

ГЛ.3. ОБОРУДОВАНИЕ ГЛАВНЫХ ЛИНИЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

3.1 Основные положения расчета на прочность рабочего оборудования прокатных станов

Расчету на прочность и жесткость элементов прокатной клетки предшествует этап изучения устройства клетки, назначения отдельных узлов и механизмов, составление кинематической схемы линии стана: прокатная клеть – муфта или шпиндель – шестеренная клеть – редуктор – моторная муфта – двигатель.

Основной метод расчета – это расчет по допускаемым напряжениям. Согласно этому методу условие прочности выражается следующим образом:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma] \text{ и } \tau_{\text{экв}} \leq [\tau] \quad (3.1)$$

или

$$n_{\sigma} \geq [n_{\sigma}] \text{ и } n_{\tau} \geq [n_{\tau}], \quad (3.2)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ и $\tau_{\text{экв}}$ - эквивалентные нормальные и касательные напряжения, определяемые по одной из гипотез прочности; $[\sigma]$ и $[\tau]$ - допускаемые напряжения, определяемые из выражений

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[n_{\sigma}]}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{[n_{\tau}]}, \quad (3.3)$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ - предельно опасные напряжения, по достижению которых деталь выходит из строя; n_{σ}, n_{τ} - действительные (расчетные) коэффициенты запаса прочности; $[n_{\sigma}], [n_{\tau}]$ - допускаемые (нормативные) коэффициенты запаса прочности.

Для пластичных материалов обычно в качестве предельных напряжений принимают физический (σ_s, τ_s) или условный (σ_{02}, τ_{02}) предел текучести, а для хрупких материалов – предел прочности (временное сопротивление) σ_b, τ_b . Предел прочности и предел текучести обычно определяют при испытаниях на растяжение в условиях статического воздействия нагрузки.

Динамический характер нагрузки учитывают введением дополнительного коэффициента запаса либо испытанием образца или детали в условиях, приближенным к реальным.

Выбор допускаемых напряжений можно осуществить двумя методами – табличным или дифференциальным. Первый предполагает использование нормативных данных научно-исследовательских институтов и проектных организаций, При разработке такого рода нормативных материалов они опираются на натурные испытания, а также на тот опыт, который ими накоплен при эксплуатации спроектированного оборудования.

Следует отметить, что проектная организация, автор проекта несут полную ответственность перед потребителем и обществом в пределах своей компетенции за возможные отрицательные последствия при эксплуатации оборудования, вызванными ошибками в проектировании и расчетах.

Дифференциальный метод заключается в определении искомых величин по формулам, учитывающим различные факторы, влияющие на прочность конструкций.

Так, коэффициент запаса прочности можно определить по формуле []:

$$n = [n_1] [n_2] [n_3], \quad (3.4)$$

где n_1 - коэффициент, учитывающий точность применяемых расчетов: при точных методах $n_1 = 1,0 \dots 1,5$, при расчетах средней точности $n_1 = 1,6 \dots 3,0$; n_2 - коэффициент, учитывающий однородность металла: для стальных поковок и проката $n_2 = 1,2 \dots 1,5$, для стальных отливок $n_2 = 1,5 \dots 1,8$, для деталей из чугуна $n_2 = 1,5 \dots 2,5$; n_3 - коэффициент, учитывающий особую ответственность детали ее высокую стоимость: $n_3 = 1,0 \dots 1,5$. Очевидно, что максимально возможная величина допускаемого коэффициента запаса применительно к стальным отливкам будет равна 8.1 (сравните: коэффициент запаса при проектировании литой станины прокатной клетки принимают 10.).

При расчете на прочность деталей, работающих в условиях действия переменных нагрузок, в качестве предельных напряжений принимают соответствующие пределы выносливости σ_{s-1}, τ_{s-1} .

В тех случаях, когда необходимые данные о пределах выносливости конструкционных сталей отсутствуют, их можно определить на основании приближенных эмпирических зависимостей, пригодных для случаев нагружения симметрическим циклом [65].

Для углеродистых сталей:

при изгибе $\sigma_{-1} = (0,40 \div 0,46) \sigma_b$;

при растяжении или сжатии $\sigma_{-1p} = (0,7 \div 0,9) \sigma_{-1}$;

при кручении $\tau_{-1} = (0,55 \div 0,65) \sigma_{-1}$.

Для легированных сталей:

при изгибе $\sigma_{-1} = (0,45 \div 0,55) \sigma_B$;

при растяжении или сжатии $\sigma_{-1p} = (0,7 \div 0,9) \sigma_{-1}$;

при кручении $\tau_{-1} = (0,5 \div 0,65) \sigma_{-1}$.

Для стального литья:

при изгибе $\sigma_{-1} = (0,35 \div 0,45) \sigma_B$;

при растяжении или сжатии $\sigma_{-1p} = (0,65 \div 0,75) \sigma_{-1}$;

при кручении $\tau_{-1} = (0,55 \div 0,65) \sigma_{-1}$.

При расчетах на выносливость можно применять двукратный запас прочности [6].

При расчете на контактную прочность возникают определенные трудности при определении допускаемого напряжения, так как рекомендации исследователей в этой области противоречивы. Принято величину допускаемых напряжений ставить в зависимость от условий контакта - в точке, по линии, по поверхности. Опытным путем установлено, что в принятой последовательности при прочих равных условиях величина допускаемых напряжений уменьшаются.

. Авторы работы [65] предлагают определять допускаемое контактное напряжение в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение:

$$[\sigma] = 1,5[\sigma]_p. \quad (3.5)$$

Королев А.А. при расчете контактной прочности валков принимает допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 3\sigma_{02}$$

При расчете контакта цилиндрических тел (контакт по линии) применяют решение Герца-Беляева[109], согласно которому опасное сечение расположено не на поверхности контакта, а отстоит от нее на глубине $0,78b$ (где b – полуширина полосы контакта), а эквивалентное напряжение по 3-й теории прочности определяют из выражения

$$\sigma_{э\text{кв}} = 0,6p_{\text{max}}, \quad (3.6)$$

где p_{max} – максимальное на поверхности контакта нормальное напряжение, определяемое по формуле Герца.

А.В. Третьяков[33] рекомендует принимать для прокатных валков величину допускаемых напряжений в зависимости от материалов валков в пределах не более 1500...2000МПа.

В случае первоначального контакта в точке допускаемые контактные напряжения следует увеличивать в 1,3 – 1,4 раза[110].

3.2 Валки прокатных станов

Валки прокатных станов по назначению делят на валки обжимных, заготовочных, сортовых станов и валки листовых станов.

Основные размеры валка: D – рабочий диаметр валка; L – длина бочки валка; $d_{\text{ш}}$ – диаметр шейки валка; $l_{\text{ш}}$ – длина шейки валка.

