Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И.Носова

В.П. Анцупов
А.В. Анцупов (мл.)
А.В. Анцупов

ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Утверждено редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

Магнитогорск
2009

УДК 621.771

Рецензенты:

Заведующий кафедрой общетехнических дисциплин
Магнитогорского государственного университета,
профессор, кандидат технических наук
В.С.Славин

Ведущий инженер ТОиР МО ОАО «ММК»
Е.И.Мироненков

В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов
Изучение, расчет и исследование приводов прокатных станов: учеб. пособие. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. 86 с.

В пособии представлены описания, кинематические схемы, теоретические основы проверочных и проектных расчетов деталей узлов основных приводов прокатных станов. Предложен алгоритм исследования работоспособности и влияния параметров процесса прокатки на ее повышение. Приведены контрольные примеры расчетов деталей и узлов всех приводов прокатного стана, а также решения исследовательских задач различного плана. Пособие предназначено для студентов специальности 150404 «Металлургические машины и оборудование».

УДК 621.771

© Анцупов В.П., Анцупов А.В. (мл.),
Анцупов А.В., 2009

ВВЕДЕНИЕ

Целью настоящего учебного пособия является ознакомление студентов специальности 150404 «Металлургические машины и оборудование» с методологией и техникой решения практических задач, с которыми они сталкиваются при изучении третьей части курса МОМЗ «Оборудование прокатных цехов» на лабораторных и практических занятиях, при выполнении курсовых и дипломных проектов.

В пособии приведена методика оценки работоспособности наиболее важных приводов прокатных станов на примере изучения оборудования одноклетевого лабораторного стана 80/150х180, который является моделью промышленного стана холодной прокатки «1450» ЛПЦ-2 ОАО «ММК» с масштабом моделирования 1:8.

В основу предложенной методики положен алгоритм оценки работоспособности основного оборудования прокатного стана, который, на наш взгляд, должен освоить каждый инженер-механик, а именно:

- изучить и понять назначение, состав и конструкцию основного оборудования;
- построить кинематическую схему любого привода и выполнить кинематический расчет;
- определить усилия, действующие на рабочий орган привода;
- рассчитать нагрузки (момент и мощность) на электродвигатель и оценить его возможности для прокатки полосы в заданных условиях;
- выполнить все необходимые проверочные расчеты наиболее нагруженных деталей всех узлов привода;
- дать заключение о работоспособности и степени надежности прокатного оборудования.

Освоение предложенной методики, изложенной в лекционном курсе и закрепленной на практических и лабораторных занятиях, является необходимым условием качественного выполнения и успешной защиты дипломного проекта и гарантией требуемого уровня квалификации дипломированного специалиста.

Пособие предназначено для студентов специальности 150404 «Металлургические машины и оборудование».

1. ИЗУЧЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОКАТКИ (Расчетно-лабораторная работа №1)

1.1. Цель работы

Изучить технологию, состав оборудования и работу основных приводов четырехвалкового стана 80/150х180 холодной прокатки.

Оценить влияние технологических параметров на усилие, момент и мощность прокатки.

1.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с инструкцией по технике безопасности при работе на прокатном стане.
2. Изучить состав оборудования всех приводов прокатного стана и их функциональное назначение на физической модели по его описанию в п.1.3.
3. Изучить алгоритм расчета усилия, момента и мощности прокатки по п.1.4.
4. Выполнить исследования влияния технологических параметров на усилие, момент и мощность прокатки согласно выбранному из табл. 1.3, варианту и контрольному примеру расчета (п.1.4).
5. Представить результаты исследования в графической форме.
6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:
   - цель работы;
   - назначение, характеристику и состав основного механического оборудования стана;
   - описание, характеристику, назначение и состав оборудования всех приводов прокатного стана;
   - результаты расчетов и выполненных исследований;
   - выводы по работе.

1.3. Назначение, характеристика и состав механического оборудования лабораторного стана

Одноклетьевой нереверсивный стан 80/150х180 является моделью промышленного стана холодной прокатки «1450» ЛПЦ-2 ОАО «ММК» с масштабом моделирования 1:8. Он предназначен для холодной прокатки ленты из стали и цветных металлов в рулонах массой до 50 кг при проведении исследовательских и лабораторных работ.

Техническая характеристика стана:

Размеры полосы, мм:	
-толщина	0,4…1,5.
-ширина	40…150.
Диаметр рулона, мм:	
-внутренний	80.
-наружный	250.
Масса рулона, кг	до 50.
Материал полосы	сталь различных марок и цветные металлы с σ_{02} до 300 МПа.
Скорость прокатки, м/с	до 2,0.
Диаметры, мм:	
- головок разматывателя	80.
- барабана моталки	140.
Диаметры прокатных валков, мм:	
- рабочих	80.
- опорных	150.
Длина бочки, мм	180.
Переднее натяжение, кН	до 2,0.
Максимальное давление металла на валки, кН	200.
Скорость вертикального перемещения валков, мм/с	0,2.

Оборудование стана содержит (рис.1.1):

1. Разматыватель 1 с люлькой для установки рулона с неприводными центрирующими щековинами, с электромеханическим приводом их сближения и электромагнитным отгибателем конца рулона. На раме разматывателя установлен приводной тянущий ролик и поддерживающий ролик с электромеханическим приводом его перемещения.

2. Неприводной трехроликовый рольганг 2.

3. Вертикальные центрирующие ролики с ручным приводом их перемещения (сведения и разведения) 3.

4. Пресс-проводку скольжения 4 с ручным винтовым приводом прижатия колодок (для создания заднего натяжения при прокатке).

5. Нереверсивную четырехвалковую прокатную клеть 5 с электромеханическим нажимным устройством 6, пружинным уравновешиванием валков и приводом рабочих валков.

6. Пятироликовый неприводной рольганг 7.

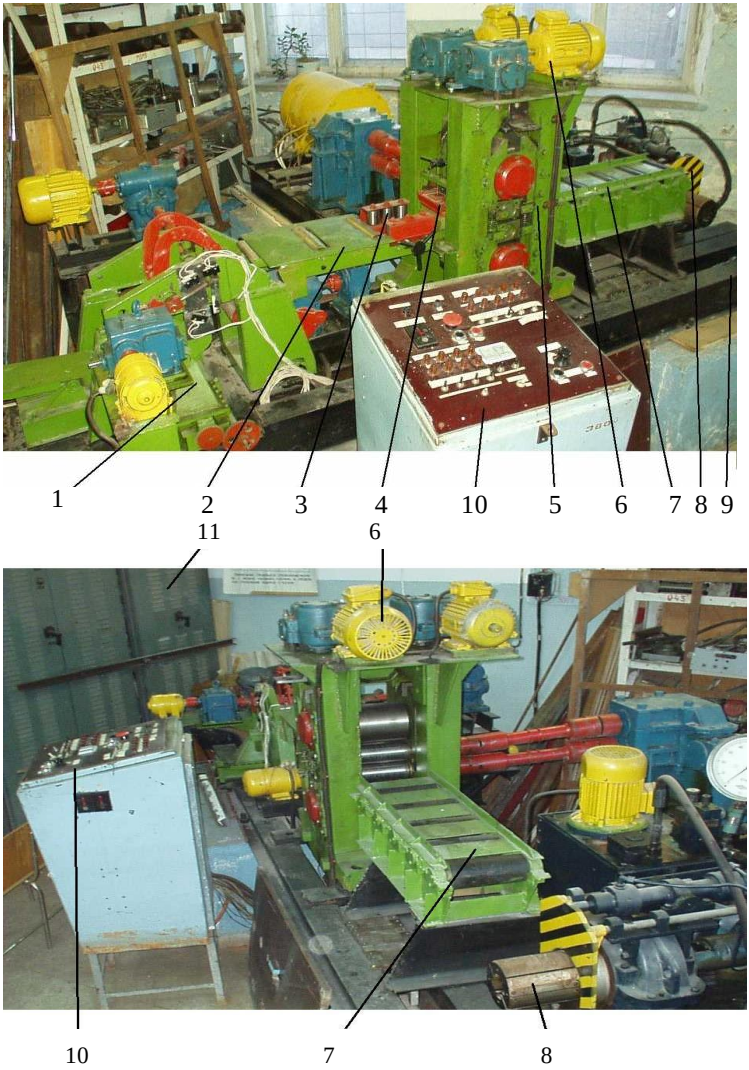


Рис.1.1. Общий вид лабораторного прокатного стана

7. Моталку 8 с изменяющимся диаметром барабана, оснащенную гидравлическим сталкивателем рулона.

Все оборудование стана размещено на сварной раме 9, закрепленной болтами на фундаменте. Управление всеми привода-

ми стана осуществляется с пульта 10, размещенного перед клетью. Для обеспечения работы гидроприводов стан оснащен индивидуальной гидростанцией. Для управления главным приводом стана используется агрегат тиристорный 11 типа АТР 200/480-2р.

1.4. Алгоритм расчета усилия, момента и мощности прокатки

При прокатке в очаге деформации со стороны деформируемого металла на валки в каждой точке дуги контакта действуют нормальные (направленные по радиусу к центру валка) и касательные (направленные по касательной к дуге контакта) напряжения. Интегральное действие этих напряжений можно выразить векторами сил: нормальной N и касательной T, которые в сумме дадут силу P, называемую усилием прокатки (рис.1.2).

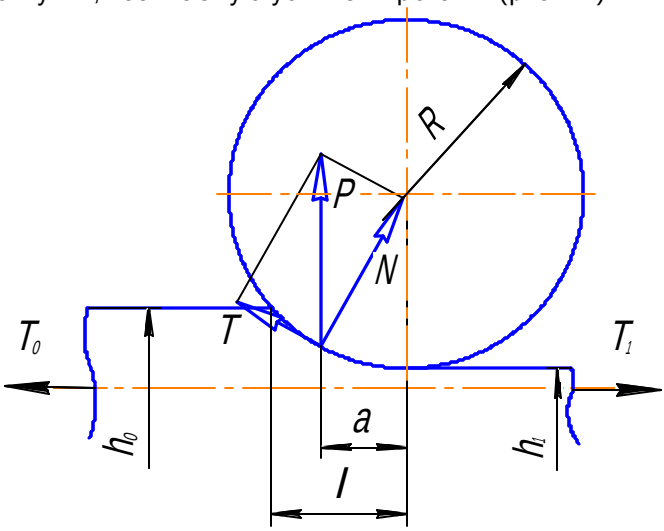


Рис.1.2. К определению усилия прокатки

В инженерных расчетах усилие прокатки определяют через среднее удельное давление металла на валки $p_{ср}$ и площадь контакта металла с валками A.

$$P = p_{ср} \cdot A, H, \qquad (1.1)$$

где $A = b \cdot l$ – площадь контакта, мм^2;

b – ширина полосы, мм;

l – длина очага деформации (рис.1.2), мм.

Для простого случая прокатки (см. рис.1.2) длина очага деформации определяется по формуле

$$l = \sqrt{R \cdot \Delta h}, \tag{1.2}$$

где R – радиус рабочих валков, мм;

$\Delta h = h_0 - h_1$ – абсолютное обжатие полосы валками, мм.

Среднее удельное давление металла на валки для любого случая прокатки

$$p_{cp} = \sigma_{\partial} \cdot \eta_{\sigma}, \tag{1.3}$$

где σ_{∂} – фактическое сопротивление металла деформации при линейном напряженном состоянии, МПа;

η_{σ} – коэффициент напряженного состояния (учитывает вид напряженного состояния металла при прокатке).

При холодной прокатке (случай горячей прокатки в данном пособии не рассматривается; при необходимости см. [1, 2]) сопротивление деформации σ_{∂} определяют с учетом упрочнения металла в очаге деформации по формуле

$$\sigma_{\partial} = \frac{\sigma_{S0} + \sigma_{S1}}{2}, \tag{1.4}$$

где σ_{S0} – предел текучести металла до деформации (на входе в валки), МПа;

σ_{S1} – предел текучести металла после деформации (на выходе из валков), МПа.

Второй член уравнения (1.3) η_{σ} может быть определен

$$\eta_{\sigma} = \eta_b \cdot \eta'_{\sigma} \cdot \eta''_{\sigma} \cdot \eta'''_{\sigma}, \tag{1.5}$$

где η_b – коэффициент, учитывающий влияние ширины полосы;

η'_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние внешнего трения на контакте металла с валками;

η''_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние внешних зон (ширина полосы);

η'''_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние натяжения полосы.

Рассмотрим определения этих коэффициентов.

Коэффициент η_b в формуле (1.5) зависит от соотношения ширины полосы и длины очага деформации b/l. При $b/l \le 1$, ко-

гда имеются благоприятные условия для уширения металла $\eta_b = 1$. При широком очаге деформации, когда $b/l > 5$, $\eta_b = 1{,}15$ (уширения нет). Для промежуточных значений b/l, η_b определяются по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения показателя η_b

b/l	1	2	3	4	5
η_b	1.00	1.07	1.10	1.13	1.15

Для определения второго члена в уравнении (1.5), коэффициента η'_σ, рассмотрим наиболее современную методику А.А.Королева [1], который определяет значение η'_σ в зависимости от условий скольжения металла по поверхности рабочих валков. А именно, он рассматривает два случая фрикционного взаимодействия металла с валками.

Если условия деформации таковы, что

$$l / h_{cp} \prec 2\Psi_n , \tag{1.6}$$

то в очаге деформации возникают только зоны скольжения (отставания и опережения) металла по поверхности валка и величина

$$\eta'_\sigma = \frac{2}{\varepsilon\delta}\left[\left(\frac{1}{1-\varepsilon}\right)^{0,5(\delta-1)} - \left(1-\frac{\varepsilon}{2}\right)\right]. \tag{1.7}$$

Если для заданных условий прокатки неравенство (1.6) не выполняется, то в очаге деформации между зонами скольжения возникает зона прилипания металла к валкам, условия трения металла на контакте резко меняются и коэффициент η'_σ определяется из выражения

$$\eta'_\sigma = \frac{1-2f}{2f^2} \times \frac{h_{cp}}{l} + \frac{1}{2f} + \frac{l}{4h_{cp}} - \Psi_n\left[1 + \frac{h_{cp}}{l}\left(\frac{1}{f} - \Psi_n\right)\right]. \tag{1.8}$$

В выражениях (1.6)–(1.8):

$l = \sqrt{R \cdot \Delta h}$ – длина очага деформации, мм;

$h_{cp} = (h_0 + h_1)/2$ – средняя по очагу деформации толщина полосы, мм;

$\Psi_n = \frac{1}{2f} \ln \frac{1}{2f}$ – коэффициент, характеризующий условия трения на контакте.

В зависимости от величины коэффициента трения f, значение Ψ_n можно определить из табл. 1.2.

Таблица 1.2

Значения показателя Ψ_n

f	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Ψ_n	8,00	2,30	0,85	0,28	0,00

$\varepsilon = \Delta h / h_0$ – относительное обжатие полосы при прокатке;

$\delta = 2 \cdot f \cdot l / (\varepsilon \cdot h_0)$.

Коэффициент η''_σ в формуле (1.5) учитывает влияние на σ_∂ так называемых внешних зон – объемов металла, находящихся до и после очага деформации.

При $l/h_{cp} < 1$, когда прокатывается весьма «высокая» полоса,

$$\eta''_\sigma = \frac{1}{(l / h_{cp})^{0,4}}. \qquad (1.9)$$

При прокатке тонких полос, когда $l/h_{cp} >> 1$, $\eta''_\sigma = 1$ и влияние внешних зон не учитывается.

Коэффициент η'''_σ в формуле (1.5) учитывает влияние на σ_∂ натяжения полосы, которое чаще всего применяют при холодной прокатке тонких полос.

Величину η'''_σ определяют из выражения

$$\eta'''_\sigma = 1 - \frac{\sigma_{cp}}{n_b \cdot \sigma_\partial}, \qquad (1.10)$$

где $\sigma_{cp} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}$ – среднее напряжение натяжения, МПа;

σ_0, σ_1 – напряжения заднего и переднего натяжения полосы, МПа;

σ_∂ – сопротивление деформации при линейном напряженном состоянии (см. формулу (1.4)), МПа;

n_b – коэффициент влияния ширины полосы (см. формулу 1.5).

Определив η_b, η'_σ, η''_σ, η'''_σ, находим по формуле (1.5) значение η_σ и, учитывая (1.4), по (1.5) найдем значение среднего удельного давления металла на валки p_{cp}.

После этого из выражения (1.1) можно найти искомое усилие прокатки с натяжением полосы $P^н$ при установившемся процессе и без него P при заправке конца полосы в моталку.

Момент прокатки определяют как момент сопротивления, создаваемый усилием прокатки P относительно центра валка (см. рис.1.2), который необходимо преодолеть двигателю, чтобы осуществить процесс прокатки.

$$M_{пр} = 2Pa = 2P\Psi l, \tag{1.11}$$

где a – плечо приложения усилия прокатки, м;

2 – количество валков, приводимых во вращение двигателем;

Ψ – коэффициент плеча, показывающий, какую часть длины контакта l составляет плечо a приложения силы P.

Коэффициент плеча Ψ может быть найден из выражения [1]:

$$\Psi = \frac{1}{2-\varepsilon}\left(1 - \frac{\varepsilon(1+m)}{2+m}\right), \tag{1.12}$$

где $m = \dfrac{fl}{h_{cp}}$.

Эту формулу применяют для определения момента прокатки при заправке рулона (без натяжения).

При прокатке полосы с натяжением в установившемся режиме необходимо учитывать дополнительный момент $M_н$, создаваемый силами переднего T_0 и заднего T_1 натяжения (см. рис.1.2).

$$M_н = (T_0 - T_1)R = (\sigma_0 h_0 b - \sigma_1 h_1 b)R, \text{ Нм}. \tag{1.13}$$

С учетом $M_н$ для установившегося режима прокатки с натяжением

$$M^н_{пр} = 2P^н\Psi^н l + M_н, \text{ Нм}. \tag{1.14}$$

Мощность прокатки соответственно для режима прокатки без натяжения и с натяжением определяют:

$$N_{пр} = M_{пр} \cdot \omega_в = M_{пр} \cdot V / R, Вт \ ; \qquad (1.15, а)$$

$$N^н_{пр} = M^н_{пр} \cdot \omega_в = M^н_{пр} \cdot V / R, Вт \ , \qquad (1.15, б)$$

где $\omega_в$ – угловая скорость валков, рад/с;

V – окружная скорость валков (скорость прокатки), м/с;

R – радиус рабочих валков, м.

1.5. Контрольный пример расчета энергосиловых параметров

В качестве примера проведем расчет энергосиловых параметров прокатки (усилия, момента и мощности) по предоставленному алгоритму для холодной деформации полосы с натяжением на лабораторном стане 80/150 х 180.

Исходные данные контрольного примера (см. рис. 1.2):

Радиус рабочих валков, мм	$R = 40.$
Модуль упругости материала валков, МПа	$E = 2{,}15 \cdot 10^5.$
Коэффициент Пуассона материала валков	$\mu = 0{,}3.$
Окружная скорость валков, м/с	$V = 1{,}0.$
Исходная толщина полосы, мм	$h_0 = 1{,}0.$
Конечная толщина полосы, мм	$h_1 = 0{,}7.$
Ширина полосы, мм	$b = 100.$
Материал полосы	сталь 08сп.
Предел текучести стали 08сп, МПа	$\sigma_{s0} = 200.$
Предел текучести полосы после деформации, МПа	$\sigma_{s1} = 250.$
Переднее натяжение, МПа	$\sigma_1 = 60.$
Заднее натяжение, МПа	$\sigma_0 = 40.$
Коэффициент трения при прокатке	$f = 0{,}15$

Решение

1. Определяем основные геометрические параметры прокатки.

