

2. СНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ.

2.1. Основные параметры процесса продольной прокатки

Рассмотрим общепринятую схему очага деформации при простом процессе продольной прокатки на гладких валках, который характеризуется прокаткой с постоянной скоростью с обоими приводными валками одинакового диаметра, вращающимися с одинаковой угловой скоростью,

2.1.1. Геометрические и кинематические параметры процесса.

Процесс прокатки характеризуется параметрами, которые условно можно разделить на геометрические, кинематические и физические.

Схема продольной прокатки представлена на рис.2.1. Прокатываемый металл принято

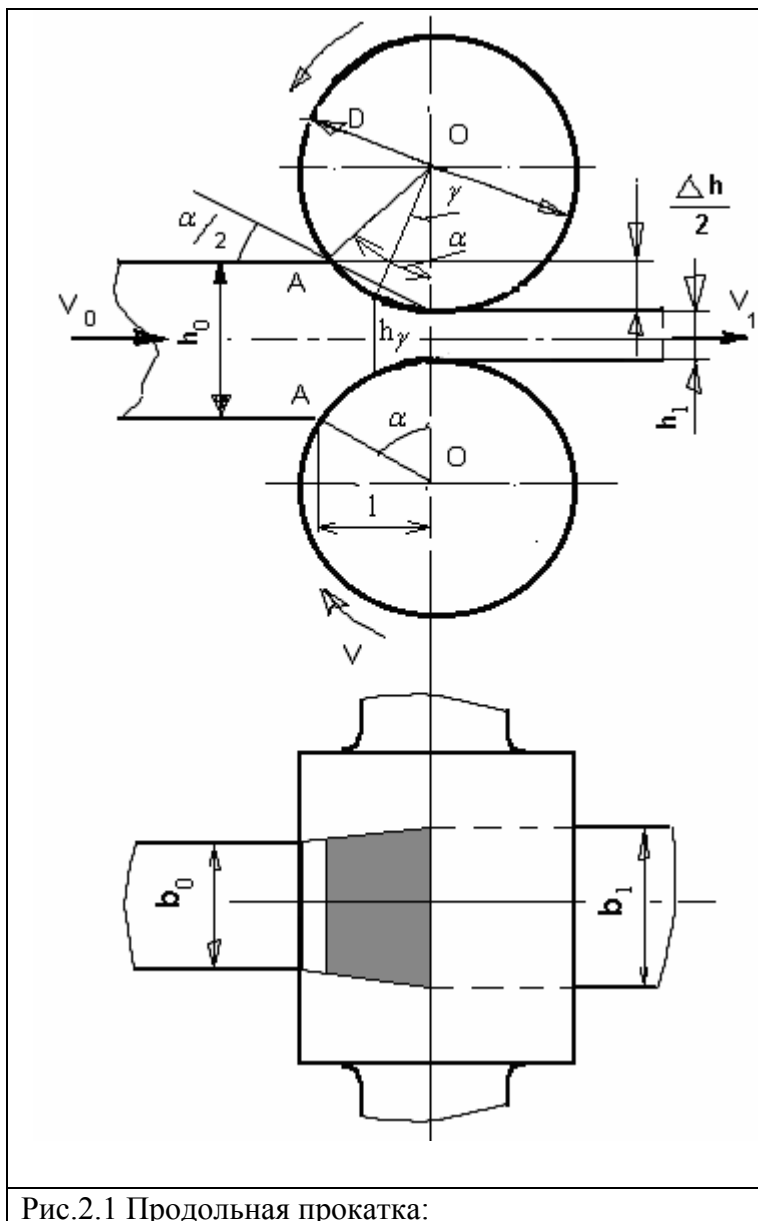


Рис.2.1 Продольная прокатка.

широкой полосы уширением металла пренебрегают, т.е. согласно предыдущим зависимостям

называть *полосой*. Размеры полосы: до прокатки- l_0 (длина), b_0 (ширина), h_0 (высота); после прокатки соответственно l_1 , b_1 , h_1 , α - угол захвата, γ - угол, определяющий положение нейтрального сечения, скорость которого равна окружной скорости валков V_v . Приведем некоторые известные зависимости.

Закон постоянства объема:

$$Y_0 = Y_1 = h_0 b_0 l_0 = h_1 b_1 l_1 = F_0 l_0 = F_1 l_1 = \text{const.}$$

Абсолютное обжатие:

$$\Delta h = h_0 - h_1.$$

Вытяжка (относительное удлинение):

$$F_0 / F_1 = l_1 / l_0 = \lambda.$$

Относительное обжатие:

$$\varepsilon = \Delta h / h_0.$$

Уширение:

$$\Delta b = b_1 - b_0.$$

При прокатке тонкой

$$\lambda = l_1 / l_0 \cong h_0 / h_1 = 1 / (1 - \varepsilon) \text{ или } \varepsilon = 1 - 1 / \lambda.$$

Длина дуги контакта (для абсолютно жестких валков) - горизонтальная проекция хорды дуги захвата AB :

$$l = \sqrt{0,5D\Delta h - (\Delta h)^2 / 2} \approx \sqrt{0,5D\Delta h} \quad (2.1)$$

Если диаметры валков различны, то $l = \sqrt{0,5D_n\Delta h}$, где D_n – приведенный диаметр валков, $D_n = 2 D_1 D_2 / D_1 + D_2$.

Опережение:

$$S = \frac{V_1 - V}{V} \quad (2.2)$$

где V_1 – скорость полосы по выходе из валков, V – окружная скорость валков.

Формула опережения С.Финка

$$S = (1 - \cos \gamma) \left(\frac{D}{h_1} \cos \gamma - 1 \right). \quad (2.3)$$

Формула Экелунда(упрощенная формула С.Финка):

$$S = (\gamma^2 / 2)(D/h_1 - 1) \quad (2.4)$$

Во многих случаях, особенно при прокатке тонких листов и лент, когда $D \gg 1$, применима формула Головина – Дрездена

$$S = \gamma^2 D / 2h_1$$

Скорость деформации:

$$u_x = d\varepsilon / dt = dh_x / dt \cdot l/h_x, \quad (2.5)$$

где координата x совпадает с направлением прокатки.

Для практических расчетов А.И.Целиков рекомендует использовать усредненную по очагу деформации *среднюю скорость деформации*

$$u_c = v_1 \varepsilon / l \quad (2.6)$$

или

$$u_c = \alpha \frac{v_1}{h_0} \quad (2.7)$$

Формула Экелунда

$$u_c = \alpha \frac{v_6}{h_c}. \quad (2.8)$$

Чтобы учесть уширение при прокатке, В.С.Смирнов предложил использовать следующую формулу

$$u_c = \frac{v_1}{l} \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right). \quad (2.9)$$

Выше приведенная формула для определения длины дуги контакта применима для недеформированных валков. Однако во многих случаях, например, при холодной прокатке тонких полос и других твердых материалов возникают значительные давления в зоне контакта металла с валками. Это приводит к упругой деформации валков и полосы, что искажает и увеличивает длину дуги захвата. Данное обстоятельство необходимо учитывать, иначе расчеты могут оказаться значительно заниженными.

Основой для определения приращения длины дуги контакта служит решение Герца об упругом сжатии двух цилиндров длиной L и диаметрами D_1, D_2 (Рис.2.2,а).

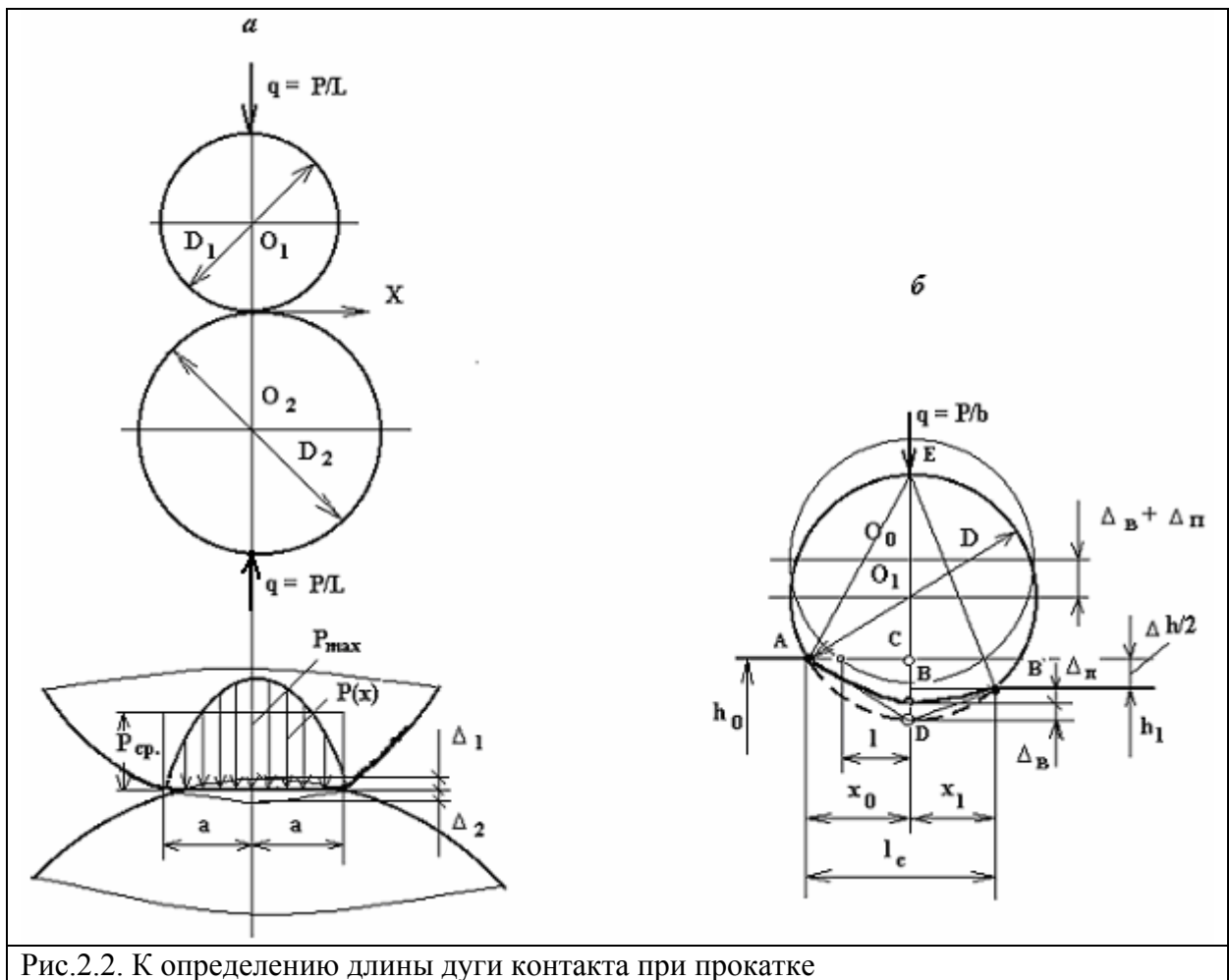


Рис.2.2. К определению длины дуги контакта при прокатке

Под действием сжимающей силы P в области контакта образуется площадка шириной $2a$

$$a = \sqrt{2q(k_1 + k_2)R_{np}} \quad (2.10)$$

где $q = P/L$ – усилие на единицу длины цилиндра; k_1, k_2 – упругие постоянные материала цилиндров: $k_1, k_2 = (1 - \mu_{1,2}^2)/\pi E$, где $\mu_{1,2}$ и $E_{1,2}$ – соответственно коэффициенты

Пуассона и модули упругости материала цилиндров; $R_{пр.}$ - приведенный радиус цилиндров: $R_{пр} = \frac{2R_1R_2}{R_1 + R_2}$.