Для прокатных станов различного назначения практикой установлены следующие наиболее рациональные соотношения между длиной бочки и ее диаметром(L/D)[33]:

Обжимные станы.....	2,2...2,7
Сортовые станы.....	1,6...2,5
Толстолистовые станы горячей прокатки.....	2,2...2,8
4-х валковые станы холодной прокатки.....	2,0...7,0
12-валковые станы «.....».....	8,0...14,0
20-валковые станы «.....».....	12,0...30,0

Диаметр шейки валков определяют из конструктивных соображений. Рекомендуемые соотношения между диаметром шейки и рабочим диаметром валка ($d_{\text{ш}}/D$) таковы:

Обжимные, заготовочные и сортовые станы.....	0,55...0,65
Листовые станы горячей прокатки.....	0,7...0,75
Листовые станы холодной прокатки.....	0,5...0,6.

При определении диаметра валка учитывают возможность его последующей переточки, вызванной износом валка. Число переточек, т. е. максимальная суммарная толщина удаляемого слоя после ряда переточек ограничена и зависит от материала валка, его конструкции, типа стана и назначение клетки, в которой он установлен. Так называемый коэффициент переточек, определяемый как $K=(D_{\text{max}} - D_{\text{min}})/D_n$ изменяется в пределах от 0,16 до 0,03:

- для обжимных станов $K = 0,12...0,16$;
- для сортовых станов $K = 0,08...0,10$;
- для проволочных станов $K = 0,05...0,08$;
- для тонколистовых $K = 0,04...0,06$;
- для станов холодной прокатки $K = 0,03...0,05$.

Валки обжимных, заготовочных и сортовых станов

Основным параметром сортового стана является номинальный диаметр D_n последней клетки чистовой группы. Однако в результате износа рабочей поверхности валки периодически перетачивают и поэтому за параметр стана принимают межцентровое расстояние шестеренных валков чистовой клетки.

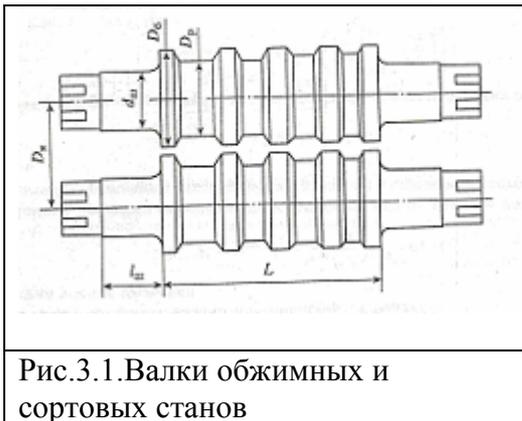


Рис.3.1.Валки обжимных и сортовых станов

В валках обжимных и сортовых станов выполнены кольцевые углубления – ручки, которые при установке пары валков в клеть образуют калибры (рис.3.1).Номинальный диаметр валков больше рабочего диаметра D_p , измеряемого по дну ручья. Из условия прочности отношение $D_n / D_p \leq 1,4$.

При назначении диаметра валка для этого типа станов учитывают условие захвата заготовки ($\alpha \leq \mu$). Учитывая, что

$$D = \frac{\Delta h}{1 - \cos \alpha} \approx \frac{2\Delta h}{\alpha^2},$$

определяем

$$\frac{\Delta h}{R} \leq \mu^2. \quad (3.7)$$

Обычно для стальных валков обжимных, заготовочных станов коэффициент трения $\mu \approx 0,5$, откуда $\frac{\Delta h}{R} \leq 0,25$ и максимальный угол захвата $\alpha_{\max 0} \leq (27 \div 28)^\circ$.

При горячей прокатке на обжимных станах путем наварки швов или насечкой удается довести коэффициент трения до 0,5-0,6, что соответствует углам захвата $28-34^\circ$.

При прокатке на сортовых станах угол захвата принимают не более 20° .

Длина бочки обжимных и сортовых станов определяется условием калибровки и ширины раската.

Практика показывает, что для валков обжимных и заготовочных станов применяют поковки из сталей 50, 55, 50X, 50XН, 60XН.

Для рельсобалочных и крупносортовых станов рекомендуется использовать поковки из сталей 50, 55, 50X, 40XН, 50XН, 60XН, 9X, 9XНФ; для среднесортных станов – 50, 55, 55X, 50XН; для мелкосортных – 50, 55, 55X, 60XГ. Валки подвергают термообработке и проверяют по механическим свойствам (прочность, твердость....).

Валки из чугуна ГОСТ 11143 применяют для сортовых станов горячей прокатки. Используют как нелегированный (СП, СШ), так и легированный (СПХН, СШХН) чугун. Буквы означают: (С) – применяют для валков сортовых станов; (П), (Ш) – соответственно пластинчатая и шаровидная форма графита; другие буквенные обозначения (в соответствии с установленным обозначением марок сталей) отвечают содержанию в металле легирующих элементов. Валки из чугуна для чистовых клетей сортовых станов подвергают закалке для придания им повышенной твердости.



Рис.3.2. Листовой валок под подшипники качения

Валки листовых станов горячей прокатки

Рабочие валки кованые, реже отливаются. Опорные валки обычно изготавливают цельно кованными или составными: бандаж кованный или литой, ось кованая. Для валков применяют стали марок 40XНМ, 60XН, 90XНФ, 150XНМ, 75XМ, 45X2CB2MB. Применяют и чугунные валки (Л), некоторые марки из тех, что используются для сортовых станов.

Следует отметить, что для станов тонколистовой прокатки условия естественного захвата не являются лимитирующими, т.к. $\alpha \ll \mu$. Основным фактором здесь является прочность и жесткость, а также возможность прокатки полосы минимальной толщины. А.В. Третьяков рекомендует следующие соотношения между диаметром вала и минимально возможной толщиной полосы [33]:

$$D_p \leq (1500-2000)h_{min} \quad (3.8)$$

Длина бочки валков листового стана определяется максимальной шириной прокатываемого листа:

$$L = b_{max} + a, \quad (3.9)$$

где $a = 100 - 400$ мм – технологический припуск.

Для непрерывных и полунепрерывных тонколистовых станом широко используют двухслойные валки, содержащие хром и никель, в обозначение таких валков вводится буква (д), например, ЛПХН_д-62.

Основным параметром листовых станом является длина бочки рабочего вала L . Конструктивно валки листовых станом отличаются в основном формой шейки под подшипник. На рис.3.2 показан валок с цилиндрическими шейками для подшипников качения ($d_{ш}$ – диаметр шейки; $l_{ш}$ – длина шейки).



Рис.3.3. Листовой валок с опорами под ПЖТ

Для валков с опорой на подшипниках жидкостного трения (ПЖТ) шейки выполняют конической (рис.3.3).