Средняя по очагу деформации толщина полосы

$$h_{ср} = \frac{(h_0 + h_1)}{2} = \frac{(1+0{,}7)}{2} = 0{,}85\ мм\,.$$

Абсолютное и относительное обжатие полосы

$$\Delta h = h_0 - h_1 = 1 - 0{,}7 = 0{,}3\ мм\,;$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0} = \frac{0{,}3}{1} = 0{,}3.$$

Длина дуги контакта по формуле (1.2) (см. рис.1.2):

$$l = \sqrt{R \cdot \Delta h} = \sqrt{40 \cdot 0{,}3} = 3{,}46\ мм\,.$$

2. Определяем среднее удельное давление металла на валки по формуле (1.3)

$$p_{ср} = \sigma_д \eta_\sigma\,, МПа\,.$$

Сопротивление металла деформации при линейном напряженном состоянии по формуле (1.4)

$$\sigma_д = \frac{\sigma_{S0} + \sigma_{S1}}{2} = \frac{200 + 250}{2} = 225\ МПа.$$

Коэффициент напряженного состояния η_σ по формуле (1.5)

$$\eta_\sigma = \eta_b \cdot \eta'_\sigma \cdot \eta''_\sigma \cdot \eta'''_\sigma,$$

где η_b – коэффициент ширины полосы для отношения

$b/l = 100/3{,}46 = 28{,}9 > 5$ составит $\eta_b = 1{,}15$.

Для определения коэффициента внешнего трения η'_σ проверим в очаге деформации наличие или отсутствие зоны прилипания по условию (1.6). Для этого определим

$l / h_{ср} = 3{,}46/0{,}85 = 4{,}07$ и $\Psi = 5{,}15$ для $f = 0{,}15$ (см. табл. 1.2).

Так как $4{,}07 < 2 \cdot 5{,}15 = 10{,}3$, по условию (1.6) зона прилипания отсутствует и величину η'_σ найдем по (1.7) при $\delta = 2\,fl/(\varepsilon \cdot h_0) = 2 \cdot 0{,}15 \cdot 3{,}46 / 0{,}3 = 3{,}46$. Тогда

$$\eta'_\sigma = \frac{2}{0{,}3 \cdot 3{,}46}\left[\left(\frac{1}{1-0{,}3}\right)^{0{,}5(3{,}46-1)} - \left(1 - \frac{0{,}3}{2}\right)\right] = 1{,}35\,.$$

Третий член в формуле (1.5) – коэффициент внешних зон $\eta''_\sigma = 1$, так как $l / h_{ср} = 3{,}46/0{,}85 = 4{,}07 > 1$.

Последний член в формуле (1.5) – коэффициент натяжения η_σ''' определим по формуле (1.10)

$$\eta_\sigma''' = 1 - \frac{\sigma_{ср}}{n_b \cdot \sigma_д} = 1 - \frac{40 + 60}{2 \cdot 225 \cdot 1{,}15} = 0{,}81 .$$

Таким образом, среднее удельное давление металла на валки по (1.3) и (1.5) составит:

без натяжения (при заправке рулона, когда $\eta_\sigma''' = 1{,}0$)

$$p_{ср} = 225 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 349{,}5 \; МПа ;$$

с натяжением полосы (установившийся режим, когда $\eta_\sigma''' = 0{,}83$)

$$p_{ср}^{н} = 225 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}81 = 282{,}0 \; МПа.$$

3. Определяем усилие прокатки по условию (1.1):

без натяжения полосы

$$P = p_{ср} b \cdot l \quad 349{,}5 \cdot 100 \cdot 3{,}46 = 121{,}1 \; кН ;$$

с натяжением полосы

$$P^{н} = p_{ср}^{н} \cdot b \cdot l \quad 282{,}0 \cdot 100 \cdot 3{,}46 = 97{,}7 \; кН .$$

Таким образом, применение натяжения полосы при холодной прокатке понизило среднее давление с 349,5 до 282,0 МПа, а усилие прокатки с 121,1 до 97,7 кН (примерно на 19%).

Так как при заправке рулона полоса прокатывается без натяжения, то в дальнейших расчетах следует принимать во внимание максимальное значение $P = 121{,}1 \; кН$.

4. Определяем момент прокатки для условий нашего примера.

а) Находим коэффициент плеча по формуле (1.12) при $l = 3{,}46 \; мм$, $m = 0{,}61$

$$\Psi = \frac{1}{2 - \varepsilon}\left(1 - \frac{\varepsilon(1+m)}{2+m}\right) = \frac{1}{2 - 0.3}\left(1 - \frac{0.3(1+0.61)}{2+0.61}\right) = 0{,}4793 .$$

б) Определяем момент прокатки полосы:

без натяжения по формуле (1.14) при $P = 121{,}1 \; кН$

$$M_{пр} = 2 \cdot 121{,}1 \cdot 0{,}4793 \cdot 3{,}46 = 402{,}1 \; Нм ;$$

с натяжением по формуле (1.14) при $P^{н} = 97{,}7 \; кН$

$$M_{пр}^{н} = 2 \cdot 101{,}1 \cdot 0{,}4792 \cdot 3{,}46 - 8 = 316{,}4 \; Нм ,$$

где момент натяжения по формуле (1.13)

$$M_н = 0{,}04\left(40 \cdot 1{,}0 \cdot 100 - 60 \cdot 0{,}7 \cdot 100\right) \quad -8\ Нм\ .$$

5. Определяем мощность прокатки по формуле (1.15, а, б):
без натяжения

$$N_{пр} = M_{пр}\omega_в \quad 402{,}1 \cdot 25 = 10151{,}6\ Вт \quad 10{,}1\ кВт\ ,$$

где $\omega_в = \dfrac{V}{R} = \dfrac{1{,}0}{0{,}04} = 25\ рад/с$ – угловая скорость валков;

с натяжением

$$N^н_{пр} = M^н_{пр}\omega_в \quad 316{,}4 \cdot 25 \quad 7909{,}3\ Вт \quad 7{,}9\ кВт\ .$$

1.6. Исследования влияния технологических параметров на усилие, момент и мощность прокатки

Исследование выполняется по следующему алгоритму:

1. Получить номер варианта задания у преподавателя.

2. Из табл. 1.3 выбрать значения изменяемых технологических параметров в соответствии полученному варианту.

3. По выбранным данным и данным контрольного примера (п.1.5) выполнить расчет усилия, момента и мощности прокатки по алгоритму п.1.4.

4. По результатам расчетов всей группы построить графики зависимостей энергосиловых характеристик в функции изменяемых параметров ($P^н_{пр}, M^н_{пр}, N^н_{пр} = \varphi(\sigma_0, \Delta h)$).

5. По результатам построенных зависимостей сделать выводы о влиянии Δh и σ_0 на энергосиловые параметры.

Таблица 1.3

Значения h_1 и σ_0 для различных вариантов заданий

$h_1 \backslash \sigma_0$	0,0, МПа	40,0, МПа	60,0, МПа
0,5 мм	Вариант №1	Вариант №2	Вариант №3
0,6 мм	Вариант №4	Вариант №5	Вариант №6
0,7 мм	Вариант №7	Вариант №8	Вариант №9
0,8 мм	Вариант №10	Вариант №11	Вариант №12
0,9 мм	Вариант №13	Вариант №14	Вариант №15

1.7. Контрольные вопросы

1. Моделью какого промышленного стана является лабораторный прокатный стан 80/150х180?

2. Что обозначают цифры в названии стана?

3. Назвать основные механизмы прокатного стана, его назначение и техническую характеристику.

4. Объяснить назначение и назвать состав оборудования каждого привода стана.

5. Описать технологический процесс прокатки на стане.

6. Объяснить, как изменяются энергосиловые параметры при увеличении обжатия.

7. Объяснить, как влияет изменение заднего натяжения полосы на величину энергосиловых параметров.

2. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ГЛАВНОГО ПРИВОДА ПРОКАТНОГО СТАНА (Расчетно-лабораторная работа №2)

2.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию привода прокатных валков лабораторного стана 80/150х180.

Оценить работоспособность всех узлов привода для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на работоспособность наиболее нагруженных узлов.

2.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией главного привода на действующем стане, его характеристикой и составом оборудования.

2. Выполнить кинематическую схему главного привода.

3. По рассчитанным в работе № 1 значениям энергосиловых параметров выполнить проверочные расчеты всех узлов главного привода и проверку двигателя в соответствии с алгоритмом п.2.4.

4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.

5. Провести исследования и предложить варианты по обеспечению работоспособности неработоспособного узла главного привода.

6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:

- цель работы;
- назначение, характеристику, состав и кинематическую схему главного привода стана;
- результаты расчетов и выполненных исследований;
- выводы по работе.

2.3. Описание и кинематическая схема привода

Главный привод, общий вид и кинематическая схема которого представлены на рис.2.1 и 2.2, предназначен для вращения рабочих валков и содержит:

Двигатель 1 постоянного тока типа ДП32 мощностью $N_н = 12\,кВт$ частотой вращения $n_н = 760\,об/мин$.

Фланцевую муфту 2, передающую крутящий момент 3,15 Нм.

Редуктор и шестеренную клеть, совмещенные в одном корпусе 3, с общим передаточным числом $i = 3$.

Рис.2.1. Привод рабочих валков

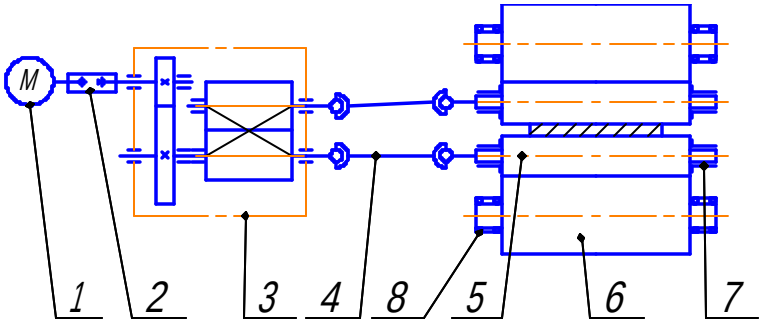


Рис.2.2. Кинематическая схема главного привода

Универсальные шпиндели 4, соединяющие шестеренную клеть с рабочими валками 5.

Рабочие 5 и опорные 6 валки выполнены из стали 9Х2. Рабочие валки вращаются в бронзовых вкладышах подшипников скольжения 7, а опорные – в двухрядных роликовых подшипниках качения 8.

Для смазывания подшипников валков используется пластичный смазочный материал марки «Литол 24» по ГОСТ 21150-75.

Привод обеспечивает плавное регулирование окружной скорости рабочих валков от 0 до 2 м/с.

Для оценки работоспособности привода в первую очередь необходимо определить нагрузки (мощность и крутящий момент), потребные для реализации процесса пластической деформации прокатываемого металла рабочими валками – собственно процесса прокатки.

Другими словами, необходимо преодолеть сопротивление деформирующейся в зоне контакта с валками полосы, которое численно характеризуется усилием, моментом и мощностью прокатки. Определение этих параметров показано в следующем подразделе.

2.4. Алгоритм оценки прочности деталей главного привода

2.4.1. Оценка прочности прокатных валков

В четырехвалковой клети почти 98% давления металла с рабочих валков передается на опорные и воспринимается их подшипниками. В связи с этим расчет на прочность валков клети «кварто» заключается [1,5]: во-первых, в проверке условия прочности опорного валка на изгиб как балки на двух опорах

$$\sigma_u^{\max} < [\sigma_u], \qquad (2.1)$$

нагруженной равномерно распределенным межвалковым давлением, во-вторых, в проверке условия контактной прочности в зоне соприкосновения валков

$$\sigma_к < [\sigma_к]. \qquad (2.2)$$

Нарушение первого условия может привести к поломке опорного валка, второго – к появлению на поверхностях рабочего и опорного валков усталостной выкрошки и отслоений.

Расчет выполняется на статическую прочность, а динамика изменения напряжений учитывается выбором допускаемых напряжений с пятикратным запасом прочности.

Расчет опорных валков на изгиб
для условий контрольного примера

Расчетная схема валка приведена на рис.2.3. Замерами определены: $d_{оп}=100\ мм$, $l_{оп}=70\ мм$, $D_{оп}=150\ мм$, $L=180\ мм$.

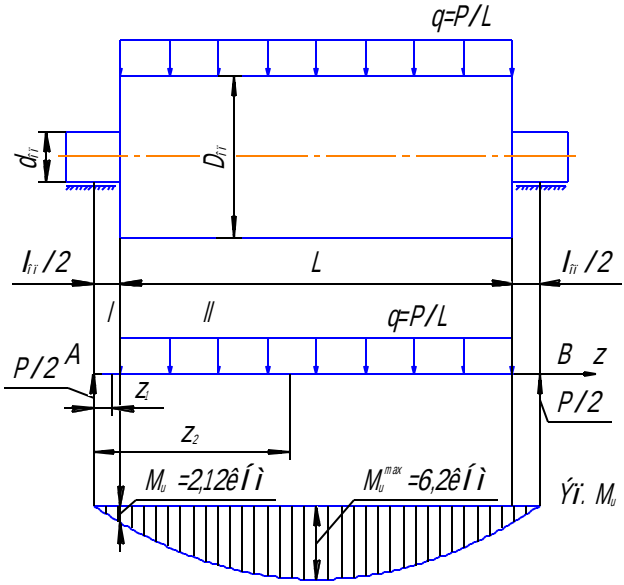


Рис.2.3. К расчету опорного валка

Допускаемые напряжения для стали 9Х2, из которой сделаны прокатные валки, определены с пятикратным запасом прочности

$$[\sigma]\ \frac{\sigma_{\text{в}}}{5}=\frac{700}{5}=140 МПа.$$

Реакции в опорах валка, считая схему нагружения симметричной, будут равны (рис.2.3)

$$R_A=R_B=\frac{P}{2}=\frac{121{,}1}{2}=60{,}5 кН.$$

Здесь $P=121{,}1\,H$ – максимальное усилие прокатки без натяжения.

Уравнения изгибающего момента (рис.2.3)

На первом участке $M_u^1=R_A Z_1=P/2\cdot Z_1=60{,}5Z_1$:

при $Z_1 = 0$, $M_и = 0$;

при $Z_1 = \frac{l_{оп}}{2} = \frac{0{,}07}{2} = 0{,}035\ м$, $M_и^1 = 60{,}5 \cdot 0{,}035 = 2{,}12\ кНм$.

На втором участке $M_и^{II} = R_A Z_2 - q\left(Z_2 - l_{оп}/2\right)^2/2$:

при $Z_2 = l_{оп}/2 = 0{,}035\ м$, $M_и^{II} = \frac{R_A l_{оп}}{2} = 2{,}12\ кНм$;

при $Z_2 = l_{оп}/2 + L/2 = 0{,}035 + 0{,}18/2 = 0{,}13\ м$,

$$M_и^{II} = 60{,}5 \cdot 0{,}130 - \frac{336{,}3}{0{,}18} \cdot \frac{(0{,}130 - 0{,}035)^2}{2} = 6{,}2\ кНм.$$

Таким образом, наиболее опасное сечение расположено на середине бочки валка, где действует максимальный изгибающий момент $M_и^{max} = 6{,}2\ кНм$.

Максимальное напряжение изгиба в этом сечении

$$\sigma_и^{max} = M_и^{max}/W_и = M_и^{max}/0{,}1D_{оп}^3 = \\ = 6{,}2 \cdot 10^6 / 0{,}1 \cdot 150^3 = 18{,}4\ МПа. \qquad (2.3)$$

$18{,}4\ МПа < [\sigma] = 140\ МПа$, следовательно, условие прочности (2.1) выполнено.

Оценим прочность шейки валка.

Максимальный изгибающий момент возникает в поперечном сечении шейки валка в конце I-го участка (см. рис.2.3) и составляет $M_и = 2{,}12\ кНм$.

Следовательно, максимальное напряжение изгиба в этом сечении составит

$$\sigma_ш^{max} = M_и / W_и = M_и \Big/ \left(0{,}1d_{оп}^3\right) = 21{,}2\ МПа.$$

Однако при расчете на прочность шейки валка необходимо учитывать касательные напряжения от действия крутящего момента, который равен половине максимального момента прокатки $T = 0{,}5M_{пр}$.

Тогда максимальные касательные напряжения в опасных точках этого сечения равны

$$\tau_ш = 0{,}5M_{пр}/W_p = 0{,}5M_{пр}/\left(0{,}2d_{оп}^3\right) = \\ = 0{,}5 \cdot 201{,}0 \cdot 10^3 / \left(0{,}2 \cdot 100^3\right) = 1{,}01\ МПа.$$

Результирующее напряжение для стальных валков определяют по 4 теории прочности

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_ш^2 + 3\tau_ш^2} = \sqrt{21,2^2 + 3 \cdot 1,01^2} = 21,3\ МПа\ .$$

$$21,3\ МПа < [\sigma] = 140\ МПа,$$

следовательно, условие прочности для шейки также выполняется и, в конечном итоге, можно говорить о прочности валка в целом при прокатке полосы в заданных условиях.

Расчет валков по контактным напряжениям для условий контрольного примера

При холодной прокатке тонких полос в зоне контакта рабочего и опорного валков возникают значительные напряжения, которые определяют по формуле Герца для стальных и чугунных цилиндров

$$\sigma_к = 0,58\sqrt{q \cdot E_{пр} / R_{пр}}\ . \qquad (2.4)$$

Для предотвращения усталостного выкрашивания необходимо выполнение условия контактной прочности $[\sigma_к] > \sigma_к$, здесь

$q = \dfrac{P}{L}$ – погонная нагрузка, кНм;

$E_{пр} = \dfrac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, МПа;

$R_{пр} = \dfrac{2R_1R_2}{R_1 + R_2}$ – приведенный радиус валков;

R_1 и R_2, E_1 и E_2 – радиусы и модули упругости материала рабочего и опорных валков соответственно;

$[\sigma_к] = 1500\ МПа$ – допустимое контактное напряжение для стали 9Х2.

Определим величину $\sigma_к$ по формуле (2.4):

$$E_{пр} = E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5\ МПа\ ;$$

$$R_{пр} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 75}{40 + 75} = 52,17\ мм\ ;$$

$$q = \frac{128,6}{0,18} = 714\ кН/м = 714\ Н/мм\ ;$$

$$\sigma_к \quad 0{,}58\sqrt{714 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5 / 52{,}17} \quad 0{,}99 \cdot 10^3 \ МПа .$$

Условие контактной прочности в нашем случае также выполняется, так как $[\sigma_к] = 1500 \ МПа > \sigma_к = 990 \ МПа$.

2.4.2. Оценка долговечности подшипников опорных валков

Исходные данные

Подшипники № 3514 двухрядные, роликовые, с внутренним диаметром $d = 70 \ мм$, наружным $D = 130 \ мм$.

Коэффициент работоспособности подшипника, гарантируемый заводом-изготовителем, $C = 10^6$.

Коэффициент динамичности (безопасности) $k_G = 1{,}5$ [1].

Радиальная нагрузка на подшипник $Q = P/2 = 60{,}5 \ кН$.

Решение

1. Определяем частоту вращения валков

$$n_B = 30\omega_в / \pi \quad 30 \cdot 25 / 3{,}14 = 238{,}7 \ об/мин .$$

2. Определяем расчетную долговечность (в часах) установленных подшипников из условия

$$(n \cdot h)^{0{,}3} = \frac{10 \cdot C}{Q \cdot k_G} = \frac{10 \cdot 1 \cdot 10^6}{60{,}5 \cdot 10^3 \cdot 1{,}5} = 110{,}1 ; \qquad (2.5)$$

$$0{,}3(lg\ 238{,}7 + lg\ h) \quad lg\ 110{,}1 \quad 2{,}042 ;$$

$$h = 26820 \ ч \approx 3{,}06 \ лет.$$

То есть долговечность подшипника составляет около двух с половиной лет непрерывной работы. Это вполне обеспечит работу экспериментального стана в течение времени, необходимого для проведения лабораторных работ, так как оно не превышает 1,5–2 ч непрерывной работы.

2.4.3. Оценка прочности универсальных шпинделей

На лабораторном стане установлены шпиндели универсального типа (рис.2.4). В связи с этим в данном пособии представлен алгоритм расчета шпинделей только данной конструкции. Он включает расчет на прочность лопасти с прорезью и вилки шарнира, который представлен ниже для условий контрольного примера.