Формулу Герца применяют и для случая определения длины дуги контакта с учетом упругой деформации валков, приняв полосу за второй цилиндр, диаметр которого равен бесконечности ($D_2 = \infty$), а упругой деформацией полосы пренебрегаем ($k_2 = 0$). Кроме того, принимаем: $x_1 = a$, $q = 2ap_{cp}$ (Рис.2,б). Подставив указанные величины в формулу (2.10) и опуская индексы, получим формулу Хичкока [В.С.]

$$x_1 = 4kDp = 4 \frac{1-\nu^2}{\pi E} Dp_{cp} \quad (2.11)$$

Из геометрических соотношений (см. Рис.2.2,б) следует

$$l_c = x_0 + x_1 = \sqrt{0,5D\Delta h + x_1^2} + x_1 \quad (2.12)$$

Подробнее вывод формулы (2.12) приведен в работах [1,2].

Однако проведенные исследования [39] показали, что формула (2.11) по сравнению с формулой (2.10) дает заниженные результаты расчета сплюсненной длины дуги захвата, а, следовательно, и усилия прокатки. На это обстоятельство в свое время указывали и А.И.Целиков и В.С. Смирнов. Дело в том, что при принятом алгоритме вычислений определяется лишь среднее давление металла на валки, а погонное давление учитывается только опосредованно через величину сплюсненной длины дуги захвата, т.е. не соблюдается эквивалентность заменяемой нагрузки.

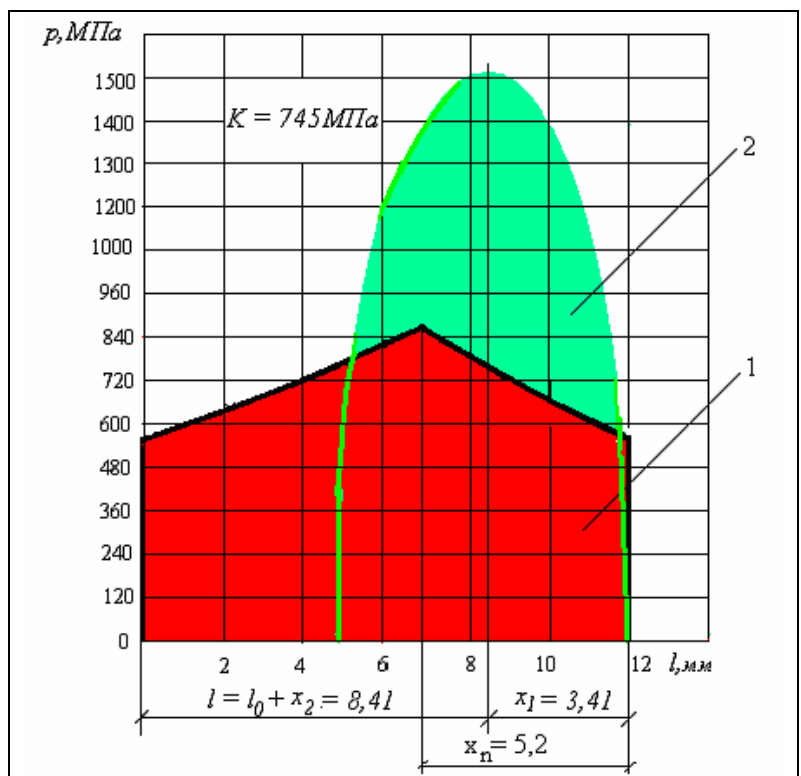


Рис. 2.3 Иллюстрация к определению длины дуги захвата с учетом деформации валка при холодной прокатке полосы из стали 08пс на стане 1700 в 4-клетях: $h_n = 0,947$ мм; $h_1 = 0,75$ мм; $b = 1250$ мм; $\nu = 0,0307$; $R = 300$ мм; $R_f = 730$ мм

Строго говоря, по этой причине формула (2.11.) не является научно обоснованной, так как не предполагает эквивалентную замену эпюры контактных напряжений при прокатке эллиптической эпюрой взаимодействия валок - полоса по - Герцу.

Преобразуем формулу (2.1.), приняв $R_1 = R_2 = R$; $\nu_1 = \nu_2 = \nu$; $E_1 = E_2 = E$. В результате получим

$$b = \sqrt{\frac{4qR(1-\nu^2)}{\pi E}} \quad (2.13)$$

Если в полученную формулу подставить $q = x_1 p_{cp}$ (в принятых обозначениях $b = x_1$), то получим формулу (2.11). Это свидетельствует о том, характер взаимодействия полосы и валков при принятых допущениях эквивалентен взаимодействию двух валков одного диаметра с одинаковыми упругими характеристиками.

Формуле (2.13) следует отдать предпочтение, т.к. ею предусмотрена эквивалентная замена действительной эпюры контактных напряжений в очаге деформации 1 эллиптической 2, как это предусматривается решением Герца (рис.2.3).

1.1.2 Условия захвата.

В начальный момент прокатки(Рис.2.4,а) в общем случае действуют давление прокатки P , сила трения T , вталкивающая сила Q , и сила инерции J . Полоса будет захвачена валками, если будет выполнено условие:

$$Q + J + 2T \cos \alpha \geq 2P \sin \alpha. \quad (2.14)$$

При $Q = 0$ и $J = 0$ имеем *естественное условие захвата*:

$$2T \cos \alpha \geq 2P \sin \alpha$$

Так как $T = \mu P$ и $\tan \alpha \cong \alpha$ то естественное условие захвата будет иметь вид

$$\alpha \leq \mu \quad (2.15)$$

Как известно,

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

Принимая $\tan \alpha \approx \alpha$, получим иную форму условия захвата

$$\frac{\Delta h}{R} \leq \mu^2. \quad (2.16)$$

При установившемся процессе прокатки силовая схема изменяется (см. рис.2.4,б) точка приложения равнодействующей усилия и силы трения смещается в направлении прокатки; кроме того, в общем случае на металл действуют переднее / $\sigma_0 * F_0$ / и заднее / $\sigma_0 * F_0$ / натяжение. Условие захвата при установившемся процессе прокатки выразится следующим образом:

$$T \cos \gamma + \sigma_1 F_1 \geq P \sin \gamma + \sigma_0 F_0. \quad (2.17)$$

Естественное условие захвата /когда отсутствует переднее и заднее натяжение/ при установившейся прокатке аналогично условию захвата в начальный момент, т.е.

$$\gamma \leq \mu, \quad (2.18)$$

где γ - угол, определяющий положение нейтрального сечения при установившемся процессе прокатки.

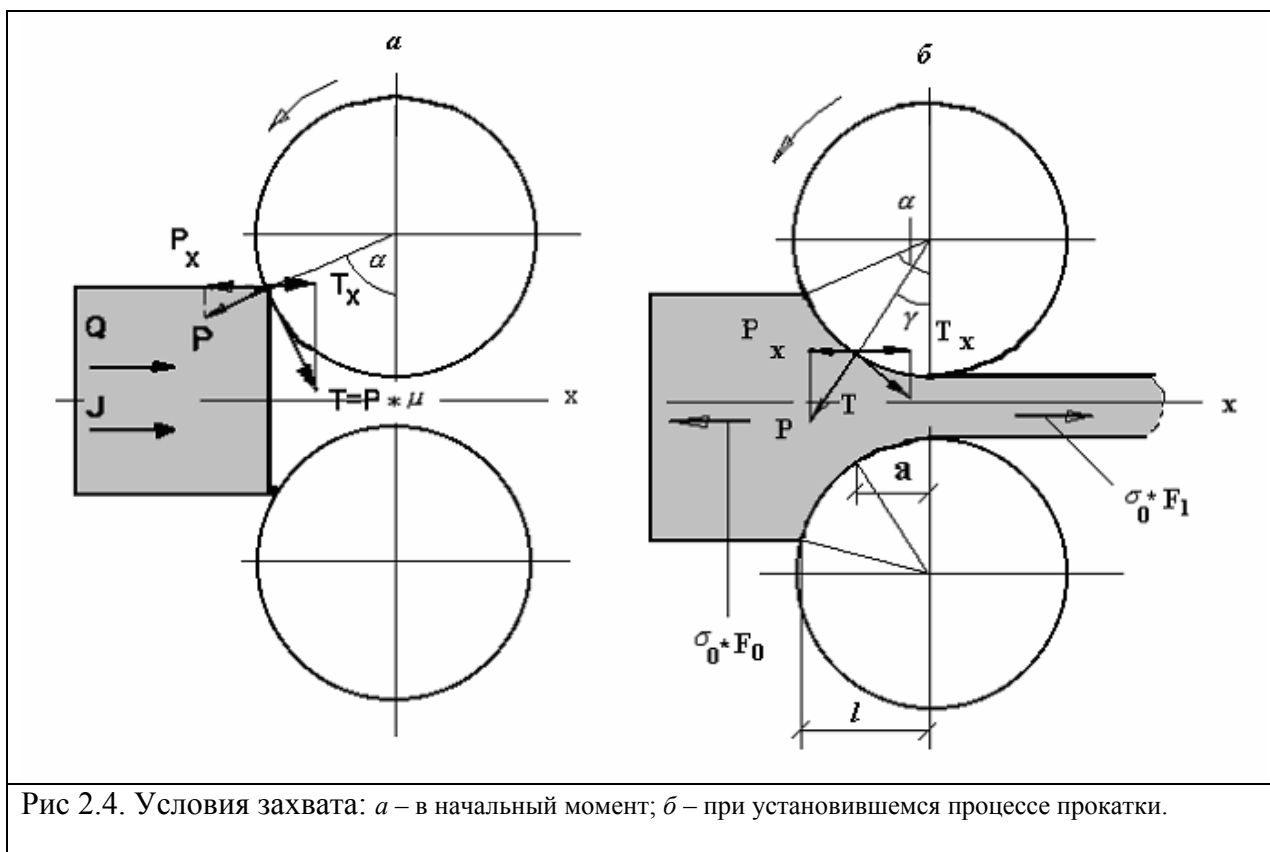


Рис 2.4. Условия захвата: *a* – в начальный момент; *б* – при установившемся процессе прокатки.