Валки листовых станом холодной прокатки (ГОСТ 3541)

Валки станом холодной прокатки разделяются на рабочие и опорные. Как правило, рабочие валки приводные. Опорные валки делают приводными в случае, если диаметр рабочего вала настолько мал, что не представляется возможным по габаритам передающего устройства (шпинделя) передать крутящий момент. Валки устанавливают на подшипники жидкостного трения, качения и опоры на ПЖТ скольжения.



Рис.3.4. Листовой валок с опорами под подшипники

Для подшипников качения контур цапф такой же, как показан на рис.3.2.

Для подшипников скольжения цапфы выполняются с закругленными бортиками (рис.3.4).

У валков, изготовленных ковкой, выполняется осевой канал с целью удаления

дефектной центральной части и для охлаждения валков

Рабочие валки станом холодной прокатки изготовляют из сталей 9Х, 9Х2, 9ХФ, 9Х2МФ, 9Х2В, 9Х2СВФ, 60Х2СМФ.

Механические свойства валков регламентированы. Для особо ответственных работ применяют валки из твердых сплавов. Их обычно изготавливают составными – металлокерамический бандаж и цельная стальная ось (рис.3.5).

Опорные валки изготовляют цельно коваными, литыми и бандажированными. При бандажировании применяют пресовые посадки. Например, наименьший натяг составляет 0,48мм, а максимальный – 0,6мм для посадочного размера в 880мм [86]. Опорные валки изготовляют из сталей марок 9Х2, 9ХФ, 65ХМ, 65ХНМ.

скольжения Бандажи составных валков изготавливают из стали 9Х, 9ХФ, 75ХМ, 9Х2В, 9Х2Ф. Для многовалковых станков бандажи и сами валки изготавливают из инструментальных сталей 45ХНВ, 45ХНМ, для менее нагруженных станков валки изготавливают из сталей 40ХНМА, 55Х, 55ХГ, и 70. Оси изготавливают из сталей марок 55Х, 50ХГ, 60ХН, 70 и др.

Чугунные валки в зависимости от твердости условно делят на мягкие (30-40HSD), полутвердые (40-60HSD) и твердые (60-80HSD).

Чугунные валки высокой твердости получают литьем в кокиль, поскольку при литье в металлические формы на поверхности отливок образуется отбеленный слой с твердостью 55-75HSD. Такие валки широко применяют на листопрокатных станках и чистовых клетях сортовых и проволочных станках. Толщина отбеленного слоя определяет стойкость валка, т.е. допустимое число переточек. Желательно, чтобы толщина отбеленного слоя была оптимальной и не превосходила величины, определяемой коэффициентом переточки, так как это может привести к понижению прочности валка на изгиб. Практически толщина отбеленного слоя составляет 15-60мм.

Чугунные валки с твердым отбеленным слоем хуже захватывают металл, чем стальные (ввиду меньшего коэффициента трения), поэтому их нельзя применять там, где требуются обжатия в условиях естественного захвата.

Для снижения остаточных напряжений чугунные валки после изготовления подвергают естественному (не менее 3-х месяцев) или искусственному старению (низкотемпературный отжиг при 550-650⁰С).

Стальные валки (ГОСТ35541-79) изготавливают литьем или ковкой. Кованые валки – более высокого качества, но обходятся дороже вследствие длительного цикла изготовления.

В последнее время для изготовления литых стальных и чугунных валков используется метод центробежного литья. Отливка, полученная таким образом, имеет плотную мелкозернистую структуру рабочего слоя, а для сердцевин обычно используется чугун или сталь. Кроме того, центробежным способом литья можно получить любую заданную глубину (до 100мм) рабочего слоя из высокопрочной стали.

Износ валков главным образом зависит от их твердости, а повышение твердости, как правило, снижает вязкость материала, делает его хрупким. Совокупность необходимых свойств валков для различных станков достигается подбором соответствующих материалов, а также термообработкой, бандажированием, упрочнением и т. д.

Рабочие валки многовалковых станков, а также валки проволочных станков изготавливают из сверхтвердых керамических материалов на основе карбида вольфрама с добавкой кобальта. Износостойкость таких валков в 30-50 раз выше, чем обычных цельнокованных стальных валков из легированных сталей. Кроме того, на таких валках можно получить наивысший класс шероховатости прокатываемой ленты.

Например, на Урале твердосплавные валки дискового типа эксплуатируются на проволочных станках [34]. Вот их характеристика: максимальный диаметр 215мм, масса 35кг, материал 8ТС-15 на основе карбида вольфрама и кобальтоникелевой связки ; механические свойства: предел прочности $\sigma_b = 2850$ МПа, твердость 87 HRA, модуль Юнга $E = 5,8 \cdot 10^5$ МПа, плотность $\gamma = 14$ г/см³.

Окончательные свойства валкам придают термообработкой. Применяют все виды термообработки: отжиг, нормализация, закалка, отпуск и др. При изготовлении чугунных валков применение термической обработки весьма ограничено.

Для предотвращения снижения стойкости валков после перешлифовки их подвергают низкотемпературному (130-170⁰С) отпуску.

Для восстановления и упрочнения валков применяют дуговую наплавку проволочными электродами из высокопрочной стали (типа 18ГСА, 3Х2В8) под слоем флюса.

При износе вала на 2-6 мм производится шлифовка или переточка.

Шероховатость поверхности валков определяет шероховатость поверхности проката, равно как и шероховатость полосы вследствие их взаимодействия влияет на состояние поверхности вала.

ГОСТ 9045 – 80 регламентирует качество поверхности холоднокатаных листов. Европейским стандартом *EN* № 49 установлена шероховатость: $R_a = 0,6$ мкм. для глянцевой поверхности; $R_a = 0,8 - 1,6$ для матовой поверхности; $R_a > 1,6$ мкм для шероховатой поверхности.

В то же время полированные валки имеют шероховатость R_a не более 0,32 мкм, шлифованные 0,63 мкм. Насеченные - от 2,5 до 4,5 мкм.

Класс чистоты поверхности рабочих и опорных валков находится в прямой зависимости от класса чистоты поверхности проката и не должен быть выше 2 – 3 классов. В противном случае класс чистоты рабочих валков при прокатке в первые 20 – 30 мин снизится и будет только на 1 – 2 класса выше чистоты проката. Следовательно, если класс чистоты поверхности рабочих валков 10 – 11, то у опорных он составляет 9 – 10, а шероховатость проката должна в этом случае соответствовать 8 – 9 классу [А.В. Третьяков].

Аналогичные требования к соотношению твердости опорного и рабочего валков. При максимальной твердости рабочих валков (100-105 *HSD*) твердость опорных рекомендуется обеспечивать в пределах 70-89 *HSD*.

