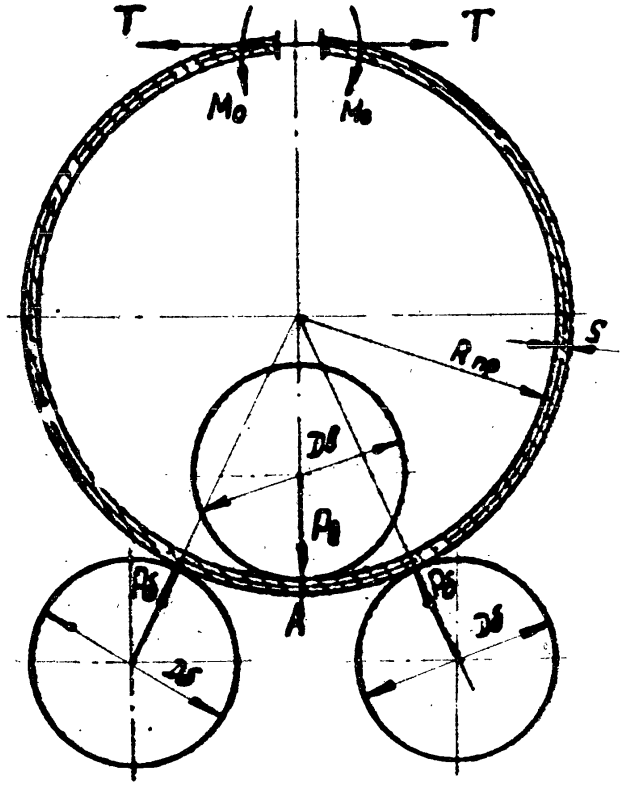
Если $\beta = \gamma - \theta - \varphi$, то

$$\sin\theta = \frac{\left(R_2 - \frac{D_в}{2} - \frac{S}{2}\right)\sin(\gamma - \varphi) - K\sin\gamma}{R_2 + \frac{D_в}{2} + \frac{S}{2}}. \qquad (20)$$

1.5. Определение усилий при правке обечаек

В расчете усилий при правке обечаек рассматривается статическое равновесие замкнутой обечайки, симметрично расположенной относительно гибочных валков (черт.8).

Схема действия усилий при правке обечаек



Черт. 9

Усилие на верхнем валке при правке обечаек после сварки продольного стыка складывается из усилий от действия сил на боковых валках и усилий от действия сил сопротивления замкнутого контура [11]:

$$P_{в.пр\,max} = P_{б.пр} + P_{н.пр} - Q_в = \frac{2\pi M_0}{R_{пр}\left[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]} + P_{н.пр} - Q_в, \quad (21)$$

где $R_{пр} = K_ф R_г$ [9].

Величина коэффициента формы обечайки $K_ф$ зависит от способа подгибки кромок и приведена в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициент формы обечайки ($K_ф$) при подгибке

в штампе на прессе	на ЛГМ с подкладным листом	на ЛГМ без подкладного листа	
		по радиусу	с плоскими участками
0,95 – 1,00	0,85 – 0,95	0,80 – 0,90	0,75 – 0,85

Величина угла α определяется по формуле (8) или (9).

Усилие на боковом валке при правке обечаек

$$P_{б.пр} = \frac{\pi M_0}{R_{пр}\cos\alpha\left[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]}.$$

Максимальное усилие на боковом валке при правке обечаек (см.черт. 9)

$$P_{б.пр\,max} = \frac{P_{б.пр}}{\cos\theta} + Q_б\cos\gamma.$$

Величина усилия поджима нижним валком при правке обечаек подбирается, как и при гибке листа, исходя из условия отсутствия пробуксовывания валка по заготовке (см.формулы (10), (11) и (12):

$$P_{н.пр}=\frac{\frac{M_0}{R_{пр}}+\left(P_{б.пр}-Q_б\right)\left(\frac{2\mu_2}{D_б}-\mu_1\right)+2P_{б.пр}\left(\frac{2\mu_2}{D_б}+\frac{\mu\, d_б}{D_б\cos\theta}\right)\cos\alpha}{\mu_1-\frac{2\mu_2}{D_б}-\frac{2\mu_2+\mu d_н}{D_н}} \quad (22)$$

Максимальное усилие на нижнем валке при правке обечаек

$$P_{н.пр\,max}=P_{н.г}+Q_н.$$

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ НА ВАЛКАХ ТРЕХВАЛКОВОЙ ЛИСТОГИБОЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ГИБКЕ ЛИСТА, ПОДГИБКЕ КРОМОК И ПРАВКЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК

2.1. Определение усилий при гибке листа

Для расчета усилий при гибке листа принята симметричная схема расположения валков листогибочной машины (черт. 10).

Усилие на верхнем валке при гибке листа с учетом веса валка

$$P_{в.г}=\frac{2M_0}{R_г\,tg\alpha}-Q_в; \quad (23)$$

где

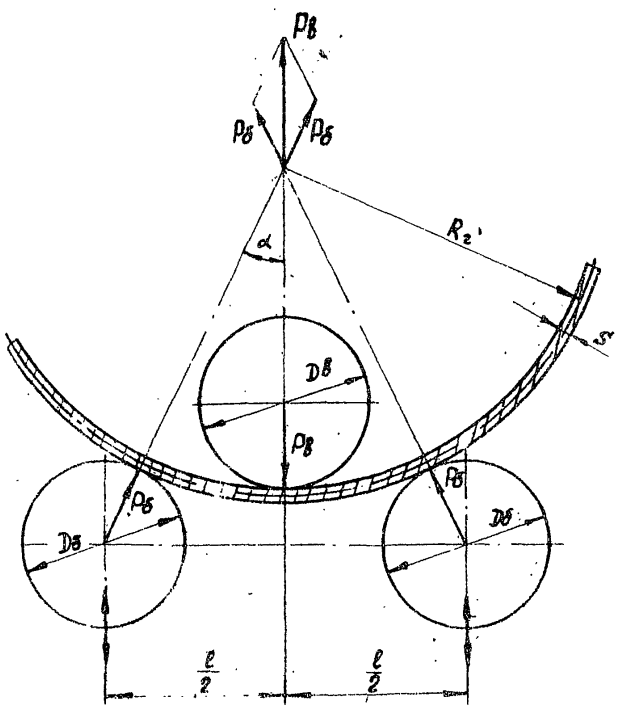
$$\alpha=\arcsin\frac{\frac{l}{2}}{R_г+\frac{D_б}{2}+\frac{S}{2}}, \quad (24)$$

$\frac{l}{2}$ – расстояние между осями валков.

Усилие на боковом валке при гибке листа с учетом веса валка

$$P_{б.г}=\frac{M_0}{R_г\sin\alpha}+Q_б\cos\alpha. \quad (25)$$

Схема действия усилий при гибке и правке обечаек на трехвалковой листогибочной машине



Черт. 10

2.2. Определение усилий при подгибке кромок

Для расчета усилий при подгибке кромок принята асимметричная схема расположения валков (черт.11).