Значение угла γ , определяющего положение равнодействующей, во многих случаях принимают равным $\frac{\alpha}{2}$, а значит, условие захвата при установившемся процессе примет

вид

$$\frac{\alpha}{2} \leq \mu \quad (2.19)$$

Это свидетельствует о том, что при установившемся процессе прокатки угол захвата может быть больше, чем в начальный момент. Чтобы использовать резервные возможности установившегося процесса применяют принудительную задачу полосы или прокатку на клин. Оба способа эффективно применяют при прокатке на обжимных и заготовочных станах.

Максимальные углы захвата при продольной прокатке приведены в приложении 1.

2.1.3. Давление металла на валки

Давление металла на валки характеризуется совокупностью действующих в очаге деформации напряжений и зависит от многочисленных факторов: температуры металла, размеров полосы, режима обжатий, коэффициента трения, скорости прокатки, натяжения, упрочнения металла в процессе прокатки и др. От величины и характера распределения давления в очаге деформации зависит момент, мощность и расход энергии при прокатке, износ и срок службы валков.

Рассмотрим общепринятую схему очага деформации при простом процессе продольной прокатки (Рис.2.5). Для определения давления металла на валки P и координаты точки приложения равнодействующей (координата – a) необходимо определить закон распределения нормальных контактных напряжений по линии контакта валков с металлом. Для этого запишем условия равновесия всех внешних и внутренних сил, действующих на бесконечно малый элемент размером $dx \times h_x$, с учетом того, что

контактные касательные напряжения τ_x направлены в противоположные стороны относительно *нейтрального сечения*, (в котором они равны нулю):

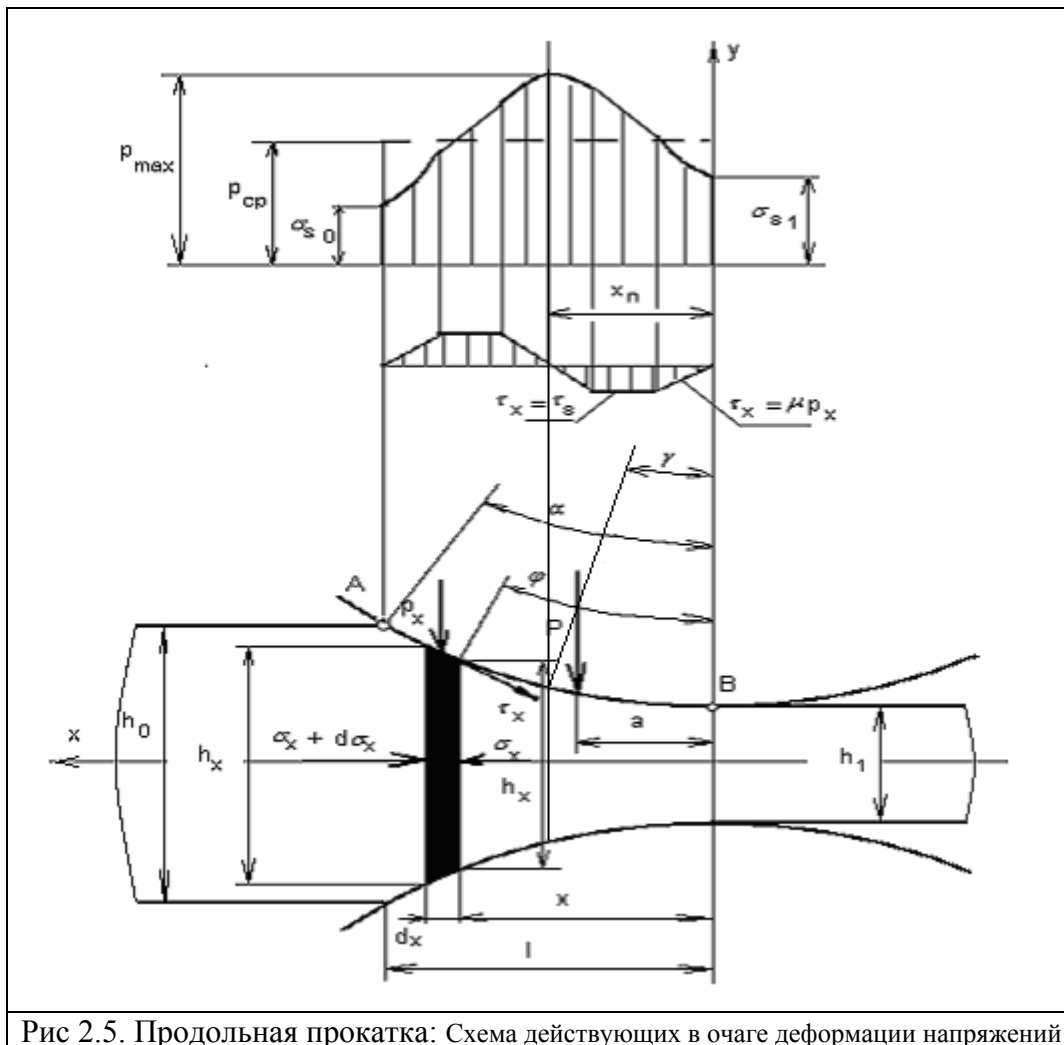


Рис 2.5. Продольная прокатка: Схема действующих в очаге деформации напряжений

$$\sum X = p_x \frac{d_x}{\cos \alpha_x} \sin \alpha_x \mp \tau_x \frac{d_x}{\cos \alpha_x} \cos \alpha_x + \sigma_y y - (\sigma_y + d\sigma_y)(y + dy) = 0$$

Принимая $\tan \alpha_y = dy/dx$, после преобразований получим уравнение Кармана:

$$\frac{d\sigma_x}{dx} + \frac{\sigma_x - p_x}{y} \frac{dy}{dx} \pm \frac{\tau_x}{y} = 0$$

Условие пластичности примем в виде: $\sigma_x - p_x = k$,
где k – сопротивление пластической деформации. Согласно В.С. Смирнову

$$k = n_\beta n_{\text{в.з.}} n_v n_n \sigma_s, \quad (2.20)$$

где n_β – коэффициент напряженного состояния, учитывающий влияние ширины полосы, принимает значения в пределах $1 \div 1,155$;

$n_{\text{в.з.}}$ – коэффициент, учитывающий влияние внешних зон;

n_v – скоростной коэффициент;

n_n – коэффициент, учитывающий влияние упрочнения (наклепа);

σ_s – предел текучести металла, определенный из испытаний на растяжение.

Касательное напряжения $\tau_x = \mu p_x$

В результате, окончательно получаем дифференциальное уравнение контактных напряжений при простом процессе продольной прокатки:

$$\frac{dp_x}{dx} - \frac{k}{y} \frac{dy}{dx} \pm \frac{\mu p_x}{y} = 0 \quad (2.21)$$

Решение этого уравнения относительно p_x существует, однако при подстановке переменной координаты y получается довольно громоздкая формула, неудобная для практического использования. Применяется ряд способов, чтобы обойти это затруднение. Отметим два наиболее известных.

К более простому решению приводит замена процесса прокатки (обжатия) металла цилиндрическими валками процессом осадки между параллельными плитами (идея эта принадлежит Е. П. Ункову), при этом в зоне отставания ($x > a$) расстояние между плитами равно $h_x = 2y_0 = h_0 = \text{const}$, а в зоне опережения. ($x < a$) $h_x = 2y_1 = h_1 = \text{const}$. Приводим решение, полученное для этого случая [2]:

$$\frac{p_{cp.}}{k} = \frac{1}{m} (e^m - 1), \quad (2.22)$$

где $p_{cp.}$ – среднее контактное напряжение;

$$m = \mu \frac{l}{h_{cp.}}; \quad h_{cp.} = \frac{h_0 + h_1}{2} = h_0 \frac{2 - \varepsilon}{2} = h_0 \frac{2 - \varepsilon}{2(1 - \varepsilon)}.$$

Формула (2.22) дает удовлетворительные результаты **при относительных обжатиях $\varepsilon < 0,4$** .

Другой способ, предложенный А.И.Целиковым, заключается в том, что дуга захвата заменяется хордой АВ, наклоненной к горизонтали под углом $\alpha/2 = \text{const}$ (см.Рис.4). Формула А. И. Целикова имеет вид:

$$\frac{p_{cp}}{k} = \frac{2(1 - \varepsilon)}{\varepsilon(\delta - 1)} \frac{h_n}{h_1} \left[\left(\frac{h_n}{h_1} \right)^\delta - 1 \right], \quad (2.23)$$

где $\delta = \frac{2\mu}{\alpha}$; h_n – высота полосы в нейтральном сечении.

Королев А. А. упростил формулу (2.23), исключив из нее параметры h_n и h_1 , в результате

$$\frac{p_{cp}}{k} = \frac{2}{\varepsilon\delta} \left[\left(\frac{1}{1 - \varepsilon} \right)^{\frac{\delta-1}{2}} - (1 - \varepsilon/2) \right] \quad (2.24)$$

При прокатке полос **средней толщины** ($l/h_{cp} = 0,5 - 2,0$) [106], тогда

$$p_{cp} = 1,15 \sigma_s 0,5(1/h_{cp} + h_{cp}/l) \quad (2.25)$$

При прокатке **высоких полос** ($l/h \leq 1$) применима формула А. А. Королева:

$$P_{cp.} = n_{\text{в.з.}} k \left(1 + \frac{\mu \cdot l}{2 \cdot h_{cp.}} \right), \quad (2.26)$$

где $n_{\text{в.з.}} = \left(\frac{l}{h_{cp.}} \right)^{-0,4}$ - коэффициент внешних зон.