Мероприятия по повышению качества валков и эффективности их эксплуатации

Повышение производительности прокатных станов и качество производимой ими продукции во многом зависят от качества изготовления и служебных свойств прокатных валков. Расход валков на 1 т прокатной продукции на различных заводах различен и изменяется в широком диапазоне: от 0,05 до 25 кг/т. Проблемы повышения качества валков и, в первую очередь, их стойкости постоянно возрастает в условиях внедрения в прокатное производство станов непрерывной и бесконечной прокатки, реализующих поточные методы массового производства.

В связи с этим разработка мероприятий по повышению эксплуатационной стойкости и долговечности валков требует комплексного подхода к процессу их изготовления, позволяющего найти рациональное сочетание твердости поверхности бочки, глубины закаленного слоя валков, их напряженного состояния, а также всестороннего изучения условий эксплуатации валков. Эти мероприятия условно делят на три группы [19]:

- 1 — связанные с изготовлением валков и их материалом;
- 2 — связанные с технологией прокатки и процессом эксплуатации валков;
- 3 — связанные с восстановлением валков и улучшением их конструкции.

К мероприятиям первой группы следует отнести улучшение качества металла путем дегазации и рафинирования жидкой стали (вакуумирование, электрошлаковый переплав и др.); при этом особое внимание следует обращать на чистоту металла валков и прежде всего на содержание серы и фосфора (не более 0,005-0,01%).

Для стальных кованных валков технологияковки слитков должна обеспечивать качественную проработку структуры металла, способствующую разрушению первичной карбидной сетки и измельчению зерна, а также уменьшению анизотропии и улучшению механических свойств по сечению вала.

Термическая обработка поковок включает улучшение (отжиг с отпуском), а после механической обработки — закалку с отпуском. В последние годы, по данным

работы [6], изготовители валков в основном проводят закалку при индукционном нагреве *ТТЧ*, но иногда применяют и объемную. Хотя этот способ и малопроизводителен. При закалке валков диаметром более 200 мм необходимо двухстороннее охлаждение — снаружи и через осевое отверстие. Затем проводят низкотемпературный отпуск.

Выбор рационального способа закалки, режимов нагрева и охлаждения валков обеспечивает более «плавный» переход от "активного" закаленного слоя к исходному материалу внутренних слоев; способствует повышению контактно-усталостной прочности закаленного слоя, конструкционной прочности и долговечности валков.

Кованые стальные валки дорогостоящие, поэтому во многих случаях они могут быть заменены стальными валками, изготовленными центробежным литьем, особенно из заэвтектоидных марок сталей. Более высокого качества чугунных валков достигают также при изготовлении их методом центробежного литья. Последние модификации чугунных валков конкурируют со стальными валками. Так, например, за рубежом при прокатке толстого листа часто применяют высокохромистые центробежно-литые чугунные валки с содержанием хрома 16—20 %. Серьезную конкуренцию монолитным валкам составляют бандажированные валки.

К мероприятиям второй группы относят те, которые связаны с технологией прокатки и эксплуатацией валков. В процессе прокатки валки работают в условиях сложного напряженного состояния, вызванного совместным действием остаточных напряжений, возникающих в процессе изготовления, включая термообработку, и напряжений вызванных действием внешних нагрузок и воздействий. Последние возникают в процессе эксплуатации валков и, следовательно, на них можно воздействовать.

Изгибные напряжения воспринимаются, главным образом опорными валками, а стойкость рабочих валков определяют контактные напряжения, которые имеют максимальное значение на поверхности контакта рабочего и опорного валков, так как при одинаковом усилии площадь их контакта значительно меньше площади касания рабочего валка с прокатываемым металлом в зоне деформации. Кроме того, на контактные напряжения могут дополнительно накладываться температурные.

Для уменьшения напряжений в валках необходимо разрабатывать рациональный технологический режим прокатки, который предполагает применение рациональной схемы обжаты, рационального температурного режима прокатки, эффективных технологических смазок, охлаждения валков и др., позволяющих значительно снизить действующие на валки усилия и, следовательно, повысить сопротивляемость усталостным разрушениям.

Основным критерием допустимости усилий металла на валки является среднее удельное давление, которое (по данным А.В.Третьякова) не должно превышать 1500-2000 Н/мм², в зависимости от материала валков.

Причиной ускоренного износа валков, кроме трения, часто является выкрашивание, которое может быть механическим, обусловленным неравномерным давлением на валок или термическим, вызываемым резкими колебаниями температуры в рабочем слое валка. Лучший способ избежать выкрашивания — это обеспечить равномерный нагрев проката и равномерное охлаждение валков при прокатке, а также своевременную их переточку при первых следах выкрашивания.

Износ поверхности валка не может быть равномерным, обычно появляется много мелких впадин на той части валка, которая соприкасается с прокатываемым металлом. Эти точечные углубления увеличиваются и соединяются под совместным влиянием высокого давления горячего металла, охлаждающей жидкости и окисляющего действия воздуха, образуя сетку желобков-разгаров. Если не произвести своевременной переточки бочки валка, то в глубине желобков развиваются мелкие

трещинки. Поэтому целесообразнее удалять разгары непосредственно после их появления. Снимая слой толщиной 0,5—1 мм, и не допустить их увеличения до размеров, требующих снятия 3—5 мм. Сетка разгаров — такой дефект, который не всегда можно устранить. Поэтому большое значение имеет правильность выбора валков. Так, например, валки с шаровидным графитом в рабочем слое более стойки к образованию сетки разгаров.

Износ валков значительно ускоряется, если поверхность прокатываемого металла покрыта окалиной. Частицы окалины вдавливаются и поверхность валка особенно сильно, если твердость валка недостаточна. В результате мелкой шероховатости, возникающей на валке, его износ увеличивается. Особенно опасна высокотвердая окалина (Fe_3O_4), образующаяся при температуре $950^{\circ}C$ и выше. Поэтому необходимо интенсивное удаление окалины с прокатываемого металла с помощью окалиноломателя и гидросбива, при этом следует иметь в виду, что на очищенной поверхности сразу начинает образовываться новая окалина за счет внутреннего тепла проката. Кроме этого на поверхности самого валка образуется оксидная пленка. На ее рост влияют температура поверхности валка, время взаимодействия с воздухом или эмульсией и склонность материала валка к окислению. Уменьшение роста оксидной пленки возможно за счет сокращения времени воздействия высокой температуры на поверхности валка. Поэтому охлаждение валков должно проводиться как можно ближе к очагу деформации. Рекомендации в этой области таковы [10]: объем охлаждающей жидкости должен быть распределен в соответствии 1/3 на входе и 2/3 на выходе из клетки, что значительно повышает эффективность систем охлаждения. Для уменьшения тепловых напряжений с помощью систем охлаждения необходимо поддерживать постоянными температуру и перепад ее по сечению и длине бочки валка.

