

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

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

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 изгибаляемого листа, мм;  
 $b$  - длина образующей цилиндрической или конической обечайки, мм;  
 $I$  - момент инерции площади поперечного сечения вала,  $\text{мм}^4$ ;  
 $R_3$  - радиус изгиба слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения листа, при гибке листа и подгибке кромок, мм;  
 $R_{\text{пр}}$  - радиус изгиба слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения листа, при правке обечайки, мм;  
 $R_o$  - остаточный радиус изгиба, мм;  
 $R_g$  - внутренний радиус обечайки, мм;  
 $R_1$  и  $R_2$  - остаточные внутренние радиусы в торцевых сечениях конической обечайки, мм;
- $R_{\text{ср}} = \frac{R_1 + R_2}{2}$  - 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;
- $\lambda$  - угол конусности, град;
- $M_0$  - конечный изгибающий момент упруготатнической деформации с упрочнением,  $\text{kgs} \cdot \text{мм}$ ;
- $M$  - изгибающий момент упругой деформации,  $\text{kgs} \cdot \text{мм}$ ;
- $P_{g,2}, P_{g,1}, P_{h,2}$  - усилия при гибке листа на верхнем, боковом и нижнем валах, кгс;

- $P_{\theta_n}, P_{\theta_b}, P_{n.p}$  - усилия при подгибке кромок на верхнем, боковом и нижнем валках, кгс;  
 $P_{b.p}, P_{\theta_p}, P_{n.p}$  - усилия при правке обечайки на верхнем, боковом и нижнем валках, кгс;  
 $\sigma$  - нормальное напряжение, кгс/см<sup>2</sup>;  
 $\sigma_t$  - предел текучести обрабатываемого материала, кгс/мм<sup>2</sup>;  
 $\sigma_y$  - предел прочности обрабатываемого материала, кгс/мм<sup>2</sup>,  
 $\varepsilon$  - относительная деформация;  
 $\varepsilon_t$  - наибольшая упругая относительная деформация материала листа;  
 $\varepsilon_a$  - равномерное относительное удлинение материала листа;  
 $E$  - модуль упругости, кгс/мм<sup>2</sup>;  
 $\sigma_{max}$  - максимальное нормальное напряжение в крайних волокнах изгибающегося бруса, кгс/мм<sup>2</sup>;  
 $D_g, D_n, D_b$  - рабочие диаметры верхнего, нижнего и бокового валков, мм;  
 $Q_g, Q_n, Q_b$  - вес верхнего, нижнего и бокового валков, кг;  
 $d_g, d_n, d_b$  - 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;  
 $\omega$  - угол наклона валков, град;  
 $\gamma$  - угол между направлением перемещения боковых валков и вертикальной плоскостью, проходящей через ось верхнего валка, град;  
 $\lambda$  - угол между направлениями действия усилий на верхнем и боковых валках.

У Д К 621.881.001.2

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 обечайек следующих в. д.ов валковых листогибочных машин:

- а) четырехвалковой листогибочной машины с наклонной регулировкой боковых валков, симметрично расположенных относительно верхнего вала, и вертикальной регулировкой нижнего вала;
- б) трехвалковой листогибочной машины с симметричным расположением приводных боковых валков и регулируемых по высоте верхним валиком;
- 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  
КРОМСХ 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 обечайек 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:

$$A = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_m^m} = \frac{\sigma_T}{\varepsilon_T^m}; \quad (1)$$

$$m = \frac{\lg \frac{\sigma_0}{\sigma_T}}{\lg \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_T}}; \quad (2)$$

$\sigma_0 = \sigma_S$  – берется из таблиц механических характеристик материала листа / 3 /;

$$\varepsilon_T = \frac{\sigma_T}{E} + 0,002. \quad (3)$$

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

Пример. Определить константы уравнения кривой упрочнения  $A$  и  $m$  для стали Ст.3 в нагретом состоянии (температура нагрева  $600^{\circ}\text{C}$ ), если материал имеет следующие механические характеристики:

$$\sigma_T = 13 \text{ кгс}/\text{мм}^2;$$

$$\sigma_0 = 17 \text{ кгс}/\text{мм}^2;$$

$$\varepsilon_0 = 51\%;$$

$$E = 1,35 \cdot 10^4 \text{ кгс}/\text{мм}^2.$$

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

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

Таблица 1

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

Марка стали	Сортамент на листовой прокат	Механические свойства					Константы уравнения кривой упрочнения			
		$E$ , кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_s$ , кгс/мм <sup>2</sup>	$\varepsilon_s$	$\sigma_t$ , кгс/мм <sup>2</sup>	$\varepsilon_t$	$A$ , кгс/мм <sup>2</sup>	$m$	$n$	$n'$
Ст. 3 ВМСт.5 по ГОСТ 380-71	ГОСТ 14637-69	$2,1 \cdot 10^4$ -	38 54	0,20 0,21	21 27	0,0030 0,0038	47,69 70,07	0,141 0,167	0,0057 0,0082	10,099 -
<sup>о</sup> 19Г 14ХГС 10Г2С1Д 09Г2С 18ГС по ГОСТ 5058-65	ГОСТ 5520-69	$2,1 \cdot 10^4$ $2,1 \cdot 10^4$ -	48 50 50 45 48	0,21 0,23 0,22 0,22 0,22	32 35 35 31 30	0,0035 0,0037 0,0037 0,0035 0,0034	56,02 56,77 57,07 51,57 56,93	0,099 0,088 0,087 0,089 0,113	0,0071 0,0073 0,0073 0,0066 0,0071	10,099 - 12,867 11,592 12,461
X18H9T X18H10T X17H13M2T по ГОСТ 5632-61	ГОСТ 7350-66	$2,02 \cdot 10^4$ $2,02 \cdot 10^4$ $1,93 \cdot 10^4$	55 52 54	0,55 0,38 0,37	20 20 22	0,0030 0,0030 0,0031	61,76 62,94 65,08	0,194 0,197 0,188	0,0070 0,0071 0,0074	12,461 12,490 13,059

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

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

## 1.2. Определение величины изгибающего момента

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

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

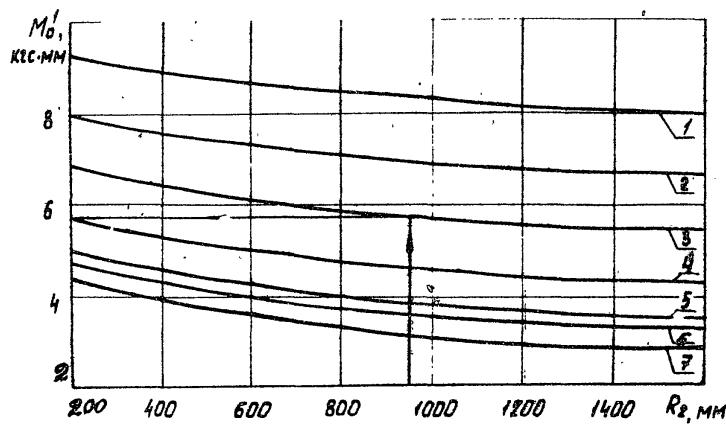
где  $n' = \frac{A}{2^{m+1}(2+m)}$  — величина, зависящая от механических свойств материала листа (см.табл. 1).

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  $R_o$ :

$$R_2 = \frac{R_o}{1 + n' \cdot r_o^{t-m}}, \quad (5)$$

Зависимость единичного изгибающего момента  $M_o^!$  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  $\Pi = \frac{A \cdot 2^{2,59-m}}{E(2+m)}$  — величина, постоянная для данного материала (см.табл. 1);

$$R_o = R_g + \frac{S}{2}. \quad (6)$$

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

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

$$D_{min} = (125 \div 130) D_g.$$

Пример. Определить величину изгибающего момента  $M_o$  при гибке обечайки с внутренним диаметром  $D_{gM} = 2400$  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