Усилие на верхнем валке при подгибке кромок

$$P_{в.п} = \frac{M_0}{R_1}\left[\frac{1}{tg\alpha} - \frac{1}{tg\beta}\right] - Q_б \cos\varphi. \qquad (26)$$

Усилие на боковом валке при подгибке кромок

$$P_{u.п\,max} = P_{в.п} + Q_б \cos(\alpha + \varphi).$$

Угол α определяется по формуле (16), углы ψ, β, φ определяются по следующим формулам:

$$\sin\psi = \frac{(R_1 - \frac{D_б}{2} - \frac{S}{2})\sin\alpha}{\sqrt{\left[\frac{B}{tg\alpha} - (R_1 - \frac{D_б}{2} - \frac{S}{2})\right]^2 - B^2}}; \qquad (27)$$

$$\sin\beta = \frac{C}{R_1 + \frac{D_{б_1}}{2} + \frac{S}{2}}, \qquad (28)$$

где $C = \frac{l}{2}\left(\frac{1}{\cos\varphi} + \cos\varphi\right) - B;$

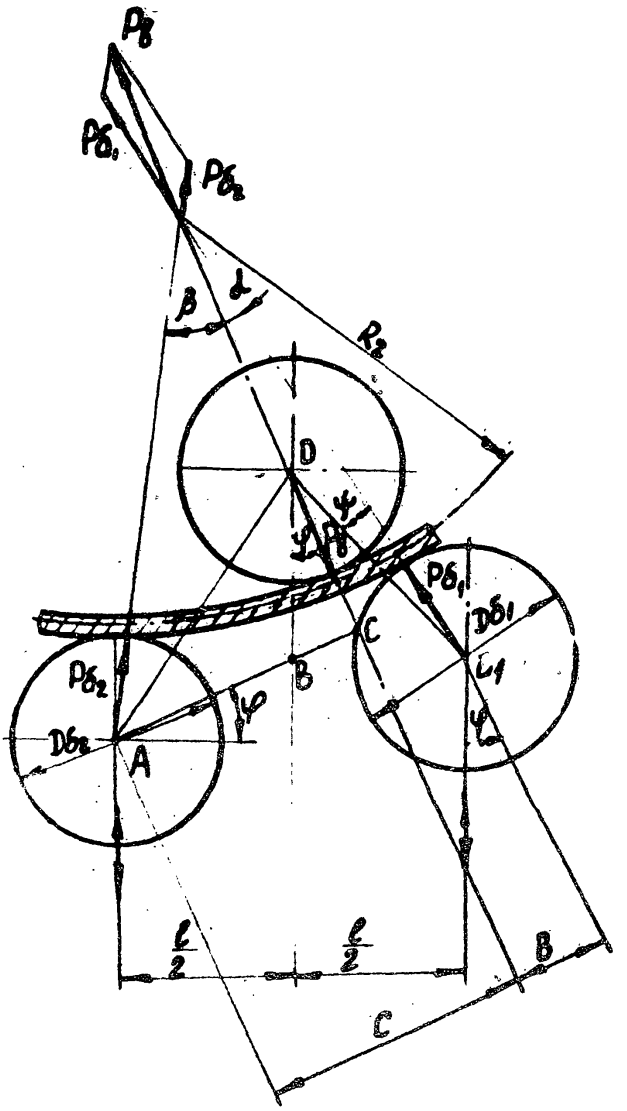
$$\sin(\varphi + \psi + \alpha) = \frac{\frac{l}{2}}{\sqrt{\left[\frac{B}{tg\alpha} - (R_1 - \frac{D_б}{2} - \frac{S}{2})\right]^2 - B^2}}, \qquad (29)$$

где $\varphi = \arcsin \frac{\frac{l}{2}}{\sqrt{\left[\frac{B}{tg\alpha} - (R_1 - \frac{D_б}{2} - \frac{S}{2})\right]^2 - B^2}} - \psi - \alpha.$

2.3. Определение усилий при правке обечаек

Для расчета усилий при правке обечаек принята симметричная схема расположения валков (см.черт. 10).

Схема действия усилий на обечайку при подгибке кромок на трехвалковой листогибочной машине



Черт. 11

Максимальное усилие на верхнем валке при правке замкнутых обечаек

$$P_{в.пр\,max} = P_{в.пр} - Q_в = \frac{2\pi M_0}{R_{пр}\left[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]} - Q_в \quad (30)$$

Максимальное усилие на боковом валке при правке обечаек

$$P_{б.пр\,max} = P_{в.пр} + Q_б\cos\alpha = \frac{\pi M_0}{R_{пр}\cos\alpha\left[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]} + Q_б\cos\alpha. \quad (31)$$

Пример по определению усилий на валках при гибке и правке обечаек на трехвалковой листогибочной машине 16х2000 приводится в приложении 1.

3. ПРОВЕРКА ЖЕСТКОСТИ И ПРОЧНОСТИ ВАЛКОВ ТРЕХ- И ЧЕТЫРЕХВАЛКОВЫХ ЛИСТОГИБОЧНЫХ МАШИН

3.1. Расчет двухопорного валка с равнораспределенной нагрузкой

В двухопорном симметрично нагруженном валке максимальная стрела прогиба [12] (черт. 12,а) определяется по формуле:

$$f_{max} = \frac{q}{24EI}\left[\frac{(L-a)^4 - a^4}{2} - \frac{3}{4}bL^3\right], \quad (32)$$

где $q = \frac{P_{max}}{b}$ – интенсивность распределенной нагрузки, кгс/мм;

$I = 0.05D^4$;

a – расстояние от центра опорного подшипника до торца обечайки, мм.

Величина максимального момента в среднем сечении балки

$$M_{max} = \frac{P_{max}}{8}(b + 4a). \quad (33)$$

3.2. Расчет двухопорного валка с асимметрично приложенной нагрузкой (черт.12,б).

В том случае, когда обечайка установлена асимметрично опор верхнего валка, расчет стрелы прогиба определяется по формуле [10] :

$$f=\frac{1}{24EI}\left[4A_0Z^3-q(Z-a)^4+q(Z-a-b)^4+q(l-a)^4\frac{Z}{L}-4A_0c^2Z-qc^4\frac{Z}{L}\right], \quad (34)$$

где f – стрела прогиба в сечении валка с координатой Z;

$A_0=q\frac{b}{L}\left(\frac{b}{2}+c\right)$ – величина реактивной силы на опоре А, кгс.