Большое значение, особенно для станов холодной прокатки, имеет твердость рабочих и опорных валков, а также оптимальное их соотношение. Во избежание выкрашивания рекомендуется твердость опорных валков поддерживать в пределах 60–70 HSD, при котором практически не наблюдается дефект типа "выкрошка" [11].

Для повышения стойкости валков большое значение имеет их поверхностное упрочнение: накаткой роликами, электроискровое, микроплазменным упрочнением, дробеструйной обработкой и другими методами.

Мероприятия третьей группы включают восстановление валков и рациональную их конструкцию для тех или иных станов.

Изношенные валки с почти полностью выработанным активным закаленным слоем бочки или с неудовлетворительным состоянием шеек и бочки направляют на переплав, в то же время такие валки могут быть восстановлены путем переточки на меньший размер и соответствующей термической обработкой. При таком восстановлении полностью исключается сталеплавильный и кузнечный переделы, а затраты на восстановление валков равны примерно половине затрат на изготовление новых.

Мероприятия по совершенствованию конструкций рабочих и опорных валков многообразны и широко используются для различных станов. Так, например, делают скосы по краям бочек, нарезают канавки на опорных валках, используют бандажированные валки и др., что позволяет во многих случаях увеличить стойкость и работоспособность валков.

Следует отметить, что успешная эксплуатация валков во многом зависит от контрольно-измерительной аппаратуры, ультразвукового контроля, качества приборов для замера твердости, технологической оснастки, а также оснащенности вальцетокарных и вальце-шлифовальных отделений и участков цеха.

Увеличение срока службы валков зависит от ряда мероприятий, которые должны выполняться в соответствии с существующими инструкциями по

эксплуатации валков. Одним из важных мероприятий является правильное хранение и транспортировка валков. Для хранения валков должны быть установлены специальные стеллажи, исключающие возможность повреждения поверхности бочки или шейки валка, а также касания валков между собой. Сортные валки следует хранить в пирамидах комплексно и в том порядке, в каком они находятся в клетке, что позволит избежать повреждения поверхности калибра и сколов буртов.

Температура помещения, где хранятся валки, не должна колебаться, ее необходимо поддерживать на постоянном уровне.

Шлифованные валки и подлежащие шлифовке должны храниться отдельно на разных стеллажах. Во время хранения валки покрывают антикоррозийной смазкой, которую удаляют только перед установкой валков в клетку.

Устанавливать валки в клетку необходимо с целым рядом предосторожностей во избежание удара валка о валок. Так, например, для этой цели на нижний валок укладывают фетровую или деревянную прокладку, предохраняющую валки от повреждений во время перевалки. После перевалки валки должны быть тщательно установлены и одинаково прижаты по всей длине бочки.

Транспортировку валков в цехе необходимо проводить с большой предосторожностью на специально приспособленных для этой цели тележках, предохраняя их от ударов и толчков, не допуская каких-либо забоин на них. При перевозке валков в зимних условиях, когда перепад температур в цехе и наружной среды достигает 50°C и более, требуется принятие определенных мер для обеспечения постоянства эксплуатационных свойств валков.

3.3 Расчет валков прокатных станов на прочность и жесткость

Исходными данными для расчета валков служит силовая схема приложенных к валку усилий - давления металла на валки и крутящего момента, которые в свою очередь определяются на основании режимов прокатки. Способы определения усилий прокатки и варианты силовых схем для различных случаев прокатки были рассмотрены в гл. 2.

Прокатный валок рассматривается как вал переменного сечения, расположенного на двух опорах (подшипниковых), нагруженный крутящим моментом и сосредоточенной (при прокатке в калибрах) или распределенной распределённой нагрузкой (при прокатке листа и полосы). В том и другом случае рабочая поверхность и шейка валка испытывают совместные деформации изгиба и кручения. Кроме того, в области контакта рабочего валка с полосой и с опорным валком действуют сжимающие контактные напряжения.

Напряжение кручения в бочке валка обычно не подсчитывают ввиду его незначительной величины по сравнению с напряжением изгиба.

3.3.1 Расчет для двухвалковых клеток.

На рис. 3.6 представлены две расчетные схемы: при прокатке на гладкой бочке и при прокате в калибрах. Валок при этом рассматривается как балка на двух опорах, что дает возможность с известными допущениями произвести прочностные расчеты методами сопротивления материалов.

Для каждой из рассматриваемых схем необходимо построить эпюры поперечных сил изгибающих и крутящих моментов, а также (при прокатке на гладкой бочке) эпюру напряжений. Особенность этой процедуры для калиброванных валков заключается в том, что указанные эпюры необходимо строить для каждого калибра, чтобы затем определить наиболее опасное поперечное сечение валка. На рисунке эпюры усилий построены условно для нижних валков. Итак, определив опасное сечение, определяем в нем максимальные напряжения.

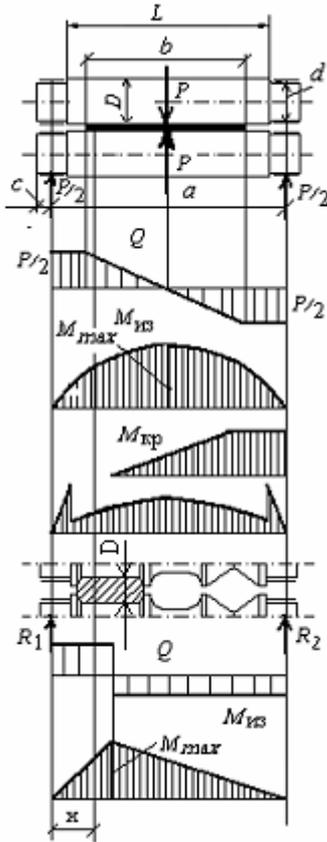


Рис. 3.5. Расчетная схема валка для станов дуо

Напряжения изгиба в бочке валка определяют по следующей формуле:

$$\sigma_{из}^{max} = \frac{M_{из}^{max}}{W} = \frac{M_{из}^{max}}{0,1 \cdot D^3}. \quad (3.10)$$

Для ручьевых валков

$$M_{из}^{max} = P \cdot \frac{x}{a} \cdot (a - x).$$

Для листовых двухвалковых станов:

$$M_{из}^{max} = \frac{P}{4} \cdot \left(a - \frac{b}{2} \right).$$

Для обеих схем P – полное давление металла на валки, $P = qb$ (q – погонное давление).

Шейку валка рассчитывают на изгиб с кручением.

В переходном сечении от шейки к бочке, принимая $c = \frac{l}{2}$ (l – длина шейки валка):

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{M_{из}}{0,1 \cdot d^3}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d^3}, \quad (3.11)$$

где d – диаметр шейки; $M_{из} = P \cdot \frac{x}{a} \cdot \frac{l}{2}$ (для ручьевых валков); $M_{из} = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2}$ (для листовых валков); $M_{кр} = \frac{1}{2} \cdot M_{пр}$ – момент прокатки.