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

тогда относительный остаточный радиус

$$R_g = \frac{R_o}{S} = \frac{1210}{20} = 60,5.$$

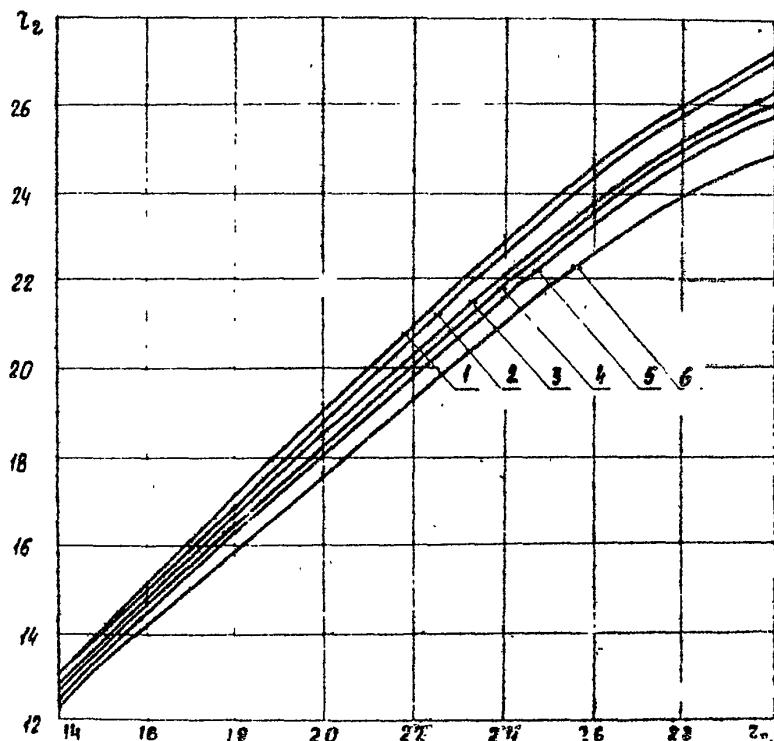
В табл. 1 находят величины  $n' = 12,461$ ,  $m = 0,113$ ,  $\Pi = 0,0071$  и согласно формуле (5) определяют радиус изгиба

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

по формуле (4) определяют величину изгибающего момента

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

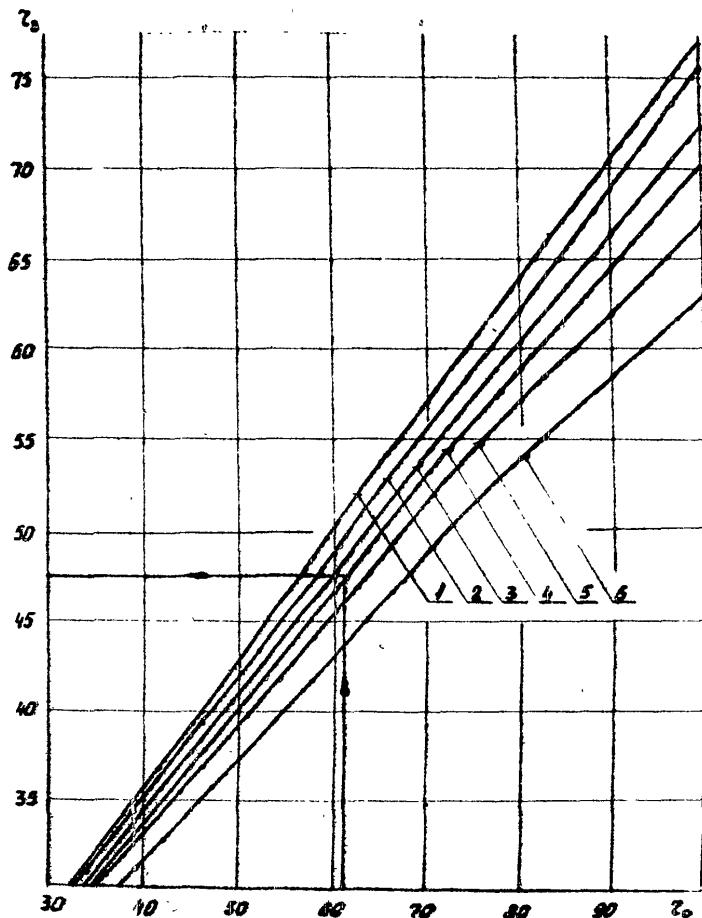
Зависимость относительного радиуса изгиба  $r_2$  от относительного остаточного радиуса  $r_0$  при гибке листа в холодном состоянии.



Материал листа: 1 - X18H10T, X18H9T; 2 - Ст.3;  
3 - ВМСт.5; 4 - 16ГС; 5 - 10Г2С1Д; 6 - 0Х13

Черт. 2

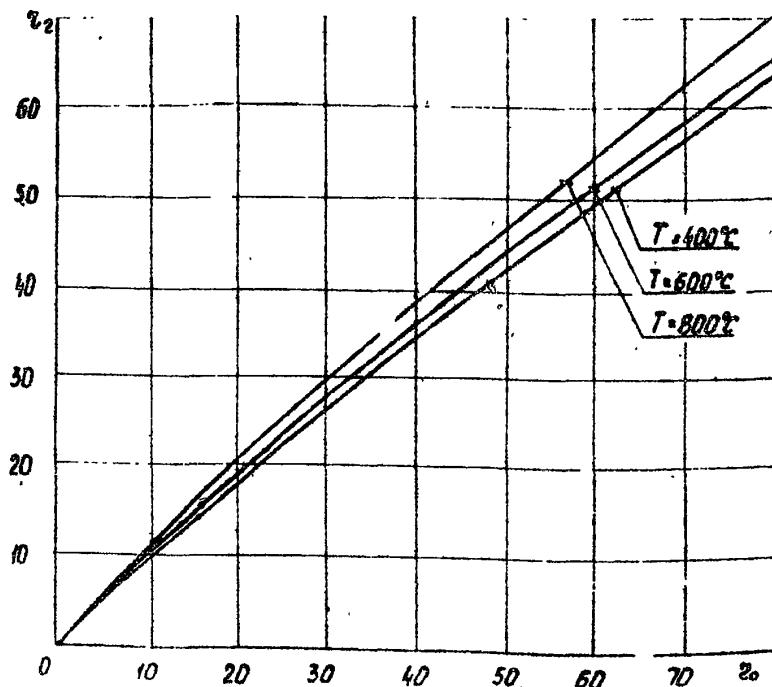
Зависимость относительного радиуса изгиба  $r_e$  от относительного остаточного радиуса  $r_0$  при гибке листа в холодном состоянии



Материал листа: 1 - Х18Н10Т, Х18Н9Т; 2 - Ст.3;  
3 - ВМСт.5; 4 - 16ГС; 5 - 10Г2С1Д; 6 - ОХ13

Черт. 3

Зависимость относительного радиуса изгиба  $R_g$  от относительного остаточного радиуса  $R_0$ , при гибке листа в горячем состоянии



Материал листа: X18H10T, X18H9T, Ст.3,  
ВМСт.5, 16ГС, 10Г2С1Д, ОХ13

Черт. 4

Решение 2. Нахождение величины изгибающего момента  $M_o$  значительно упрощается, если воспользоваться графическими зависимостями, показанными на черт. 1-4: определяют относительный остаточный радиус  $R'_o$  и по черт. 3 находят соответствующий ему относительный радиус изгиба  $R_2 \approx 47,6$ .

Тогда величина радиуса изгиба

$$R_2 = R'_o \cdot S \approx 47,6 \cdot 20 = 952 \text{ мм.}$$

По черт. 1 находят значение единичного изгибающего момента  $M'_o$ :

$$M'_o = 5,7 \text{ кгс.мм.}$$

Искомая величина изгибающего момента

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

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  $P_{B,2}$ , и усилия прижима нижнего валка  $P_{H,2}$ :

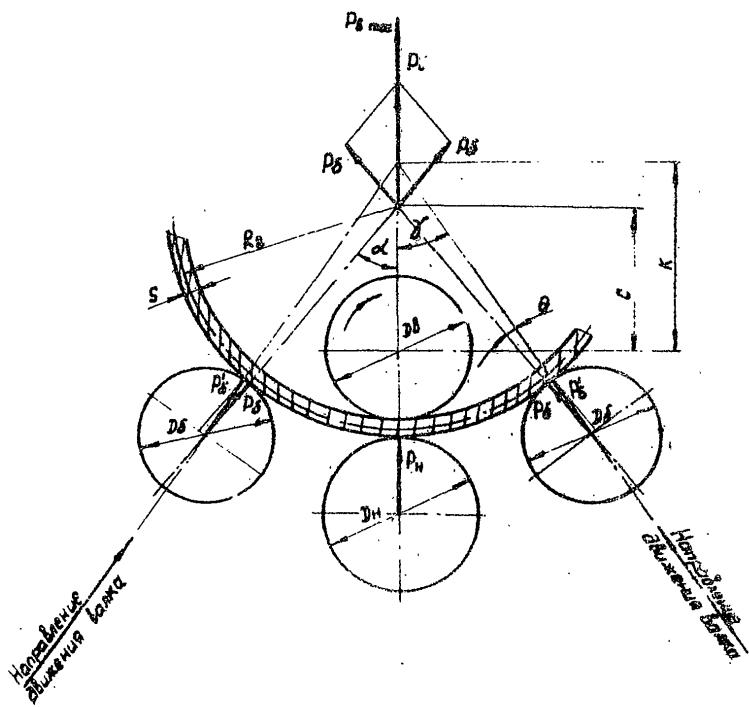
$$P_{B,2\max} = P_{B,2} + P_{H,2} - Q_B = \frac{2M_o}{R_2 \cdot tg \alpha} + P_{H,2} - Q_B; \quad (7)$$