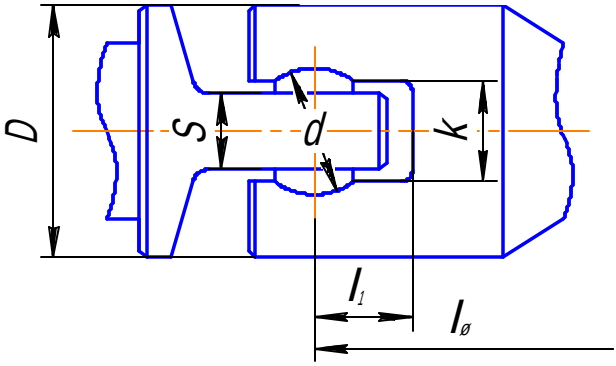
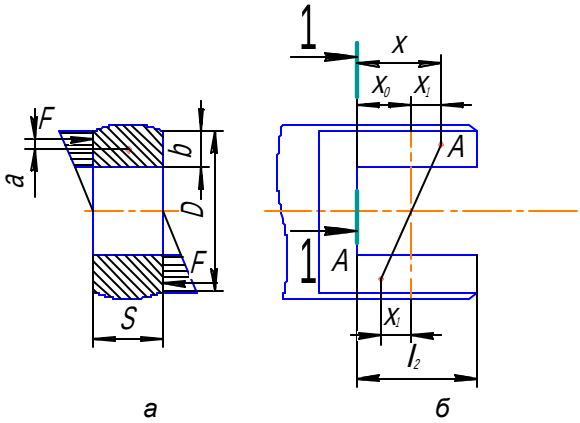


Рис.2.4. Конструкция универсального шпинделя

Расчет лопасти шпинделя

Расчетная схема лопасти шарнира представлена на рис.2.5. Замерами на стане установлено: $D = 90\ мм$; $b = 32\ мм$; $S = 30\ мм$; $l_2 = 30\ мм$; $l_ш = 415\ мм$ – длина шпинделя (см. рис.2.4).

Лопасть шарнира с прорезью воспринимает со стороны вкладыша давление, распределенное по трапеции (рис.2.5, а). Поэтому равнодействующая F давления на одну ветвь лопасти будет смещена от центра ее сечения на расстояние $a = \frac{b}{6}$. Следовательно, в опасном сечении 1-1 (рис.2.5,б) от действия силы F, кроме напряжений изгиба, будут действовать также напряжения кручения.



а б

Рис.2.5. К расчету лопасти шпинделя

Решение

1. Определяем усилие F

$$F = \frac{M}{D - \frac{2b}{3}}, H \qquad (2.6)$$

где $M = 0{,}5M_{пр}$ – крутящий момент, передаваемый шпинделем, Нм;

$(D - 2b/3)$ – расстояние между силами F (плечо пары сил F).

В нашем случае

$$F = \frac{0{,}5 \cdot 201{,}0}{\left(90 - \frac{2 \cdot 32}{3}\right) \cdot 10^{-3}} = 2927{,}7\ H = 2{,}9\ кН .$$

2. Изгибающий момент в сечении 1-1 (см. рис.2.5,б):

$$M_и = F \cdot x, Нм, , \qquad (2.7)$$

где $x = 0{,}5(D - 2b/3)tg\varphi + x_0$ – плечо силы F, мм;

$tg\varphi = h_1 / l_ш$ – тангенс угла наклона шпинделя;

h_1 – толщина полосы на выходе из валков, мм;

$x_0 \approx 0{,}5 l_2$.

В нашем случае

$$x_0 = 0{,}5 \cdot 30 = 15 мм ;\ tg\varphi = \frac{0{,}7}{415} = 0{,}00167 ;$$

$$x = 0{,}5\left(90 - \frac{2 \cdot 32}{3}\right) \cdot 0{,}00167 + 15 = 15{,}1\ мм.$$

$$M_и = 2927{,}7 \cdot 15{,}1 \cdot 10^{-3} = 44\ Нм .$$

3. Максимальные напряжения изгиба в сечении 1-1

$$\sigma = \frac{M_и}{W_и} = \frac{6M_и}{bS^2}, МПа , \qquad (2.8)$$

т.е. $\sigma = \frac{6 \cdot 44 \cdot 10^3}{32 \cdot 30^2} = 9{,}18\ МПа$.

4. Находим момент кручения в сечении 1-1

$$M_{кр} = F \cdot a = F \frac{b}{6}, Нм , \qquad (2.9)$$

$$M_{кр} = 2927{,}7\frac{32\cdot 10^{-3}}{6} = 15{,}6\ Нм\,.$$

5. Напряжения от кручения в опасных точках сечения 1-1

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, МПа\,, \qquad (2.10)$$

где $W_p = \eta \cdot S^3$ – полярный момент сопротивления сечения 1-1 кручению, $мм^3$;

η – коэффициент, зависящий от соотношения b/S (табл.2.1).

Таблица 2.1

Значения показателя η

b/S	1	1,5	2	3	4	5
η	0,208	0,346	0,493	0,801	1,15	1,789

В нашем примере $b/S = 32/30 = 1{,}07$; $\eta = 0{,}222$; $W_p = 0{,}222\cdot 30^3 = 5994\ мм^3$; $\tau = \frac{15{,}6\cdot 10^3}{5994} = 2{,}6\ МПа$.

6. Оценим прочность лопасти шпинделя, принимая допускаемое напряжение материала шпинделя $[\sigma] = 140\ МПа$.

Результирующее напряжение в сечении 1-1 определяем по четвертой теории прочности

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, МПа \qquad (2.11)$$

$$\sigma_{рез} = \sqrt{9{,}18^2 + 3\cdot 2{,}6^2} = 10{,}2\ МПа\,.$$

Условие прочности $\sigma_{рез} < [\sigma]$ для лопасти шпинделя выполнено с большим запасом $10{,}2 < 140$.

Расчет вилки шарнира

Расчетная схема вилки шпинделя представлена на рис.2.6. Замерами на стане установлено, что $b_1 = 80\ мм$; $x_1 = l_1 = 30\ мм$; $k = 35\ мм$ (см. рис.2.4 и 2.6).

Вилка шарнира каждой своей щекой воспринимает со стороны вкладыша давление, распределенное по треугольнику в сечении А-А (рис.2.6).

При этом равнодействующая давления F будет расположена на расстоянии $b_1/3$ от оси шарнира.

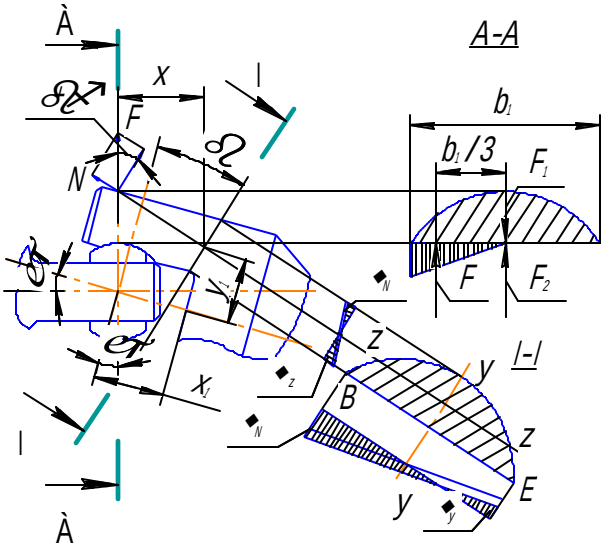


Рис.2.6. К расчету вилки шарнира

Решение

1. Определяем значение силы F

$$F = \frac{3M}{2b_1}, H \ , \qquad (2.12)$$

где $M = 0{,}5M_{пр} = 201{,}0\ Нм$ – крутящий момент, передаваемый шпинделем.

Для нашего примера

$$F = \frac{3 \cdot 201{,}0 \cdot 10^3}{2 \cdot 80} = 3769{,}4\ Н \quad 3{,}8\ кН \ .$$

2. Если по оси сечения А-А приложить две взаимоуравновешенные силы F_1 и F_2, равные F, то можно заметить, что на щеку вилки будет действовать пара сил F и F_1, момент которой будет

равен половине крутящего момента $0{,}5M$, и сила F_2, вызывающая в щеке вилки изгибающее, растягивающее и сдвигающее действия. В конечном счете, напряжения в точках произвольного сечения 1-1 вилки будут определяться следующими внутренними силовыми факторами:

а) Изгибающим моментом M_z относительно оси Z-Z сечения 1-1 (см. рис.2.6).

$$M_Z = F \cdot x, \tag{2.13}$$

где $x = x_1 \cdot \cos\varphi + y_1 \sin\varphi$; $\varphi = arctg\dfrac{h_1}{l_ш}$; $x_1 = l_1$ (см. рис.2.4);

$$y_1 = \frac{k}{2} + \frac{0{,}373(D-k)}{2}.$$

Для условий работы исследуемого стана можно принимать $x = x_1$, тем не менее, в нашем примере

$$\varphi = arctg\frac{0{,}7}{415} = 0{,}10°;\ x_1 = l_1 = 30\ мм;$$

$$y_1 = \frac{35}{2} + \frac{0{,}373(90-35)}{2} = 27{,}75\ мм,$$

$$x = 30 \cdot cos\,0{,}11 + 27{,}75 sin\,0{,}11 \quad 29{,}99 + 0{,}045 = 30{,}05\ мм$$

т.е. $x \approx x_1$.

$$M_z = 3769{,}4 \cdot 30{,}05 \cdot 10^{-3} = 113{,}3\ Нм.$$

б) Растягивающей силой N (см. рис.2.6)

$$N = F \cdot \sin(\varphi + \beta), \tag{2.14}$$

где $\beta \approx 25^o$ – угол наклона опасного сечения 1-1.

В нашем случае

$$N = 3769{,}4 \cdot sin(0{,}11 + 25) \quad 1598{,}8\ H \quad 1{,}6\ кН.$$

в) Изгибающим моментом M_y относительно оси У-У сечения 1-1 (см. рис.2.6)

$$M_y = \frac{Nb_1}{3}. \tag{2.15}$$

В нашем примере

$$M_y = \frac{1598{,}8 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3} = 42{,}63\ Нм.$$

г) Крутящим моментом $M_{кр}$ в сечении 1-1

$$M_{кр} = \frac{F \cdot \cos(\varphi + \beta) b_1}{3}, Нм \qquad (2.16)$$

Для наших условий

$$M_{кр} = \frac{3769{,}4 \cdot cos\,(0{,}11 + 25) \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3} = 91{,}0\ Нм\,.$$

Определим максимальные напряжения от перечисленных выше внутренних силовых факторов, действующих в сечении 1-1, и выявим наиболее опасные (наиболее нагруженные) точки этого сечения.

а) Максимальные нормальные растягивающие напряжения от изгибающего момента M_z, действующие во всех точках линии BE (рис.2.7).

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_z}, \qquad (2.17)$$

где W_z – момент сопротивления опасного сечения 1-1 изгибу относительно оси Z, $мм^3$;

$$W_z = \frac{C_1^2\left(3C_2^2 + 6C_2C_3 + 2C_3^2\right)}{6\left(3C_2 + 4C_3\right)}; \qquad (2.18)$$

C_1, C_2, C_3 – элементы периметра трапеции, которой аппроксимирована форма опасного сечения (сегмента) (рис.2.7) ($C_1 = \frac{D-k}{2\cos\beta}$; $C_2 = 0{,}48b_1$; $C_3 = 0{,}26b_1$);

b_1 – ширина сечения 1-1 (рис.2.7).

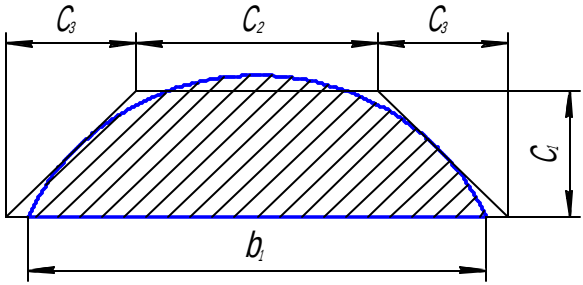


Рис.2.7. К расчету моментов сопротивления

В нашем примере

$$b_1 = 80\ мм;\ C_1 = \frac{90-35}{2\cos 25} = 30{,}3\ мм;\ C_2 = 0{,}48 \cdot 80 = 38{,}4\ мм;$$

$$C_3 = 0{,}26 \cdot 80 = 20{,}8\ мм;$$

$$W_z = \frac{30{,}3^2\left(3 \cdot 38{,}4^2 + 6 \cdot 38{,}4 \cdot 20{,}8 + 2 \cdot 20{,}8^2\right)}{6\left(3 \cdot 38{,}4 + 4 \cdot 20{,}8\right)} = 7797\ мм^3;$$

$$\sigma_z = \frac{113{,}3 \cdot 10^3}{7797} = 14{,}5\ МПа.$$

б) Нормальные растягивающие напряжения от растягивающей силы N, действующие в каждой точке сечения 1-1.

$$\sigma_N = \frac{N}{A}, МПа, \qquad (2.19)$$

где $A = \frac{2b_1C_1}{3}$ – площадь сечения 1-1.

Для наших условий

$$\sigma_N = \frac{1598{,}8 \cdot 3}{2 \cdot 80 \cdot 30{,}3} = 0{,}99\ МПа.$$

в) Максимальные растягивающие нормальные напряжения от изгибающего момента M_y, действующие в точке B сечения 1-1 (см. рис.2.7).

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y}, МПа, \qquad (2.20)$$

где $W_y = \frac{C_1\left(C_2^3 + 3C_2^2C_3 + 4C_2C_3^2 + 2C_3^3\right)}{6\left(C_2 + 2C_3\right)}$. (2.21)

Для контрольного примера

$$W_y = \frac{30{,}3\left(38{,}4^3 + 3 \cdot 38{,}4^2 \cdot 20{,}8 + 4 \cdot 38{,}4 \cdot 20{,}8^2 + 2 \cdot 20{,}8^3\right)}{6\left(38{,}4 + 2 \cdot 20{,}8\right)} = 14734\ мм^3;$$

$$\sigma_y = \frac{42{,}63 \cdot 10^3}{14734} = 2{,}9\ МПа.$$

г) Максимальные касательные напряжения от действия крутящего момента $M_{кр}$ в сечении 1-1, возникающие в наиболее удаленных от центра кручения точках B и E.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, МПа\,, \qquad (2.22)$$

где W_p – полярный момент сопротивления кручению сечения 1-1, $мм^3$;

$$W_p = \frac{\left(\frac{D}{2}\right)^3 \left(\frac{D-k}{D}\right)^{2,82}}{2,86}. \qquad (2.23)$$

В нашем случае

$$W_p = \frac{\left(\frac{90}{2}\right)^3 \left(\frac{90-35}{90}\right)^{2,82}}{2,86} = 7945,7\ мм^3,$$

$$\tau \quad \frac{91,0 \cdot 10^3}{7945,7} \quad 11,5\ МПа.$$

Таким образом, наиболее опасной точкой сечения 1-1 является т. B, в которой действует максимальное нормальное напряжение

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_N + \sigma_y \qquad (2.24)$$

и максимальное касательное напряжение τ.

Условие прочности вилки шарнира определим по четвертой теории прочности для т. B

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \le [\sigma], \qquad (2.25)$$

Оценим прочность вилки шарнира в нашем примере.

Полное нормальное напряжение по формуле (3.53)

$$\sigma \quad 14,5 + 0,99 + 2,9 = 18,4\ МПа.$$

Результирующее напряжение по формуле (2.25)

$$\sigma_{рез} \quad \sqrt{18,4^2 + 3 \cdot 11,5^2} = 27,1\ МПа.$$

Сравнивая значение $\sigma_{рез} = 27,1 МПа$ с $[\sigma] = 140\ МПа$, видим, что и для вилки шарнира условие прочности (2.25) выполняется.

2.4.4. *Расчет на прочность элементов шестеренной клети и редуктора*

Расчет зубчатого зацепления шестеренной клети

Как показывает опыт эксплуатации, зубчатые передачи в большинстве случаев выходят из строя в основном вследствие разрушения (выкрошки) контактных поверхностей зубьев и реже по их поломкам. Поэтому зубья передач рассчитывают сначала на прочность по максимальным контактным напряжениям

$$\sigma_к < [\sigma_к], \tag{2.26}$$

а затем уже на прочность изгиба

$$\sigma_И < [\sigma_И] \tag{2.27}$$

по опасному сечению в основании зуба.

Максимальные контактные напряжения в поверхностном слое зубьев для обычных (с углом зацепления $\alpha = 20^o$) прямозубых передач (именно такой тип передачи установлен на лабораторном стане) выполняют по формуле

$$\sigma_k = \frac{310}{a}\sqrt{\frac{M_P(i+1)}{b \cdot i}}, \tag{2.28}$$

где a, b – межосевое расстояние и ширина зубчатого колеса, мм;

$M_p = k \cdot M_3$ – максимальный расчетный момент, Нмм;

$M_3 = M_{пр}$ – максимальный момент, передаваемый зубчатым зацеплением (в данном случае он равен максимальному моменту прокатки);

$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$ – расчетный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в зацеплении;

$k_1 = 1{,}4; 1{,}55; 1{,}65$ – коэффициент ширины колеса для $b/d_1 = 1{,}5; 2{,}0; 2{,}5$ (d_1 – диаметр делительной окружности шестерни);

$k_2 = 1 + 0{,}1 \cdot i$ – коэффициент концентрации;

$k_3 = 1{,}2$ – коэффициент качества (точности) изготовления.

Проверим выполнение условия контактной выносливости зубьев шестеренной клети для условий нашего примера. Для этого примем согласно [1] $[\sigma_k] = 900$ МПа и укажем измеренные на ста-

не необходимые размеры: $a = 100\ мм$, $b = 120\ мм$; $d_a = 105\ мм$ (диаметр выступов шестерен), число зубьев шестерни $Z = 40$, передаточное число $i = 1$.

Расчетный коэффициент

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 1{,}29 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}2 = 1{,}705,$$

где $k_1 = 1{,}29$ при $b/d_1 = 1{,}2$ ($d_1 = d_a - 2m$ $105 - 5 = 100\ мм$).

Модуль зубьев, не измеряя окружной шаг, определили из следующих известных соотношений:

$$d_1 = d_a - 2m;\ d_1 = Zm;\ m = \frac{d_a}{Z+2} = \frac{105}{42} = 2{,}5\ мм;$$

$$k_2 = 1 + 0{,}1 \cdot 1 = 1{,}1.$$

Расчетный момент $M_p = 1{,}705 \cdot 402{,}1 = 684{,}6\ Нм$.

Максимальное контактное напряжение

$$\sigma_k = \frac{310}{100}\sqrt{\frac{684{,}6 \cdot 10^3 \cdot 2}{120 \cdot 1}} = 331{,}1\ МПа. =$$

Сравнивая с $[\sigma_k]$, а именно $331{,}1\ МПа < 900\ МПа$, видим, что условие контактной выносливости выполняется.

Максимальное напряжение изгиба в сечении y основания зубьев определяют по формуле

$$\sigma_И = \frac{\Psi \cdot M_P}{y \cdot m^2 \cdot Z \cdot b}, МПа, \qquad (2.29)$$

где $\Psi = 1{,}8$ – коэффициент концентрации напряжений при изготовлении зубьев фрезой;

y – коэффициент формы зубьев; определяется в зависимости от числа зубьев. (Согласно [2,4] при $Z = 40$, $y = 3{,}7$.)

Проверим выполнение условия прочности для условий контрольного примера, принимая $[\sigma_И] = 200\ МПа$ согласно [1].

$$\sigma_И = \frac{1{,}8 \cdot 684{,}6 \cdot 10^3}{3{,}7 \cdot 2{,}5^2 \cdot 40 \cdot 120} = 11{,}1\ МПа. =$$

Сравнивая $\sigma_И = 11{,}1\ МПа$ с $[\sigma_И] = 200\ МПа$, убеждаемся, что условие прочности (2.27) выполняется.