Если в горизонтальной плоскости, проходящей через ось прокатки, на валки действуют горизонтальные силы, тогда результирующий момент определяется как

$$M_{из} = \sqrt{M_{пр}^2 + M_{гор}^2},$$

$M_{пр}$ – изгибающий момент, действующий в вертикальной плоскости, проходящей через оси валков; $M_{гор}$ – момент сил, действующих на валки в горизонтальной плоскости

Результирующее (эквивалентное) напряжение определяют по формулам: для стальных валков – по 4-й (энергетической) теории прочности:

$$\sigma_{эке} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (3.12)$$

для чугунных валков – по теории Мора:

$$\sigma_{эке} = 0,375 \cdot \sigma + 0,625 \cdot \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}. \quad (3.13)$$

Результирующее напряжение не должно превышать допускаемого напряжения, которое принимают исходя из пятикратного запаса прочности.

Жесткость валковой системы определяется деформациями изгиба валков и деформацией в зоне контакта валка с полосой. Деформацию валков следует учитывать, так как они влияют на точность прокатки и профиль прокатываемой полосы. Существенное влияние деформации валковой системы проявляется при прокатке тонких полос и лент. Следствием изгиба валков и неравномерной радиальной деформации рабочих валков является планшетность полосы. Кроме того, жесткость валковой системы во многом определяет возможности прокатки полосы минимальной толщины.

Прогиб валка f состоит из двух составляющих – прогиб, вызванный действием изгибающего момента f_1 и прогиб от поперечных сил f_2 , т.е. $f = f_1 + f_2$. Каждую из составляющих можно определить по формуле А.И.Целикова (приняв $P = qb$):

$$f_1 = \frac{P}{384 \cdot E \cdot J_1} \cdot \left[8 \cdot a^3 - 4 \cdot a \cdot b^2 + b^3 + 64 \cdot c^3 \cdot \left(\frac{J_1}{J_2} - 1 \right) \right]; \quad (3.14)$$

$$f_2 = \frac{P}{\pi \cdot G \cdot D^2} \cdot \left[a - \frac{b}{2} + 2 \cdot c \cdot \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right]; \quad (3.15)$$

обычно $f_2 = (0,1 \div 0,4) \cdot f_1$.

Радиальная деформация валков (сжатие) также как изгиб валков приводит к изменению (увеличению) зазора между валками, в общем случае неравномерному, в направлении образующей валка. Составной частью этой деформации является сплющивание валка, в результате чего, как было указано ранее, увеличивается длина дуги захвата при прокатке. Основой для анализа напряженно-деформированного состояния в области контакта валка с полосой, а также межвалкового контакта служит решение Герца:

А. Взаимодействие цилиндров:

Полуширина контакта

$$b = \sqrt{\frac{4qR_1R_2}{\pi(R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}; \quad (3.16)$$

Максимальное напряжение на поверхности контакта

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{q(R_1 + R_2)}{\pi R_1 R_2 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}; \quad (3.17)$$

Сближение цилиндров

$$\Delta = \frac{2q}{\pi} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2R_1}{b} + 0,407 \right) + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2R_2}{b} + 0,407 \right) \right]. \quad (3.18)$$

Изменение диаметра для одного валка (в результате сплющивания и усадки) можно определить по формуле Б.С.Ковальского:

$$\Delta = q \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\ln \frac{R_1 + R_2}{b} + 0,407 \right) \quad (3.19)$$

Авторы [35] предлагают определять ту же величину по формуле

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\ln \frac{R_1 + R_2}{b} + \frac{1}{3} \right), \quad (3.20)$$

где b – полуширина площадки контакта, определяемая из выражения (3.19)

Б. Для внутреннего взаимодействия:

$$b = \sqrt{\frac{4qR_1R_2}{\pi(R_2 - R_1)} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}; \quad (3.21)$$

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{qE_1E_2(R_2 - R_1)}{\pi(1-\nu^2)(E_1 + E_2)R_1R_2}}; \quad (3.22)$$

Сближение соприкасающихся тел (при $E_1 = E_2$; $\nu_1 = \nu_2$)

$$\Delta = 2(1-\nu^2) \frac{q}{E} (1 - \ln b). \quad (3.23)$$

В. Цилиндр и плоскость ($R_2 = \infty$):

$$b = \sqrt{\frac{4q}{\pi} \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]} R; \quad (3.24)$$

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{q}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) R}}; \quad (3.25)$$

Уменьшение диаметра цилиндра (при $E_1 = E_2$; $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$)

$$\Delta D = 1,159 \frac{q}{E} \left(\ln \frac{4R}{b} + 0,41 \right). \quad (3.26)$$

В условиях прокатки для определения полуширины контакта сплюсненных валков принимают [35,36] жесткость полосы $\frac{1-\nu^2}{E_2} = 0$, радиус $R_2 = \infty$, а $q = 2bp_{cp}$,

тогда, приняв $b = x_1$, получим формулу (2.2).

Для определения планшетности полосы Δf необходимо знать разность прогибов валка в сечениях, соответствующих середине и кромке полосы. Эта величина, возникающая под действием изгибающих моментов (Δf_1) и поперечных сил (Δf_2) определяется по формулам [2]:

$$\Delta f_1 = \frac{P}{18,8 \cdot E \cdot D^4} \cdot (12 \cdot a \cdot b^2 - 7 \cdot b^3); \quad \Delta f_2 = \frac{P}{\pi \cdot G \cdot D^2} \cdot \frac{b}{2}; \quad (3.28)$$

$$\Delta f = \Delta f_1 + \Delta f_2.$$

Расчет 4 – валковой системы стана кварто

При прокатке в станах кварто происходит перераспределение усилия прокатки между рабочими и опорными валками таким образом, что наибольшая часть давления воспринимается опорным валком. Это можно доказать, если допустить, что величина прогиба рабочего и опорного валков в зоне их взаимодействия одинакова; в результате получена формула [1]:

$$P_p = P \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{D_{on}}{D_p} \right)^4}; \quad P_{on} = P - P_p \quad (3.29)$$

где P – полное давление металла на валки.

Таким образом, можно утверждать, что отношение усилий, действующих на опорные и рабочие валки, пропорциональны отношению в четвертой степени их диаметрам. Если учесть, что отношение $D_{on}/D_p \approx 2,5$, то это дает основание во многих случаях при расчетах деформации и прочности опорных валков давление между валками принимать равным полному усилию прокатки.

Важным этапом расчета 4 – валковой системы является определение характера распределения межвалкового давления (погонной нагрузки), которое, как показывают исследования [2,35], в общем случае по образующей валка распределено неравномерно и в основном зависит от геометрических параметров валкового узла $D_{on}/D_p, L/b$.