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

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

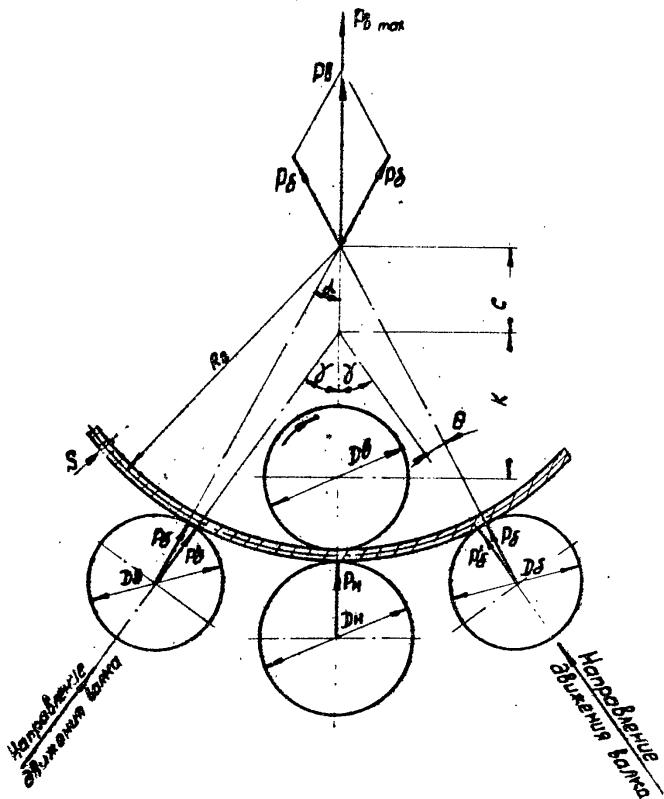
при  $R_2 > K + \frac{D_B}{2}$   $\alpha = \gamma - \theta$

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



Черт. 5

Схема действия усилий при гибке и правке обечайки на четырехвалковой листогибочной машине при  $R_1 > K + \frac{D_6}{2}$



Черт. 6

$$\text{где } \sin \theta = \frac{R_2 - K - \frac{D_\delta}{2} - \frac{S}{2}}{R_2 + \frac{D_\delta}{2} + \frac{S}{2}} \cdot \sin \gamma. \quad (9)$$

Величины  $K$  и  $\gamma$  являются постоянными для каждой машины и определяются по паспорту машины:

Усилие на боковом валке при гибке обечайки

$$P_{\delta,2}^{\max} = P'_{\delta,2} + Q_\delta \cdot \cos \gamma = \frac{M_0}{R_2 \cdot \sin \alpha \cos \theta} + Q_\delta \cdot \cos \gamma,$$

где  $P'_{\delta,2} = \frac{P_{\delta,2}}{\cos \theta}$  — 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:

$$(P_{\delta,2} + P_{h,2} - Q_\delta) \cdot \mu_1 \geq \frac{M_0}{R_2} + (P_{\delta,2} + P_{h,2} - Q_\delta) \cdot \frac{2\mu_2}{D_\delta} + \\ + P_{h,2} \frac{2\mu_2 + \mu d_h}{D_h} + 2 P_{\delta,2} \left( \frac{2\mu_2}{D_\delta} + \frac{\mu d_\delta}{D_\delta \cos \theta} \right) \cos \alpha, \quad (10)$$

где  $(P_{\delta,2} + P_{h,2} - Q_\delta) \cdot \mu_1$  — 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;

$(P_{\delta,2} + P_{h,2} - Q_\delta) \frac{2\mu_2}{D_\delta}$  — сила сопротивления качению верхнего валка по обечайке;

$P_{h,2} \frac{2\mu_2 + \mu d_h}{D_h}$  — сила сопротивления качению нижнего валка по обечайке и скольжению в цапфах;

$\mu_1$  — коэффициент трения скольжения валков по изгибающей 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;

$\mu$  0,05-0,08 - коэффициент трения скольжения цапф валков в подшипниках скольжения;

$\mu_2$  - коэффициент трения качения валков по заготовке;

$\mu_2 = 0,8$  мм - для горячекатаного черного металла;

$\mu_2 = 0,5$  мм - для холоднокатаного черного металла;

$\mu_2 = 0,3-0,4$  мм - для заготовок из цветного металла;

$\mu_2 = 0,2$  мм - для случая качения валков по опорным роликам.

$\mu_2 = 1,2$  мм - для гибки в горячем состоянии.

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

$$P_{n,2} \geq \frac{\frac{M_0}{R_2} + (P_{a,2} - Q_B) \left( \frac{2\mu_3}{D_B} - \mu_1 \right) + 2P_{a,2} \left( \frac{2\mu_2}{D_B} + \frac{\mu d \sigma}{D_B \cos \theta} \right) \cos \varphi}{\mu_1 - \frac{2\mu_2}{D_B} - \frac{2\mu_2 + \mu d_H}{D_H}}. \quad (11)$$

Вертикальные составляющие сил трения на валках взаимно уравновешиваются.

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

$$P_{n,2 \max} = P_{n,2} + Q_H. \quad (12)$$

#### 1.4. Определение усилий при подгибке кромок

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

усилие на верхнем валке

$$P_{a,n} = \frac{M_0}{R_2} \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \right) - Q_B \cos \varphi; \quad (13)$$

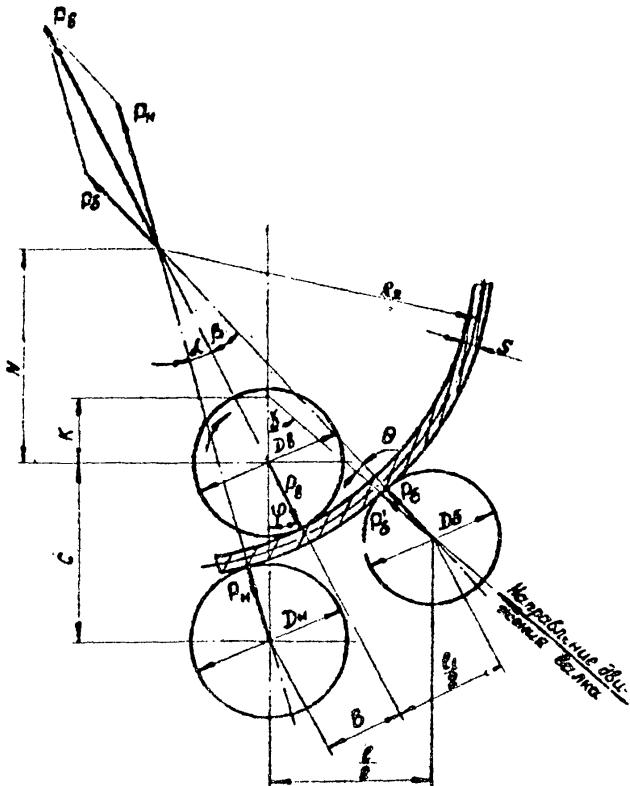
усилие на боковом валке

$$P_{B,n} = \frac{M_0}{R_2 \sin \beta} + Q_B \cos(\beta + \varphi); \quad (14)$$

усилие на нижнем валке

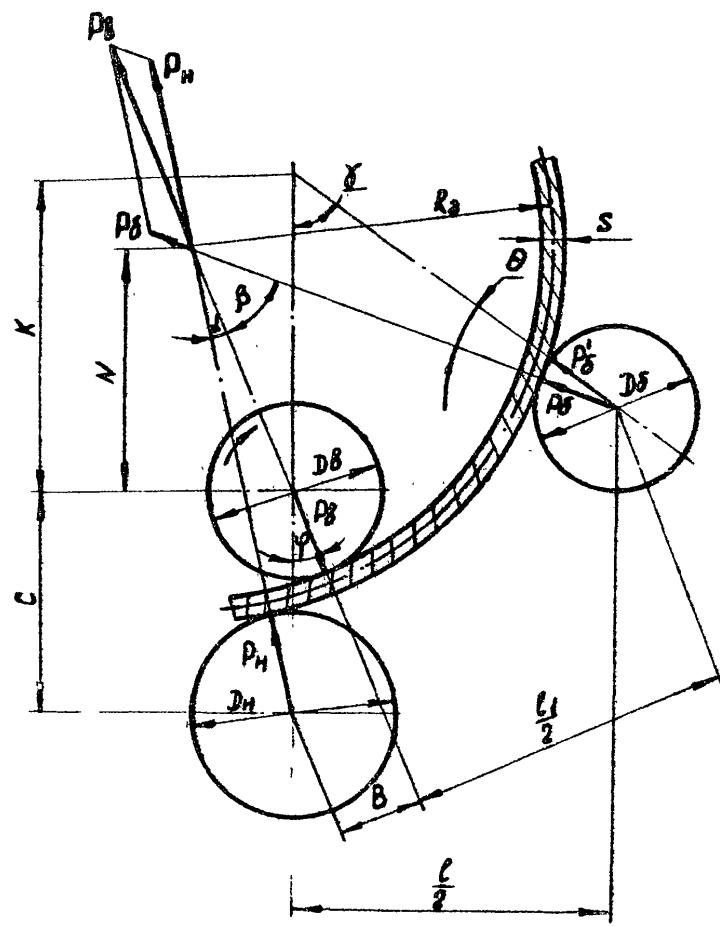
$$P_{n,n} = \frac{M_0}{R_2 \sin \alpha} + Q_H \cos(\varphi - \lambda). \quad (15)$$