Расчет шестеренного валка на прочность

Рассмотрим усилия, действующие на шестеренный валок (рис.2.8).

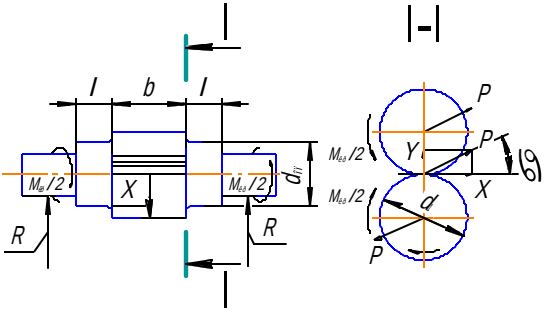


Рис.2.8. К расчету валка на прочность

Окружное усилие определим, зная максимальный крутящий момент $M_{кр}$, передаваемый зацеплением

$$X = \frac{M_{кр}}{d_1/2}, H . \qquad (2.30)$$

Зная величину угла зацепления $\alpha = 20^o$, можно определить полное усилие

$$P = \frac{X}{\cos 20°} = \frac{2M_{кр}}{d_1 \cos 20°}, H . \qquad (2.31)$$

Несмотря на то, что валок изгибается вертикальной составляющей Y, проведем расчет от действия полной силы P, заведомо его ужесточая.

Реакции в опорах валка при симметричном расположении шестерни

$$R = \frac{P}{2}, H . \qquad (2.32)$$

Наиболее опасным для шейки валка является сечение 1-1 (см. рис.2.8), где действует изгибающий момент

$$M_u = \frac{R \cdot l}{2} = \frac{P \cdot l}{4}, Нм . \qquad (2.33)$$

Максимальное напряжение в точках этого сечения будет равно

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{P \cdot l}{4 \cdot 0{,}1 \cdot d_{on}^3}, \text{МПа}. \quad (2.34)$$

Кроме напряжений изгиба в точках опасного сечения будут действовать касательные напряжения кручения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{0{,}2 \cdot d_{on}^3}, \text{МПа}. \quad (2.35)$$

Условие прочности записывают по четвертой теории прочности

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \le [\sigma]. \quad (2.36)$$

Оценим прочность шестеренных валков лабораторного стана для условий прокатки контрольного примера, где $b = 120$ мм; $l = 40$ мм; $d_{on} = 60$ мм; $d_1 = 100$ мм.

Допускаемое напряжение при изготовлении валков из кованой стали 40 или 40Х $[\sigma] = 140$ МПа.

Определяем полное усилие в зацеплении по формулам (2.30) и (2.31), учитывая, что крутящий момент $M_{кр} = M_{пр} = 402{,}1$ Нм.

$$P = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_1 \cos 20°} = \frac{2 \cdot 402{,}1 \cdot 10^3}{100 \cdot 0{,}94} = 8557{,}4 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент в сечении 1-1 по формуле (2.32)

$$M_u = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{8557{,}4 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{4} = 85{,}6 \text{ Нм}. =$$

Максимальное нормальное напряжение по формуле (2.33)

$$\sigma_u \quad \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0{,}1 \cdot d_{on}^3} = \frac{85{,}6 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 60^3} = 3{,}96 \text{ МПа}. =$$

Максимальные касательные напряжения по формуле (2.35)

$$\tau \quad \frac{M_{кр}}{0{,}2 \cdot d_{on}^3} = \frac{402{,}1 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 60^3} = 9{,}3 \text{ МПа}. =$$

Результирующее напряжение по формуле (2.36)

$$\sigma_{рез} \quad \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \quad \sqrt{3{,}96^2 + 3 \cdot 9{,}3^2} = 16{,}6 \text{ МПа}.$$

Очевидно, что $9{,}65 \text{ МПа} << 140 \text{ МПа}$ и, следовательно, условие прочности для шейки шестеренного валка выполняется с большим запасом.

Расчет на прочность элементов редуктора

На лабораторном стане установлен редуктор, где приводная вал-шестерня по модулю и геометрическим размерам совпадает с вал-шестерней шестеренной клети.

Исключением является ширина венца, здесь $b = 90\,мм$. В связи с этим, расчет зубчатого зацепления редуктора на контактную выносливость по алгоритму (2.26)–(2.29) выполнять не имеет смысла, так как уменьшение ширины венца в 1,3 раза компенсируется $900/646{,}6 = 1{,}39$-кратным превышением допускаемого контактного напряжения над расчетным, которое определено с пятикратным запасом.

Остальные расчетные напряжения как минимум в 10 раз меньше допускаемых.

2.4.5. Оценка работоспособности муфты главного привода

На лабораторном стане установлена фланцевая муфта, соединяющая валы двигателя и редуктора диаметром $d = 57{,}5\,мм$. В соответствии с ГОСТ 20761-75, допускаемый момент, передаваемый муфтой, составляет $[M] = 630\ Нм$.

Проверку прочности муфты производят по величине расчетного момента M_p по условию

$$M_p = k \cdot M_{\max} < [M], \qquad (2.37)$$

где k – коэффициент, учитывающий перегрузки.

Для условий работы лабораторного стана можно принять $k = 1{,}25$.

Тогда для контрольного примера условие (2.37), принимая $M_{max} = M_{тр}/i = 402{,}1/3 = 134{,}0\ Нм$, запишется так

$$M_p = 1{,}25 \cdot 134{,}0 = 167{,}5 Нм < [M] = 630\ Нм,$$

т.е. муфта обеспечит передачу крутящего момента без повреждений.

2.4.6. Расчет нагрузок на двигатель и его оценка по моменту и мощности при прокатке полосы в заданных условиях

Мощность электродвигателя для привода валков и крутящий момент на его валу состоят из трех частей

$$N_{дв} = N_{пр} + N_{тр} + N_{дин} = N_{ст} + N_{дин}.$$
$$M = M'_{пр} + M'_{тр} + M'_{дин} = M'_{ст} + M_{дин}, \quad (2.38)$$

где $N_{пр}$ и $M'_{пр}$ – мощность и момент прокатки, приведенный к валу двигателя, необходимые для совершения работы деформации металла в очаге деформации;

$N_{тр}$ и $M'_{тр}$ – мощность сил трения и приведенный к валу двигателя момент сил трения, возникающие в подшипниках ($M'_{тр1}$) и передаточных механизмах: редукторе, шестеренной клети, шпинделях и муфтах ($M'_{тр2}$);

$N_{дин}$ и $M'_{дин}$ – мощность и приведенный к валу двигателя динамический момент, необходимые для преодоления инерции всех вращающихся от двигателя частей главной линии стана (валков, шпинделей, шестерен, муфт) в период разгона (знак плюс) или торможения (знак минус).

Первые две величины ($N_{пр} + N_{тр}$) или ($M'_{пр} + M'_{тр}$) являются неизменными в течение пропуска металла через валки и называются статической нагрузкой.

Рассмотрим определение отдельных составляющих нагрузки на двигатель.

1. Момент прокатки, приведенный к валу двигателя

$$M'_{пр} = \frac{M_{пр}}{i}, Нм, \quad (2.39)$$

где $M_{пр}$ – момент прокатки (см. формулу (1.11)), Нм;

i – передаточное число редуктора.

2. Момент трения в линии стана, приведенный к валу электродвигателя

$$M'_{тр} = M'_{тр1} + M'_{тр2} = \frac{M_{тр1}}{i} + \frac{M_{тр2}}{i}, Нм. \quad (2.40)$$

а) Момент трения в подшипниках валков ($M_{тр1}$).

На четырехвалковом стане (каким является лабораторный стан 80/150х180) давление металла воспринимают подшипники неприводных опорных валков. Поэтому потери на трение возникают только в этих подшипниках. Согласно [1], момент трения в подшипниках опорных валков, приведенный к оси вращения приводных рабочих валков, составляет

$$M_{тр1} = P \cdot f_{П} \cdot d_{П} \frac{D_p}{D_{ОП}}, Нм, \quad (2.41)$$

где P – усилие прокатки, Н;

$f_{П}$, $d_{П}$ – коэффициент трения и диаметр трения (диаметр цапфы) в подшипниках опорных валков;

D_p, $D_{ОП}$ – диаметр рабочих и опорных валков, м.

б) Момент трения в передаточных механизмах (редукторе, шестеренной клети, шпинделях и муфтах ($M_{тр2}$). Его находят по известным значениям коэффициентов полезного действия передаточных механизмов привода

$$M_{тр2} = \left(M_{пр} + M_{тр1}\right)\left(\frac{1}{\eta_{П}} - 1\right), Нм, \quad (2.42)$$

где $\eta_{П} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ – коэффициент полезного действия передаточных механизмов: $\eta_1 = 0{,}95...0{,}98$ – редуктора;

$\eta_2 = 0{,}92...0{,}95$ – шестеренной клети;

$\eta_3 = 0{,}99$ – универсальных шпинделей и муфт.

3. Статический момент, приведенный к валу электродвигателя

$$M'_{ст} = \frac{M_{пр} + M_{тр1} + M_{тр2}}{i}. \quad (2.43)$$

4. Динамический момент $M_{дин}$ возникает только при изменении скорости вращения валков. Согласно [1], приведенный к валу двигателя

$$M'_{дин} = \frac{1}{4} m \cdot D_i^2 \cdot \varepsilon, Нм, \quad (2.44)$$

где $m \cdot D_i^2 = m \cdot D_{я}^2 + m \cdot D_{м}^2 + \dfrac{\left(m \cdot D_p^2 + m \cdot D_{ш}^2 + m \cdot D_{шп}^2 + m \cdot D_{в}^2\right)}{i^2}$

– маховый момент масс всех вращающихся деталей: якоря двигателя, моторной муфты с ведущей шестерней редуктора, ведомой шестерни редуктора и коренной муфты, шпинделей и валков соответственно.

После определения $M_{ст}$ и $M_{дин}$ можно определять мощность главного электродвигателя. Двигатель выбирают в зависимости от того, для какого стана он служит приводом.

Для нереверсивных станов с постоянной скоростью прокатки, моделью которого является лабораторный стан 80/150х180, максимальную мощность двигателя определяют по максимальной статической нагрузке

$$N_{дв.max} = M_{ст}\omega_{дв}, Вт, \quad (2.45)$$

где $\omega_{дв} = \omega_в i$ – угловая скорость вращения якоря двигателя при данной нагрузке, рад/с.

Проверка двигателя для таких станов заключается в следующем:

а) Проверка по коэффициенту перегрузки

При длительном режиме работы допускаются кратковременные перегрузки (например, при запуске или торможении). Это условие может быть выражено следующим неравенством:

$$k = \frac{N_{дв.\max}}{N_н} = \frac{M'_{ст}}{M_н} \le [k], \quad (2.46)$$

где k – коэффициент перегрузки;

$N_н$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$M_н = N_н/\omega_н$ – номинальный момент двигателя, Нм;

$[k] = 1{,}5...3{,}0$ – допускаемый коэффициент перегрузки.

б) Проверка двигателя по мощности при длительной работе

Мощность установленного двигателя должна удовлетворять условиям длительной работы при прокатке полосы на максимальной скорости. Эта проверка определяется выполнением следующего условия:

$$N_{дв} < N_н, \quad (2.47)$$

где $N_{дв} = N_б/\eta$ – мощность двигателя, потребная для прокатки данной полосы, Вт;

$N_б = \left(M^н_{пр} + M_{тр1}\right)\omega_в$ – мощность на бочке валков, Вт;

$M^н_{пр}$ – момент прокатки с натяжением по формуле (1.14), Нм;

$M_{тр1}$ – момент трения в подшипниках по формуле (2.41), Нм;

η – к.п.д. привода (см. формулу (2.42)).

Проведем расчет нагрузок на главный двигатель лабораторного стана и оценим его возможность для реализации процесса прокатки полосы в условиях контрольного примера.

Решение

1. Определяем максимальный момент прокатки, приведенный к валу двигателя по формуле (2.39)

$$M'_{пр} = \frac{M_{пр}}{i} = \frac{402,1}{3} = 134,0\ Нм,$$

где $M_{пр} = 402,1\ Нм$ – момент на валках без натяжения, являющийся максимальным, возникающий при заправке рулона (см. формулу 3.16);

$i = 3$ – передаточное число редуктора.

2. Определяем момент трения в линии стана, приведенный к валу двигателя по формуле (1.14)

$$M'_{тр} = \frac{M_{тр1}}{i} + \frac{M_{тр2}}{i}, Нм.$$

а) Момент трения в подшипниках опорных валков (2.41), приведенный к оси вращения рабочих валков

$$M_{тр1} = P \cdot f_{П} \cdot d_{П} \frac{D_{р}}{D_{ОП}} = 121,1 \cdot 0,04 \cdot 0,1 \frac{80}{150} = 258,3\ Нм$$

где $P = 121,1\ кН$ – максимальное усилие прокатки;

$f_{П} = 0,04$ – коэффициент трения в подшипниках качения опорных валков;

$d_{П} = 0,1\ м$ – диаметр шейки опорного валка.

б) Момент трения в передаточных механизмах (2.42)

$$M_{тр2} = \left(M_{пр} + M_{тр1}\right)\left(\frac{1}{\eta_{П}} - 1\right) =$$

$$= \left(402,1 + 258,3\right)\left(\frac{1}{0,92} - 1\right) = 56,1\ Нм,$$

где $\eta_{П} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,92$ – к.п.д. привода.

В конечном итоге момент трения в линии стана, приведенный к валу электродвигателя по формуле (2.40),

$$M'_{тр} = \frac{258,3 + 56,1}{3} = 104,8\ Нм.$$

3. Статический момент, приведенный к валу двигателя (2.43).

$$M'_{ст} = M'_{пр} + M'_{тр} = 134,0 + 104,8 = 238,8\ Нм.$$

4. На стане установлен двигатель ДП-32 мощностью $N_{н} = 12\ кВт$, с частотой вращения $n_{н} = 760\ об/мин$.

Следовательно (см. формулу (2.46))

$$M_н = N_н / \omega_н \, , Нм \, ,$$

где $\omega_н = \frac{\pi n_н}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 760}{30} = 79{,}5 \; рад/с$, $M_н = \frac{12000}{79{,}5} = 150{,}8 \; Нм$.

Выполним проверку двигателя, установленного на стане.

а) Проверка по коэффициенту перегрузки (по моменту (2.46))

$$k = \frac{M'_{ст}}{M_н} = \frac{238{,}8}{150{,}8} = 1{,}58 < [k] = 1{,}5...3 \cdot$$

б) Проверка двигателя по мощности при длительной работе (2.47)

$$N_{дв} < N_н ;$$

$$N_{дв} = \frac{N_б}{\eta_П} = \frac{\left(M^н_{пр} + M^н_{тр1}\right) \cdot \omega_в}{\eta_П} = \frac{25\left(316{,}4 + 208{,}4\right)}{0{,}92} =$$

$$= 14233 \; Вт = 14{,}2 \; кВт > 12{,}0 \; кВт,$$

где $M^н_{пр} = 316{,}4 \; Нм$ – момент прокатки с натяжением по формуле (1.14);

$M^н_{тр1} = 258{,}3 \frac{97{,}7}{121{,}1} = 208{,}4$ Нм – момент трения в подшипниках валков при усилии $P^н = 97{,}7 \; кН$ (из условия пропорциональности: при $P = 121{,}1 кН$, $M_{тр1} = 258{,}3 \; Нм$; при $P^н = 97{,}7 \; кН$, $M_{тр1} = x$);

$\omega_в = \frac{V}{R} = \frac{1{,}0}{0{,}04} = 25 \; рад/с$ – угловая скорость валков;

$V = 1{,}0 \; м/с$ – скорость прокатки;

$\eta = 0{,}92$ – к. п. д. привода.

Таким образом, длительная работа двигателя (прокатка рулонов) для заданных условий прокатки невозможна ($14{,}2 \; кВт > 12{,}0 \; кВт$), однако по условию (а) $k = 1{,}58 < [k] = 1{,}5...3{,}0$ возможна прокатка коротких образцов.

2.4.7. Вывод о работоспособности привода

Представленные выше энергосиловые и проверочные расчеты подтверждают вывод о работоспособности привода и возможности реализации процесса холодной прокатки коротких образцов полосы по исходным данным контрольного примера.

2.5. Исследование работоспособности узлов главного привода

Исследование работоспособности привода провести по следующему алгоритму:

- на основе анализа работоспособности узлов привода выбирать для исследования тот, для деталей которого нарушено условие прочности (если все узлы работоспособны, то для исследований выбирается наиболее нагруженный узел по согласованию с преподавателем);
- предложить и обосновать решения для обеспечения работоспособности узла с заданным коэффициентом запаса прочности ($n = 2{,}0...3{,}0$): выбором новых материалов, подбором нового стандартного оборудования, изменением конструкции узла, выбором рациональных условий прокатки и др.;
- выполнить необходимые расчеты для обоснования принятого решения.

2.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение, состав и работу главного привода.
2. Объяснить принцип оценки работоспособности двигателя прокатных валков.
3. Объяснить смысл оценки прочности и долговечности следующих узлов и деталей привода:
   - прокатных валков;
   - подшипников прокатных валков;
   - универсальных шпинделей;
   - муфт привода;
   - элементов шестеренной клети и редуктора.
4. Объяснить смысл предложенного решения по обеспечению работоспособности исследованного узла привода рабочих валков.
5. Какие узлы (узел) привода являются неработоспособными и почему?
6. Назвать варианты, обеспечивающие работоспособность исследованного узла.
7. Оценить эффективность предложенных решений.

3. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА НАЖИМНЫХ ВИНТОВ (Расчетно-лабораторная работа №3)

3.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию привода нажимных винтов лабораторного стана 80/150х180.

Оценить работоспособность всех узлов привода для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на работоспособность наиболее нагруженных.

3.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией привода нажимных винтов на действующем стане, его характеристикой и составом оборудования.
2. Выполнить кинематическую схему привода.
3. По рассчитанным в работе № 1 значениям энергосиловых параметров выполнить проверочные расчеты всех узлов привода в соответствии с алгоритмом п.3.4.
4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.
5. Провести исследования и предложить варианты по обеспечению работоспособности перегруженного узла привода нажимных винтов.
6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:
   - цель работы;
   - назначение, характеристику, состав и кинематическую схему привода нажимных винтов;
   - результаты расчетов и выполненных исследований;
   - выводы по работе.

3.3. Описание и кинематическая схема привода

Привод нажимных винтов, общий вид и кинематическая схема которого представлены на рис.3.1 и 3.2, предназначен для вертикального перемещения верхнего комплекта валков и установки требуемого межвалкового зазора.

Рис.3.1. Общий вид привода нажимных винтов и станины

Привод каждого нажимного винта включает асинхронный двигатель 1 мощностью $N_н = 1{,}5\ кВт$ с частотой вращения $n_н = 1340\ об/мин$, двухступенчатый червячный редуктор 3 с общим передаточным числом $i = 135{,}3$, соединенный с двигателем фланцевой муфтой 2, пару 4 нажимной винт-гайка и бронзовый подпятник 5, установленный в подушке верхнего опорного валка 6. Хвостовик нажимного винта выполнен шестигранным и входит по скользящей посадке в шестигранное отверстие ступицы червячного колеса второй ступени редуктора. Привод правого и левого нажимных винтов выполнен без синхронизации. Гайки нажимных винтов жестко закреплены в верхних поперечинах станин.