Рассматривая в расчетной схеме рабочий валок как балку на упругом основании, В.П. Полухин получил формулы для определения погонного давления. При этом разработанная им математическая модель позволяет в расчетах учесть исходную профилировку валков.

Однако следует отметить, что предлагаемая методика расчета сдержит достаточно сложную систему уравнений, алгоритм решения которой требует применения вычислительной техники. Тем более, что, как показывают те же исследования, для валковых систем с оптимальным соотношением геометрических параметров (которые главным образом и применяются в прокатном производстве) можно принимать погонное давление распределенным равномерно и тем самым значительно упростить чисто технические трудности расчета.

Расчет валковой системы станов кварто предусматривает выполнение следующих основных задач:

расчет на прочность рабочего и опорного валков;

расчет упругих деформаций валков, позволяющих определить жесткость валковой системы, планшетность полосы и усилие противоизгиба.

Расчетные схемы рабочих и опорных валков приведены на рис. 3.7. *а, б*. Погонная нагрузка на рабочих q_p (3.7, *а*) опорных $q_{оп}$ (3.7. *б*) валках принята постоянной: $q_p = P/b$, $q_{оп} = P/L$.

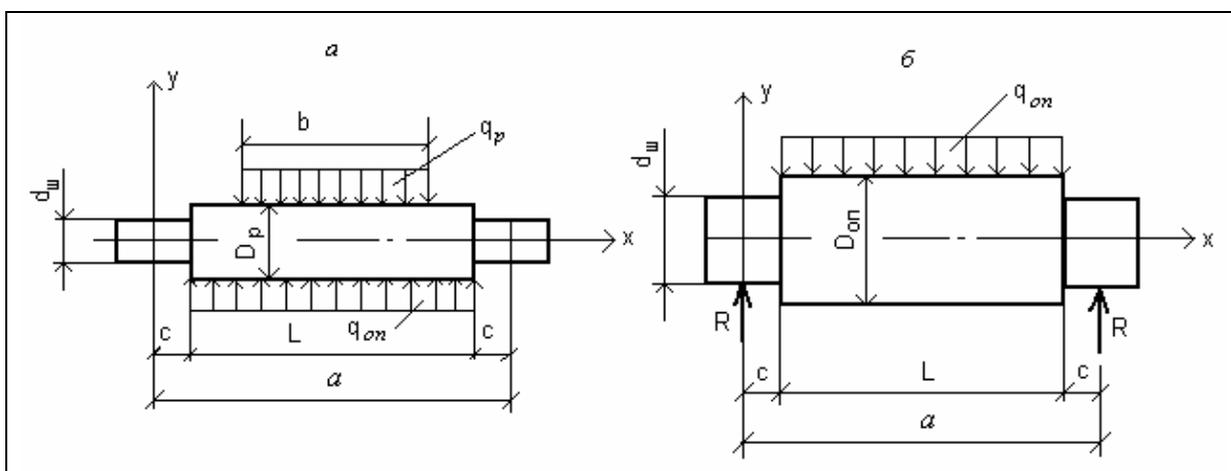


Рис.3.6. Расчетные схемы рабочего (*а*) и опорного (*б*) валков

Определение нормальных напряжений при изгибе и касательных напряжений при кручении выполняется в той же последовательности, что и для двухвалковых станков. Необходимо только реакцию опор рабочего валка положить равной нулю, а опоры условно закрепить или рассмотреть (как это сделано в работе [35]) одну половину валка, закрепив неподвижно среднее сечение валка. Первый вариант будет использован ниже при определении усилия противоизгиба.

Для определения изгиба валков и даже планшетности полосы можно использовать любую из представленных на рис.3.6 расчетных схем, полагая, как было указано выше, что величина прогиба в области контакта рабочего и опорного валков одинакова. Что касается выбора одной из схем для расчета, то предпочтительнее принять схему опорного валка, так для нее напрямую можно применять формулы А.И.Целикова.

Определение жесткости валковой системы

Жесткость валковой системы определяется деформацией изгиба валков, сплющиванием валков в зоне контакта рабочих валков с полосой, сплющиванием в зоне контакта валков друг с другом и усадкой валков.

Определение усилий противоизгиба валков клетки кварто

На современных станах листовой прокатки для регулирования профиля полосы устанавливают изгибные и противоизгибные устройства, хотя наряду с этим применяют тепловое и механическое (при изготовлении или перешлифовке валка) регулирование профиля бочки валка. При этом под изгибными действиями на валок понимают целенаправленную дополнительную нагрузку, совпадающую по

направлению с деформационными усилиями при прокатке. Противоизгибное действие, наоборот, по отношению к деформационному усилию (со стороны полосы) направлено в противоположную сторону.

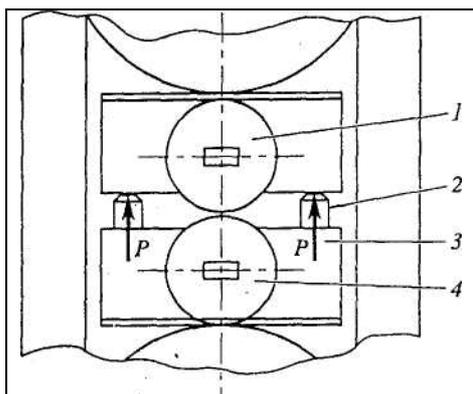


Рис.3.7. Схема противоизгиба рабочих валков

Потивизгибные устройства по отношению к известным способам профилировки имеют преимущество, так как являются более мобильными и сравнительно легко встраиваются в систему автоматизации технологического процесса. Известные варианты изгибных и противоизгибных устройств приведены на рисунках. 3.7 – 3.11

Метод противоизгиба рабочего профиля (рис. 3.7) заключается в том, что на шейки верхнего рабочего вала 1 действуют распирающие усилия от гидроцилиндров 2, расположенных в подушке 3

нижнего рабочего вала 4. Усилие распора P невелико – в этом основное преимущество данной схемы противоизгиба.

Эффективность данного метода достигается при прокатке полос с отношением ее ширины к длине бочки $B/L < 0,7$.

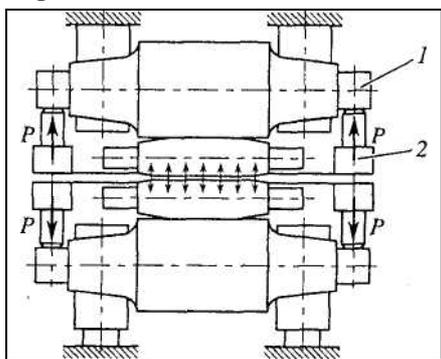


Рис.3.9. Противоизгиб опорных валков

Дополнительный противоизгиб (О-Р) рабочих валков (рис. 3.8) производится с помощью плунжеров гидроцилиндров 3, смонтированных на подушках 4 опорных валков 5 и упирающихся в подушки 2 рабочих.