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



Черт. 7

Схема действия усилий при подгибке кромок на четырехвалковой листогибочной машине при  $R_2 < K + \frac{D_6}{2}$



Черт. 8

Углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\varphi$  в формулах (13), (14) и (15) определяются следующим образом:

$$\sin \alpha = \frac{B}{R + \frac{D_\theta}{2} + \frac{S}{2}}, \quad (16)$$

где  $B = (0,1 \div 0,3) D_\theta$  — принято из условия приближения усилий при подгибке кромок к усилиям при гибке листа [6];

$$\tan \varphi = \frac{B}{\sqrt{(R_2 + \frac{D_\theta}{2} + \frac{S}{2}) - B^2} - (R_2 - \frac{D_\theta}{2} - \frac{S}{2})}; \quad (17)$$

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

$$meN = (R - \frac{D_\theta}{2} + \frac{S}{2}) \cos \varphi;$$

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

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

$$\sin \theta = \frac{K \sin \gamma - (R_2 - \frac{D_\theta}{2} - \frac{S}{2}) \sin(\gamma - \varphi)}{R_2 + \frac{D_\theta}{2} + \frac{S}{2}}; \quad (19)$$

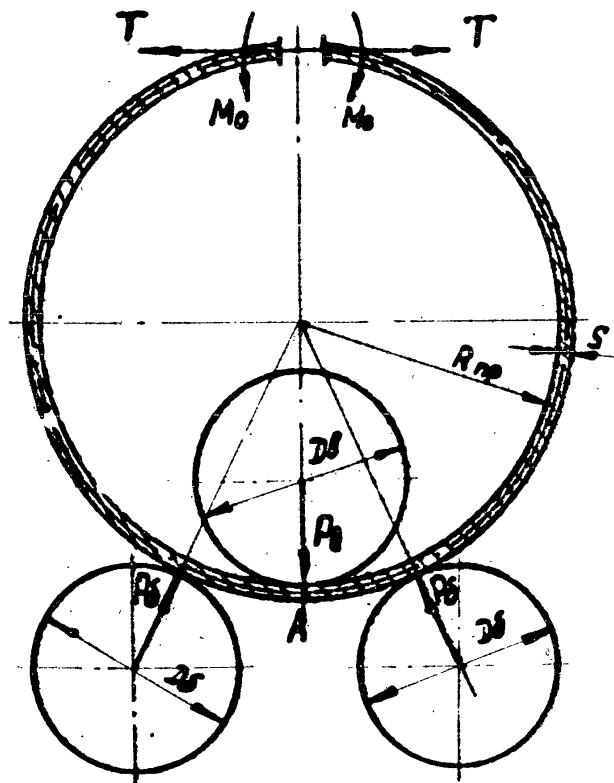
Если  $\beta = \gamma - \theta - \varphi$ , то

$$\sin \theta = \frac{(R_2 - \frac{D_\theta}{2} - \frac{S}{2}) \sin(\gamma - \varphi) - K \sin \gamma}{R_2 + \frac{D_\theta}{2} + \frac{S}{2}}. \quad (20)$$

### 1.5. Определение усилий при правке обечайек

В расчете усилий при правке обечайек рассматривается статическое равновесие замкнутой обечайки, симметрично расположенной относительно гибочных валков (черт. 9).

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] :

$$P_{\delta,np,max} = P_{\delta,np} + P_{n,np} - Q_\delta = \frac{2\pi M_0}{R_{np}[(\pi-\lambda)\operatorname{tg}\lambda + 1 - \frac{1}{\cos\lambda}]} + P_{n,np} - Q_\delta, \quad (21)$$

где  $R_{np} = K_\Phi R_2$  [9].

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

Таблица 2

Коэффициент формы обечайки ( $K_\Phi$ ) при подгибке			
в штампе на прессе	на ЛГМ с подкладным листом	на ЛГМ без подкладного листа	с плоскими участками
0,95 - 1,00	0,85 - 0,95	0,80 - 0,90	0,75 - 0,85

Величина угла  $\lambda$  определяется по формуле (8) или (9).  
Усилие на боковом валке при правке обечаек

$$P_{\delta,np} = \frac{\pi M_0}{R_{np} \cos \lambda \left[ (\pi - \lambda) \operatorname{tg} \lambda + 1 - \frac{1}{\cos \lambda} \right]}.$$

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

$$P_{\delta,np,max} = \frac{P_{\delta,np}}{\cos \theta} + Q_\delta \cos \gamma.$$

Величина усилия полжима 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)):

$$P_{n,np} = \frac{M_0 + (P_{\delta,np} - Q_\delta) \left( \frac{2\mu_2}{D_\delta} - \mu_1 \right) + 2P_{\delta,np} \left( \frac{2\mu_2}{D_\delta} + \frac{\mu d\delta}{D_\delta \cos \delta} \right) \cos \delta}{\mu_1 - \frac{2\mu_2}{D_\delta} - \frac{2\mu_2 + \mu_{an}}{D_n}} \quad (22)$$

Максимальное усилие на нижнем валке при правке обечеек

$$P_{n,np \max} = P_{n,r} + Q_n.$$

## 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 симметрическая схема расположения валков листогибочной машины (черт. 10).

Усилие на верхнем валке при гибке листа с учетом веса валка

$$P_{\delta,1} = \frac{2M_0}{R_1 \operatorname{tg} \alpha} - Q_\delta; \quad (23)$$

где

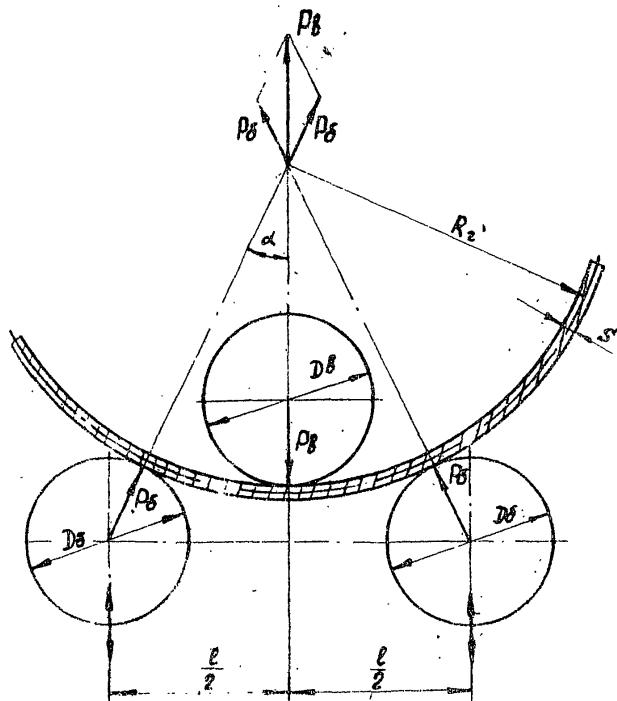
$$\alpha = \arcsin \frac{\frac{l}{2}}{R_1 + \frac{D_\delta}{2} + \frac{s}{2}}, \quad (24)$$

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

Усилие на боковом валке при гибке листа с учетом веса валка

$$P_{\delta,2} = \frac{M_0}{R_2 \sin \alpha} + Q_\delta \cos \alpha. \quad (25)$$

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



Черт. 10

## 2.2. Определение усилий при подгибке кромок

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

Усилие на верхнем валке при подгибке кромок

$$P_{\alpha,n} = \frac{M_0}{R_i} \left[ \frac{1}{tg d} - \frac{1}{tg \beta} \right] - Q_\delta \cos \varphi. \quad (26)$$