Для очагов деформации $l/h < 0,5$ В.С. Смирнов предлагает определять коэффициент влияния внешних зон следующую формулу:

$$n_{\text{в.з.}} = 2 - \sqrt{\frac{l}{h}}. \quad (2.27)$$

При прокатке высоких полос можно также использовать формулу В. М. Луговского:

$$P_{cp} = 1,44 \sigma_s \left[\frac{h_{cp}}{l} + \frac{l}{h_{cp}} - 0,2 \right]. \quad (2.28)$$

При прокатке **с натяжением** среднее контактное напряжение значительно меньше, чем при прокатке без натяжения. При прокатке с натяжением и обжатием $\varepsilon < 0,4$ принимают [2]

$$p_{cp.}'' = p_{cp.} n_{\sigma} = p_{cp.} (1 - \sigma_{cp.}/k_{cp.}), \quad (2.29)$$

где $p_{cp.}$ – среднее контактное напряжение при прокатке без натяжения; определяют по формулам (2.22) или (2.24); $\sigma_{cp.} = (\sigma_0 + \sigma_1)/2$ – среднее натяжение полосы; $k_{cp.} = (k_0 + k_1)/2$;

$n_{\sigma} = 1 - \sigma_{cp.}/k_{cp.}$ – коэффициент подпора.

Определение $p_{cp.}$ **с учетом упругого сплющивания валков**. В этом случае при определении среднего контактного напряжения необходимо совместно решать одно из уравнений (2.22), (2.6) и уравнение (2.12), при этом вместо параметра $m = \mu \frac{l}{h_{cp.}}$ следует

принимать параметр $m_c = \mu \frac{l_c}{h_{cp.}}$, имея в виду, что $m_c > m$. Примем наиболее общий

случай – прокатку с натяжением, тогда система уравнений будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} p_{cp.}'' &= k_{cp.} \frac{1}{m_c} (e^{m_c} - 1) n_{\sigma} \\ l_c &= \sqrt{0,5D + x_1^2} + x_1 \\ x_1 &= \sqrt{\frac{4qR(1-v^2)}{\pi E}} \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

Чисто технически процедура определения p_{cp} такова. В первой итерации определяем среднее контактное напряжение для абсолютно жестких валков. Затем по второй формуле системы, используя выражение для x_1 , определяем l_c . Полученный результат подставляем в первую формулу системы (2.30) и определяем $p_{cp}^{(2)}$ во второй итерации. Данный алгоритм завершаем по достижении заданного приближения (точности).

При решении системы (2.30) может иметь случай, когда ряд из значений $p_{cp}^{(n)}$ расходится. Это может означать невозможность получения при исходных параметрах прокатки заданную толщину полосы.

Для приближенных расчетов при определении m_c можно использовать формулу А.А.Королева:

$$m_c = \frac{b_c}{2(1-0,6b_c)} \left[1 + \sqrt{1 + (2m^2) \frac{1-0,6b_c}{b_c^2}} \right] \quad (2.31)$$

$$\text{где} \quad b_c = 4 \frac{1-\mu^2}{\pi E} (k_{cp} - \sigma_{cp}) \frac{D\mu}{h_{cp}}, \quad (2.32)$$

при условии, что $b_c < 0,45$.

Для определения минимальной (предельной) толщины полосы, при которой наступает предел возможности ее деформации ($\varepsilon = 0$), исследуем на экстремум параметр b_c , как функцию от m_c . Решая совместно систему уравнений (2.30), получим

$$b_c = \frac{m_c^2 - m^2}{e^{m_c} - 1} \quad (2.33)$$

При $\varepsilon = 0$ $m = 0$ и т. о. $b_c = m_c^2 / (e^{m_c} - 1)$.

Функция имеет максимум, если $b'_c = e^{m_c} (2 - m_c) - 2 = 0$. Это уравнение имеет единственное решение при $m_c = 1,594$, чему соответствует значение параметра $b_c = b_c^{\max} = 0,648$. Подставляя это значение и формулу (2.31), получим **значение минимальной(предельной) толщины полосы** :

$$h_{cp} = h_0 = h_{min} = 1,55C(k_{cp} - \sigma_{cp})D\mu, \quad (2.34)$$

где $C = 4(1 - \nu^2) / \pi E$.

Решая уравнение(2.34) относительно диаметра рабочего валка, получим величину **максимального диаметра** валка, обеспечивающего получение полосы заданной толщины:

$$D_p \leq \frac{0,28E}{\mu(K_{cp} - \sigma_{cp})} h_{min} \quad (2.35)$$

Давление металла при прокатке сортовых профилей

Горячей прокатке сортовых профилей сопутствует ряд дополнительных факторов (неравномерность деформации, трение на боковых стенках калибра), которые значительно усложняют анализ процесса прокатки сортовых профилей, в.т. числе и определение

давление металла на валки. Обычно для определения давления металла используют эмпирическую формулу, являющуюся результатом обработки опытных данных[2]:

$$P_{cp}/k = n_k, \quad (2.36)$$

где n_k – коэффициент напряженного состояния металла при прокатке в калибрах (коэффициент формы калибра);

$$n_k = a \left(\frac{l}{h_{cp.}} + b \frac{h_{cp.}}{l} \right) > 1, \quad (2.37)$$

где a и b – коэффициенты, зависящие от формы калибров; $h_{cp.}$ – средняя приведенная толщина полосы в очаге деформации; l – длина дуги контакта.

Для очагов деформации в пределах $1 < l/h_{cp.} < 2$ рекомендуется принимать следующие

значения a и b :

- 1) $a = 0,5$; $b = 1$ – прокатка простых профилей (узкая полоса, плоский овал), когда деформацию можно считать двухмерной (плоской);
- 2) $a = 0,6$; $b = 0,8$ – для овальных и круглых калибров;
- 3) $a = 0,7$; $b = 0,5$ – для квадратных и ромбических калибров;
- 4) $a = b = 0,8$ – для фасонных закрытых калибров.

Для очагов деформации, когда $l/h_{cp.} > 2$ и деформацию можно считать плоской, коэффициент формы калибра равен

$$n_k = 0,75 + 0,25l/h_{cp.} \quad (2.38)$$

Более сложно определяется площадь контактной поверхности при прокатке в калибрах, когда обжатие по ширине полосы распределяется неравномерно. Эта задача решается *графическим*, *графоаналитическим* или *аналитическим методами*.

При графическом определении F_k калибр вместе с прокатываемой полосой вычерчивают в трех проекциях, причем горизонтальная проекция является искомой и строится при помощи двух других (рис.2.6). Через профиль, входящей в калибр полосы проводят несколько вертикальных сечений: 1, 2, 3, 4 и т.д. В

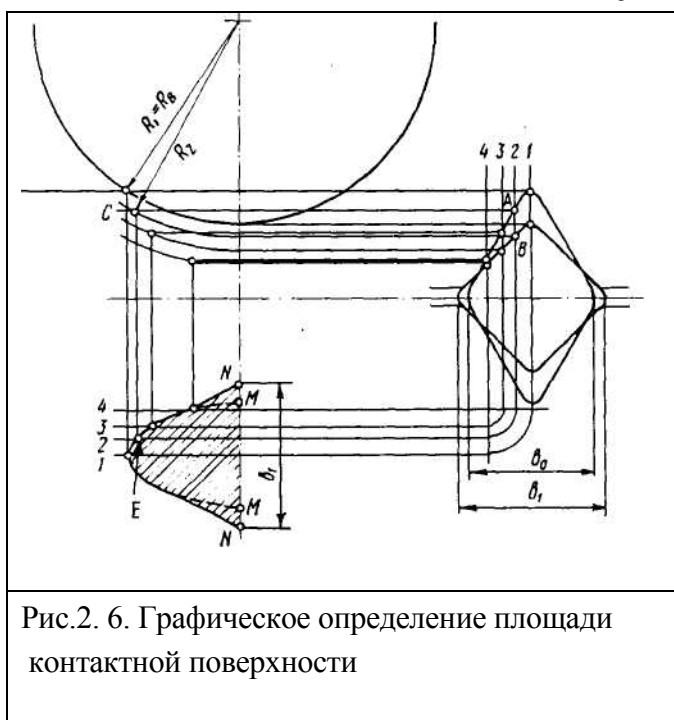


Рис.2. 6. Графическое определение площади контактной поверхности

каждом сечении графически определяют величину обжатия, радиус валков и длину очага деформации. Например, рассмотрим сечение 2. Здесь обжатие составляет $\Delta h_2 = 2(AB)$. Проведя из точки B горизонтальную линию до пересечения с осевой линией валков, определяем соответствующий катающий радиус K_T . Далее из точки A проводим горизонтальную линию до пересечения с окружностью радиуса K_2 , в результате получаем точку C . Проектируя точку C на горизонтальную плоскость, находим точку E . Аналогичные операции выполняют для других сечений, что позволяет построить по точкам искомую границу контактной поверхности.

Графическим методом можно определить площадь контактной поверхности при прокатке в калибрах даже очень сложной формы. Однако этот метод не лишен недостатков.

Во-первых, графическое построение является трудоемкой операцией, причем всегда вносится некоторая погрешность, связанная с вычерчиванием. Для получения более точных результатов целесообразно вести построение в увеличенном масштабе.

Во-вторых, приходится приближенно учитывать влияние уширения полосы на площадь контактной поверхности. Если пренебречь уширением, то граница контактной поверхности на рис. 5. будет соответствовать пунктирным линиям, выходящим в точки M . Вместе с тем очевидно, что ширина контактной поверхности в плоскости выхода равна или почти равна конечной ширине полосы b_1 . Для более правильного определения F_k в плоскости выхода проставляют точки N , которые плавными (касательными) линиями соединяют с основной контурной линией проекции.

В-третьих, не учитывается вне контакта высотная утяжка полосы, которая при прокатке в калибрах может быть значительной.

В целом погрешность в определении F_k графическим методом составляет 5-6 %.

Графоаналитический метод, разработанный А. А. Динником, близок к графическому. Также необходимо построить в совмещенном виде профили калибра и прокатываемой полосы, а затем провести ряд вертикальных сечений, в которых определяют значения Δh и R . Однако длину очага деформации в каждом сечении определяют не графическим построением, а расчетом по известной формуле.

Аналитический метод определения F_k заключается в использовании формул, полученных при помощи уравнений аналитической геометрии. Для ряда простых калибров такие формулы разработаны В. Г. Дроздом:

1. Для прокатки ромбической полосы в квадратном или ромбическом калибре (см. рис.2.5):

$$F_k = 0,6 b_l \sqrt{R \Delta h} \quad (2.39)$$

2. Для прокатки квадратной полосы в овальном калибре (рис.2.6,а):

$$F_k = 0,54(b_0 + b_1) \sqrt{R \Delta h} \quad (2.40)$$

3. Для прокатки овальной полосы в квадратном, круглом или овальном калибре(рис.2.7):

$$F_k = 0,75 b_l \sqrt{R \Delta h} \quad (2.41)$$

где R и Δh — радиус валков и обжатие по вершине калибра.