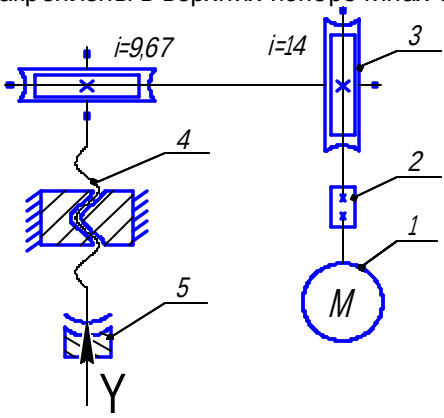


Рис.3.2. Кинематическая схема привода нажимных винтов

3.4. Алгоритм оценки прочности деталей привода нажимных винтов

3.4.1. Определение нагрузок, действующих на пару винт-гайка

Для приведения во вращение нажимного винта 4 (см. рис.3.1, 3.2), когда на него (со стороны пяты 5) действует усилие Y, к верхнему концу нажимного винта со стороны двигателя необходимо приложить определенный крутящий момент, равный

$$M_B = Y\left[\frac{f_П d_П}{3} + \frac{d_2}{2} tg(\alpha + \varphi)\right], Нм, \qquad (3.1)$$

где Y – усилие, действующее на нажимной винт, Н;

$f_П$ – коэффициент трения в подпятнике (при нормальной смазке $f_П = 0{,}1$);

$d_П$ – диаметр пяты, м;

d_2 – средний диаметр резьбы, м;

α – угол подъема резьбы, град;

$\varphi = arctg\ f_p$ – угол трения в резьбе, град;

f_p – коэффициент трения в резьбе. Обычно при нормальной смазке $f_p = 0{,}1$, тогда $\varphi = 5{,}71^o$.

Для станов холодной прокатки тонких полос, где возможна работа нажимного механизма во время процесса прокатки, на один нажимной винт действует усилие, равное половине максимального усилия прокатки P. В этом случае

$$Y = \frac{P}{2}, H. \qquad (3.2)$$

Определим величину нагрузок, действующих на нажимной винт лабораторного стана, для условий контрольного примера.

Нажимной винт, установленный на лабораторном стане имеет упорную одностороннюю трапецеидальную резьбу УП 36х3. Диаметр пяты $d_П = 30\ мм$.

Основные геометрические характеристики, необходимые для расчета.

Диаметр резьбы:

наружный $d = 36\ мм$;

внутренний $d_1 = d - 1{,}7S \quad 36 - 1{,}7 \cdot 3 \quad 30{,}9\ мм$;

средний $d_2 = d - 0{,}75S \quad 36 - 0{,}75 \cdot 3 = 33{,}75\ мм$.

Угол наклона резьбы

$$\alpha = arctg\left(\frac{S}{\pi d_2}\right) = arctg\left(\frac{3}{3{,}14 \cdot 33{,}75}\right) = 1{,}6°,$$

где $S = 3\ мм$ – шаг резьбы.

Усилие, действующее на один нажимной винт по формуле (3.2),

$$Y = \frac{P_c}{2} \quad \frac{121{,}1}{2} \quad 60{,}5\ кН$$

Крутящий момент по формуле (3.1), необходимый для вращения винта,

$$M_B = 60{,}5 \cdot 10^3 \left[\frac{0{,}1 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{3} + \frac{33{,}75 \cdot 10^{-3}}{2} tg\left(1{,}6 + 5{,}69\right) \right] = 192{,}0 \; Нм.$$

3.4.2. Расчет нагрузок на двигатель и его проверка по статическому моменту

1. Каждый нажимной винт лабораторного прокатного стана приводится от отдельного асинхронного электродвигателя мощностью $N_н = 1{,}5 \; кВт$ и частотой вращения $n_н = 1340 \; об/мин$.

Между нажимным винтом и двигателем установлен двухступенчатый червячный редуктор с общим передаточным числом $i = 9{,}67 \cdot 14 = 135{,}3$. К.п.д. редуктора $\eta = 0{,}8 \cdot 0{,}8 = 0{,}64$.

Скорость осевого перемещения винта

$$V_{ос} = n_н S \quad \frac{n_{дв}}{i} S \quad \frac{1340}{135{,}3} \cdot 3 \quad 29{,}7 \; мм/мин \quad 0{,}5 \; мм/с. =$$

2. Статический момент вращения двух нажимных винтов, приведенный к валу электродвигателей

$$M_{ст} = \frac{2M_в}{i \cdot \eta}, Нм \; . \qquad (3.3)$$

Для контрольного примера

$$M_{ст} = \frac{2 \cdot 192{,}0}{135{,}3 \cdot 0{,}64} = 4{,}4 \; Нм \; .$$

3. Номинальный момент двух установленных на стане двигателей при $\omega_н = \frac{\pi n_н}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 1340}{30} = 140{,}25 \; рад/с$ и общей мощностью $N_п = 2 \cdot 1{,}5 = 3 \; кВт$ составляет

$$M_н = \frac{N_н}{\omega_н} = \frac{3000}{140{,}25} = 21{,}4 Нм \; \geq 4{,}4 \; Нм \; .$$

Таким образом, номинальный момент больше статического и запас по моменту равен

$$\frac{21{,}4 - 4{,}4}{21{,}4} \cdot 100\% = 79\% \; .$$

К тому же следует учесть, что электродвигатель допускает кратковременную двукратную перегрузку по моменту, что может быть использовано при запуске двигателей во время работы стана для коррекции размера полосы.

3.4.3. Расчет на прочность деталей передачи винт-гайка

1. Нажимной винт рассчитывают на прочность по напряжениям сжатия $\sigma_{сж}$ с учетом касательных напряжений τ кручения по четвертой теории прочности.

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau^2} \le [\sigma], \tag{3.4}$$

$$\sigma_{сж} = \frac{4Y}{\pi d_1^2}, МПа, \tag{3.5}$$

$$\tau = \frac{M_B}{0{,}2 d_1^3}, МПа. \tag{3.6}$$

Гайку нажимного механизма проверяют по напряжениям смятия в витках резьбы

$$\sigma_{см} = \frac{4Y}{\pi\left(d^2 - d_1^2\right)Z} \le [\sigma_{см}], \tag{3.7}$$

а также на площади соприкосновения фланца гайки со станиной

$$\sigma'_{см} = \frac{4Y}{\pi\left(D^2 - d_н^2\right)} \le [\sigma_{см}]. \tag{3.8}$$

В формулах (3.7)–(3.8):

D – диаметр фланца гайки, мм;

$d_н$ – наружный диаметр гайки, мм;

Z – число витков резьбы гайки;

$[\sigma_{сж}], [\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения материала винта на сжатие и материала гайки на смятие соответственно.

Проверим прочность винта и гайки, установленных на лабораторном стане.

Материал винта – сталь 40Х, $[\sigma_{сж}] = 200\ МПа$.

Материал гайки – бронза АЖ9-4, $[\sigma_{см}] = 80\ МПа$.

Высота гайки $H = 57\ мм$. Число витков резьбы в ней $Z = \frac{H}{S} = \frac{57}{3} = 19$.

Наружный диаметр гайки $d_н = 60\ мм$, диаметр фланца $D = 110\ мм$.

1. Напряжение сжатия в теле винта по формуле (3.5)

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot 60{,}5 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 30{,}9^2} = 80{,}7\ МПа .$$

2. Напряжения кручения в теле винта по формуле (3.6)

$$\tau = \frac{192{,}0 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 30{,}9^3} = 32{,}5\ МПа .$$

3. Проверим выполнение условия прочности

$$\sigma_{рез} = \sqrt{80{,}7^2 + 3 \cdot 32{,}5^2} = 98{,}4\ МПа < 200\ МПа ,$$

т.е. условие прочности для винта выполняется, тем более, что допускаемое напряжение рассчитано почти с четырехкратным запасом прочности.

4. Напряжения смятия в витках резьбы пары винт-гайка (формула (3.7))

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 60{,}5 \cdot 10^3}{\pi\left(36^2 - 30{,}9^2\right) \cdot 19} = 11{,}9\ МПа .$$

5. Напряжения смятия на площадке контакта фланца гайки со станиной (формула (3.8))

$$\sigma'_{см} = \frac{4 \cdot 60{,}5 \cdot 10^3}{\pi\left(110^2 - 60^2\right)} = 9{,}1\ МПа .$$

Сравнивая полученные значения с допускаемым напряжением на смятие для материала гайки $[\sigma] = 80\ МПа$, убеждаемся, что условие прочности выполняется почти с десятикратным запасом.

3.4.4. Оценка прочности зацепления червячного редуктора

Проверим прочность одного из червячных зацеплений двухступенчатого редуктора, установленного в приводе нажимных винтов.

Исходные данные для расчета

Рассмотрим червячную пару, которая передает вращение на нажимной винт. Архимедов трехзаходный червяк изготовлен из стали, $Z_1 = 3$. Червячное колесо изготовлено из чугуна, число зубьев $Z_2 = 29$. Измерением установлено, что межосевое расстояние равно $A = 63\ мм$, модуль $m = 3{,}15\ мм$, ширина колеса $b_2 = 36\ мм$.

1. Определим необходимые для расчета остальные геометрические характеристики червячного зацепления, используя соотношения работы [2].

Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = Z_2 m = 29 \cdot 3{,}15 = 91{,}35 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 91{,}35 + 2 \cdot 3{,}15 = 97{,}65 \text{ мм}.$$

Число модулей в делительном диаметре червяка

$$q = \frac{2A}{m} - Z_2 = \frac{2 \cdot 63}{3{,}15} - 29 = 11.$$

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = q \cdot m = 11 \cdot 3{,}15 = 34{,}65 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 34{,}65 + 2 \cdot 3{,}15 = 40{,}95 \text{ мм}.$$

Угол наклона витков червяка

$$\lambda = arctg\frac{Z_1}{q} = arctg\frac{3}{11} = 15{,}25°.$$

Угол обхвата червяка колесом

$$2\delta = 2arcsin\frac{b_c}{d_{a1} - 0{,}5m} = 2\,arcsin\frac{35}{40{,}95 - 0{,}5 \cdot 3{,}15} = 125{,}4°.$$

2. Оценим прочность зацепления по контактным напряжениям, принимая $[\sigma_k] = 300 \text{ МПа}$.

Условие контактной выносливости согласно [2], МПа

$$\sigma_k = 475 \cdot \frac{k_G}{d_2}\sqrt{\frac{M_{p2}}{d_1}} \le [\sigma_k], \qquad (3.9)$$

где $k_G = \sqrt{100/2\delta}$;

$M_{p2} = kM_B$ – расчетный момент на валу колеса, Н мм;

$k = k_1 \cdot k_2$ – коэффициент нагрузки;

$k_1 = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - \chi)$ – коэффициент неравномерности нагрузки;

Θ – коэффициент деформации червяка, зависящий от значений Z_1 и q [2, табл. 4.6];

χ – коэффициент динамичности момента;

k_2 – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Определяется по [2, табл. 4.7] в зависимости от точности изготовления передачи и скорости скольжения.

Условия контрольного примера.

Согласно [2, табл.4.7], коэффициент $k_2 = 1{,}0$ для седьмой степени точности изготовления передачи и скорости скольжения на контакте

$$V_S = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} \quad \sqrt{0{,}17^2 + 0{,}045^2} \quad 0{,}176\ м/с < 1{,}5\ м/с .$$

Здесь окружные скорости червяка V_1 и колеса V_2 определены из следующих соображений. Угловая скорость вращения винта, а следовательно, и червячного колеса, $\omega_2 = \pi \cdot n_в / 30 = 3{,}14 \cdot 9{,}9 / 30 = 1{,}0\ рад/с$, где частота $n_в = n_{дв}/i = 1340/135{,}3 = 9{,}9\ об/мин$; угловая скорость $\omega_1 = \omega_2 i_п$.

Передаточное число этой передачи $i_п = Z_2 / Z_1 = 29/3 = 9{,}67$, тогда $\omega_1 = 1{,}0 \cdot 9{,}67 = 9{,}67\ рад/с$.

Окружные скорости

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} \quad \frac{9{,}67 \cdot 34{,}65}{2} \quad 167{,}5\ мм/с \quad 0{,}17\ м/с ;$$

$$V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} \quad \frac{1{,}0 \cdot 91{,}35}{2} \quad 45{,}7\ мм/с \quad 0{,}046\ м/с .$$

Вспомогательный коэффициент $\chi = 0{,}6$ для незначительных колебаний момента.

Согласно [2, табл.4.6] для $Z_1 = 3$ и $q = 11$, $\Theta = 89{,}75$ и тогда

$$k_1 = 1 + \left(\frac{29}{89{,}75}\right)^3 (1 - 0{,}6) = 1{,}013 ,$$

а коэффициент нагрузки

$$k = 1{,}0 \cdot 1{,}014 = 1{,}013 .$$

Расчетный момент на валу червячного колеса

$$M_{p2} = 1{,}013 \cdot 192{,}0 = 194{,}5\ Нм .$$

Коэффициент

$$k_G = \sqrt{\frac{100}{125{,}4}} = 0{,}87 \cdot$$

Максимальное контактное напряжение по формуле (3.9)

$$\sigma_k \quad 475 \frac{0{,}87}{91{,}35} \sqrt{\frac{194{,}5 \cdot 10^3}{34{,}65}} \quad 339\ МПа . \qquad =$$

Очевидно, что условие прочности по контактным напряжениям не выполняется: $339\ МПа > 300\ МПа$.

Это следует понимать так, что во время прокатки полосы, для условий нашего примера включать привод нажимного механизма на длительное время не следует. Это может привести к появлению поверхностного повреждения (выкрошки) зубьев червячного колеса.

Выполним проверку зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба, принимая значение $[\sigma_u] = 120\ МПа$.

Условие прочности на изгиб согласно [2]

$$\sigma_И = \frac{1{,}2 M_{p2} Y_F \xi}{m d_2 b_2} < [\sigma_И], \qquad (3.10)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_V = Z_2 / \cos\lambda$;

$\xi = 1$ – коэффициент износа зубьев для закрытых передач.

В нашем примере для $Z_V = \frac{29}{\cos 15{,}25^\circ} = 30$ коэффициент формы зуба $Y_F = 2{,}41$ согласно данным [2, табл.4.5]. Тогда напряжения изгиба

$$\sigma_И \quad \frac{1{,}2 \cdot 194{,}5 \cdot 10^3 \cdot 2{,}41 \cdot 1{,}0}{3{,}15 \cdot 91{,}35 \cdot 36} \quad 54{,}3\ МПа < 120\ МПа$$

т.е. условие прочности (3.10) выполняется.

3.4.5. Заключение о работоспособности привода

Обобщая данные выполненных расчетов, можно заключить, что привод работоспособен, но для условий контрольного примера длительная работа нажимного механизма нежелательна из-за нарушения условия контактной прочности. Однако зная, что допускаемое контактное напряжение $[\sigma_k]$ рассчитано с трехкратным запасом, возможна кратковременная настройка межвалкового зазора во время прокатки.

3.5. Исследование работоспособности узлов привода нажимных винтов

Исследование работоспособности привода провести по следующему алгоритму:

- на основе анализа работоспособности узлов привода выбирать для исследования тот, для деталей которого нарушено ус-

ловие прочности (если все узлы работоспособны, то для исследований выбирается наиболее нагруженный узел по согласованию с преподавателем);

- предложить и обосновать решения для обеспечения работоспособности узла с заданным коэффициентом запаса прочности ($n = 2{,}0...3{,}0$): выбором новых материалов, подбором нового стандартного оборудования, изменением конструкции узла, выбором рациональных условий прокатки и др.;
- выполнить необходимые расчеты для обоснования принятого решения.

3.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение, состав и работу нажимного механизма.
2. Объяснить смысл оценки работоспособности привода.
3. Объяснить принцип проверки работоспособности двигателя нажимного механизма.
4. Назвать критерии оценки прочности винта, гайки, элементов резьбы, червячного зацепления.
5. Какие узлы (узел) привода являются неработоспособными и почему?
6. Назвать варианты, обеспечивающие работоспособность исследованного узла.
7. Оценить эффективность предложенных решений.

4. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ СТАНИНЫ РАБОЧЕЙ КЛЕТИ (Расчетно-лабораторная работа №4)

4.1. Цель работы

Изучить конструкцию станины рабочей клети лабораторного стана 80/150х180.

Оценить работоспособность станины для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на ее работоспособность.

4.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией станины лабораторного прокатного стана 80/150х180.

2. По рассчитанным в работе № 1 значениям энергосиловых параметров выполнить проверочные расчеты на прочность и жесткость станины в соответствии с алгоритмом п.4.4.

4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.

5. Провести исследования влияния материала станины на ее работоспособность при обеспечении заданной точности размеров полосы.

6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:

- цель работы;
- назначение, характеристику, устройство и расчетную схему станины;
- результаты расчетов и выполненных исследований;
- выводы по работе.

4.3. Описание станины

Расчет станины производится по [3, 6]. Станины рабочей клети стана 80/150х180 закрытого типа отлиты из стали марки 25Л ($[\sigma] = 60\ МПа$, $E = 2{,}0 \cdot 10^5\ МПа$, $G = 0{,}8 \cdot 10^5\ МПа$) и приварены к плитовинам (см. рис.3.1).

Основные размеры станины (рис. 4.1):

- ширина окна со стороны перевалки
$$b = 0{,}2\ м;$$
- высота окна
$$h = 0{,}65\ м;$$
- ширина сечения стойки и перекладин
$$B_1 = B_2 = B_3 = 0{,}11\ м;$$
- высота сечения стойки и перекладин
$$H_2 = 0{,}115\ м,\ H_1 = H_3 = 0{,}1\ м;$$
- диаметр отверстия и глубина под нажимную гайку
$$d_1 = 0{,}06\ м,\ h_1 = 0{,}057\ м;$$
- диаметр отверстия и глубина под нажимной винт
$$d_2 = 0{,}04\ м,\ h_2 = 0{,}043\ м;$$
- максимальное усилие прокатки для этого стана
$$P = 121{,}1\ кН;$$
- максимально допустимая деформация станины
$$[\delta]\ \ (0{,}03 - 0{,}05)\ мм.$$

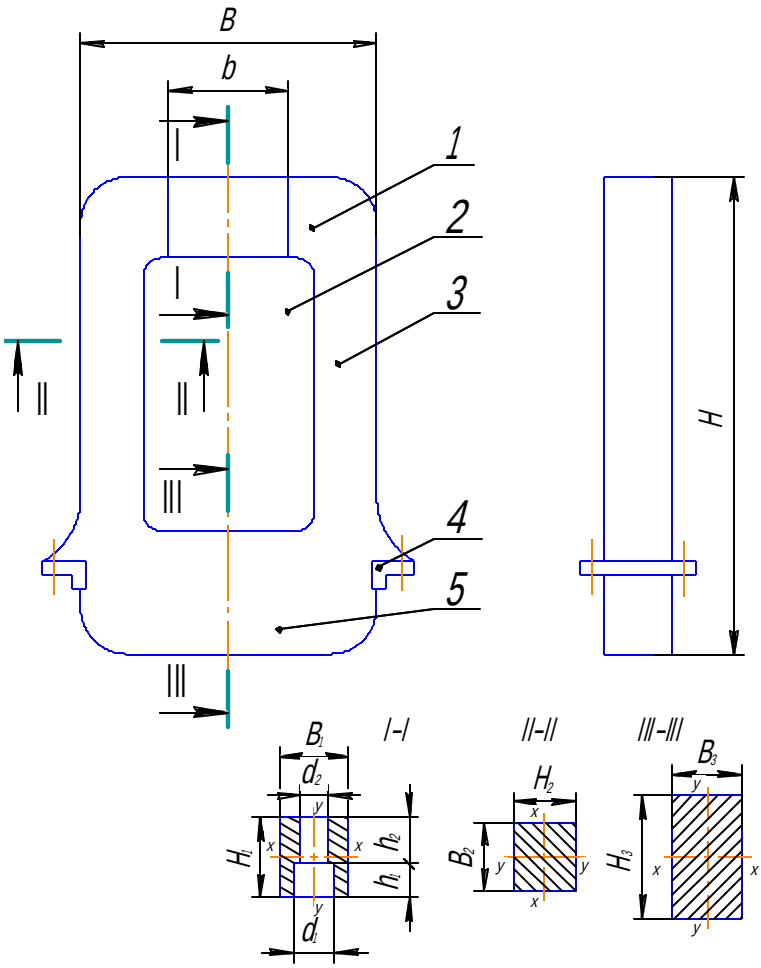


Рис. 4.1. Станина закрытого типа:
1 – верхняя поперечина; 2 – окно; 3 – стойка;
4 – приливы (лапы); 5 – нижняя поперечина