Усилие на боковом валке при подгибке кромок

$$P_{\alpha,nmax} = P_{\alpha,n} + Q_\delta \cos(\alpha + \varphi).$$

Угол  $d$  определяется по формуле (16), углы  $\Psi, \beta, \varphi$  определяются по следующим формулам:

$$\sin \Psi = \frac{\left( R_i - \frac{D\delta}{2} - \frac{S}{2} \right) \sin d}{\sqrt{\left[ \frac{B}{tg d} - \left( R_i - \frac{D\delta}{2} - \frac{S}{2} \right) \right]^2 - B^2}}; \quad (27)$$

$$\sin \beta = \frac{C}{R_i + \frac{D\delta_i}{2} + \frac{S}{2}}, \quad (28)$$

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

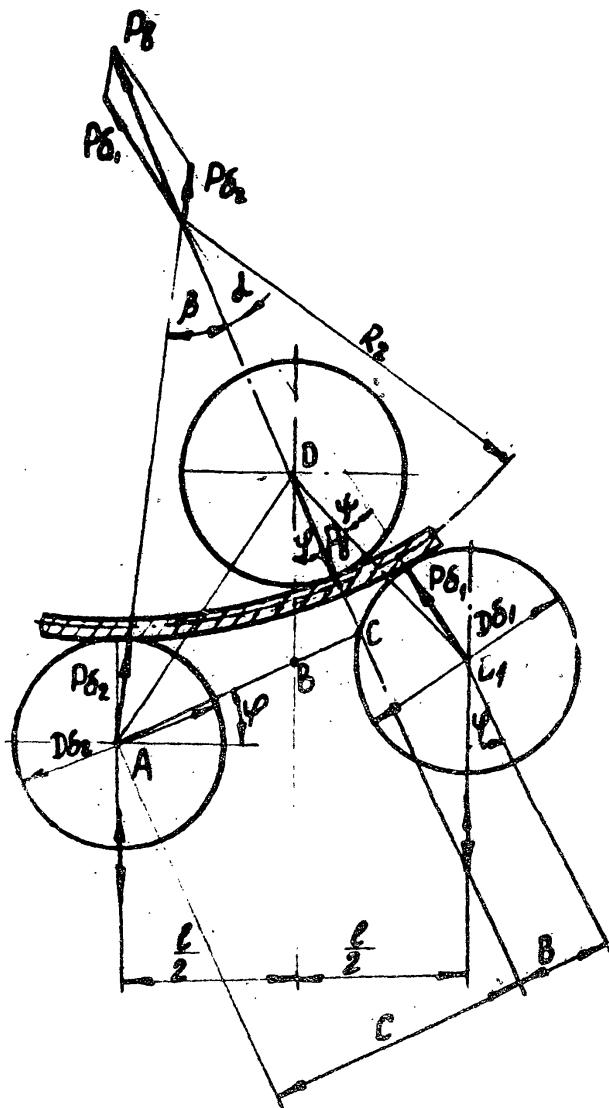
$$\sin(\varphi + \psi + d) = \frac{\frac{L}{2}}{\sqrt{\left[ \frac{B}{tg d} - \left( R_i - \frac{D\delta}{2} - \frac{S}{2} \right) \right]^2 - B^2}}, \quad (29)$$

где  $\varphi = \arcsin \frac{\frac{L}{2}}{\sqrt{\left[ \frac{B}{tg d} - \left( R_i - \frac{D\delta}{2} - \frac{S}{2} \right) \right]^2 - B^2}} - \psi - d.$

## 2.3. Определение усилий при правке обечаек

Для расчета усилий при правке обечаек принятая 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 обечайек

$$P_{\delta, np \max} = P_{\delta, np} - Q_{\delta} = \frac{2\pi M_0}{R_{np}[(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{cos\alpha}]} - Q_{\delta} \quad (30)$$

Максимальное усилие на боковом валке при правке обечайек

$$P_{\delta, np \max} = P_{\delta, np} + Q_{\delta} cos\alpha = \frac{\pi M_0}{R_{np} cos\alpha [(\pi-\alpha)tg\alpha + 1 - \frac{1}{cos\alpha}]} + Q_{\delta} cos\alpha \quad (31)$$

Пример по определению усилий на валках при гибке и правке обечайек на трехвалковой листогибочной машине 16x2000 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:

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

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

$$I = 0.05 L^4;$$

$\alpha$  — расстояние от центра опорного подшипника до торца обечайки, мм.

Величина максимального момента в среднем сечении валки

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

### 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] :

$$f = \frac{1}{24EI} \left[ 4A_0 Z^3 - q(z-a)^4 + q(z-a-b)^4 + q(l-a)^4 \frac{z}{L} - 4A_0 z^2 - qc^4 \frac{z}{L} \right], \quad (34)$$

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

$$M = A_0 Z - \frac{q}{2} (z-a)^2. \quad (35)$$

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

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

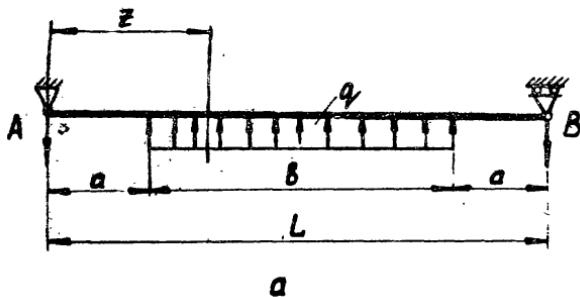
Подставив значение  $Z_{max}$  в формулу (34), определим величину максимального прогиба валка  $f_{max}$

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

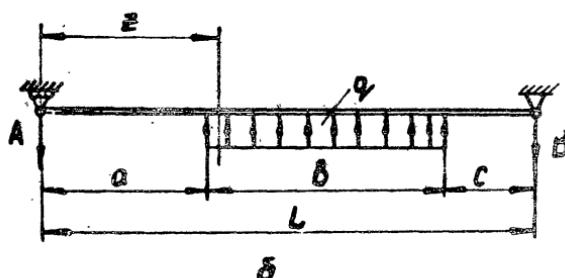
Такой валок имеет максимальный прогиб  $f_{max}$  от действия изгибающей заготовки, а усилия противодавления  $P$  изгибают его в той же плоскости в противоположном направлении на величину  $f_{kmax}$ .

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:

$$P_k = f_{k \max} \frac{8EI}{3L(2a+b)^2} = f_{k \max} \frac{8EI}{3L^2}. \quad (37)$$

Полученная величина усилия противодавления  $P_k$  не должна превышать допустимого машиной  $P_{k \max}$ :

$$P_k \leq P_{k \max}.$$

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

$$f_k = \frac{P_k}{6EI} [3L(l+L)z - l^2(2L+3L) - z^3 + (z-l)^3 + (z-l-L)^3]; \quad (38)$$

$Z$  определяется по формуле (36).

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

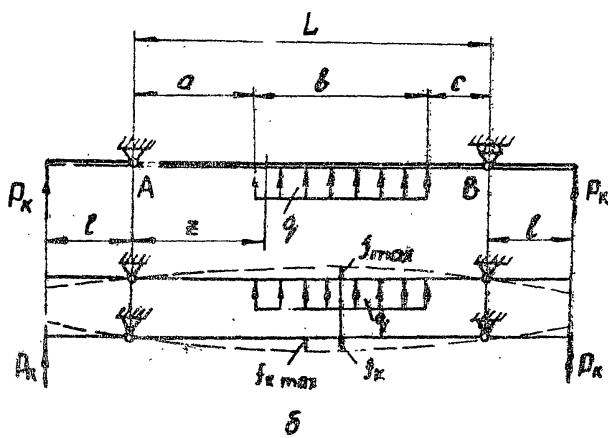
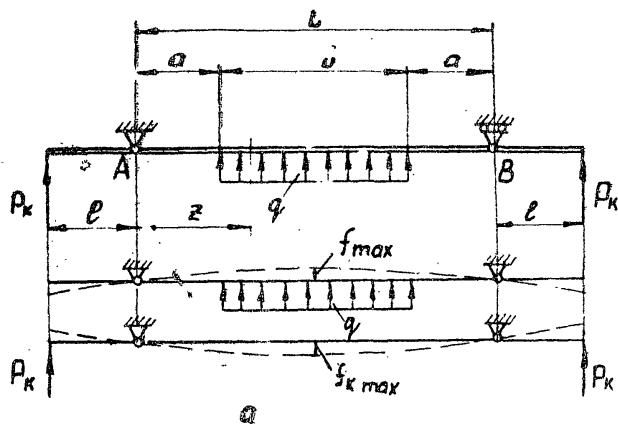
$$\frac{f_{\max} - f_k}{L} \leq \frac{1}{1000}. \quad (39)$$

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

Проверочный расчет такого вала по жесткости аналогичен расчету двухопорного симметрично нагруженного вала с консолями.

Стрела прогиба  $f_{\max}$  от действия изгибающей заготовки на валок определяется по формулам (34) и (36), необходимая величина усилия противодавления  $P_k$  – по формуле (37) а величина компенсационного прогиба в любом сечении вала  $f_k$  – по формуле (38).