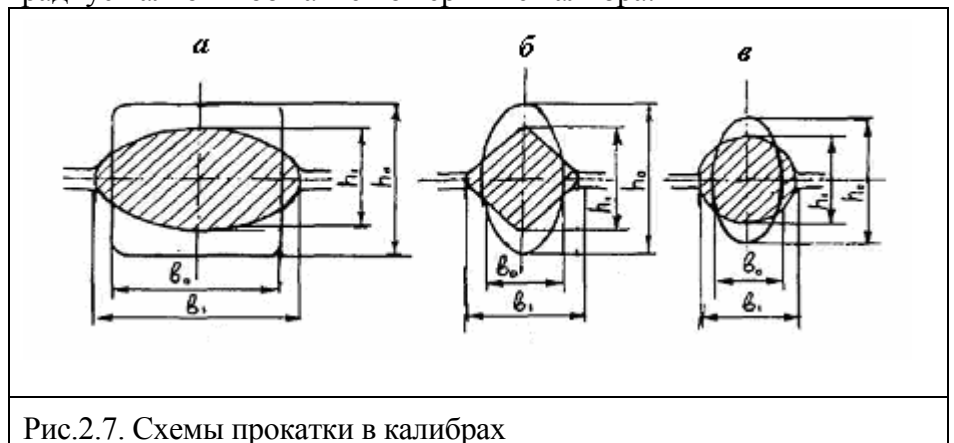


Рис.2.7. Схемы прокатки в калибрах

При прокатке в калибрах других форм площадь контактной поверхности можно приближенно определить аналитически

$$F_k = b_{cp} \sqrt{R_{cp} \Delta h_{cp}} \quad (2.42)$$

Величины R_{cp} и Δh_{cp} определяют *методом приведенной полосы*. Сущность этого метода заключается в том, что калибр и полосу любой формы условно приводят к прямоугольному профилю (той же ширины). При помощи такого приема получим:

$$\Delta h_{cp} = h_{0cp} - h_{1cp} = F_0 / b_0 - F_1 / b_1; \quad (2.43)$$

$$R_{cp} = R_u - h_{1cp}/2 = R_u - F_1/2b_1, \quad (2.44)$$

где h_{0cp} и h_{1cp} – средняя (условная) высота полосы соответственно до и после прокатки; R_u – величина, равная половине расстояния между центрами валков (половине номинального диаметра вала в клети). По некоторым данным литературных источников этот метод дает завышение на 7 – 18 процентов.

При прокатке металла в калибрах определяют *условную толщину полосы (профиля)* в данном проходе:

$$h_0 = \frac{F_0}{b_0}; \quad h_1 = \frac{F_1}{b_1}; \quad \Delta h = h_0 - h_1; \quad h_{cp} = (h_0 + h_1)/2; \quad b_{cp} = (b_0 + b_1)/2.$$

2.1.4. Рекомендации по определению коэффициента трения

Коэффициент трения μ определяется условиями прокатки.

При горячей прокатке ($t > 700^\circ\text{C}$) коэффициент трения определяют по формуле Эжелунда:

$$\mu = n_1 \cdot (1,05 - 0,0005 \cdot t) \cdot n_2, \quad (2.45)$$

где n_1 – коэффициент, характеризующий шероховатость поверхности: $n_1=1,0$ для стальных валков с грубой поверхностью; $n_1=0,8$ для чугунных валков с закалённой поверхностью; n_2 – коэффициент, учитывающий скорость прокатки: для скоростей 1, 5, 10 и 20 м/сек соответственно $n_2=1,0; 0,9; 0,8; 0,75$ и $0,7$.

При холодной прокатке:

1. При прокатке жести на шлифованных валках с весьма хорошей смазкой полосы:
 - пальмовым маслом.....0,03÷0,04;
 - оливковым маслом.....0,055;
 - эмульсией пальмового масла.....0,05÷0,065;
 - касторовым маслом.....0,045;
 - ланолином.....0,04.
2. При прокатке тонких стальных листов и полосы на шлифованных валках с хорошей смазкой:
 - эмульсией минерального масла.....0,07÷0,1;
 - эмульсией пальмового (касторового) масла.....0,06÷0,08.
3. При дрессировке листов и полосы на шлифованных валках всухую (без смазки)...0,12÷0,15.

2.1.5. Рекомендации по определению истинного сопротивления пластической деформации

Данные по сопротивлению деформации в условиях статического нагружения для различных металлов и температур можно найти в работах [17,74]. При аналитическом определении чаще всего применяют аппроксимирующую формулу [10]

$$\sigma_s = \sigma_{s0} + a\varepsilon^n, \quad (2.46)$$

где a, n – эмпирические коэффициенты, зависящие от химсостава стали, ε – относительное обжатие.

По данным А. В. Третьякова для группы низкоуглеродистых сталей (Ст1, Ст2, 08кп, 10, 20, 09Г2)

$$\sigma_s = \sigma_{s0} + 33,4\varepsilon^{0,6}. \quad (2.47)$$

Для большинства сталей можно принять [106]

$$\sigma_s = \sigma_{s0} + A\sqrt{\varepsilon}, \quad (2.48)$$

и лишь для сильно наклепываемых металлов, например, коррозионностойких сталей

$$\sigma_s = \sigma_{s0} + A\sqrt{\varepsilon} + B\varepsilon, \quad (2.49)$$

где A, B – эмпирические коэффициенты, значения которых приведены в табл.1

Т а б л и ц а 1 К определению предела текучести металла

Марка стали	A	B
Ст2, 08кп, 08Ю, 10, 20, 50ХФА, 08Х13, 23Х2НВФА, 12Х21Н5Т	50-60	0
20А, 35, 10Г2, 12Х5МА, 25ХГСА, 30ХГСА.	60-75	0
40, 45, 50, 85ХФ	80-95	0
85, 65Г	110-120	0
Динамная сталь, У8А, У10А	30-50	3,5
12Х18Н9, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т	100-120	3,5

2.1.6. Данные по скоростным условиям деформации

Характерные значения средней скорости деформации приведены в табл.2

Т а б л и ц а 2 Скоростные условия прокатки на станах различных типов [106]

Станы	Максимальная Скорость прокатки v_s , м/с	Скорость деформации $\dot{\varepsilon}$, с ⁻¹
Обжимные (блужинги, слябинги)	5-6	0,5-10
Заготовочные	5-7	0,5-30
Крупно- и среднесортные	10-15	1-50
Мелкосортные	20-25	1-250
Проволочные	60-100	До 1000
Толстолистовые	5-6	1-25
Широкополосные непрерывные (горячей прокатки)	20-25	До 500

2.1.7. Давление металла на валки

Полное давление металла на валки равно произведению среднего контактного напряжения p_{cp} на площадь поверхности контакта металла с валками $F=b \times l$ (или $b_{cp} \times l$), т.е.

$$P = p_{cp}.lb, \quad (2.50)$$

где p_{cp} – среднее контактное напряжение, определяемое по одной из формул (2.60), - 2.28),(2.28)- (2.29); b_{cp} – средняя ширина полосы, при незначительном уширении $b_{cp} = b_1$

2.1.8. Момент прокатки.

Согласно схеме, представленной на рис.4, суммарный момент прокатки, действующий на оба валка равен

$$M = 2Pa \quad (2.51)$$

где P – полное давление металла на валки, определяемое из выражения (2.50);

a – координата точки приложения равнодействующей P (или *плечо равнодействующей*).

Координата точки приложения равнодействующей совпадает с координатой центра тяжести эпюры контактных напряжений и может быть определена по известным формулам статики:

$$a = \frac{\int_0^l xp_x dx}{P} = \frac{\int_0^l xp_x dx}{p_{cp}.lb} \quad (2.52)$$

В практических расчетах широко используется также следующая формула определения момента прокатки:

$$M = 2P\psi l, \quad (2.53)$$

где ψ - коэффициент плеча равнодействующей ($\psi = a/l$),

Определим ψ , используя уравнение (2.42), получим

$$\psi = \frac{\int_0^l xp_x dx}{p_{cp}.l^2b}. \quad (2.54)$$

Решая уравнение (2.54), А.А. Королев получил формулу для определения коэффициента плеча равнодействующей

$$\psi = \frac{1}{2-\varepsilon} \left[1 - \varepsilon \left(\frac{e^m}{e^m - 1} - \frac{1}{m} \right) \right]. \quad (55)$$

При $m = \mu l / h_{cp} \leq 0,5$

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1 - \varepsilon/2} \cdot \left(1 - \varepsilon \frac{1+m}{2+m} \right). \quad (2.56)$$

Для сортовых профилей

$$\psi = \frac{0,5}{l_y} \left(a - \frac{\mu h_{cp}}{4} \right), \quad (2.57)$$

где l_y – координата центра тяжести контактной площади металла с валками относительно точки выхода металла из валков.

По литературным данным величина коэффициента плеча равнодействующей при прокатке изменяется в пределах $0,67 \div 0,19$ [35]. Для холодной прокатки эта величина находится в пределах $0,19 \div 0,35$.

Энергетический способ определения момента прокатки.

Применение этого способа позволяет исключить необходимость определения коэффициента приложения равнодействующей при определении момента прокатки. Основой для получения выражения, определяющего момент прокатки, служат известные формулы:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{A}{\omega t}; \quad A = p_{cp} V \ln \frac{h_0}{h_1} \quad (2.58)$$

где N – мощность рассматриваемого пропуска; ω – угловая скорость валков; t – время прокатки полосы; A – работа деформации; p_{cp} – среднее контактное напряжение в очаге деформации; $V \ln \frac{h_0}{h_1}$ – смещенный объем. Приняв $\omega = v/D$, $V = b h_1 t$, $v_1 = v(1+s)$ (где v – линейная скорость валков; s – опережение; v_1 – скорость полосы; D – рабочий диаметр валков; V – объем полосы) и совместно решая систему приведенных уравнений, получим

$$M = \frac{1}{2} p_{cp} \cdot \ln \frac{h_0}{h_1} h_1 b D (1+s) \quad (2.59)$$

Приравняв выражения для моментов прокатки (2.53) и (2.59), получим формулу для определения коэффициента плеча равнодействующей

$$\psi = \frac{1}{4} \frac{\ln \frac{h_0}{h_1} h_1 D (1+s)}{l^2}. \quad (2.60)$$

Опережение определяется формулой[1]

$$S = \frac{D}{2h_1} \gamma^2 \quad (2.61)$$

где γ - угол нейтрального сечения:

$$\gamma = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{2\mu} \right) \quad (2.62)$$

Определим опережение, не прибегая к определению угла γ и коэффициента трения μ при прокатке, для чего запишем формулы, определяющие среднюю скорость деформации при прокатке, предложенные соответственно А. П. Грудевым и Эжелундом[106]:

$$u_{cp} = v_1 \frac{\alpha}{h_0}; \quad u_{cp} = v \frac{\alpha}{h_{cp}}. \quad (2.63)$$

Определив из системы уравнений скорость выходящей из валков полосы v_1 и подставив это значение в выражение (2.2), получим

$$S = \frac{h_0}{h_{cp}} - 1. \quad (2.64)$$

Таким образом, мы получили более короткий путь определения опережения при расчете момента прокатки.