Наибольшая величина прогиба валка будет на участке с координатами

$$a<Z<a+b.$$

Уравнение изгибающего момента для этого участка

$$M=A_0Z-\frac{q}{2}(Z-a)^2. \quad (35)$$

Для определения координаты Z сечения, имеющего максимальный прогиб, необходимо первую производную от момента по текущей координате приравнять к нулю и найти значение этой координаты:

$$Z_{max}=\frac{A_0+aq}{q}=a+\frac{b}{L}\left(\frac{b}{2}+c\right). \quad (36)$$

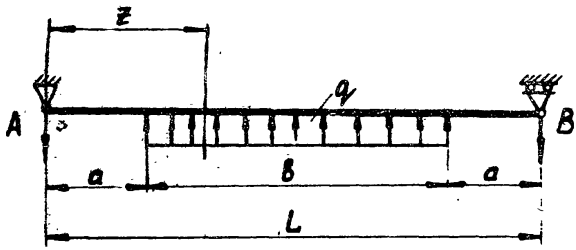
Подставив значение Z_{max} в формулу (34), определим величину максимального прогиба валка f_{max}.

3.3. Расчет двухопорного валка, симметрично нагруженного в середине пролета и на консолях (черт.13,а).

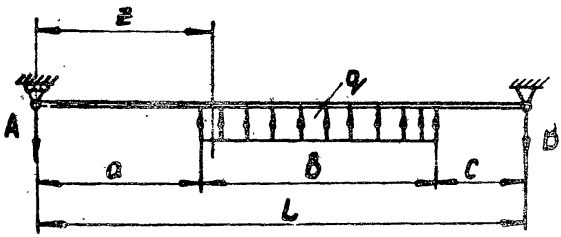
Такой валок имеет максимальный прогиб f_{max} от действия изгибаемой заготовки, а усилия противодавления P_1 изгибают его в той же плоскости в противоположном направлении на величину $f_{k\,max}$.

Стрела прогиба f_{max} определяется по формуле (32).

Схемы нагружения валка



а



б

" а – симметричная; б – асимметричная

Черт. 12

Тогда необходимое для компенсации прогиба усилие противодавления, приложенное к консолям, будет равно:

$$P_к = f_{к\,max}\frac{8EI}{3l(2a+b)^2} = f_{к\,max}\frac{8EI}{3lL^2}. \qquad (37)$$

Полученная величина усилия противодавления Рк не должна превышать допустимого машиной $P_{к\,max}$:

$$P_к \leq P_{к\,max}.$$

Когда допустимое механизмом противодавления усилие $P_{к\,max}$ недостаточно для полной компенсации прогиба валка [12], необходимо определить возможную величину компенсационного прогиба $f_к$ по формуле:

$$f_к = \frac{P_к}{6EI}\left[3l(l+L)z - l^2(2l+3L) - z^3 + (z-l)^3 + (z-l-L)^3\right]; \qquad (38)$$

z определяется по формуле (36).

Условие жесткости вала выполняется, если алгебраическая сумма прогибов $f_к$ и f_{max} не превышает допустимой величины:

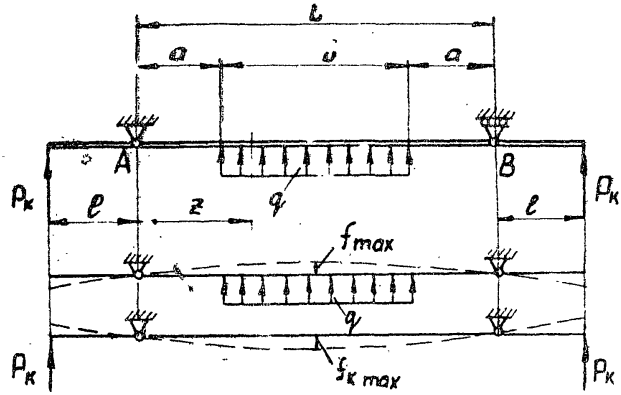
$$\frac{f_{max} - f_к}{L} \leq \frac{1}{1000}. \qquad (39)$$

3.4. Расчет двухопорного валка с асимметрично расположенной нагрузкой в пролете и сосредоточенными силами на консолях (см.чертеж 13,б)

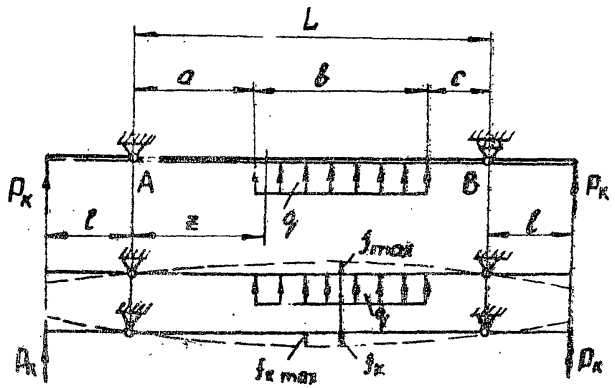
Поверочный расчет такого валка по жесткости аналогичен расчету двухопорного симметрично нагруженного валка с консолями.

Стрела прогиба f_{max} от действия изгибаемой заготовки на валок определяется по формулам (34) и (36), необходимая величина усилия противодавления Рк – по формуле (37) а величина компенсационного прогиба в любом сечении валка $f_к$ – по формуле (38).

Схемы нагружения верхнего валка
с консолями



а



б

а – симметричная; б – асимметричная

Черт. 13

3.5. Проверка прочности валков листогибочных машин

Проверку прочности валка производят исходя из наибольшей величины усилия, действующего на валок при подгибке кромок или правке обечаек:

$$P_{max} \leq [P]. \qquad (40)$$

Величина допустимого усилия $[P]$ определяется исходя из размеров заготовки (ширины, толщины листа, характеристик материала), которые указаны в технической характеристике машины. Если условие (40) выполняется, то при проверочном расчете валков существующих машин необходимо исходить из допустимого прогиба валка.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ И РАСЧЕТ УГЛА НАКЛОНА БОКОВЫХ ВАЛКОВ В ЧЕТЫРЕХВАЛКОВОЙ ЛИСТОГИБОЧНОЙ МАШИНЕ ПРИ ГИБКЕ ЛИСТА И ПРАВКЕ КОНИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК

4.1. Расчет угла наклона боковых валков

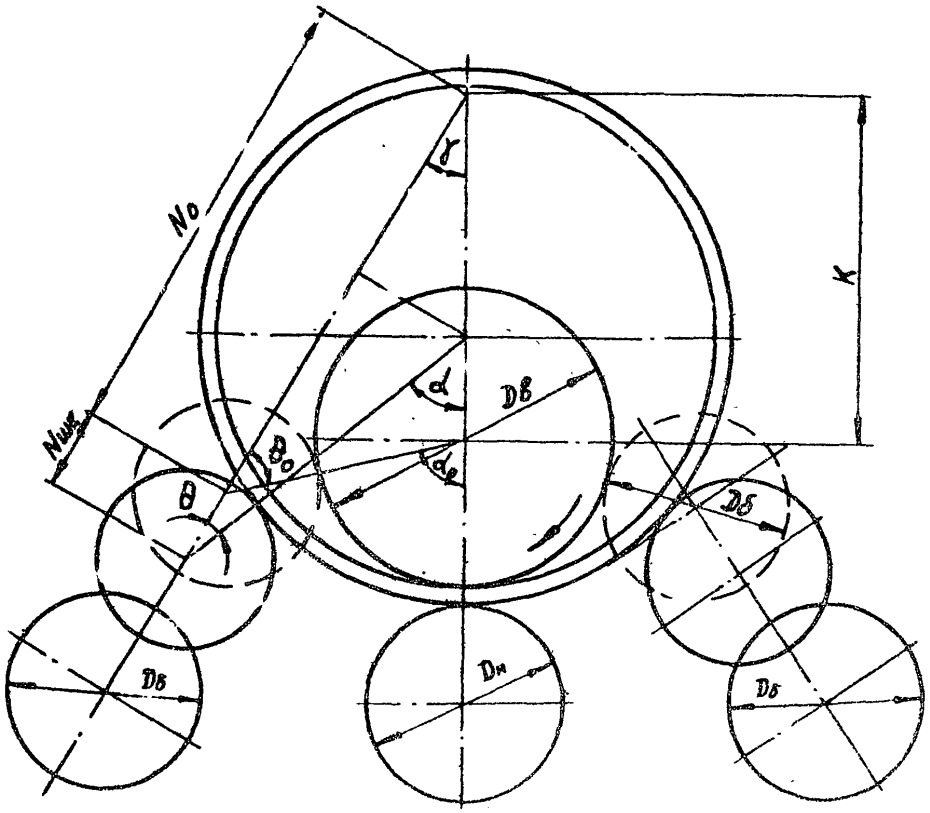
Для расчета угла наклона боковых валков и действующих на них усилий при гибке конических обечаек берется средний остаточный радиус в сечении, перпендикулярном образующей конуса. Относительное положение валков в листогибочных машинах определяется исходя из предположения, что заготовка изгибается в цилиндр радиусом, равным радиусу конуса в рассматриваемом сечении.

Угол наклона бокового валка

$$tg\,\omega = \frac{N_{шк_1} - N_{шк_2}}{b}, \qquad (41)$$

где $N_{шк_1}$ и $N_{шк_2}$ – относительное положение боковых валков (показание шкалы указателей), необходимое для формообразования радиусов в торцевых сечениях конуса (черт.14);

Схема относительного положения валков при гибке и правке конической обечайки



Черт. 14.

$$b = \frac{H}{\cos\lambda}, \qquad (42)$$

где H – высота конуса, мм (черт. 15).

Относительное положение боковых валков, соответствующее радиусу изгиба, определяется величиной смещения валка по указательной шкале:

$$N_{шк} = \frac{(R_2 + \frac{S}{2} + \frac{D_б}{2})\sin\alpha}{\sin\gamma} - N_0, \qquad (43)$$

где $N_0 = (\frac{D_в}{2} + \frac{D_б}{2})\frac{\sin\alpha_0}{\sin\gamma}$ – величина, постоянная для данной машины;

$\alpha_0 = \gamma + \theta_0$ – величина, постоянная для данной машины;

θ_0 – угол между направлением перемещения бокового валка и направлением действия усилия на этом валке (см. черт. 14);

$$\theta_0 = \arcsin\frac{K\sin\gamma}{\frac{D_в}{2} + \frac{D_б}{2}}; \qquad (44)$$

α – определяется по формулам (8) и (9),

где $$R_2 = \frac{R_0'}{1 + n(r_0')^{1-m}}; \qquad (45)$$

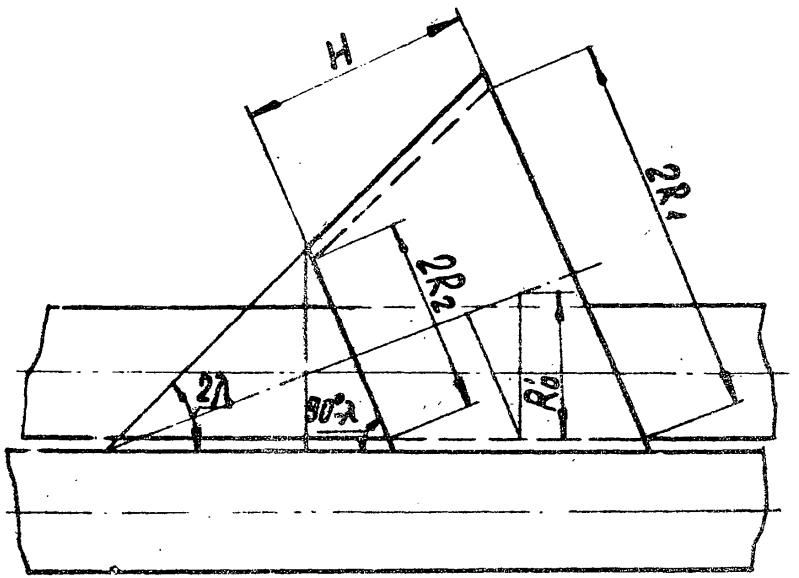
n – величина постоянная (см. табл. 1 и 2);

$r_0' = \frac{R_0'}{S}$;

$$R_0' = \frac{R_0}{\cos\lambda}K_1 + \frac{S}{2}, \qquad (46)$$

где K_1 – коэффициент изменения кривизны конической обечайки для различных углов λ определяется по табл. 3.

Схема установки конической обечайки в валках листогибочной машины



Черт. 15

Таблица 3

Угол обечайки λ, град	0–20	21–30	31–40	41–50	51–60	61–80
Коэффициент K_1	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6

Величины смещения заднего и переднего подшипников валков $N_{з.п}$ и $N_{п.п}$ определяются по указательным шкалам и зависят от угла наклона боковых валков (черт.16):

$$N_{з.п} = N_{шк_2} - a\,tg\,\omega;$$

$$N_{п.п} = N_{з.п} + L\,tg\,\omega,$$

где a – расстояние от середины заднего опорного подшипника валка до торца конуса, мм.

Пример определения угла наклона боковых валков в листогибочной машине модели 367П приводится в приложении 2.