Схемы нагружения верхнего валка  
с консолями



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:

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

Величина допустимого усилия  $[P]$  определяется исходя из размеров заготовки (ширины, толщины листа, характеристики 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

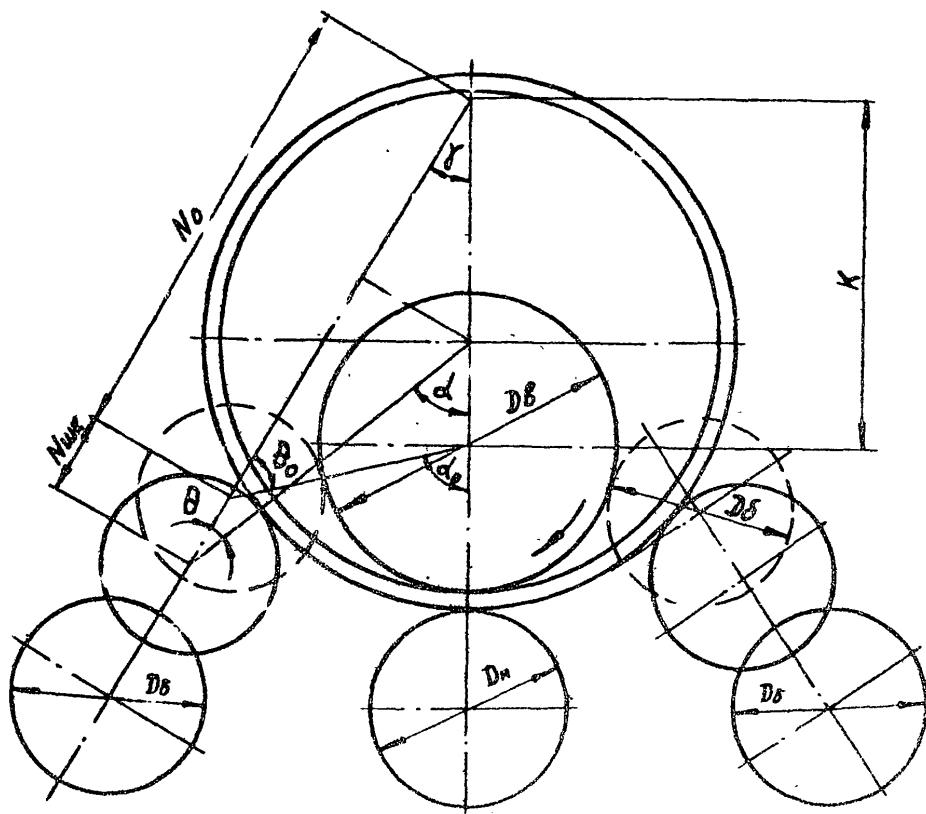
Для расчета угла наклона боковых валков и действующих на них усилий при гибке конических обечаек берется средний остаточный радиус в сечении, перпендикулярном образующей конуса. Относительное положение валков в листогибочных машинах определяется исходя из предположения, что заготовка изгибается в цилиндр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

Угол наклона бокового валка

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{N_{shk_1} - N_{shk_2}}{b}, \quad (41)$$

где  $N_{shk_1}$  и  $N_{shk_2}$  – 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.

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

где  $H$  - высота конуса, мм (черт. 15).

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

$$N_{\text{шк}} = \frac{(R_0 + \frac{S}{2} + \frac{D_b}{2}) \sin \alpha}{\sin \gamma} - N_0, \quad (43)$$

где  $N_0 = \left( \frac{D_a}{2} + \frac{D_b}{2} \right) \frac{\sin \alpha_0}{\sin \gamma}$  - величина, постоянная для данной машины;

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

$\theta_0$  - угол между направлением перемещения бокового валка и направлением действия усилия на этом валке (см. черт. 14);

$$\theta_0 = \arcsin \frac{K \sin \delta}{\frac{D_a}{2} + \frac{D_b}{2}}; \quad (44)$$

$\delta$  - определяется по формулам (8) и (9).

$$\text{где } R_0 = \frac{R'_0}{1 + n(r'_0)^{t-m}}; \quad (45)$$

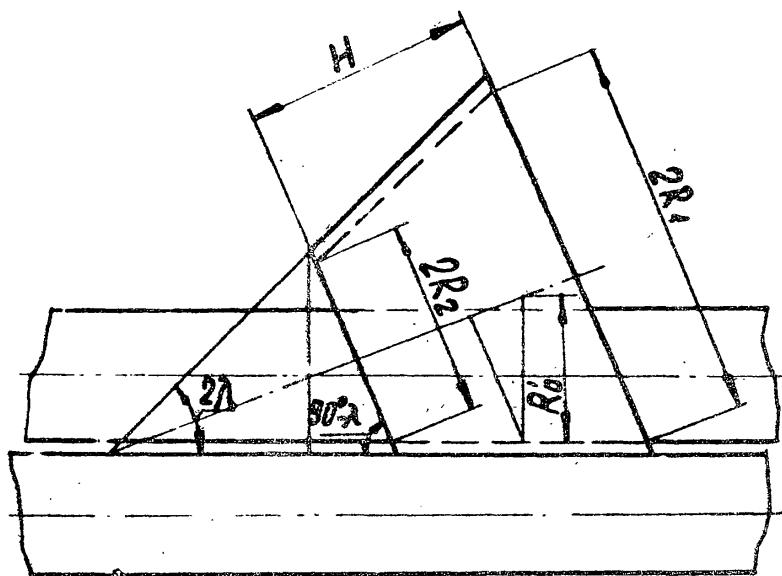
$R$  - величина постоянная (см. табл. 1 и 2);

$$r'_0 = \frac{R'_0}{S};$$

$$R'_0 = \frac{R_0}{\cos \lambda} K_i + \frac{S}{2}, \quad (46)$$

где  $K_i$  - коэффициент изменения кривизны конической сбечайки для различных углов  $\lambda$  определяется по табл. 3.

**Схема установки конической обечайки в  
валках листогибочной машины**



**Черт. 15**

Таблица 3

Угол обечайки $\lambda$ , 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  $N_{3,n}$  и  $N_{n,n}$  определяются по указательным шкалам и зависят от угла наклона боковых валков (черт.16):

$$N_{3,n} = N_{shk_1} - \alpha \lg \omega;$$

$$N_{n,n} = N_{3,n} + L \lg \omega,$$

где  $\alpha$  – 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:

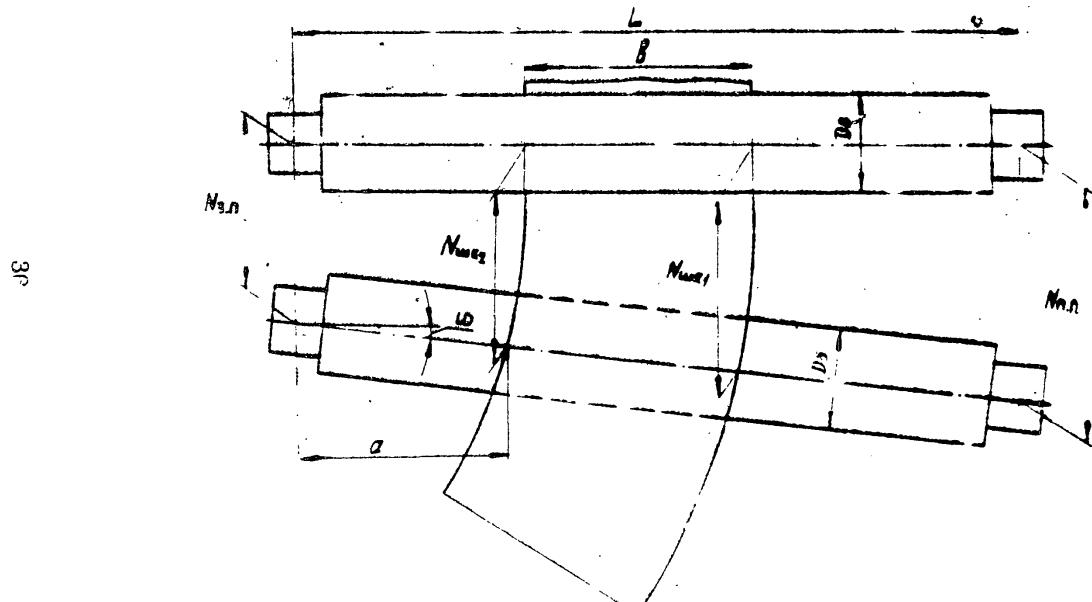
$$R_{o,sp}^i = \frac{R_{o,sp}}{\cos \lambda} K_1 + \frac{S}{2}, \quad (47)$$

где  $R_{o,sp} = R_{b,sp}$  – средний остаточный радиус конуса, мм;  
 $R_{v,sp} = \frac{R_1 + R_2}{2}$  – средний внутренний радиус конуса, мм,  
 $R_1$  и  $R_2$  – внутренние радиусы конуса в торцевых сечениях, мм (см.черт.15).