4.4. Алгоритм оценки прочности станины

4.4.1. Расчет геометрических характеристик поперечных сечений станины

Площадь сечения I-I (см. рис. 4.1) в середине верхней поперечины

$$F_1 = H_1 B_1 - (d_2 h_2 + d_1 h_1). \quad (4.1)$$

$$F_1 = H_1 B_1 - (d_2 h_2 + d_1 h_1) =$$

$$= 0{,}1 \cdot 0{,}11 - (0{,}04 \cdot 0{,}043 + 0{,}06 \cdot 0{,}057) \quad 5{,}86 \cdot 10^{-3}\ м^2.$$

Статический момент площади сечения верхней поперечины относительно оси x

$$S_X = B_1 \frac{H_1^2}{2} - d_2 h_2 \left(h_1 + \frac{h_2}{2} \right) - \frac{d_1 h_1^2}{2}. \quad (4.2)$$

$$S_X = B_1 \frac{H_1^2}{2} - d_2 h_2 \left(h_1 + \frac{h_2}{2} \right) - \frac{d_1 h_1^2}{2} =$$

$$= 0{,}11 \frac{0{,}1^2}{2} - 0{,}04 \cdot 0{,}043 \left(0{,}057 + \frac{0{,}043}{2} \right) - \frac{0{,}06 \cdot 0{,}057^2}{2} \quad 3{,}18 \cdot 10^{-4}\ м^3.$$

Координаты центра тяжести площади сечения по оси y

$$y_C = \frac{S_X}{F_1} \quad \frac{3{,}18 \cdot 10^{-4}}{5{,}86 \cdot 10^{-3}} \quad 0{,}054183\ м. \quad (4.3)$$

Момент инерции площади сечения верхней поперечины относительно центральной оси, проходящей через центр тяжести сечения:

$$I_{XC} = I_1 \quad \frac{B_1 H_1^3}{12} - \left[\frac{d_2 h_2^3}{12} + d_2 h_2 \left(h_1 + \frac{h_2}{2} - y_c \right)^2 \right] - \quad (4.4)$$

$$- \left[\frac{d_1 h_1^3}{12} + d_1 h_1 \left(y_c - \frac{h_1}{2} \right)^2 \right].$$

$$I_{XC} = I_1 \quad \frac{0{,}11 \cdot 0{,}1^3}{12} - \frac{0{,}04 \cdot 0{,}043^3}{12} -$$

$$-0{,}04 \cdot 0{,}043 \left(0{,}057 + \frac{0{,}043}{2} - 0{,}054183 \right)^2 - \frac{0{,}06 \cdot 0{,}057^3}{12} -$$

$$-0{,}06 \cdot 0{,}057 \left(0{,}054183 - \frac{0{,}057}{2} \right)^2 \quad 4{,}7 \cdot 10^{-6}\ м^4.$$

Площадь поперечного сечения стойки

$$F_2 = H_2 B_2 = 0{,}11 \cdot 0{,}115 = 0{,}01265\ м^2.$$

Момент инерции площади поперечного сечения стойки

$$I_2 = \frac{B_2 H_2^3}{12} = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}115^3}{12} = 1{,}39 \cdot 10^{-5}\ м^4 .$$

Площадь поперечного сечения нижней поперечины:

$$F_3 = H_3 B_3 \quad 0{,}11 \cdot 0{,}1 = 0{,}011\ м^2 .$$

Момент инерции площади поперечного сечения нижней поперечины

$$I_3 = \frac{B_3 H_3^3}{12} \quad \frac{0{,}11 \cdot 0{,}1^3}{12} \quad 9{,}17 \cdot 10^{-6}\ м^4 .$$

Размеры основного контура станины будут следующими

$$l_1 = b + H_2 \quad 0{,}2 + 0{,}115 = 0{,}315\ м ;$$

$$l_2 = h + y_c + \frac{H_3}{2} = 0{,}65 + 0{,}054183 + \frac{0{,}1}{2} = 0{,}754182\ м ,$$

где l_1, l_2 – длины поперечины и стойки.

4.4.2. Схема нагружения и эпюры внутренних силовых факторов

Схема нагружения и эпюры внутренних силовых факторов приведены на рис.4.2, 4.3.

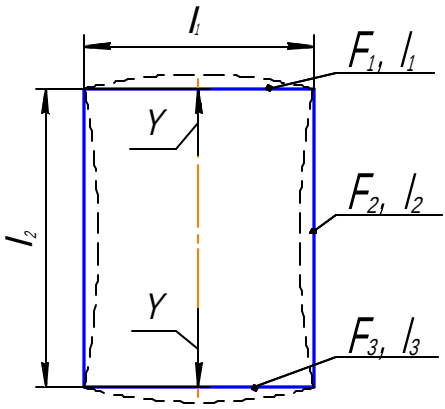


Рис. 4.2. Схема нагружения станины и геометрия основного контура

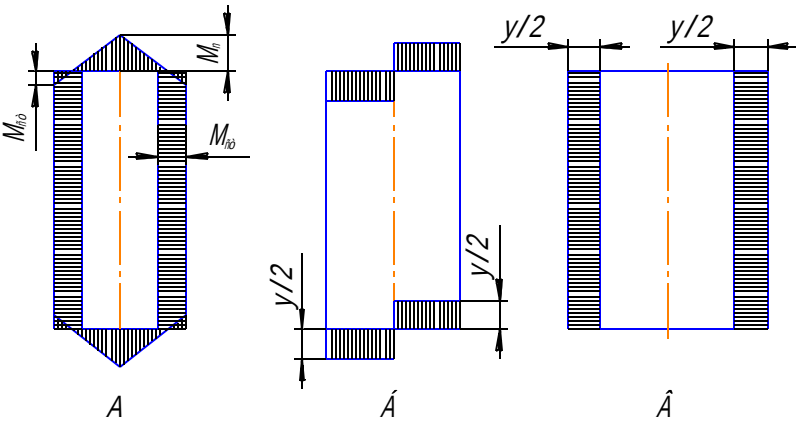


Рис.4.3. Внутренние силовые факторы в сечениях основного контура станины:
А – эпюра изгибающих моментов; Б – эпюра поперечных сил; В – эпюра продольных сил

Усилие, действующее на станину

$$Y = \frac{P}{2} \quad \frac{121068}{2} \quad 60543\ H\ .$$

4.4.3. Проверочный расчет прочности станины

Проверим прочность станины в сечении I-I (см. рис.4.1) верхней поперечины.

Моменты сопротивления поперечного сечения изгибу:

$W_1^1 = \frac{I_{XC}}{y_C} = \frac{4{,}7 \cdot 10^{-6}}{0{,}054183} = 8{,}68 \cdot 10^{-5}\ м^3$ – для сжатых волокон по внутреннему контуру;

$W_1^2 = \frac{I_{XC}}{H_1 - y_c} = \frac{4{,}7 \cdot 10^{-6}}{0{,}1 - 0{,}054183} = 1{,}03 \cdot 10^{-4}\ м^3$ –для растянутых волокон по наружному контуру.

Изгибающий момент в середине верхней поперечины [3]:

$$M_n = \frac{Y \cdot l_1}{4} \cdot \frac{\frac{l_1}{4I_1} + \frac{l_2}{I_2} + \frac{l_1}{4I_3}}{\frac{l_1}{2I_1} + \frac{l_2}{I_2} + \frac{l_1}{2I_3}}; \qquad (4.5)$$

$$M_n = \frac{60{,}5\cdot 10^3 \cdot 0{,}315}{4}\times$$

$$\times\frac{\dfrac{0{,}315}{4\cdot 4{,}7\cdot 10^{-6}}+\dfrac{0{,}75}{1{,}39\cdot 10^{-5}}+\dfrac{0{,}315}{4\cdot 9{,}17\cdot 10^{-6}}}{\dfrac{0{,}315}{2\cdot 4{,}7\cdot 10^{-6}}+\dfrac{0{,}75}{1{,}39\cdot 10^{-5}}+\dfrac{0{,}315}{2\cdot 9{,}17\cdot 10^{-6}}} = 3614{,}2\ Нм.$$

Наибольшее напряжение сжатия для верхней перекладины – напряжение по внутреннему контуру станины ($W_1^1 > W_1^2$)

$$\sigma_1 = \frac{M_n}{W_1^1} = \frac{3614{,}2}{8{,}68\cdot 10^{-5}} = 41{,}6\cdot 10^6\ Па\,, \qquad (4.6)$$

$$\sigma_1 = 41{,}6\ МПа < [\sigma] = 60\ МПа\,.$$

Проверим прочность стойки в сечении II-II.

Момент сопротивления поперечного сечения изгибу

$$W_2 = \frac{B_2 H_2^2}{6} = \frac{0{,}11\cdot 0{,}115^2}{6} = 2{,}425\cdot 10^{-4}\ м^3\,.$$

Изгибающий момент в стойке определится по формуле [3]

$$M_{ст} = \frac{Y\cdot l_1}{4}\cdot\left(1-\frac{\dfrac{l_1}{4I_1}+\dfrac{l_2}{I_2}+\dfrac{l_1}{4I_3}}{\dfrac{l_1}{2I_1}+\dfrac{l_2}{I_2}+\dfrac{l_1}{2I_3}}\right); \qquad (4.7)$$

$$M_{ст} = \frac{60{,}5\cdot 10^3\cdot 0{,}315}{4}\times$$

$$\times\left(1-\frac{\dfrac{0{,}315}{4\cdot 4{,}7\cdot 10^{-6}}+\dfrac{0{,}75}{1{,}39\cdot 10^{-5}}+\dfrac{0{,}315}{4\cdot 9{,}17\cdot 10^{-6}}}{\dfrac{0{,}315}{2\cdot 4{,}7\cdot 10^{-6}}+\dfrac{0{,}75}{1{,}39\cdot 10^{-5}}+\dfrac{0{,}315}{2\cdot 9{,}17\cdot 10^{-6}}}\right) = 1152{,}8\ Нм.$$

Наибольшее напряжение в стойке по внутреннему контуру определится

$$\sigma_2 = \frac{Y}{2F_2}+\frac{M_{ст}}{W_2} = \frac{0{,}605\cdot 10^5}{2\cdot 0{,}01265}+\frac{1152{,}8}{2{,}43\cdot 10^{-4}} = 7{,}15\cdot 10^6\ Па\,; \quad (4.8)$$

$$\sigma_2 = 7{,}15\ МПа < [\sigma] = 60\ МПа\,.$$

Проверим прочность нижней поперечины в сечении III-III.

Момент сопротивления поперечного сечения изгибу

$$W_3 = \frac{B_3 H_3^2}{6} = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}1^2}{6} = 1{,}83 \cdot 10^{-4} м^3 .$$

Напряжение растяжения от изгиба определится по формуле

$$\sigma_3 = \frac{M_n}{W_3} = \frac{3614{,}2}{1{,}83 \cdot 10^4} = 1{,}97 \cdot 10^7 \, Па ; \qquad (4.9)$$

$$\sigma_3 = 19{,}7 \, МПа < [\sigma] = 60 \, МПа .$$

4.4.4. Расчет станины на жесткость

Упругая деформация станины δ складывается из прогиба двух поперечин от действия изгибающих моментов δ_1 и поперечных сил δ_2 и продольной деформации растяжения ее стоек δ_3 [3].

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 . \qquad (4.10)$$

$$\delta_1 = \frac{1}{2E}\left[M_{ст} \cdot \frac{l_2 l_1}{I_2} + \frac{l_1^2 (I_1 + I_3)}{12 I_1 I_3} \cdot (2M_{ст} - M_n) \right]; \qquad (4.11)$$

$$\delta_1 = \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 1{,}15 \cdot 10^3 \cdot \frac{0{,}315 \cdot 0{,}75}{1{,}39 \cdot 10^{-5}} +$$

$$+ \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \cdot \frac{0{,}315^2 \left(4{,}7 \cdot 10^{-6} + 9{,}17 \cdot 10^{-6} \right)}{12 \cdot 4{,}7 \cdot 9{,}17 \cdot 10^{-12}} \times$$

$$\times \left(2 \cdot 1{,}15 \cdot 10^3 - 3{,}61 \cdot 10^3 \right) = 4{,}04 \cdot 10^{-5} м = 0{,}0404 \, мм.$$

$$\delta_2 = \frac{K \cdot Y \cdot l_1}{4} \left(\frac{1}{G \cdot F_1} + \frac{1}{G \cdot F_3} \right), \qquad (4.12)$$

где $K = 1{,}2$ – коэффициент формы прямоугольного поперечного сечения.

$$\delta_2 = \frac{1{,}2 \cdot 60{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}315}{4} \times \left(\frac{1}{8{,}0 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}00586} + \frac{1}{8{,}0 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}011} \right) =$$

$$= 1{,}87 \cdot 10^{-5} м = 0{,}0187 \, мм.$$

$$\delta_3 = \frac{Y \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot F_2} = \frac{60{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}75}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}013} = 9{,}02 \cdot 10^{-6} \, м = 0{,}009{,}02 \, мм. \qquad (4.13)$$

Полная деформация станины

$$\delta \quad \delta_1 = \delta_2 + \delta_3 \quad 4{,}04 \cdot 10^{-5} + 1{,}87 \cdot 10^{-5} + 0{,}902 \cdot 10^{-5} =$$

$$= 6{,}81 \cdot 10^{-5}\,м = 0{,}0681\,мм.$$

$$\delta \quad 0{,}0681\,мм > [\delta] \quad (0{,}03 - 0{,}05)\,мм\ .$$

4.4.5. Заключение о работоспособности станины

Условие прочности выполняется, однако, невыполнение условия жесткости приведет к искажению точности геометрических размеров прокатываемой полосы, таким образом работоспособность станины не обеспечена.

4.5. Исследование прочности и жесткости станины прокатного стана

Исследование работоспособности станины провести по следующему алгоритму:

- рассчитать коэффициенты запаса прочности и жесткости для станины лабораторного стана;
- исследовать влияние физико-механических характеристик материала (различных материалов) на нагрузочную способность станины для обеспечения точности прокатки полосы.

Предложить и обосновать решения для обеспечения работоспособности станины с заданным коэффициентом запаса прочности и необходимой жесткости (подбором материала станины, изменением формы поперечного сечения и др.);

- выполнить необходимые расчеты для обоснования принятого решения.

4.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение и устройство станины.
2. Объяснить прочностной расчет станины.
3. Объяснить смысл расчета станины на жесткость.
4. Назвать и объяснить предложенные решения для обеспечения работоспособности станины.
5. Дать понятия «жесткости» и «податливости» станины.

5. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА СВЕДЕНИЯ ЩЕКОВИН (Расчетно-лабораторная работа №5)

5.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию привода механизма сведения щековин лабораторного стана 80/150х180.

Оценить работоспособность всех узлов привода для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на работоспособность наиболее нагруженных узлов.

5.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией привода механизма сведения щековин на действующем стане, его характеристикой и составом оборудования.
2. Выполнить кинематическую схему привода.
3. Выполнить проверочные расчеты узлов привода в соответствии с алгоритмом п.5.4.
4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.
5. Провести исследования нагрузочной способности установленного двигателя в зависимости от массы рулона прокатываемой полосы.
6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:
   - цель работы;
   - назначение, характеристику, состав и кинематическую схему привода механизма сведения щековин;
   - результаты расчетов и выполненных исследований;
   - выводы по работе.

5.3. Описание и кинематическая схема привода

Механизм сведения щековин предназначен для установки и центрирования рулона прокатываемой полосы. Общий вид привода и его кинематическая схема представлены на рис.5.1 и 5.2 соответственно.

Он состоит из электродвигателя 1 серии 4А мощностью $N_н = 0{,}3\ кВт$ с частотой вращения $n_н = 1320\ об/мин$, двухступен-

чатого червячного редуктора 3 с общим передаточным числом $i = 900$, соединительных кулачковой 2 и фланцевой 4 муфт, двух открытых зубчатых передач 5, двух симметричных передач «винт-гайка» 6 и двух щековин 7, на которых устанавливается рулон 8.

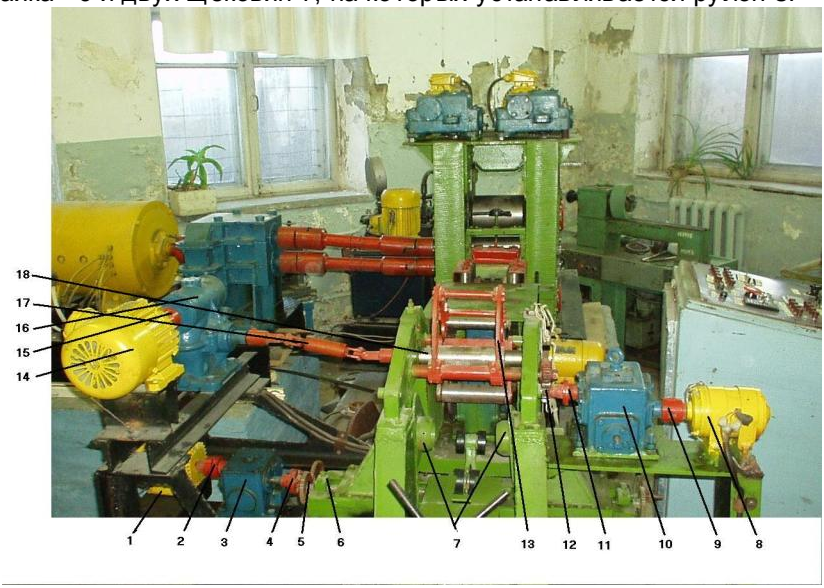


Рис.5.1. Общий вид головной части стана

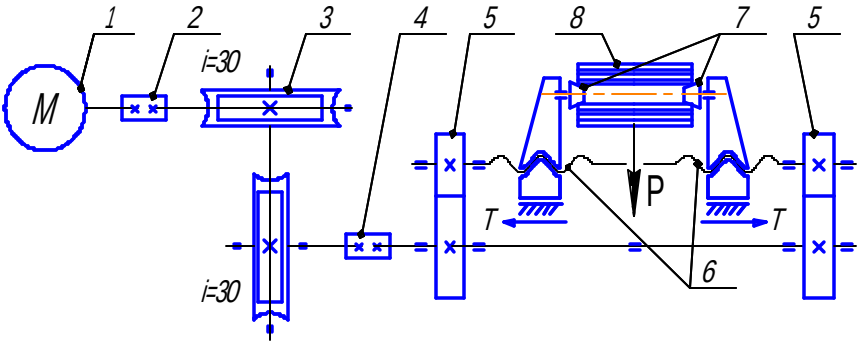


Рис.5.2. Кинематическая схема привода сведения щековин

5.4. Оценка работоспособности и пример расчета

5.4.1. Определение нагрузок в линии привода и оценка нагрузочной способности двигателя

Основной нагрузкой, которую приходится преодолевать двигателю со стороны рабочего органа, являются силы трения T (см. рис.5.2), возникающие в направляющих щековин при их перемещении. Величина сил трения T определяется весом самих щековин P_1 и установленного на них рулона P_2: $P = P_1 + P_2$, а также коэффициентом трения $f_н$ в контакте скольжения

$$T = Pf_н, H \ . \tag{5.1}$$

Это сопротивление преодолевается в парах винт-гайка и количественно может быть определено величиной момента трения в резьбе

$$M_p = T\frac{d_2}{2}tg\left(\alpha + \varphi\right), Нм, \tag{5.2}$$

где $d_2 = d - 0{,}75S$ – средний диаметр резьбы, м;

d – наружный диаметр резьбы, м;

S – шаг резьбы, м;

$\alpha = arctg\dfrac{S}{\pi d_2}$ – угол наклона резьбы, град;

$\phi = arctgf_p$ – угол трения, град;

f_p – коэффициент трения в резьбе.

Статический момент вращения ходовых винтов, приведенный к валу электродвигателя

$$M_{ст} = \frac{M_p}{i\eta}, Нм \ . \tag{5.3}$$

где i – передаточное число привода;

η – к.п.д. привода.