4.2. Определение величины изгибающего момента и усилий на валках при гибке и правке конических обечаек

При расчете усилий на валках листогибочных машин приведенный остаточный радиус в среднем сечении, перпендикулярном образующей конуса, определяется по формуле:

$$R'_{o.ср} = \frac{R_{o.ср}}{\cos\lambda} K_1 + \frac{S}{2}, \qquad (47)$$

где $R_{o.ср} = R_{вн.ср}$ – средний остаточный радиус конуса, мм;

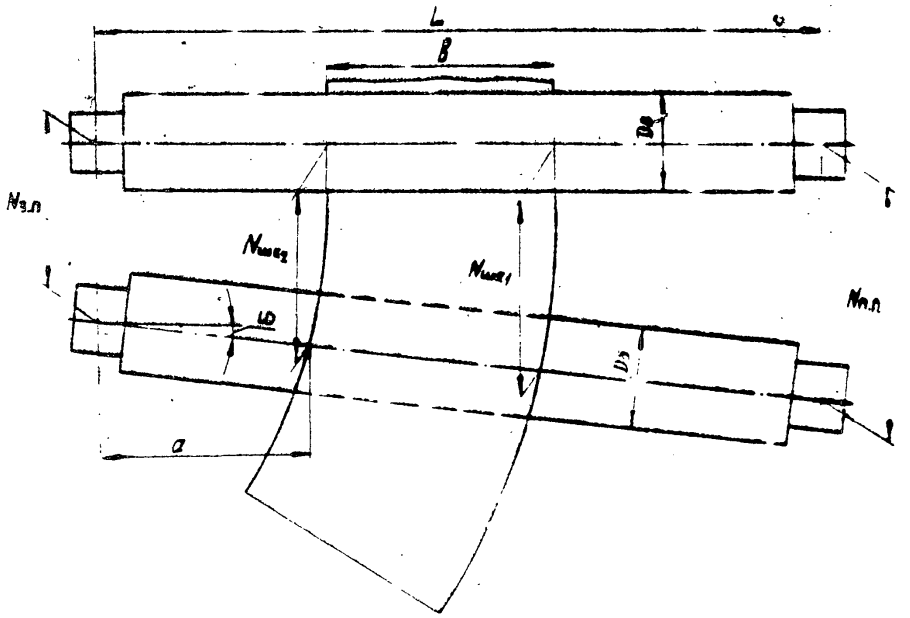
$R_{вн.ср} = \frac{R_1 + R_2}{2}$ – средний внутренний радиус конуса, мм,

R_1 и R_2 – внутренние радиусы конуса в торцевых сечениях, мм (см.черт.15).

Изгибающий момент Мо и усилия, действующие на верхний и нижний валки машины при гибке конических обечаек, определяются по формулам (4), (7), (8), (9), (10), (45).

Усилие на боковом валке при гибке с учетом веса валка определяется по формуле:

Схема установки боковых валков четырехвалковой листогибочной машины при гибке конической обечайки



Черт. 16

$$P_{б.в\,max} = \frac{P_{б.в}}{\cos\theta} + Q_б \cos\gamma \cos\omega = \frac{M_o}{R_2 \sin\alpha \cos\theta} + Q_б \cos\gamma \cos\omega. \quad (48)$$

Усилия на верхнем и нижнем валках при подгибке кромок определяются по формулам (13), (15), (16), (17), (18), (19), (20).

Усилие на боковом валке при подгибке с учетом веса валка определяется по формуле:

$$P_{б.н\,max} = P_{б.н} + Q_б \cos(\beta + \varphi)\cos\omega = \frac{M_o}{R_2 \sin\beta} + Q_б \cos(\beta + \varphi)\cos\omega.$$

Для определения усилий на верхнем и нижнем валках машины при правке обечаек используются формулы (21) и (22).

Усилие на боковом валке при правке с учетом веса валка определяется по формуле:

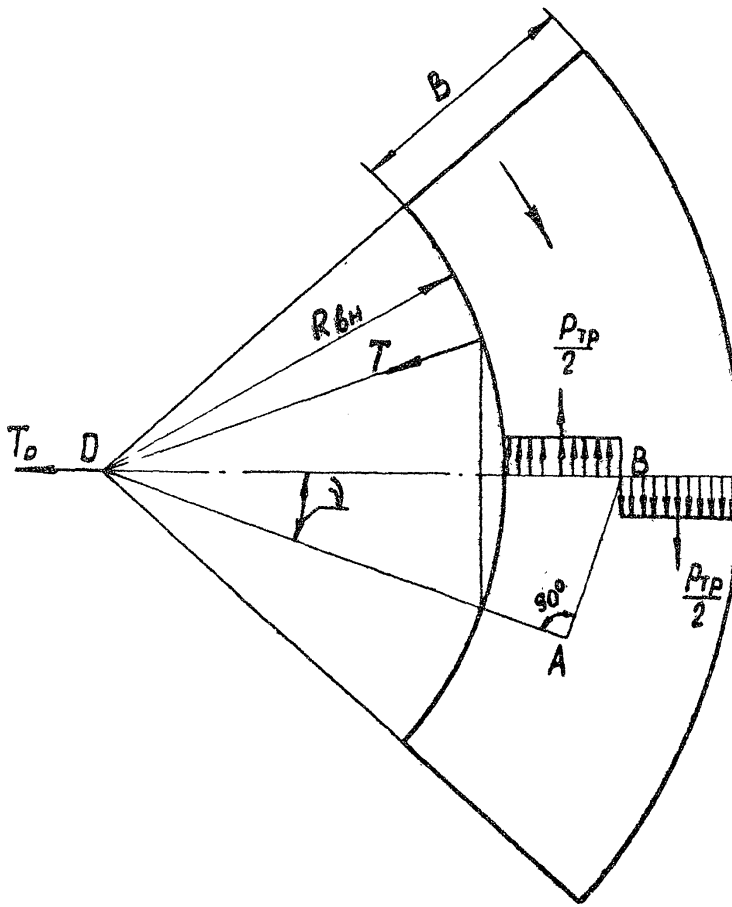
$$P_{б.пр\,max} = \frac{P_{б.пр}}{\cos\theta} + Q_б \cos\gamma \cos\omega = \frac{\pi M_o}{R_{пр} \cos\alpha \cos\theta \left[(\pi - \alpha) tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]} + Q_б \cos\gamma \cos\omega$$

5. РАСЧЕТ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ НА ВАЛКАХ И УПОРНЫХ РОЛИКАХ ПРИ ГИБКЕ КОНИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК

5.1. Осевые усилия на верхнем валке и усилия на упоре при гибке конических обечаек определяются для метода гибки конусной развертки с базированием внутренней кромки заготовки по двум упорным роликам, симметрично расположенным относительно верхнего валка на корпусе подшипника. Величина усилия T определяется исходя из условия равенства момента сил, действующих на упорные ролики, моменту сил трения при развороте листовой заготовки [10] (черт. 17):

$$T = \frac{P_{тр}\, b}{4\left(R_{бн} + \frac{b}{2}\right)\sin\gamma},$$

Схема действия усилий на упорные ролики при гибке конической обечайки



Черт. 17

где $R_{вн}$ – радиус развертки, мм;

$P_{тр} = \mu_1 (P_в + P_н + 2P_б)$ – сила трения между листом и валками машины.