Приведенные выводы справедливы и для прокатки с натяжением. Работа деформации в этом случае складывается из работы валков A_e и работы переднего A_I и заднего A_0 натяжения:

$$A = A_e + A_I - A_0 \quad (2.65)$$

Отсюда работа, совершаемая валками

$$A_e = A - A_I + A_0 \quad (2.66)$$

Очевидно, что

$$T_I = \sigma_1 h_1 b_1; \quad A_I = T_I v_1 t = T_I L_1 = T_1 \frac{V}{h_1 b_1} = \sigma_1 V \quad (2.67)$$

$$T_0 = \sigma_0 h_0 b_0; \quad A_0 = T_0 v_0 t = T_0 L_0 = T_0 \frac{V}{h_0 b_0} = \sigma_0 V. \quad (2.68)$$

где T_0, T_I – соответственно усилия переднего и заднего натяжения.

С учетом выражений (2.58), (2.66)-(2.68)

$$A_e = \left(p_{cp} \ln \frac{h_0}{h_1} - \sigma_1 + \sigma_0 \right) V. \quad (2.69)$$

Согласно уравнениям (2.58) и (2.69) момент прокатки, подводимый к валкам равен

$$M_{np} = \left(p_{cp} \ln \frac{h_0}{h_1} - \sigma_1 + \sigma_0 \right) h_1 b_1 R (1 + s). \quad (2.70)$$

2.2 Особые условия прокатки

2.2.1. Простой процесс прокатки Простой процесс прокатки характеризуется прокаткой в двухвалковой клети с обоими приводными валками одинакового диаметра, вращающимися равномерно с одинаковой угловой скоростью. Силовая схема, характеризующая этот процесс, является симметричной относительно оси прокатки (рис.2.8). В соответствии с условиями рассматриваемого процесса прокатки $M_1 = M_2 = M$; $R_1 = R_2 = R$; $a_1 = a_2 = a$; $\beta_1 = \beta_2 = \beta$. Силы давления металла на валки P направлены вертикально и расположены на одной линии действия. Момент прокатки определяется в соответствии выражением (2.41), т.е.

$$M = 2Pa = 2PR \sin \beta \quad (2.71)$$

Силовая схема приведена без учета сил трения в подшипниках валков, однако и в случае учета сил трения это не повлияет на величину и положение равнодействующей в очаге деформации. Изменится лишь момент, который необходимо приложить к валкам, на величину момента трения:

$$M_{кр} = 2Pa + 2M_{тр} = 2PR \sin \beta + Pfd_{ш}, \quad (2.72)$$

где f - коэффициент трения в подшипниках валков; $d_{ш}$ - диаметр шейки валка.

Условия захвата в момент захвата определяются выражением (2.16), а в установившемся процессе прокатки - выражением (2.18).

2.2.2. Прокатка с одним приводным валком

При выводе формул трением в подшипниках пренебрегаем. Равнодействующая силы P , приложенная к верхнему валку, будет проходить через его ось (рис.2.9). На приводной валок эта равнодействующая в силу условий равновесия полосы, находящейся под действием двух сил, должна проходить по линии, проходящей через ось холостого валка.

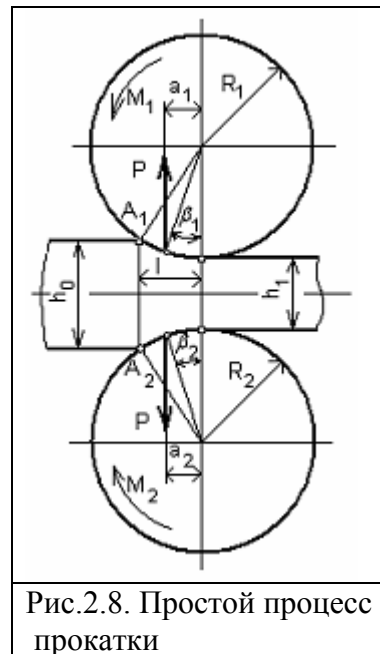


Рис.2.8. Простой процесс прокатки

Момент, необходимый для вращения нижнего приводного валка, равен

$$M_2 = Pa_2 = P(D + h_1)\sin \beta_1, \quad (2.7)$$

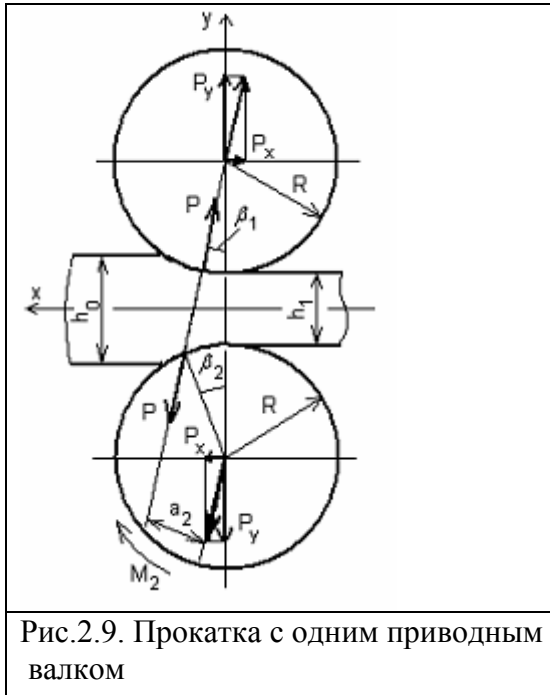


Рис.2.9. Прокатка с одним приводным валком

где β_1 - угол, определяющий точку приложения равнодействующей к холостому валку.

С учетом сил трения в цапфах валков равнодействующая направлена по касательной к кругу трения.

Равнодействующая же нижнего валка и в этом случае находится на одной прямой с силой P , приложенной к верхнему валку (рис.9)

Момент, необходимый для вращения нижнего, валка равен

$$M_2 = P \left[(D + h_1) \sin \beta_1 + f \frac{d}{2} \right], \quad (2.74)$$

где d – диаметр шейки валка; f – коэффициент трения.

Приведем силы, действующие на нижний и верхний валок, к их центрам (см. рис.2.9).

Процедура последовательных преобразований для каждого из валков может быть выполнена так.

Верхний валок: $P \equiv \{P_x, P_y\}$,

Нижний валок: $P \equiv \{P_x, P_y, (P \cdot a_2)\}$.

Рассматривая систему сил в целом, приходим следующему выводу. Вертикальные силы P_y , действующие на верхний и нижний валки, в пределах станины взаимно уравновешены, так как расположены на одной линии и равны по величине. Момент $P \cdot a_2$ уравновешен подводимым к валку внешним крутящим моментом. Равные по величине и противоположно направленные горизонтальные силы P_x образуют пару сил (P_x, P_x) , стремящейся опрокинуть клеть. Момент этой пары называют *опрокидывающим* моментом. Опрокидывающий момент

$$M_{on} = P_x(D + h_1) = P(D + h_1)\sin \beta_1 \quad (2.75)$$

При холодной прокатке листа и ленты можно принять $\beta_1 = (0,25 \div 0,35) \alpha$.

Условия захвата при прокатке с одним приводным валком определяются следующими выражениями[106]:

в момент захвата

$$\alpha \leq \frac{\mu}{2}; \quad (2.76)$$

при установившемся процессе прокатки

$$\alpha \leq \mu. \quad (2.77)$$

Сравнивая условия захвата (2.76),(2.77) с выражениями (2.16) и (2.18) приходим к выводу, что при прокатке с одним приводным валком максимальный угол захвата в два раза меньше по сравнению с углом захвата при простом процессе прокатки.

Схема прокатки с одним приводным валком с учетом сил трения в подшипниках валков приведена на рис.2.10.

2.2.3. Прокатка в валках неравного диаметра

Прокатку в валках различного диаметра с разницей в 3-5% применяют в сортовом производстве и на обжимных станах, чтобы дать определенное (принудительное) направление выходящей из валков полосы. В клети сортового стана верхний валок выполняется большего диаметра, чтобы прижать полосу к проводке. В обжимных станах - чтобы предотвратить удар выходящей полосы об ролик рольганга. Обычно отношение диаметра меньшего валка к диаметру большего равно 0,97-0,99 на обжимных станах и 0,85-0,95 на рельсобалочных и сортовых.

Особенность силовой схемы, представленной на рис.2.11, в том, что обе равные по величине и противоположные по направлению действующие на валки силы P_1 и P_2 лежат в разных плоскостях. Так как диаметры валков отличаются на небольшую величину, то координаты точки приложения усилий к каждому

из валков равны, но направление сил не будет вертикальным. При приведении указанных сил к осям валков также как и при прокатке с одним ведущим валком, на клеть действует опрокидывающий момент. Момент образуют горизонтальные составляющие P_x . Поскольку диаметры верхнего и нижнего валков отличаются незначительно, то принимают $R_1 = R_2 = R$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, $P_1 = P_2 = P$, тогда моменты, которые необходимо приложить равны:

для валка большего диаметра (верхнего)

$$M_1 = Pa_1 = PR \sin(\beta + \varphi);$$

для валка меньшего диаметра (нижнего)

$$M_2 = Pa_2 = PR \sin(\beta - \varphi),$$

где φ - угол наклона равнодействующей к вертикали.