Статическая мощность двигателя

$$N_{ст} = M_{ст}\omega_н = \frac{M_{ст}\pi n_н}{30}, Вт \ . \tag{5.4}$$

Условиями допустимого нагружения двигателя являются неравенства

$$M_{ст} \le M_н \text{ или } N_{ст} \le N_н, \qquad (5.5)$$

где $M_н$, $N_н$ – номинальные момент и мощность двигателя, установленного в приводе.

$$M_н = \frac{N_н}{\omega_н} = \frac{30N_н}{\pi n_н}, Нм. \qquad (5.6)$$

Определим нагрузки в приводе щековин и оценим нагрузочную способность двигателя для условий контрольного примера.

1. Определим необходимые исходные параметры.

Будем считать, что устанавливается рулон максимального веса $P_1 = 500\ Н$. Общий вес щековин составляет $P_2 = 150\ Н$. В приводе установлены ходовые винты с наружным диаметром $d = 20\ мм$ с шагом резьбы $S = 2{,}0\ мм$. Передаточное число привода $i = 900$. К.п.д. привода $\eta = 0{,}64$. Коэффициенты трения: в направляющих щековин $f_н = 0{,}3$; в резьбе – $f_p = 0{,}1$.

2. Определим величину силы трения в направляющих щековин по формуле (5.1).

$$T = f_н(P_1 + P_2) = 0{,}3(500 + 150) = 195\ Н.$$

3. Найдем момент сопротивления в резьбе по формуле (5.2). Для этого определим входящие в нее величины.

Средний диаметр резьбы

$$d_2 = d - 0{,}75S = 20 - 0{,}75 \cdot 2{,}0 = 18{,}5\ мм.$$

Угол наклона резьбы

$$\alpha = arctg\frac{S}{\pi d_2} = arctg\frac{2}{3{,}14 \cdot 18{,}5} = 1{,}97°.$$

Угол трения

$$\phi = arctg(f_p) = arctg(0{,}1) = 5{,}71°.$$

Момент трения в резьбе по формуле (5.4)

$$M_p = T\frac{d_2}{2}tg(\alpha + \varphi) = 195\frac{18{,}5 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot tg(1{,}97 + 5{,}71) = 0{,}24\ Нм.$$

4. Величину статического момента и мощности определим по формулам (5.3) и (5.4).

$$M_{ст} = \frac{M_p}{i\eta} = \frac{0{,}24}{900 \cdot 0{,}64} = 0{,}42 \cdot 10^{-3}\ Нм.$$

$$N_{ст} = M_{ст}\omega_н = \frac{M_{ст}\pi n_н}{30} = \frac{0{,}42 \cdot 10^{-3} \cdot 3{,}14 \cdot 1320}{30} = 5{,}8 \cdot 10^{-2}\ Вт.$$

5. Оценим нагрузочную способность двигателя по условиям формулы (5.5).

Номинальный момент двигателя по формуле (5.6)

$$M_н = \frac{30N_н}{\pi n_н} = \frac{300 \cdot 30}{3{,}14 \cdot 1320} = 2{,}17\ Нм .$$

Условия (5.5) для условий нашего примера

$$M_{ст} = 0{,}42 \cdot 10^{-3}\ Нм < M_н = 2{,}17\ Нм .$$

$$N_{ст} = 5{,}8 \cdot 10^{-2}\ Вт < N_н = 300\ Вт .$$

Таким образом, привод сведения щековин оказывается практически ненагруженным, так как статический момент и мощность много меньше номинальных значений.

5.4.2. Заключение о работоспособности привода

В данном случае используется только $\frac{5{,}8 \cdot 10^{-2}}{300} 100 = 0{,}02\%$ нагрузочной способности установленного на стане двигателя. Следовательно, отсутствует необходимость в проведении каких-либо проверочных расчетов деталей и узлов привода. Очевидно, что работоспособность привода в таких условиях будет обеспечена длительное время.

5.5. Исследование работоспособности узлов привода сведения щековин

Исследование работоспособности привода провести по следующему алгоритму:

- исследовать влияние массы устанавливаемого рулона на нагрузочную способность двигателя;
- построить график полученной зависимости и определить предельную массу рулона.

5.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение, состав и работу привода сведения щековин.
2. Объяснить смысл оценки работоспособности привода.
3. Пояснить суть проверки двигателя по статической нагрузке.
4. Объяснить смысл графического метода оценки предельной массы рулона.

6. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ОТГИБАТЕЛЯ КОНЦА ПОЛОСЫ (Расчетно-лабораторная работа №6)

6.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию привода отгибателя конца полосы лабораторного стана 80/150х180.

Оценить работоспособность всех узлов привода для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на работоспособность наиболее нагруженных узлов.

6.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией привода отгибателя конца полосы на действующем стане, его характеристикой и составом оборудования.
2. Выполнить кинематическую схему привода.
3. Выполнить проверочные расчеты узлов привода в соответствии с алгоритмом п.6.4.
4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.
5. Провести исследования нагрузочной способности установленного двигателя в зависимости от сопротивления материала полосы упругой деформации.
6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:
   - цель работы;
   - назначение, характеристику, состав и кинематическую схему привода отгибателя конца полосы;
   - результаты расчетов и выполненных исследований;
   - выводы по работе.

6.3. Описание и кинематическая схема привода

Отгибатель электромагнитного типа, общий вид и кинематическая схема которого представлены на рис.5.1 и 6.1, служит для отгибания и задачи переднего конца полосы из магнитного материала в рабочие валки клети. Он включает привод поворота отгибателя, который состоит из асинхронного электродвигателя 8 мощностью $N_n = 0,2\ кВт$ с частотой вращения $n_n = 1250\ об/мин$,

соединенного кулачковой муфтой 9 с двухступенчатым червячным редуктором 10. На выходном валу редуктора через фланцевую муфту 11 закреплено зубчатое колесо 12, взаимодействующее с зубчатым сектором, который жестко закреплен на валу отгибателя 13. Для ограничения хода сектора на раме отгибателя установлены концевые выключатели.

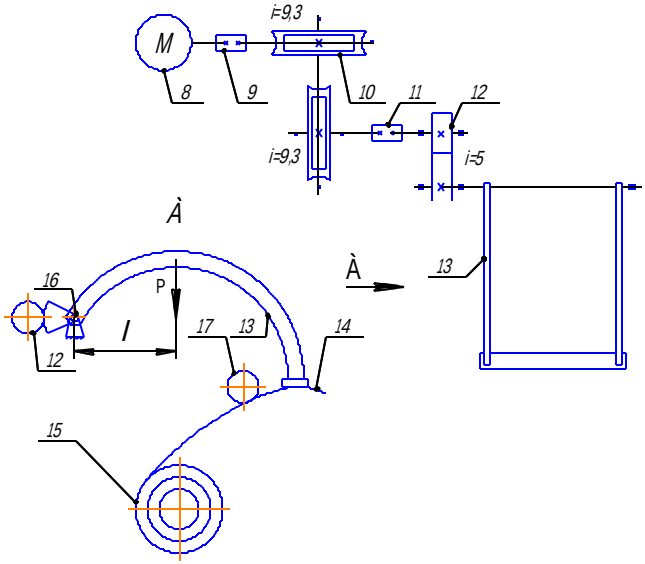


Рис.6.1. Кинематическая схема привода отгибателя конца полосы

6.4. Оценка работоспособности и пример расчета

6.4.1. Определение сил и моментов в линии привода и оценка нагрузочной способности двигателя

Во время отгибания конца полосы 14 разматываемого рулона 15 (см. рис.6.1) со стороны электромагнитного отгибателя 13 возникают три момента сопротивления, которые необходимо преодолеть двигателю привода: момент упругого изгиба полосы $M_{П}$, момент, создаваемый весом отгибателя M_{B}, и момент трения M_{T} в подшипниках скольжения 16 отгибателя.

Момент упругого изгиба полосы может быть определен через момент сопротивления изгибу поперечного сечения полосы $W = bh_0^2/6$ и предел упругости ее материала σ_y.

$$M_{П} = \frac{\sigma_y b h_0^2}{6}, \qquad (6.1)$$

где b, h_0 – ширина и толщина полосы, м.

Момент, создаваемый весом отгибателя

$$M_B = Pl, Нм, \qquad (6.2)$$

где P – вес отгибателя, Н;

l – плечо приложения силы P, м (см. рис. 6.1).

Момент трения в подшипниках отгибателя

$$M_T = \frac{P f_n d_n}{2}, Нм, \qquad (6.3)$$

где f_n – коэффициент трения в подшипниках скольжения;

d_n – диаметр цапфы, м.

Суммарный момент сопротивления, создаваемый отгибателем во время работы,

$$M_0 = M_{П} + M_B + M_T, Нм. \qquad (6.4)$$

Нагрузочную способность двигателя можно оценить по статической нагрузке

$$M_н \geq M_{ст}, \qquad (6.5)$$

где $M_н = \frac{N_н}{\omega_н} = \frac{30 N_н}{\pi n_н}$ – номинальный момент двигателя, установленного на стане;

$N_н$, $n_н$ – номинальная мощность и частота вращения вала двигателя соответственно Вт и об/мин;

$M_{ст} = M_0 / (i\eta)$ – статический момент, приведенный к валу электродвигателя, Нм;

i – передаточное число редуктора и секторной передачи;

η – к.п.д. привода.

Определим нагрузки в линии привода и оценим нагрузочную способность двигателя лабораторного стана для условий прокатки в контрольном примере.

1. Момент упругого изгиба полосы при отгибании конца рулона, считая, что предел упругости материала полосы $\sigma_y = 200\ МПа$, формула (6.1).

$$M_{П} = \frac{\sigma_y b h_0^2}{6} = \frac{200 \cdot 10^6 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}001^2}{6} = 3{,}33\ Нм.$$

2. Момент, создаваемый весом отгибателя, формула (6.2).

Вес отгибателя $P = 52{,}4\ Н$, а плечо $l = 0{,}11\ м$ (установлено замерами).

$$M_{В} = Pl = 52{,}4 \cdot 0{,}11 = 5{,}76\ Нм.$$

3. Момент трения в подшипниках отгибателя по формуле (6.3) при $d_{п} = 0{,}24\ м$ и $f_{п} = 0{,}1$ составит

$$M_{Т} = \frac{P f_{п} d_{п}}{2} = \frac{52{,}4 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}24}{2} = 0{,}63\ Нм.$$

4. Суммарный момент сопротивления отгибателя по формуле (6.4).

$$M_0 = M_{П} + M_{В} + M_{Т} = 3{,}33 + 5{,}76 + 0{,}63 = 9{,}73\ Нм.$$

5. Статический момент, приведенный к валу двигателя (формула 6.5)

$$M_{ст} = \frac{M_0}{i\eta} = \frac{9{,}73}{435{,}5 \cdot 0{,}61} = 0{,}04\ Нм,$$

где передаточное число привода $i = 435{,}5$ и к.п.д. $\eta = 0{,}61$ определили как произведение передаточных чисел и к.п.д. двухступенчатого червячного редуктора ($i = 87{,}1$ и $\eta = 0{,}64$) и открытой зубчатой передачи ($i = 5$, $\eta = 0{,}95$).

Номинальный момент электродвигателя, установленного на лабораторном стане, см.(6.5)

$$M_{н} = \frac{30 N_{н}}{\pi n_{н}} = \frac{0{,}2 \cdot 10^3 \cdot 30}{3{,}14 \cdot 1250} = 1{,}53\ Нм.$$

Таким образом, статический момент много меньше номинального момента ($M_{ст} = 0{,}04 < M_{н} = 1{,}53$) и привод можно считать практически ненагруженным.

6.4.2. Заключение о работоспособности привода

Как показали расчеты, нагрузка на двигатель отгибателя конца полосы составляет не более $\frac{0{,}04}{1{,}53} 100 = 2{,}4\%$ от максимально возможной, т.е. отпадает необходимость в проверочных расчетах деталей и узлов привода для условий контрольного примера.

6.5. Исследование работоспособности узлов привода отгибателя конца полосы

Исследование работоспособности привода провести по следующему алгоритму:

– исследовать влияние сопротивления материала полосы упругой деформации на нагрузочную способность двигателя;

– построить график полученной зависимости и для заданного преподавателем материала оценить статическую нагрузку на двигатель.

6.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение, состав и работу привода сведения щековин.
2. Объяснить смысл оценки работоспособности привода.
3. Пояснить суть проверки двигателя по статической нагрузке.
4. Объяснить влияние изменения сопротивления упругой деформации на нагрузочную способность двигателя.

7. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ПОДДЕРЖИВАЮЩЕГО РОЛИКА (Расчетно-лабораторная работа №7)

7.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию привода поддерживающего ролика лабораторного стана 80/150х180;

Оценить работоспособность всех узлов привода для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на работоспособность наиболее нагруженных узлов.

7.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией привода поддерживающего ролика на действующем стане, его характеристикой и составом оборудования.
2. Выполнить кинематическую схему привода.
3. Выполнить проверочные расчеты узлов привода в соответствии с алгоритмом п.7.4.

4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.

5. Провести исследования нагрузочной способности установленного двигателя в зависимости от сопротивления материала полосы упругой деформации.

6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:

- цель работы;
- назначение, характеристику, состав и кинематическую схему привода поддерживающего ролика;
- результаты расчетов и выполненных исследований;
- выводы по работе.

7.3. Описание и кинематическая схема привода

Привод предназначен для поднятия поддерживающего ролика 7 и прижатия им к тянущему ролику 17 поданного отгибателем 13 конца полосы 14 (см. рис.5.1 и 7.1). Он включает асинхронный электродвигатель 1 мощностью $N_n = 0,2\ кВт$ с частотой вращения вала $n_n = 1320\ об/мин$, два червячных одноступенчатых редуктора 3 и 5 с общим передаточным числом $i = 450$, кривошипно-шатунный механизм 6 и поддерживающий ролик 7. Двигатель и редукторы соединены между собой фланцевой 2 и кулачковой 4 муфтами.

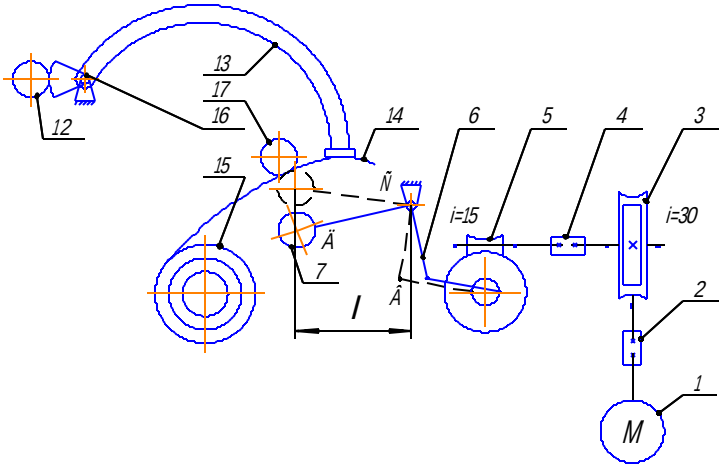


Рис.7.1. Кинематическая схема привода поддерживающего ролика

7.4. Оценка работоспособности и пример расчета

7.4.1. Определение нагрузок в линии привода и оценка нагрузочной способности двигателя

Для оценки величины нагрузок в линии привода будем считать, что прижатие поддерживающего ролика 7 к тянущему 17 (см. рис.7.1) для обеспечения надежной (без пробуксовки) подачи полосы к клети должно обеспечить такое усилие прижатия P_y, которое вызовет на контакте ролика с полосой напряжений $\sigma_к$, не превышающих предел упругости σ_y материала, т.е. $\sigma_к = K \cdot \sigma_y$, где $K \le 1.0$.

В этом случае максимально возможную величину усилия P_y можно определить из известной формулы Герца об упругом сжатии цилиндра с плоскостью:

$$\sigma_K = 0{,}418\sqrt{2\frac{P_y}{b}\cdot\frac{E_1\cdot E_2}{E_1+E_2}\cdot\frac{1}{R_1}},$$

или, учитывая, что $\sigma_к = K \cdot \sigma_y$,

$$P_y = \frac{K^2\sigma_y^2 b\left(E_1+E_2\right)\cdot R_1}{0{,}418^2\cdot 2\cdot E_1\cdot E_2}, H. \qquad (7.1)$$

Следовательно, момент сопротивления, который необходимо преодолеть двигателю, можно определить как момент этого усилия относительно центра вращения C (см. рис.7.1)

$$M_y = P_y \cdot l, Нм, \qquad (7.2)$$

где l – плечо ДС приложения силы P_y, м.

Для точного расчета момента сопротивления M_y к значению P_y следует прибавить вес звена ВСД крепления ролика 7. Однако предварительный анализ показывает, что этот момент не превышает $0{,}01\% M_y$. В связи с этим, в расчетах достаточно ограничиться формулой (7.2).

Вторым моментом сопротивления является момент трения M_c, возникающий в подшипниках скольжения опоры C.

$$M_c = \frac{P_з f_c d_c}{2}, Нм , \quad (7.3)$$

где $P_з$ – вес звена крепления ролика, Н;

f_c – коэффициент трения в опоре;

d_c – диаметр опоры, м.

Суммарный момент сопротивления

$$M = M_y + M_c, Нм . \quad (7.4)$$

Условие работоспособности двигателя по статической нагрузке

$$M_н \geq M_{ст} . \quad (7.5)$$

В выражении (7.5) номинальный момент двигателя, установленного на стане,

$$M_н = \frac{N_н}{\omega_н} = \frac{30 N_н}{\pi n_н}, Нм , \quad (7.6)$$

где $\omega_н$, $n_н$ – номинальная скорость (рад/с) и частота (об/мин) вращения вала двигателя;

$N_н$ – его номинальная мощность, Вт.

Статический момент $M_{ст}$, приведенный к валу электродвигателя в формуле (7.5),

$$M_{ст} = \frac{M}{i\eta}, Нм , \quad (7.7)$$

где i – общее передаточное число привода;

η – к.п.д. привода.

Определим нагрузки в линии привода и оценим нагрузочную способность двигателя поддерживающего ролика на лабораторном стане для условий прокатки полосы, заданных в контрольном примере.

1. Момент сопротивления от усилия упругого сжатия полосы P_y роликами формула (7.2), зная, что:

предел упругости материала полосы $\sigma_y = 200\ МПа$;

длина контакта (ширина полосы) $b = 100\ мм$;

модуль упругости материала валков $E_1 = 2{,}15 \cdot 10^5\ МПа$;

модуль упругости материала полосы $E_2 = 2{,}1 \cdot 10^5\ МПа$;

радиус прижимного ролика $R_1 = 30$ *мм* ;

коэффициент $K = \sigma_y / \sigma_K = 0{,}4$.

$$P_y = \frac{K^2 \sigma_y^2 b \left(E_1 + E_2\right) \cdot R_1}{0{,}418^2 \cdot 2 \cdot E_1 \cdot E_2} =$$

$$= \frac{0{,}4^2 \left(200{,}0 \cdot 10^6\right)^2 \cdot 0{,}1 \cdot \left(2{,}15 + 2{,}1\right) \cdot 10^{11} \cdot 0{,}03}{0{,}418^2 \cdot 2 \cdot 2{,}15 \cdot 2{,}1 \cdot 10^{22}} = 517{,}2 \; H$$

$$M_y = P_y \cdot l \quad 517{,}2 \cdot 0{,}14 = 72{,}4 \; Нм,$$

где значение $l = 0{,}14$ *м* получено измерением на лабораторном стане.