5.2. Осевое усилие на верхнем валке при гибке конической обечайки

$$T_o = \frac{T}{\cos \nu}. \qquad (49)$$

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ВАЛКОВ И УСИЛИЙ НА НИХ ПРИ ГИБКЕ И ПРАВКЕ КОНИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК НА ТРЕХВАЛКОВОЙ ЛИСТОГИБОЧНОЙ МАШИНЕ

6.1. Определение угла наклона верхнего валка, регулируемого по вертикали (черт. 18)

Угол наклона верхнего валка

$$tg\,\omega = \frac{f_2 - f_1}{b}, \qquad (50)$$

где f_1 и f_2 – прогибы наружной и внутренней кромок, определяемые по формулам:

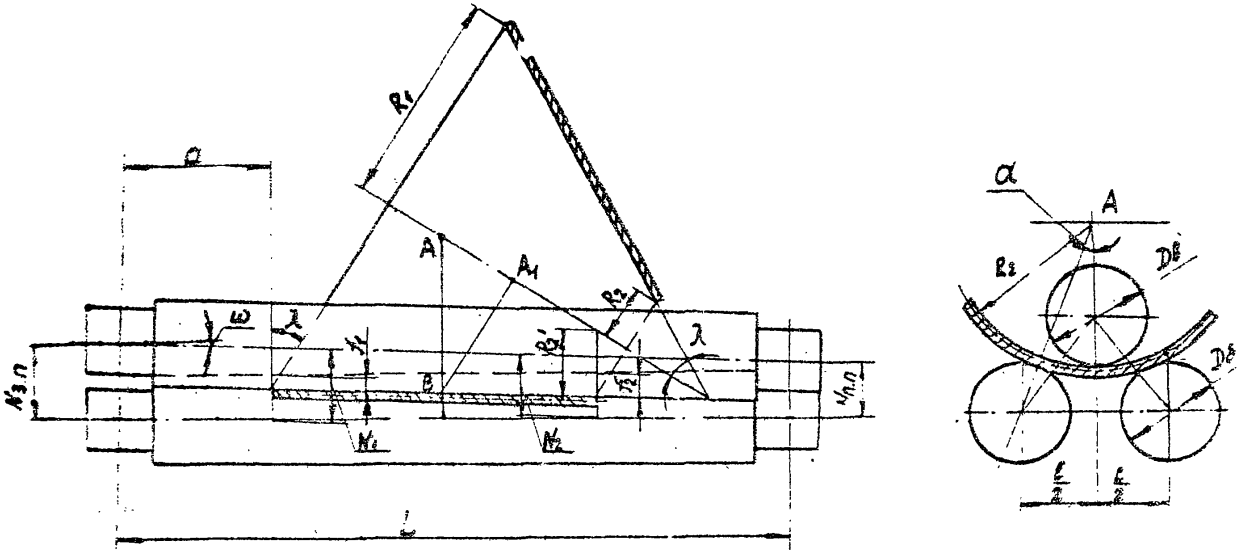
$$f_1 = \left(R_{z_1} - \frac{S}{2}\right)(1 - \cos \alpha_1); \qquad (51)$$

$$f_2 = \left(R_{z_2} - \frac{S}{2}\right)(1 - \cos \alpha_2). \qquad (52)$$

Углы α_1 и α_2 определяем по формулам:

$$\sin \alpha_1 = \frac{\frac{l}{2}}{R_{z_1} + \frac{D_б}{2} + \frac{S}{2}}; \qquad (53)$$

Схема гибки конической обечайки на трехвалковой машине с симметричным расположением валков (наклонен верхний валок)



Черт. 18

$$\sin\alpha_2 = \frac{\frac{l}{2}}{R_{2_2} + \frac{D_б}{2} + \frac{S}{2}}. \qquad (54)$$

Радиусы изгиба в торцевых сечениях конуса определяются по формулам:

$$R_{2_1} = \frac{R'_{o_1}}{1 + n\left(\frac{R'_{o_1}}{S}\right)^{1-m}}; \qquad (55)$$

$$R_{2_2} = \frac{R'_{o_2}}{1 + n\left(\frac{R'_{o_2}}{S}\right)^{1-m}}, \qquad (56)$$

где $R_{o_1} = \frac{R_{o_1}}{\cos\lambda} K_1 + \frac{S}{2}$; $R'_{o_2} = \frac{R_{o_2}}{\cos\lambda} K_1 + \frac{S}{2}$ – приведенные остаточные радиусы, соответствующие остаточным радиусам R_{o_1} и R_{o_2} в торцевых сечениях конуса.

Значения коэффициента изменения кривизны K_1 приведены в табл. 3.

Величина смещения переднего подшипника

$$N_{п.п} = S - f_2 - (L-a)tg\,\omega; \qquad (57)$$

величина смещения заднего подшипника

$$N_{з.п} = S - f_1 + a\,tg\,\omega. \qquad (58)$$

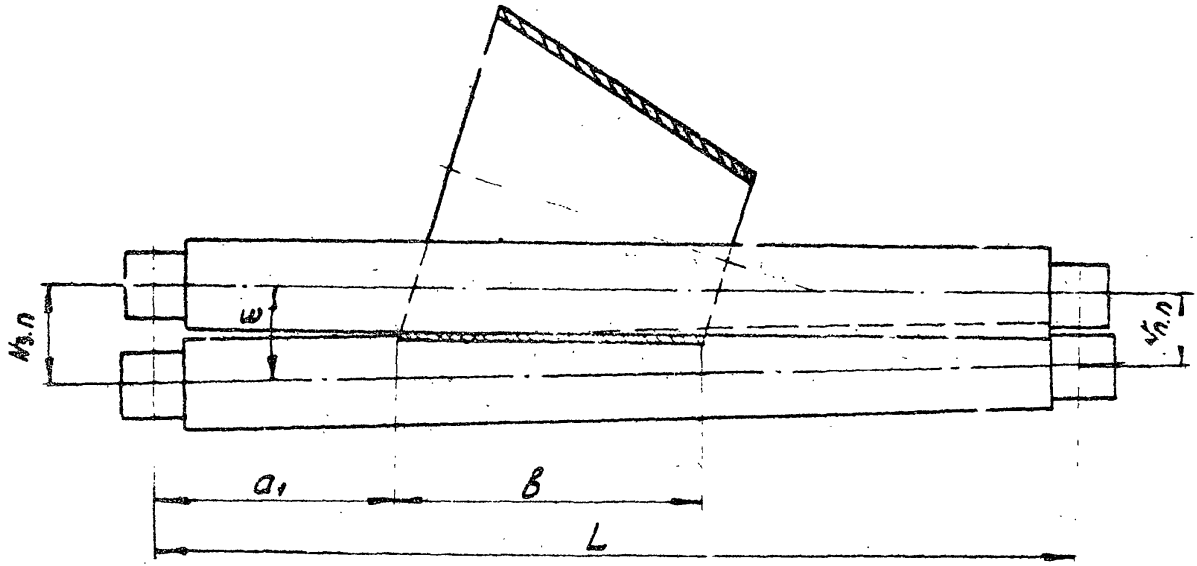
6.2. Определение угла наклона бокового валка, регулируемого по вертикали (черт. 19)

Угол наклона бокового валка

$$tg\,\omega = \frac{f'_2 - f'_1}{b}, \qquad (59)$$

где $f'_1 = \left(R_{2_1} + \frac{S}{2} + \frac{D_б}{2}\right)(1 - \cos\alpha_1)$; (60)

Схема гибки конической обечайки на трехвалковой листогибочной машине (наклонены боковые валки)



Черт. 19

$$f_2 = \left(R_{z_2} + \frac{S}{2} + \frac{D_б}{2}\right)(1 - \cos \alpha_2). \qquad (61)$$

Углы α_1 и α_2 определяются по формулам (53) и (54), радиусы изгиба R_{z_1} и R_{z_2} – по формулам (55) и (56).