Изгибающий момент  $M_o$  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

$$P_{\delta,2\max} = \frac{P_{\delta,2}}{\cos \theta} + Q_\delta \cos \gamma \cos \omega = \frac{M_0}{R_2 \sin \alpha \cos \theta} + Q_\delta \cos \gamma \cos \omega. \quad (48)$$

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

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

$$P_{\delta,n\max} = P_{\delta,n} + Q_\delta \cos(\beta + \varphi) \cos \omega = \frac{M_0}{R_2 \sin \beta} + Q_\delta \cos(\beta + \varphi) \cos \omega.$$

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

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

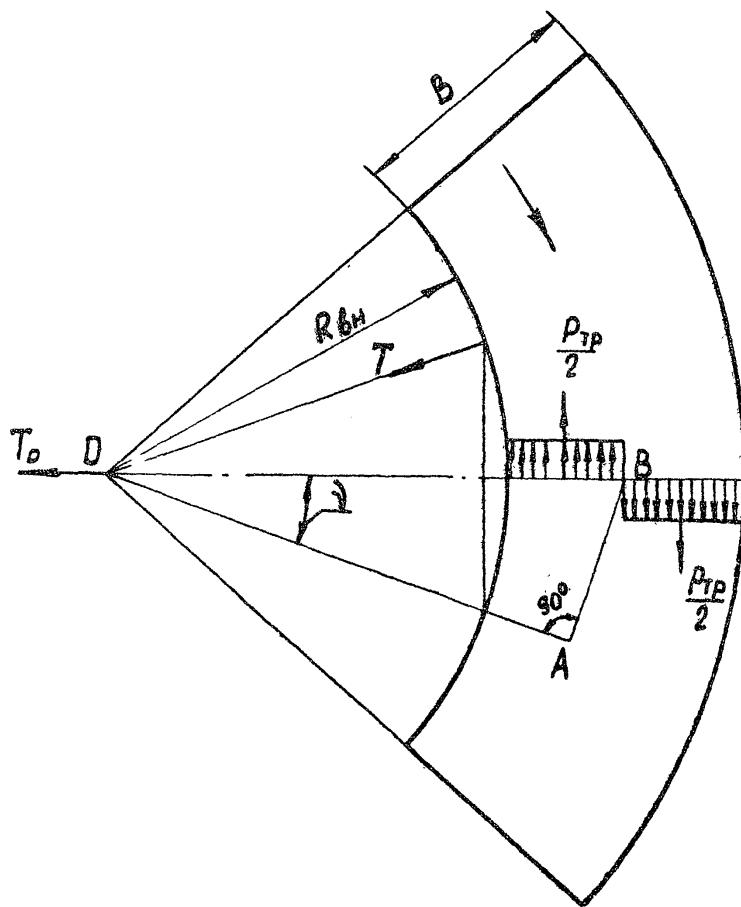
$$P_{\delta,np\max} = \frac{P_{\delta,np}}{\cos \theta} + Q_\delta \cos \gamma \cos \omega = \frac{\pi M_0}{R_{np} \cos \alpha \cos \theta [(\pi - \alpha) \operatorname{tg} \alpha + \left( -\frac{s}{\cos \alpha} \right) \cos \omega]} + Q_\delta \cos \gamma \cos \omega$$

## 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 вала 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):

$$T = \frac{P_{mp} b}{4(R_{bh} + \frac{b}{2}) \sin \gamma},$$

Схема действия усилий на упорные ролики при гибке конической обечайки



Черт. 17

где  $R_{BH}$  – радиус развертки, мм;  
 $P_{tr}$  =  $\mu_i (P_B + P_H + 2P_\delta)$  – сила трения между листом и валками машины.

5.2. Осевое усилие на верхнем валке при гибке конической обечайки

$$T_0 = \frac{T}{\cos \nu}. \quad (48)$$

## 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

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

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

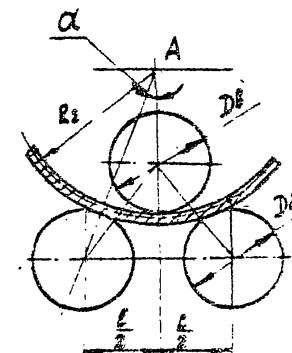
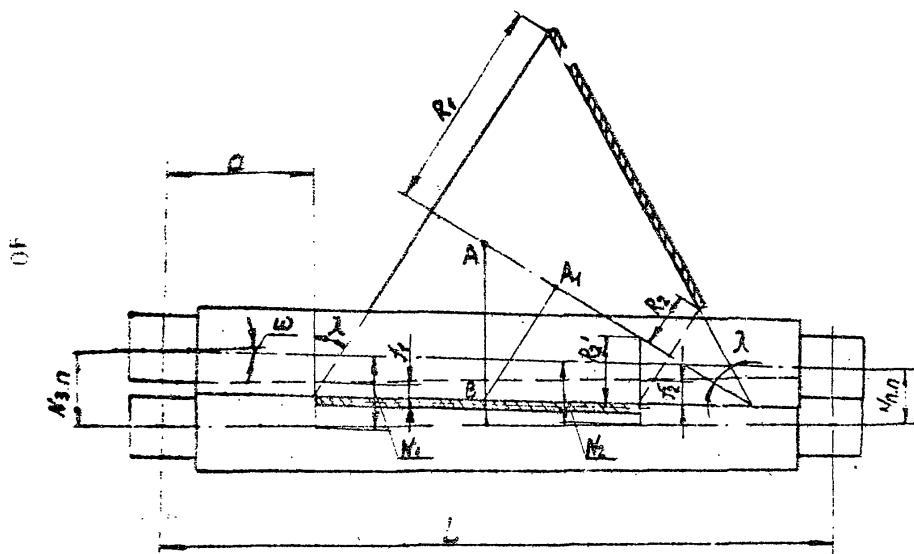
$$f_1 = (R_{d_1} - \frac{S}{2})(1 - \cos d_1); \quad (51)$$

$$f_2 = (R_{d_2} - \frac{S}{2})(1 - \cos d_2). \quad (52)$$

Углы  $d_1$  и  $d_2$  определяем по формулам:

$$\sin d_1 = \frac{\frac{l}{2}}{R_{d_1} + \frac{D_\delta}{2} + \frac{S}{2}}, \quad (53)$$

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



Черт. 18

$$\sin \alpha_2 = \frac{\frac{l}{2}}{R_{22} + \frac{D\delta}{2} + \frac{s}{2}}. \quad (54)$$

Радиусы изгиба в торцевых сечениях конуса определяются по формулам:

$$R_{21} = \frac{R_{01}'}{1+n\left(\frac{R_{01}'}{s}\right)^{1-m}}, \quad (55)$$

$$R_{22} = \frac{R_{02}'}{1+n\left(\frac{R_{02}'}{s}\right)^{1-m}}, \quad (56)$$

где  $R_{01}' = \frac{R_{01}}{\cos \lambda} K_1 + \frac{s}{2}$ ;  $R_{02}' = \frac{R_{02}}{\cos \lambda} K_2 + \frac{s}{2}$  - приведенные остаточные радиусы, соответствующие остаточным радиусам  $R_{01}$  и  $R_{02}$  в торцевых сечениях конуса.

Значения коэффициента изменения кривизны  $K_i$  приведены в табл. 3.

Величина смещения переднего подшипника

$$N_{n,n} = s - f_2 - (L-a) \operatorname{tg} \omega; \quad (57)$$

величина смещения заднего подшипника

$$N_{3,n} = s - f_1 + a \operatorname{tg} \omega. \quad (58)$$

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

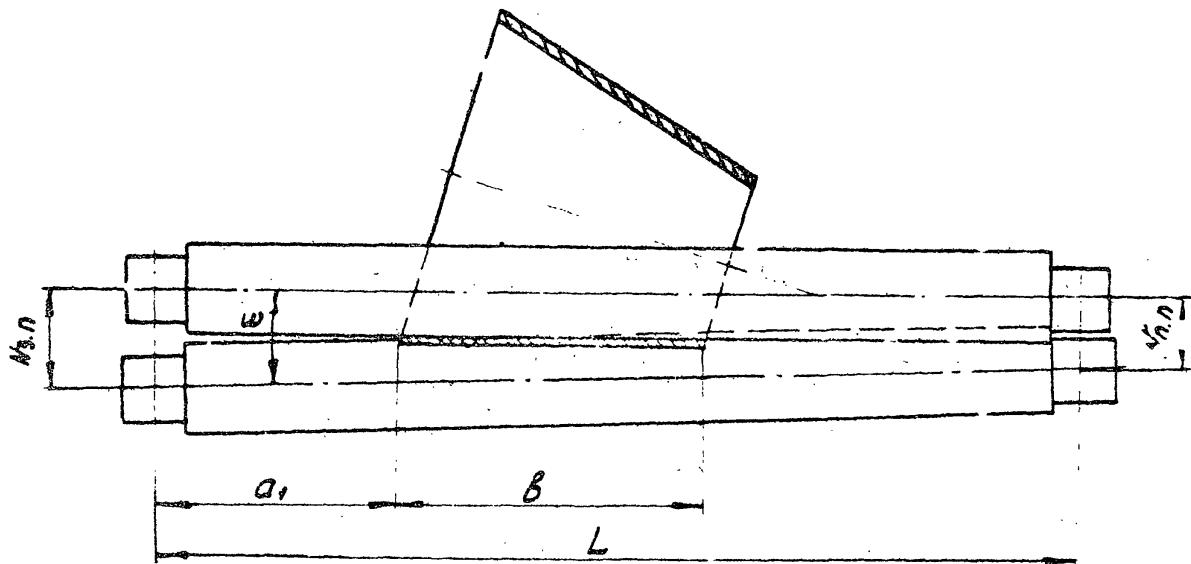
Угол наклона бокового валка

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

где  $f'_i = (R_{2i} + \frac{s}{2} + \frac{D\delta}{2})(1 - \cos \alpha_i)$ ;  $i = 1, 2$

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

42



Черт. 19

$$f_2 = \left( R_{z_2} + \frac{S}{2} + \frac{D_2}{2} \right) (1 - \cos \alpha_2). \quad (61)$$

Углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  определяются по формулам (53) и (54), радиусы изгиба  $R_{z_1}$  и  $R_{z_2}$  – по формулам (55) и (56).