2. Момент трения в опорах вращения С звена ВСД, учитывая, что $P_з = 50 \; H$, $f_c = 0{,}1$, $d_c = 0{,}02$ *м* (по формуле (7.3))

$$M_m = \frac{P_з f_c d_c}{2} \quad \frac{50 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}02}{2} \quad 0{,}05 \; Нм \; .$$

3. Суммарный момент сопротивления, возникающий со стороны рабочего органа привода (по формуле (7.4))

$$M = M_y + M_m \; = 72{,}4 + 0{,}05 = 72{,}45 \; Нм \; .$$

4. Номинальный момент электродвигателя, установленного на стане (по формуле (7.6))

$$M_н = \frac{30 N_н}{\pi n_н} \quad \frac{200 \cdot 30}{3{,}14 \cdot 1320} \quad 1{,}45 \; Нм \; .$$

5. Статический момент по формуле (7.7) при $i = 450$ и $\eta = 0{,}64$.

$$M_{ст} = \frac{M}{i \eta} \quad \frac{72{,}5}{450 \cdot 0{,}64} \quad 0{,}25 Нм < 1{,}45 \; Нм \; .$$

Очевидно, что установленный в приводе электродвигатель обеспечит подачу переднего конца полосы без пробуксовки.

7.4.2. Заключение о работоспособности привода

Привод следует считать работоспособным, так как максимальная нагрузка на двигатель не превышает $\frac{0{,}25}{1{,}45} 100\% = 17{,}4\%$. В связи с этим отсутствует необходимость в проведении проверочных расчетов деталей и узлов привода.

7.5. Исследование работоспособности узлов привода поддерживающего ролика

На основе заключения о работоспособности привода выбрать двигатель с оптимальными характеристиками, обеспечивающими процесс подачи полосы в прокатную клеть.

7.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение, состав и работу привода поддерживающего ролика.
2. Объяснить смысл оценки работоспособности привода.
3. Пояснить суть проверки двигателя по статической нагрузке.
4. Объяснить принцип выбора двигателя для подачи полосы в прокатную клеть.

8. ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ТЯНУЩЕГО РОЛИКА (Расчетно-лабораторная работа №8)

8.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию привода тянущего ролика лабораторного стана 80/150х180.

Оценить работоспособность всех узлов привода для заданных преподавателем условий прокатки и исследовать влияние технологических параметров на работоспособность наиболее нагруженных узлов.

8.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией привода тянущего ролика на действующем стане, его характеристикой и составом оборудования.
2. Выполнить кинематическую схему привода по п.6.3.
3. Выполнить проверочные расчеты узлов привода в соответствии с алгоритмом п.6.4.
4. Сделать заключение о возможности прокатки полосы для заданных условий.
5. Провести исследования влияния коэффициента трения и нормального усилия в контакте на тянущую способность ролика.

6. Оформить отчет по расчетно-лабораторной работе, в который следует включить:

- цель работы;
- назначение, характеристику, состав и кинематическую схему привода тянущего ролика;
- результаты расчетов и выполненных исследований;
- выводы по работе.

8.3. Описание и кинематическая схема привода

Привод предназначен для вращения тянущего ролика и подачи переднего конца полосы к прокатной клети.

Общий вид привода и его кинематическая схема представлены на рис.5.1 и 8.1 соответственно. Он включает асинхронный двигатель 14 мощностью $N_n = 0{,}4\ кВт$ с частотой вращения $n_n = 910\ об/мин$, одноступенчатый червячный редуктор 16 с передаточным числом $i = 35$, карданную передачу 17 и тянущий ролик 18. Двигатель и редуктор соединены кулачковой муфтой 15.

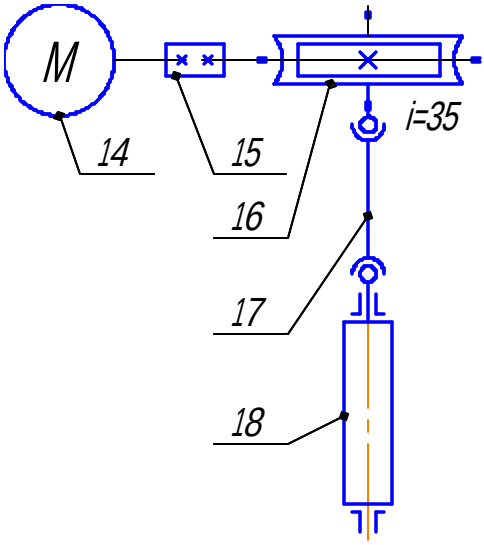


Рис.8.1. Кинематическая схема привода тянущего ролика

8.4. Оценка работоспособности и пример расчета

8.4.1. Определение нагрузок в линии привода и оценка мощности привода

При транспортировании переднего конца полосы к рабочей клети со стороны упруго деформирующейся полосы возникают три момента сопротивления, которые необходимо преодолеть двигателю:

1. Момент сопротивления полосы при ее упругом сжатии в зоне контакта с вращающимися роликами (момент трения-качения)

$$M_1 = 2P_y k, Нм, \tag{8.1}$$

где P_y – усилие упругого сжатия полосы в роликах, определяемое по формуле (7.1), Н;

k – коэффициент трения-качения, м.

2. Момент упругого разворачивания полосы из рулона

$$M_2 = \sigma_y W_u = \frac{\sigma_y b h_0^2}{6}, Нм, \tag{8.2}$$

где W_u – момент сопротивления изгибу поперечного сечения полосы, $мм^3$;

b, h_0 – ширина и толщина полосы, мм;

σ_y – предел упругости полосы, МПа.

3. Момент трения в подшипниках скольжения тянущего и поддерживающего роликов

$$M_3 = \frac{2P_y fd}{2}, Нм, \tag{8.3}$$

где f и d – коэффициент и диаметр трения.

Суммарный момент сопротивления

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3, Нм. \tag{8.4}$$

Статический момент, приведенный к валу электродвигателя

$$M_{ст} = \frac{M_c}{i\eta}, Нм, \tag{8.5}$$

где i, η – передаточное число редуктора и к.п.д. привода.

Статическая нагрузка (мощность) на двигатель

$$N_{ст} = M_{ст}\omega_н = \frac{M_{ст}\pi n_н}{30}, Вт, \tag{8.6}$$

где $\omega_н$, $n_н$ – номинальные угловая скорость (рад/с) и частота вращения (об/мин) вала двигателя.

Условие работоспособности двигателя по статической нагрузке

$$N_н \geq N_{ст}. \qquad (8.7)$$

Определим нагрузки в линии привода и оценим нагрузочную способность двигателя для условий прокатки контрольного примера.

1. Определим момент сопротивления полосы при протяжке ее в роликах (формула (8.1)) при значении коэффициента трения качения сталь по стали

$$k = 0{,}5 \cdot 10^{-3} м \text{ и } P_y = 330{,}48\, Н.$$

$$M_1 = 2P_y k = 2 \cdot 517{,}2 \cdot 0{,}5 \cdot 10^{-3} = 0{,}517\ Нм.$$

2. Момент упругого разворачивания полосы из рулона по формуле (8.2)

$$M_2 = \frac{\sigma_y b h_0^2}{6} = \frac{200 \cdot 10^6 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}0^2}{6} = 3{,}33\ Нм.$$

3. Момент трения в подшипниках скольжения тянущего и поддерживающего роликов по формуле (8.3) при $f = 0{,}1$, $d = 20\ мм$

$$M_3 = P_y f d = 517{,}2 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}02 = 1{,}03\ Нм.$$

4. Суммарный момент сопротивления по формуле (8.4)

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3 = 0{,}517 + 3{,}33 + 1{,}03 = 4{,}88\ Нм.$$

5. Статический момент, приведенный к валу электродвигателя при $i = 35$ и $\eta = 0{,}8$ по формуле (8.5)

$$M_{ст} = \frac{M_c}{i\eta} = \frac{4{,}88}{35 \cdot 0{,}8} = 0{,}17\ Нм.$$

6. Статическая мощность двигателя по формуле (8.6)

$$N_{ст} = \frac{M_{ст} \pi n_н}{30} = \frac{0{,}17 \cdot 3{,}14 \cdot 910}{30} = 16{,}62\ Вт < 400\ Вт.$$

Очевидно, что работоспособность двигателя согласно условию (8.7) обеспечена с двадцатикратным запасом.

8.4.2. Вывод о работоспособности привода

Привод в данных условиях вполне работоспособен, так как нагрузка на двигатель не превышает $\frac{16{,}62}{400} 100\% = 4{,}16\%$ от мак-

симально возможной величины. При такой недогруженности привода нет необходимости в проведении проверочных расчетов деталей и узлов привода.

8.5. Исследование работоспособности узлов привода тянущего ролика

Исследование работоспособности привода провести по следующему алгоритму:

- оценить величину коэффициента трения покоя в контакте ролика с подаваемой полосой;
- определить минимальное усилие прижатия ролика к полосе, обеспечивающее его тянущую способность.

8.6. Контрольные вопросы

1. Объяснить назначение, состав и работу привода тянущего ролика.
2. Объяснить смысл оценки работоспособности привода.
3. Пояснить суть проверки двигателя по статической нагрузке.
4. Объяснить влияние изменения коэффициента трения на тянущую способность ролика.
5. Определить предельные условия, при которых не возникнет пробуксовка ролика по полосе.

9. ИЗУЧЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ БАРАБАНА МОТАЛКИ И СТАЛКИВАТЕЛЯ РУЛОНОВ ПРОКАТНОГО СТАНА (Расчетно-лабораторная работа №9)

9.1. Цель работы

Изучить состав и конструкцию гидравлических приводов барабана моталки и сталкивателя рулонов прокатного стана 80/150х180.

9.2. Порядок выполнения

1. Ознакомиться с конструкцией привода механизма вращения барабана моталки. Начертить его гидравлическую схему.
2. Ознакомиться с конструкцией привода механизма изменения диаметра барабана моталки. Начертить его гидравлическую схему.

3. Ознакомиться с конструкцией привода механизма сталкивания рулонов. Начертить его гидравлическую схему.

4. Оформить отчет по работе, в который следует включить:

- цель работы;

- назначение, характеристику и состав оборудования гидравлических приводов.

9.3. Описание и гидравлические схемы приводов барабана моталки и сталкивателя рулонов

Полный гидравлический привод хвостовой части стана предназначен для сматывания прокатываемой полосы в рулон, создания переднего натяжения при прокатке, изменения диаметра барабана моталки и сталкивания с него рулона после завершения процесса прокатки. Общий вид гидроприводов представлен на рис.9.1 и состоит из трех взаимосвязанных механизмов:

- механизма вращения барабана моталки (рис.9.2);
- механизма изменения диаметра барабана моталки (рис.9.3);
- механизма сталкивания рулона (рис.9.4).

Рис.9.1. Общий вид гидропривода моталки и сталкивателя рулонов

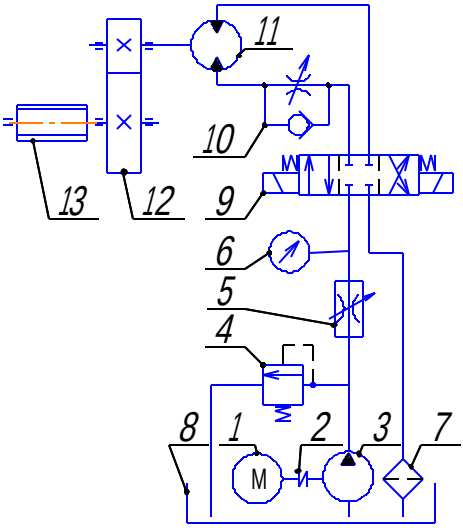


Рис.9.2. Гидравлическая схема вращения барабана моталки

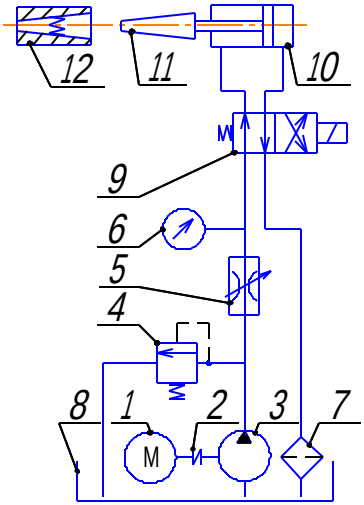


Рис.9.3. Схема гидропривода изменения диаметра барабана моталки

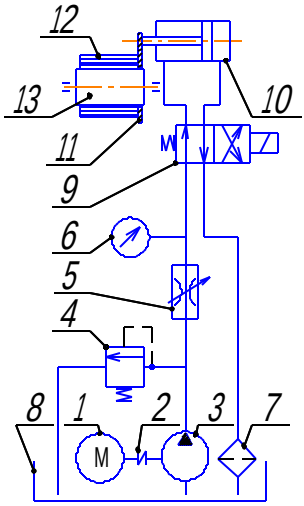


Рис.9.4. Схема гидропривода сталкивателя рулонов

Все механизмы имеют один и тот же источник питания, состоящий из приводного двигателя 1 (см.рис.9.1-9.4) мощностью $N_n = 1{,}1\,кВт$ с частотой вращения вала $n_n = 1400\,об/мин$ и насоса 3, соединенных муфтой 2. В схеме гидропривода предусмотрены предохранительный клапан 4, дроссель 5, манометр 6 и фильтр 7 для очистки масла при сливе его в гидробак 8.

Механизм вращения барабана моталки (см. рис.9.2), кроме того, включает трехсекционный распределитель 9 с электромагнитным управлением, дроссель с обратным клапаном 10, служащий для регулирования давления и расхода рабочей жидкости в системе, гидромотор 11 с двумя направлениями потока масла, одноступенчатый цилиндрический редуктор 12 и четырехсекторный барабан 13 моталки, закрепленный консольно на выходном валу редуктора 12.

В механизм изменения диаметра барабана моталки (см. рис.9.3) дополнительно входит двухсекционный распределитель 9, управляющий гидроцилиндр 10, осуществляющий перемещение клинового затвора 11. Изменение диаметра барабана осуществляется взаимодействием клина 11 с четырьмя подпружиненными подвижными секторами 12 барабана моталки.

Механизм сталкивателя рулонов (см. рис.9.4) дополнительно включает двухсекционный распределитель 9, управляющий гидроцилиндр 10, поршень которого перемещает пластину 11, сталкивающую рулон 12 с барабана 13 моталки.

В связи с тем, что основы расчета гидропривода металлургических машин подробно рассматриваются в специальном курсе «Гидравлика, гидропривод и гидравлические машины», читаемом для студентов-механиков, в данном учебном пособии оценка работоспособности приведенного гидропривода не рассматривается, заведомо предполагая его высокую надежность.

9.4. Контрольные вопросы

1. Назвать назначение и состав полного гидравлического привода хвостовой части стана.
2. Объяснить назначение, устройство и работу механизма вращения барабана моталки.
3. Объяснить назначение, устройство и работу механизма изменения диаметра барабана моталки.
4. Объяснить назначение, устройство и работу механизма сталкивателя рулонов.

10. ОБЩИЙ ВЫВОД О РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПРОКАТНОГО СТАНА В УСЛОВИЯХ КОНТРОЛЬНОГО ПРИМЕРА

Обобщая результаты приведенных расчетов, можно заключить следующее:

- для условий контрольного примера потребная для прокатки мощность превышает номинальную мощность двигателя на 18%, что допускает прокатку только коротких образцов и не допускает производство рулонов;
- одним из слабых мест прокатного стана является станина прокатной клети, общая деформация которой превышает допустимое значение на 25,6% и не позволяет получить прокат требуемой точности по толщине;
- червячный редуктор, установленный в приводе нажимных винтов, для которого не выполняется условие контактной прочности для витков червячного колеса, неработоспособен. Превышение допускаемых напряжений составляет 13%, а коэффициент запаса уменьшается до 1,4. Поэтому при настройке межвалкового зазора во время прокатки не следует включать указанный привод на длительное время.

Приведенные данные говорят о невозможности прокатки рулонных полос в заданных условиях и требуют разработки решений для обеспечения работоспособности указанного оборудования стана.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гулидов И.Н. Оборудование прокатных цехов (эксплуатация, надежность): учеб. пособие. – М.: Интермет Инжиниринг, 2004. – 320 с.:ил.
2. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин: справ. учеб.-метод. пособие. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.:ил.
3. Еремин А.В. Расчет станин прокатных клетей: метод. указания. – Магнитогорск: МГТУ, 2001. – 34 с.
4. Ряховский О.А. Детали машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 543 с.
5. Лукашкин Н.Д., Кохан Л.С., Якушев А.М. Конструкция и расчет машин и агрегатов металлургических заводов. –М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 456 с.
6. Гарбер Э.А., Шадрунов И.А. Контактное взаимодействие валков и полосы при холодной прокатке (новые решения в теории тонколистовой прокатки): учеб. пособие. – Череповец: ЧГУ, 2003. – 145 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3
1. Изучение оборудования прокатного стана, расчет и исследование энергосиловых параметров прокатки (Расчетно-лабораторная работа №1) 4
1.1. Цель работы 4
1.2. Порядок выполнения 4
1.3. Назначение, характеристика и состав механического оборудования лабораторного стана 4
1.4. Алгоритм расчета усилия, момента и мощности прокатки 7
1.5. Контрольный пример расчета энергосиловых параметров 12
1.6. Исследования влияния технологических параметров на усилие, момент и мощность прокатки 15
1.7. Контрольные вопросы 15
2. Изучение, расчет и исследование главного привода прокатного стана (Расчетно-лабораторная работа №2) 16
2.1. Цель работы 16
2.2. Порядок выполнения 16
2.3. Описание и кинематическая схема привода 17
2.4. Алгоритм оценки прочности деталей главного привода 18
2.5. Исследование работоспособности узлов главного привода 41
2.6. Контрольные вопросы 41
3. Изучение, расчет и исследование привода нажимных винтов (Расчетно-лабораторная работа №3) 42
3.1. Цель работы 42
3.2. Порядок выполнения 42
3.3. Описание и кинематическая схема привода 42
3.4. Алгоритм оценки прочности деталей привода нажимных винтов 44
3.5. Исследование работоспособности узлов привода нажимных винтов 51
3.6. Контрольные вопросы 52
4. Изучение, расчет и исследование станины рабочей клети (Расчетно-лабораторная работа №4) 52
4.1. Цель работы 52
4.2. Порядок выполнения 52
4.3. Описание станины 53
4.4. Алгоритм оценки прочности станины 54
4.5. Исследование прочности и жесткости станины прокатного стана 60
4.6. Контрольные вопросы 60
5. Изучение, расчет и исследование привода механизма сведения щековин (Расчетно-лабораторная №5) 61
5.1. Цель работы 61

5.2. Порядок выполнения 61
5.3. Описание и кинематическая схема привода 61
5.4. Оценка работоспособности и пример расчета 63
5.5. Исследование работоспособности узлов привода сведения щековин 65
5.6. Контрольные вопросы 65
6. Изучение, расчет и исследование привода отгибателя конца полосы (Расчетно-лабораторная работа №6) 66
6.1. Цель работы 66
6.2. Порядок выполнения 66
6.3. Описание и кинематическая схема привода 66
6.4. Оценка работоспособности и пример расчета 67
6.5. Исследование работоспособности узлов привода отгибателя конца полосы 70
6.6. Контрольные вопросы 70
7. Изучение, расчет и исследование привода поддерживающего ролика (Расчетно-лабораторная работа №7) 70
7.1. Цель работы 70
7.2. Порядок выполнения 70
7.3. Описание и кинематическая схема привода 71
7.4. Оценка работоспособности и пример расчета 72
7.5. Исследование работоспособности узлов привода поддерживающего ролика 75
7.6. Контрольные вопросы 75
8. Изучение, расчет и исследование привода тянущего ролика (Расчетно-лабораторная работа №8) 75
8.1. Цель работы 75
8.2. Порядок выполнения 75
8.3. Описание и кинематическая схема привода 76
8.4. Оценка работоспособности и пример расчета 77
8.5. Исследование работоспособности узлов привода тянущего ролика 79
8.6. Контрольные вопросы 79
9. Изучение гидравлических приводов барабана моталки и сталкивателя рулонов прокатного стана (Расчетно-лабораторная работа №9) 79
9.1. Цель работы 79
9.2. Порядок выполнения 79
9.3. Описание и гидравлические схемы приводов барабана моталки и сталкивателя рулонов 80
9.4. Контрольные вопросы 83
10. Общий вывод о работоспособности прокатного стана в условиях контрольного примера 83
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 84