Опытом установлено, что момент привода валка большего диаметра на 20-60% больше, чем в том случае если диаметры валков были бы одинаковы, т.е.

$$M_1 = (1,2 \div 1,6) \frac{M_{np}}{2}, \quad (2.78)$$

а момент привода меньшего валка на 20÷60% меньше, т. е.

$$M_2 = (0,8 \div 0,4) \frac{M_{np}}{2}. \quad (2.79)$$

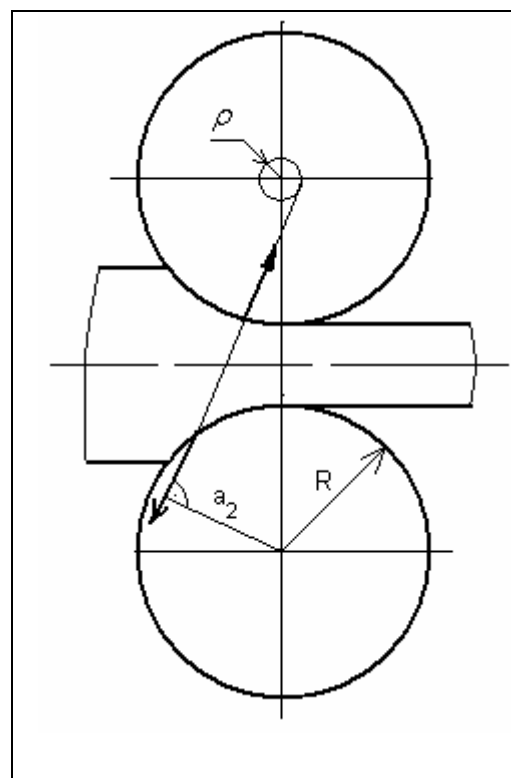


Рис.2.10.Схема прокатки с одним приводным валком с учетом сил трения в подшипниках

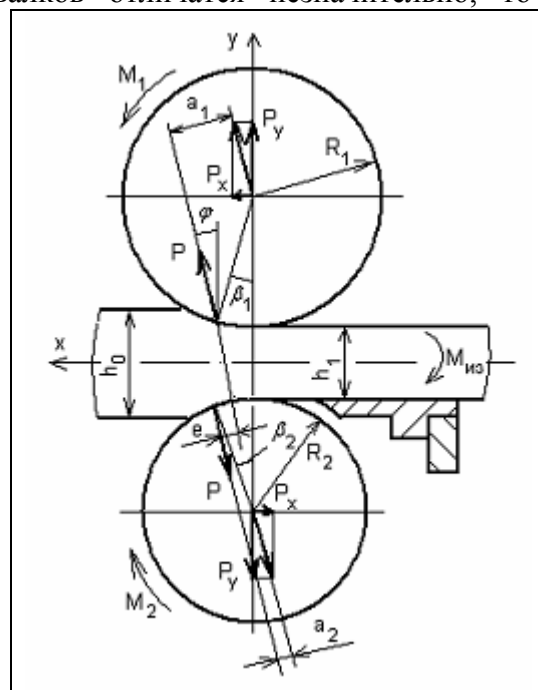


Рис. 2.11. Прокатка в валках неравного диаметра

В момент захвата:

$$\gamma_1 + \gamma_2 \leq 2\mu \quad (2.80)$$

В установившемся процессе прокатки:

$$\gamma_1 + \gamma_2 \leq 4\mu \quad (2.81)$$

2.2.4. Прокатка с натяжением

Рассматривается простой процесс прокатки с натяжением, когда на входе и выходе из валков к прокатываемой полосе приложены горизонтальные силы T_0 и T_1 .

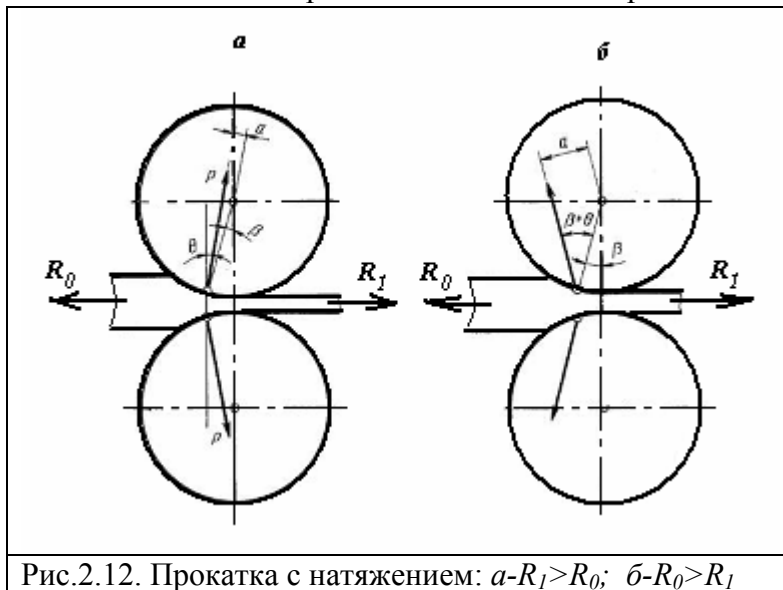


Рис.2.12. Прокатка с натяжением: а- $T_1 > T_0$; б- $T_0 > T_1$

Возможны три варианта: $T_0 > T_1$; $T_0 < T_1$ и $T_0 = T_1$. В первых двух случаях (рис.2.12) в силу условий равновесия вектор результирующего усилия P не будет направлен вертикально, а будет составлять с осью центров валков некоторый угол θ . Вертикальное направление полного усилия возможно лишь при равенстве переднего и заднего натяжения, т.е. при $T_1 = T_0$.

Момент, необходимый для вращения,

$$M = 2Pa = PD \sin(\mp \theta) \quad (2.82)$$

Из схемы следует, что, когда $\theta = \beta$,

$M = 0$. Сила P проходит через центр валка и весь процесс прокатки происходит только вследствие переднего натяжения, вернее за счет $T_1 - T_0$. Такой процесс называют волочением через холостые ролики.

Натяжение при прокатке изменяют с целью снижения давления металла на валки и повышение качества поверхности полосы. В общем случае переднее и заднее натяжение по абсолютной величине ограничены: заднее натяжение прочностью полосы, а переднее условиями захвата.

2.2.5. Прокатка на стане кварто.

Основную часть давления прокатки воспринимают опорные валки и их подшипники. Диаметр опорного валка обычно в 2,5-3 раза больше, чем у рабочих валков.

Передача крутящего момента, необходимого для прокатки, осуществляется двумя способами:

- 1) непосредственно к рабочим валкам;
- 2) приводными являются опорные валки.

Рассмотрим систему сил, действующую на рабочий и опорный валки в случае, когда привод осуществляется через рабочий валок, а прокатка ведется без ускорения (рис.2.13). При этом учтем, что в процессе прокатки рабочие и опорные валки смещаются относительно друг друга в вертикальной плоскости. В нереверсивных прокатных станах кварто рабочий валок по отношению к опорному целенаправленно смещают в направлении прокатки на величину 5-10мм[107], чтобы обеспечить более устойчивые условия прокатки, в частности, это способствует уменьшению вибраций валкового узла. Кроме того, учтем, что межвалковое усилие (P_{on}) смещено относительно межцентровой линии на величину e , определение которой будет указано ниже.

Рассмотрим равновесие рабочего валка. Из проекции сил, действующих на рабочий валок, на оси x , y следуе

$$-P_{on} \sin \alpha + X_p + \frac{T_0 - T_1}{2} = 0,$$

$$P - P_{on} \cos \alpha = 0.$$

Откуда

$$P_{on} = \frac{P}{\cos \alpha}; \quad X_p = \frac{T_0 - T_1}{2} - P \tan \alpha \quad (2.83)$$

Угол α определим из выражения

$$\alpha = 2 \left(\frac{D_{on}}{2} \varphi + e \right) / D_{on} + \frac{2\rho_{on}}{D_{on}}, \quad (2.84)$$

где $\varphi = \frac{2x_r}{D_{on} + D_p}$

Крутящий момент, необходимый для вращения рабочего валка равен

$$M_p = Pa + X_p \rho_p + P_{on} C. \quad (2.85)$$

В соответствии со схемой плечо C приложения P_{on} определится из выражения

$$C = \frac{1}{2} (D_p + D_{on}) \alpha - \rho_{on}, \quad (2.86)$$

Момент, необходимый для вращения опорных валков равен

$$M_{on} = P_{on} \left[\frac{D_p}{D_{on}} \rho_{on} + e \left(1 + \frac{D_p}{D_{on}} \right) + x_r \right], \quad (2.87)$$

где ρ_{on} - радиус трения качения подшипников опорного валка.

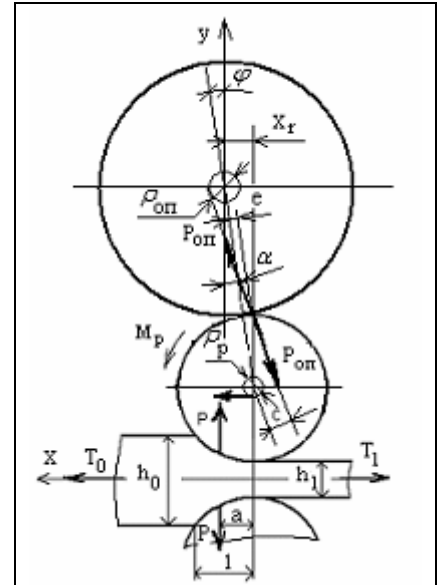


Рис.2.13. Схема привода через рабочий валок

Отметим, что второй член суммы выражения (2.87), равный $e \left(1 + \frac{D_p}{D_{on}} \right)$ учитывает момент, необходимый для преодоления сопротивления перекачиванию рабочего и опорного валков друг по другу.

Поскольку величина x_r , принимаемая конструктивно в пределах 5 – 10мм, невелика, то ею можно пренебречь и тогда выражение (2.87) примет вид

$$M_{on} = P_{on} \left[\frac{D_p}{D_{on}} \rho_{on} + e \left(1 + \frac{D_p}{D_{on}} \right) \right] \quad (2.88)$$

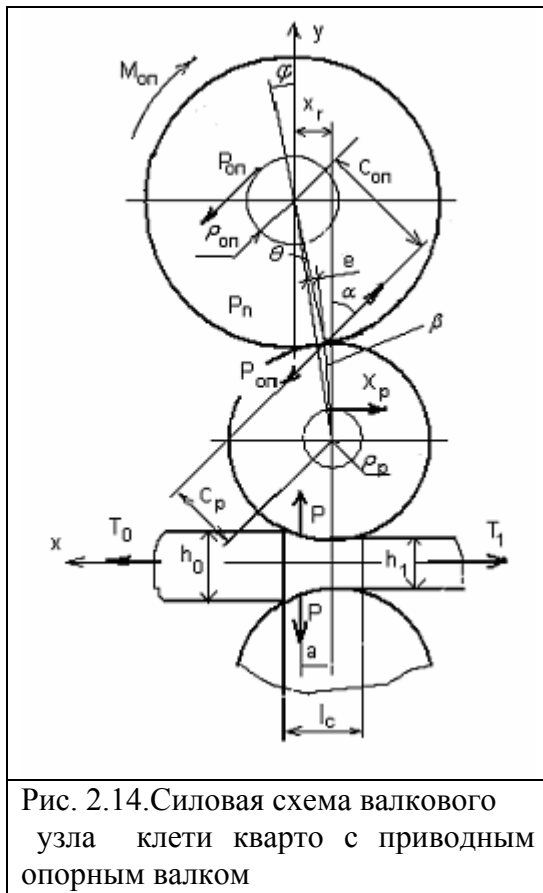


Рис. 2.14.Силовая схема валкового узла клетки кварто с приводным опорным валком

Опорные валки приводные (Рис.2.14). В соответствии с расчетной схемой неизвестными являются величина и направление силы P_{on} и горизонтальная сила X_p . Их значения определим из условий равновесия рабочего валка:

$$\left. \begin{aligned} Pa + X_p \rho_p - P_{on} C_p \pm \frac{\Delta T}{2} \frac{D_p}{2} &= 0, \\ P_{on} \sin \alpha - X_p \pm \frac{\Delta T}{2} &= 0, \\ P - P_{on} \cos \alpha &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.89)$$

$$\text{где} \quad \Delta T = T_0 - T_1;$$

$$C_p = \frac{1}{2} D_p \sin(\alpha + \beta);$$

$$\beta = 2 \left[X_p \left(1 - \frac{D_{on}}{D_p + D_{on}} \right) - e \right] \frac{1}{D_p}.$$