Величины смещений 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:

$$P_{\theta,2} = \frac{2M_0}{R_2 \operatorname{tg} \alpha} - Q_g \cos \omega;$$

$\omega$  определяется по формулам (49), (50), (51), (52), (53), (54) и (58);

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

где  $R_3$  определяется по формулам (40) и (46),  $M_0$  – по формуле (5),  $\alpha$  – 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:

$$P_{\theta,n \max} = P_{\theta,n} + Q_g \cos(\alpha + \varphi) \cos \omega = \frac{M_0}{R_2 \sin \alpha} + Q_g \cos(\alpha + \varphi) \cos \omega.$$

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

Усилие на верхнем валке определяется:

для машин с наклоняемым верхним валком – по формуле:

$$P_{\delta,np} \max = \frac{2\pi M_0}{R_{np}[(\pi-\delta)\operatorname{tg}\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}]} - Q_\delta \cos\omega;$$

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:

$$P_{\delta,np} \max = P_{\delta,np} + Q_\delta \cos\alpha = \frac{\pi M_0}{R_{np} \cos\alpha [(\pi-\delta)\operatorname{tg}\alpha + 1 - \frac{1}{\cos\alpha}]} + Q_\delta \cos\alpha \cos\omega.$$

Реличности углов  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\varphi$  и  $\omega$  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:  $D_0 = 280$  мм,  $D_3 = 240$  мм, расстояние между боковыми валками  $b = 349$  мм, вес верхнего валка  $\bar{J} = 1100$  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  $R_g = 800$  мм остаточный  $R_o$  определяется по формуле (6):  $R_o = 800 + 10 = 810$  мм, относительный остаточный  $r_o = \frac{810}{20} = 40,5$ . Подгибка кромок производится на вальцах с подкладным листом.

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

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

изгибающий момент  $M_o$  - по формуле (4):

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

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

$$\sin \varphi = \frac{349}{2(712,6 + 160 + 10)} = 0,207; \quad \varphi = 11^\circ 57'; \quad \lg \varphi = 0,2117;$$

усиление на верхнем валке при гибке листа - по формуле (7):

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

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

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

изгибающий момент  $M_o$  определяется по формуле (4):

$$M_o = \frac{10,09 \cdot 2000 \cdot 20}{670}^{2,141} = 4950000 \text{ кгс} \cdot \text{мм};$$

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

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

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

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

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  $M_o = 4950000$  кгс.мм, угол  $d = 30^\circ 20'$  и усилие на верхнем валке  $P_{\theta,2} = 60600$  кгс.

Таким образом  $P_{\theta,2}$  и  $P_{\theta,np} > [P_\theta] = 60600$ , кгс. Следовательно, обечайку диаметром 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  $[P_\theta] = 60600$  мм на верхнем валке в уравнение для определения усилия при правке обечайки.

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

$$M_o = M'_o \cdot b,$$

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

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

$$b_{max} = \frac{P_{a,np} \cdot R_{np} [(\pi - d) \operatorname{tg} \lambda + 1 - \frac{1}{\cos \lambda}]}{2 \pi M'} =$$

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

Следовательно, на машине модели И-2222 можно изготавливать 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  $\omega$  в четырехвалковой листогибочной машине модели 367П, необходимый для гибки и правки конической обечайки с размерами: малый диаметр конуса  $D_2 = 1200$  мм, угол  $\lambda = 20^\circ$ , высота конуса  $H = 1000$  мм, толщина листа  $S = 10$  мм. Материал листа - ВСт.3 по ГОСТ 380-71.

Для определения угла наклона боковых валков  $\omega$  необходимо знать величины смещений боковых валков в сечениях, соответствующих малому и большому диаметрам конуса,  $N_{ши}$  и  $N_{шк2}$ .

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

искомый угол наклона бокового валка определяется по формулам (41) и (42):

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{127,8 - 97}{1064} = 0,0289; \quad \omega = 1^\circ 39'$$

Найменование и условное обозначение	Номер формулы в расчете	Искомая величина	
		$D_1 = 1928$ мм	$D_2 = 1200$ мм
Приведенный остаточный радиус $R_o'$ , мм . . . . .	(48)	$R_{o1}' = \frac{964}{0,9397} + 5 = 1030,8$	$R_{o2}' = \frac{600}{0,9397} + 5 = 643,5$
Относительный радиус $r_o'$ . . . . .	(45)	$r_{o1}' = \frac{1030,8}{10} = 103,1$	$r_{o2}' = \frac{643,5}{10} = 64,35$
Радиус изгиба $R_2$ , мм . . . . .	(45)	$R_{21} = \frac{1030,8}{1 + 0,0057(-3,1)^{1-0,141}} = 789,5$	$R_{22} = \frac{643,5}{1 + 0,0057(-4,35)^{1-0,141}} = 534,5$
Настречные углы и их функции:			
$\sin \theta_o$ . . . . .	(44)		0,4139
$\theta_o$ , град. . . . .	(44)		$24^{\circ}27'$
$\sin \theta$ . . . . .	(8)	$\sin \theta_1 = 0,1608$	$\sin \theta_2 = 0,0156$
$\theta$ , град. . . . .	(8)	$\theta_1 = 9^{\circ}15'$	$\theta_2 = 0^{\circ}54'$
$\lambda$ , град. . . . .	(8)	$\lambda_1 = 24^{\circ}45'$	$\lambda_2 = 33^{\circ}06'$
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 60-150x4000. Краматорск, Ново-Краматорский машиностроительный завод, 1962.
7. Расчетно-пояснительная записка к проекту листогибочной машины 40x3150 (модель ЛН469). Рязань, Рязанский завод тяжелого кузнецко-прессового оборудования, 1968.
8. Расчет четырехвалковой листогибочной машины 30x4500. Краматорск, Старо-Краматорский машиностроительный завод, 1962.
9. РТМ 2-70. Корпуса теплообменных аппаратов. Технология изготовления. Волгоград, ВНИИПТхимнефтеаппаратуры, 1970:
10. Изготовление толстостенных конических обечайек 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. Черновского. М., Машгиз, 1960.

## С О Д Е Р Ж А Н И Е

<b>Условные обозначения . . . . .</b>	<b>1</b>
<b>1. Определение величины изгибающего момента и усилий на валках четырехвалковой листогибочной машины при гибке листа, подгибке кромок и правке цилиндрических обечаек . . . . .</b>	<b>3</b>
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
<b>2. Определение усилий на валках трехвалковой листогибочной машины при гибке листа, подгибке кромок и правке цилиндрических обечаек . . . . .</b>	<b>22</b>
2.1. Определение усилий при гибке листа . . . . .	22
2.2. Определение усилий при подгибке кромок . . . .	24
2.3. Определение усилий при правке обечаек . . . . .	24
<b>3. Проверка жесткости и прочности валков трех- и четырехвалковых листогибочных машин . . . . .</b>	<b>26</b>
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
<b>4. Определение усилий и расчет угла наклона боковых валков в четырехвалковой листогибочной машине при гибке листа и правке конических обечаек . . . . .</b>	<b>31</b>
4.1. Расчет угла наклона боковых валков . . . . .	31

<b>4.2. Определение величины изгибающего момента и усилий на валках при гибке и правке конических обечаек . . . . .</b>	<b>35</b>
<b>5. Расчет осевых усилий на валках и упорных роликах при гибке конических обечаек . . . . .</b>	<b>37</b>
<b>6. Определение угла наклона валков и усилий на них при гибке и правке конических обечаек на трехвалковой ли тогибочной машине . . . . .</b>	<b>39</b>
<b>6.1. Определение угла наклона верхнего валка, регулируемого по вертикали . . . . .</b>	<b>39</b>
<b>6.2. Определение угла наклона бокового валка, регулируемого по вертикали . . . . .</b>	<b>41</b>
<b>6.3. Определение величины усилий на валках листогибочной машины при гибке и правке конических обечаек . . . . .</b>	<b>43</b>
<b>Приложения</b>	
<b>1. Проверочный расчет трехвалковой листогибочной машины . . . . .</b>	<b>45</b>
<b>2. Проверочный расчет четырехвалковой листогибочной машины . . . . .</b>	<b>47</b>
<b>Литература . . . . .</b>	<b>49</b>