Величины смещения переднего и заднего подшипников бокового валка определяются по формулам (57) и (58).

6.3. Определение величины усилий на валках листогибочной машины при гибке и правке конических обечаек

Усилие на верхнем валке с учетом его веса определяется:

для машин с наклоняемым верхним валком–по формуле:

$$P_{в.2} = \frac{2M_o}{R_2 \, tg \, \alpha} - Q_б \cos \omega;$$

ω определяется по формулам (49), (50), (51), (52), (53), (54) и (58);

для машин с наклоняемыми боковыми валками – по формуле (23),

где R_2 определяется по формулам (45) и (46), Мо – по формуле (5), α – по формуле (24).

Усилие на боковом валке с учетом его веса при гибке листа (см.черт. 10) определяется:

для машин с наклоняемым верхним валком – по формуле (25);

для машин с наклоняемыми боковыми валками – по формуле (48).

Усилия на валках при подгибке кромок определяются только для машин с регулируемыми по вертикали и наклоняемыми боковыми валками (см.черт. 11):

на верхнем валке – по формуле (26);

на боковом валке – по формуле:

$$P_{бп\,max} = P_{б.п} + Q_б \cos(\alpha + \varphi)\cos\omega = \frac{M_o}{R_2 \sin \alpha} + Q_б \cos(\alpha + \varphi)\cos\omega.$$

Для расчета усилий при правке конических обечаек принята симметричная схема расположения валков (см. черт. 10).

Усилие на верхнем валке определяется:

для машин с наклоняемым верхним валком – по формуле:

$$P_{в.пр\,max} = \frac{2\pi M_0}{R_{пр}\left[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]} - Q_в \cos\omega;$$

для машин с наклоняемыми боковыми валками – по формуле (29).

Усилие на боковом валке определяется:

для машин с наклоняемым верхним валком – по формуле (30);

для машин с наклоняемыми боковыми валками – по формуле:

$$P_{б.пр\,max} = P_{б.пр} + Q_б \cos\alpha = \frac{\pi M_0}{R_{пр}\cos\alpha\left[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right]} + Q_б \cos\alpha \cos\omega.$$

Величины углов α, β, φ и ω определяются по формулам (16), (24), (27), (28), (29), (50), (51), (52), (53), (54), (58), (60), (61).

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТРЕХВАЛКОВОЙ ЛИСТОГИБОЧНОЙ МАШИНЫ

Пример. Проверить возможность изготовления в холодном состоянии обечайки диаметром 1600 мм из листа шириной 2000 мм и толщиной 20 мм на трехвалковой листогибочной машине модели И-2222. Диаметры валков машины: $D_в$ = 280 мм, $D_в$ = 240 мм, расстояние между боковыми валками l = 349 мм, вес верхнего валка $Q_в$=1100 кг. Материал листа – ВСт.3 по ГОСТ 380-71. Величины m = 0,141; n = 0,0057; n' = 10,099 (см.табл. 1).

Внутренний радиус обечайки $R_б$ = 800 мм остаточный $R_о$ определяется по формуле (6): $R_о$ = 800 + 10 = 810 мм, относительный остаточный $r_о = \frac{810}{20} = 40{,}5$. Подгибка кромок производится на вальцах с подкладным листом.

Радиус изгиба R_2, соответствующий остаточному $R_о$, определяется по формуле (5):

$$R_2 = \frac{810}{1 + 0{,}0057 \cdot 40{,}5^{1-0{,}141}} = 712{,}6 \text{ мм};$$

изгибающий момент Мо – по формуле (4):

$$M_о = \frac{10{,}099 \cdot 2000 \cdot 20^{2{,}141}}{712{,}6^{0{,}141}} = 4880316 \text{ кгс·мм};$$

геометрические параметры настройки валков для изгиба листа на радиус R_2 = 712,6 мм по формуле (24):

$$\sin\alpha = \frac{349}{2(712{,}9 + 160 + 10)} = 0{,}207; \quad \alpha = 11°57'; \quad tg\,\alpha = 0{,}2117;$$

усилие на верхнем валке при гибке листа – по формуле (7):

$$P_{в.2} = \frac{2 \cdot 4880316}{712{,}6 \cdot 0{,}2117} = 64800 \text{ кгс}.$$

Радиус изгиба при правке обечайки $R_{пр} = K_ф \cdot R_2$ (где Кф определяется по табл. 2):

$$R_{пр} = 0{,}94\, R_2 = 0{,}94 \cdot 712{,}6 = 670 \text{ мм};$$

изгибающий момент Мо определяется по формуле (4):

$$M_0 = \frac{10{,}099 \cdot 2000\, 20^{2{,}141}}{670^{0{,}141}} = 4950000 \text{ кгс} \cdot \text{мм};$$

геометрические параметры настройки валков для радиуса изгиба обечайки на радиус $R_{пр}$ = 670 мм – по формуле (29):

$$\sin\alpha = \frac{343}{2(670+160+10)} = 0{,}2185;\ \alpha = 12^\circ 37';\ tg\,\alpha = 0{,}2238;\ \cos\alpha = 0{,}9759;$$

усилие на верхнем валке при правке обечайки по формуле (30):

$$P_{в.пр} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 4950000}{670\left[(3{,}14 - 0{,}22)\,0{,}2238 + 1 - \frac{1}{0{,}9759}\right]} = 74900 \text{ кгс}.$$

По паспорту машины минимально допустимый диаметр обечайки при гибке в холодном состоянии D_{min} = 440 мм при толщине листа S = 16 мм и ширине обечайки b = 2000 мм; при этом радиус изгиба R_2 = 216,5 мм, изгибающий момент Мо = 4950000 кгс.мм, угол α = 30°20′ и усилие на верхнем валке $P_{в.2}$ = 60600 кгс.

Таким образом $P_{в.2}$ и $P_{в.пр} > [P_в]$ = 60600 кгс. Следовательно, обечайку диаметр м 1600 мм из листа шириной 2000 мм и толщиной 20 мм на машине модели И-2222 изготовить невозможно. Определим максимальную ширину обечайки, которую можно свальцевать и править на данной машине. Для этого подставим значение максимально допустимого усилия $[P_в]$ = 60600 мм на верхнем валке в уравнение для определения усилия при правке обечайки.