Величины углов β, φ, α настолько малы, что можно принять $\sin \alpha = \tan \alpha = \alpha$, $\cos \alpha = 1$, $\sin(\alpha + \beta) = \tan(\alpha + \beta) = \alpha + \beta$. Примем $\Delta T = 0$. Система уравнений (2.89) примет вид

$$\left. \begin{aligned} Pa + X_p \rho_p - P_{on} C_p &= 0, \\ P_{on} \alpha - X_p &= 0, \\ P - P_{on} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.90)$$

Решая систему (2.90), получим

$$P_{оп} = P, \quad (2.91)$$

$$X_p = P \alpha, \quad (2.92)$$

$$\alpha = \frac{a - \frac{1}{2} D_p \beta}{\frac{1}{2} D_p - \rho_p}. \quad (2.93)$$

Момент, необходимый для вращения опорного вала,

$$M_{оп} = P_{оп}(C_{оп} + \rho_{оп}),$$

$$\text{где } C_{он} = \frac{1}{2} D_{он}(\alpha + \varphi + \theta); \quad \theta = \frac{2e}{D_{он}}; \quad \varphi = \frac{2x_r}{D_{он} + D_p}.$$

Таким образом,

$$M_{он} = P_{он} \left[\frac{1}{2} D_{он} (\alpha + \varphi + \theta) + \rho_{он} \right]. \quad (2.94)$$

Если пренебречь трением в подшипниках рабочего и опорного валков, а также трением качения рабочего вала по опорному валку, то с учетом выражения (2.93) получим

$$M_{он} = \frac{1}{2} P_{он} D_{он} \left(\frac{2a}{D_p} + \varphi \right). \quad (2.95)$$

2.3. Крутящий момент и мощность двигателя.

Номинальный статический момент для двухвалкового стана на валу двигателя при простом процессе прокатки определяют по формуле

$$M_{см} = \frac{M_{np} + M_{mp}}{i \eta}, \quad (2.96)$$

Где M_{np} – момент прокатки; M_{mp} – момент трения в подшипниках валков; i – передаточное отношение; η – к.п.д. передачи.

Момент трения в подшипниках двухвалкового стана

$$M_{mp} = 4(P/2)f(d_n/2) = Pfd_n, \quad (2.97)$$

где f – коэффициент трения в подшипниках валков; d – диаметр шейки вала.

В более общем случае следует согласно расчетной схеме определить крутящий момент на приводном валку (как это было сделано выше для различных условий прокатки), а затем вычислить крутящий момент на валу двигателя по формуле

$$M_{cm} = \frac{M_{кр}}{i\eta} \quad (2.98)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, приведённый к осям приводных валков; i – передаточное отношение.

Рекомендуемые коэффициенты трения в подшипниках:

- для подшипников с коническими роликами 0,004;
- для игольчатых подшипников 0,02
- для подшипников жидкостного трения 0,003;
- для подшипников скольжения из цветных сплавов (бронза) 0,07-0,1;
- то же, с текстолитовыми вкладышами 0,004-0,006;
- то же по графиту 0,04-0,05;
- то же по антифрикционному чугуно 0,15-0,20;
- по влажной резине 0,09-0,12

Королев А.А. предлагает следующий способ определения коэффициента полезного действия передачи:

$$\eta_{cm} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (2.99)$$

где $\eta_1 = 0,92 - 0,95$ - к.п.д. шестеренной клетки; $\eta_2 = 0,95 - 0,98$ - к.п.д. одной ступени редуктора; $\eta_3 = 0,99$ - к.п.д. шпинделей и муфт.

На станах, где в процессе прокатки меняется скорость и направление, при расчёте мощности стана и выборе двигателя следует учитывать момент сил инерции, т.е. динамический момент, приведённый к валу двигателя:

$$M_{дин} = \sum_k m_k \frac{1}{4} D_k^2 \frac{1}{i_k^2} \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.100)$$

где D_k -приведенный диаметр инерции k – ой вращающейся массы; $\frac{d\omega}{dt}$ - угловое ускорение двигателя; i_k - передаточное отношение k – ой вращающейся массы.

Для сплошных цилиндрических тел динамический момент инерции

$$J = \frac{1}{8} \cdot m \cdot D^2,$$

где m – масса тела; D - наружный диаметр.

Приравнявая моменты инерции определим приведенный диаметр инерции D_k :

$$\frac{1}{8} \cdot m \cdot D^2 = \frac{1}{4} m \cdot D_k^2,$$

откуда
$$D_k = \frac{1}{\sqrt{2}} D$$

Выражение mD_k^2 называется маховым моментом вращающейся массы.

Цикл одного пропуска включает паузу ($t_{х.х.}$), период разгона на холостом ходу (t_1), захват заготовки, период разгона под нагрузкой (t_2), установившейся скорости (t_3), торможение под нагрузкой (t_4), выброс заготовки, торможение без нагрузки (t_5), реверс. (рис.2.14). Ниже приведены моменты (статистические и динамические), приведённые к валу двигателя.

1. При ускорении и торможении привода без металла в валках

$$M_1 = M_{cm1} + M_{дин1} = M_{xx} + \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{4} \sum_k m_k \cdot D_k^2 \cdot \frac{1}{i_k^2},$$

$$M_5 = M_{xx} - \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{4} \sum_k m_k \cdot D_k^2 \cdot \frac{1}{i_k^2},$$

где M_{xx} - момент холостого хода:

$$M_{xx} = \sum_k \frac{m_k \cdot \mu_k \cdot d_k}{2 \cdot i} \cdot g,$$

где $m_k g$ – нагрузка на подшипник от массы одной вращающейся детали в линии привода прокатного стана.

Обычно момент холостого хода составляет 2-5% от номинального момента двигателя..

2. При ускорении и торможении привода с металлом в валках

$$M_2 = M_{cm2} + M_{oun2} = \frac{M_{np} + M_{mp}}{i \cdot \eta} + \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{4} \sum_k m_k \cdot D_k^2 \cdot \frac{1}{i_k^2},$$

$$M_4 = M_{cm4} - M_{oun4} = \frac{M_{np} + M_{mp}}{i \cdot \eta} - \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{4} \times$$

$$\times \sum_k m_k \cdot D_k^2 \cdot \frac{1}{i_k^2}, \quad (2.90)$$

3. При прокатке с постоянной (установившейся) скоростью

$$M_3 = M_{cm3} = \frac{M_{np} + M_{mp}}{i \cdot \eta}. \quad (2.91)$$

Номинальный момент M_n определяют по эквивалентному моменту, что соответствует одновременно проверке двигателя на перегрев:

$$M_{э\kappa\text{в}} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3 + M_4^2 \cdot t_4 + M_5^2 \cdot t_5 + M_{xx}^2 \cdot t_{xx}}{t_u = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_{xx}}} \leq M_n \quad (2.92)$$

где t_u - время цикла прокатки одной полосы.

Проверка на допустимую перегрузку:

$$\frac{M_{\text{дв. max}}}{K} \leq M_n,$$

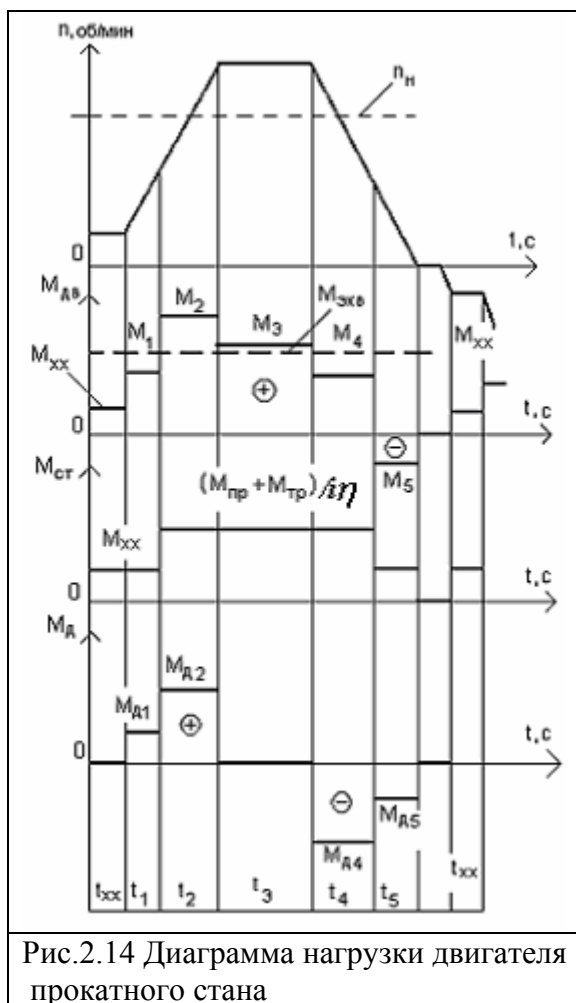
где $M_{\text{дв. max}}$ - максимальный момент двигателя по нагрузочной диаграмме; K – коэффициент перегрузки, для реверсивных двигателей постоянного тока $K=2,5-2,75$.

Таким образом, номинальный момент двигателя должен быть больше момента по нагреву и допускаемому моменту с учётом коэффициента перегрузки.

Ниже приведено распределение момента по отдельным устройствам обжимных станов [66], %:

момент прокатки	50-60
динамический момент валков.....	0,8-1,0
момент трения в подшипниках.....	4,7-5,0
динамический момент шпинделей.....	0,6-0,8
момент трения в шпинделях.....	2,0-2,3
динамический момент шестеренных валков.....	1,0-2,0
момент трения в шестеренной клетке.....	3-5

динамический момент моторной и коренной муфты.....0,8-1,4
 момент трения в коренной и моторной муфтах.....1,2-2,0
 динамический момент якоря двигателя.....20-30



Мощность двигателя при проектном расчете определяется из выражения

$$N_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \cdot \omega = \frac{2\pi n}{60} \cdot M_{\text{дв}} = 0,104 M_{\text{дв}} \cdot n, \quad (2.93)$$

где n - число оборотов в минуту.