Величина изгибающего момента прямо пропорциональна ширине листа и потому можно представить Мо как произведение:

$$M_0 = M_0' \cdot b,$$

где $$M'_o = -\frac{M_o}{b} = \frac{4950000}{2000} = 2475 \text{ кгс·мм.}$$

После подстановки значений величин, входящих в формулу, определяется максимально допустимая ширина обечайки

$$b_{max} = \frac{P_{в.пр} R_{пр} [(\pi - \alpha) tg\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}]}{2\pi M'} =$$

$$= \frac{60600 \cdot 670 [(3,14 - 0,22) \cdot 0,2238 + 1 - \frac{1}{0,9759}]}{2 \cdot 3,14 \cdot 2475} = 1615 \text{ мм.}$$

Следовательно, на машине модели И-2222 можно изготовить в холодном состоянии обечайки диаметром 1600 мм из листа шириной $b = 1615$ мм, толщиной $S = 20$ мм.

2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХВАЛКОВОЙ ЛИСТОГИБОЧНОЙ МАШИНЫ

Пример. Определить угол наклона боковых валков ω в четырехвалковой листогибочной машине модели 367П, необходимый для гибки и правки конической обечайки с размерами: малый диаметр конуса $D_2 = 1200$ мм, угол $\lambda = 20°$, высота конуса $H = 1000$ мм, толщина листа $S = 10$ мм. Материал листа – ВСт.3 по ГОСТ 380–71.

Для определения угла наклона боковых валков ω необходимо знать величины смещений боковых валков в сечениях, соответствующих малому и большому диаметрам конуса, $N_{шк_1}$ и $N_{шк_2}$.

Для этого найдем значения величин, входящих в формулу (43), соответственно для большого и малого оснований конуса (см. таблицу).

Искомый угол наклона бокового валка определится по формулам (41) и (42):

$$tg\,\omega = \frac{127,8 - 97}{1064} = 0,0289; \qquad \omega = 1°39'$$

Наименование и условное обозначение	Номер формулы в расчете	Искомая величина	
		D_1 = 1928 мм	D_2 = 1200 мм
Приведенный остаточный радиус R'_0, мм	(46)	$R'_{01} = \frac{964}{0,9397} + 5 = 1030,8$	$R'_{02} = \frac{600}{0,9397} + 5 = 643,5$
Относительный радиус r'_0 . .	(45)	$r'_{01} = \frac{1030,8}{10} = 103,1$	$r'_{02} = \frac{643,5}{10} = 64,35$
Радиус изгиба R_2, мм	(45)	$R_{2_1} = \frac{1030,8}{1+0,0057(-3,1)^{1-0,141}} = 789,5$	$R_{2_2} = \frac{643,5}{1+0,0057(-4,35)^{1-0,141}} = 534,5$
Настроечные углы и их функции:			
$\sin\theta_0$	(44)	0,4139	
θ_0, град.	(44)	24°27'	
$\sin\theta$	(8)	$\sin\theta_1 = 0,1608$	$\sin\theta_2 = 0,0156$
θ, град.	(8)	$\theta_1 = 9°15'$	$\theta_2 = 0°54'$
α, град.	(8)	$\alpha_1 = 24°45'$	$\alpha_2 = 33°06'$
Смещение бокового валка $N_{шк}$, мм	(43)	127,8	97

ЛИТЕРАТУРА

1. Мошнин Е.Н. Гибка и правка на ротационных машинах. М., "Машиностроение", 1967 .
2. Мошнин Е.Н. Гибка, обтяжка и правка на прессах. М., Машгиз, 1959.
3. Лысов М.Н. Теория и расчет процессов изготовления деталей методом гибки. М., "Машиностроение", 1966.
4. Берлинер Ю.И. Расчет радиуса изгиба при гибке листовых заготовок между валками. Листок технической информации ВНИИПТхимнефтеаппаратуры, № 33 (61). Волгоград, 1969.
5. Берлинер Ю.И., Гершойг Э.Л. Методика расчета усилий при гибке листового проката между валками. Листок технической информации ВНИИПТхимнефтеаппаратуры , № 34 (62). Волгоград, 1969.
6. Расчетно-пояснительная записка к технологическому рабочему проекту листогибочной машины 60-150х4000. Краматорск, Ново-Краматорский машиностроительный завод, 1962.
7. Расчетно-пояснительная записка к проекту листогибочной машины 40х3150 (модель ЛН469). Рязань, Рязанский завод тяжелого кузнечно-прессового оборудования, 1968.
8. Расчет четырехвалковой листогибочной машины 30х4500. Краматорск, Старо-Краматорский машиностроительный завод, 1962.
9. РТМ 2-70. Корпуса теплообменных аппаратов. Технология изготовления. Волгоград, ВНИИПТхимнефтеаппаратуры, 1970.
10. Изготовление толстостенных конических обечаек методом вальцовки и правки на четырехвалковых вальцах. Отчетно-пояснительная записка по теме 60-67. Волгоград, ВНИИПТхимнефтеаппаратуры, 1968.
11. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. М., "Наука", 1965.
12. Справочник металлиста. Т.3. Под ред. С.А. Чернавского. М., Машгиз, 1960.

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения 1

1. Определение величины изгибающего момента и усилий на валках четырехвалковой листогибочной машины при гибке листа, подгибке кромок и правке цилиндрических обечаек 3

1.1. Определение констант уравнения кривой упрочнения 3
1.2. Определение величины изгибающего момента . . 6
1.3. Определение усилий при гибке листа 12
1.4. Определение усилий при подгибке кромок 16
1.5. Определение усилий при правке обечаек 19

2. Определение усилий на валках трехвалковой листогибочной машины при гибке листа, подгибке кромок и правке цилиндрических обечаек 22

2.1. Определение усилий при гибке листа 22
2.2. Определение усилий при подгибке кромок 24
2.3. Определение усилий при правке обечаек 24

3. Проверка жесткости и прочности валков трех- и четырехвалковых листогибочных машин 26

3.1 Расчет двухопорного симметрично нагруженного валка 26
3.2. Расчет двухопорного валка с асимметрично приложенной нагрузкой 27
3.3. Расчет двухопорного валка, симметрично нагруженного в середине пролета и на консолях. . 27
3.4. Расчет двухопорного валка с асимметрично расположенной нагрузкой в пролете и сосредоточенными силами на консолях 29
3.5. Проверка прочности валков листогибочных машин 31

4. Определение усилий и расчет угла наклона боковых валков в четырехвалковой листогибочной машине при гибке листа и правке конических обечаек 31

4.1. Расчет угла наклона боковых валков 31

4.2. Определение величины изгибающего момента и усилий на валках при гибке и правке конических обечаек 35

5. Расчет осевых усилий на валках и упорных роликах при гибке конических обечаек 37

6. Определение угла наклона валков и усилий на них при гибке и правке конических обечаек на трехвалковой ли тогибочной машине 39

6.1. Определение угла наклона верхнего валка, регулируемого по вертикали 39

6.2. Определение угла наклона бокового валка, регулируемого по вертикали 41

6.3. Определение величины усилий на валках листогибочной машины при гибке и правке конических обечаек 43

Приложения

1. Поверочный расчет трехвалковой листогибочной машины 45
2. Поверочный расчет четырехвалковой листогибочной машины 47

Литература 49

gost.e-ecolog.ru