При этой схеме рабочие валки имеют начальную увеличенную выпуклость. Совместное действие плунжеров противоизгиба и распора выпрямляют профиль рабочих валков.

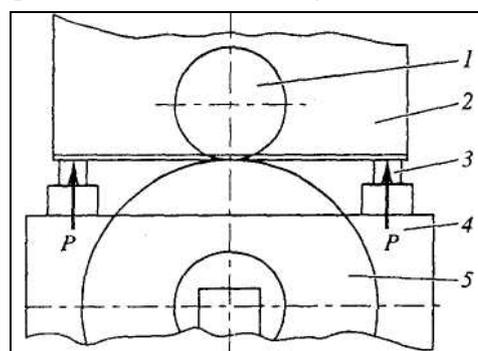


Рис.3.8. Дополнительный противоизгиб опорных валков через изгиб рабочих валков

Данный способ эффективен при прокатке полос с отношением $0,7 < \frac{B}{L} \leq 0,8 \div 0,9$.

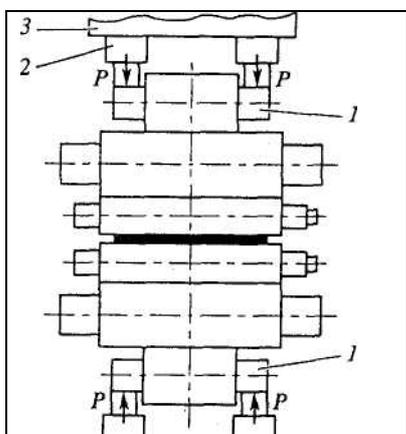


Рис.3.10 Противоизгиб опорных валков с одновременным регулированием толщины полосы

Противоизгиб опорных валков (рис. 3.9) с помощью гидроцилиндров 2, упирающихся в удлиненные цапфы опорных валков 1. Опорные валки при этом дополнительно воздействуют на бочку рабочих валков, уменьшая их прогиб по центру. Большие габариты опорных валков требуют усиленных конструкций подшипников и гидроцилиндров противоизгиба.

Данный метод эффективен на толстолистовых станах с длиной бочки валков более 3000 мм.

Иногда совмещают регулировку толщины и поперечной разнотолщинности.

Так, на рис. 3.10 в схеме регулировки толщины проката введены дополнительные короткие ролики 1. На их оси действуют гидроцилиндры 2, установленные на траверсе

Рассмотренные выше изгибные и

противоизгибные устройства могут быть совмещены в одной клетке (рис.3.11).

Гидроцилиндры 1 плунжером 2 вызывают изгиб, а плунжером 5 противоизгиб рабочих валков. Плунжеры 6 создают распорное усилие между верхней 3 и нижней 4 подушками опорных валков, создавая предварительное напряжение клетки

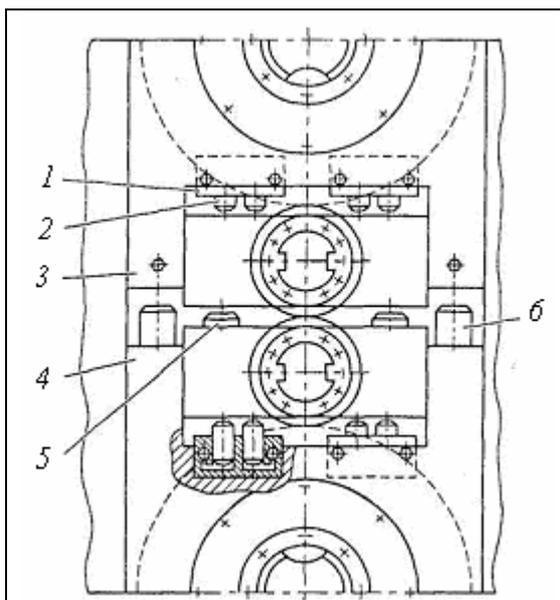


Рис.3.11. Совмещенная схема изгиба и противоизгиба рабочих валков

Рассмотрим расчет усилий противоизгиба, обеспечивающих плоскостность прокатываемой полосы для двух схем приложения нагрузки к валкам клетки кварто. В первом варианте противоизгибная сила приложена к шейке рабочего валка (рис.3.12,а), во втором – к середине опорного валка (рис.3.12,б). В этом варианте принято $q_1 = P/b$, $q_2 = (P + 2T)/L$, где P – усилие прокатки, T – сила противоизгиба.

Усилие противоизгиба T определяли из условия прямолинейности упругой линии валка в пределах ширины полосы (для рабочего валка) или в пределах образующей опорного валка по линии контакта его с рабочим валком. Распределенная нагрузка q по контактируемым поверхностям принята была постоянной, т. е. $q_1 = P/b$ $q_2 = P/L$. Величину прогибов валков определяли как совокупность прогибов от действия изгибающего момента (w^M) и поперечной силы (w^Q): $w = w^M + w^Q$. Длины бочек рабочего и опорного валков приняты равными. Прогибы от изгибающего момента определяли методом начальных параметров, а прогибы от действия поперечной силы по методике Н.М.Беляева[24].

Расчет для схемы "а". В результате расчетов получили следующее выражение для определения выпуклости образующей рабочего валка в пределах участка распределенной нагрузки "р"

$$\Delta w = \frac{1}{384EI} \left[\begin{aligned} &7Pb^3 - 6PBb^2 - Pb^3 \frac{b}{B} + 48Tcb^2 + 12TBb^2 - 2Tb^3 - \\ &- 12\eta(1+\nu)D_p^2 \left(Pb - Pb \frac{b}{B} - 2Tb \frac{b}{B} \right) \end{aligned} \right] \quad (3.30)$$

где I – момент инерции бочки рабочего валка; E – модуль Юнга; D_p – диаметр бочки рабочего валка; η – коэффициент формы сечения, для круглого сечения $\eta = 10/9$.

Для оценки величины силы T в качестве переменных величин, входящих в формулу (1), были приняты линейные размеры чистовой клетки стана 2000: $B = 1$; $b = 0,75B$; $c = 0,125B$; $D_p = 0,3B$; $\nu = 0,3$. Приравняв $\Delta w = 0$, получили $T \cong 0,1P$

При $b = B$

$$T = 0,23P$$

Расчет для схемы "б".

В этом варианте принято $Lq = P$; $R = (P-T)/2$.

Получили следующее выражение для определения выпуклости образующей опорного валка в пределах длины "В":

$$\Delta w = -\frac{1}{384EI} \left[5PB^3 + 24PB^2c - 8TB^3 + 24TB^2c - 6\eta(1+\nu)(2TBD^2 - PBD^2) \right], \quad (3.31)$$

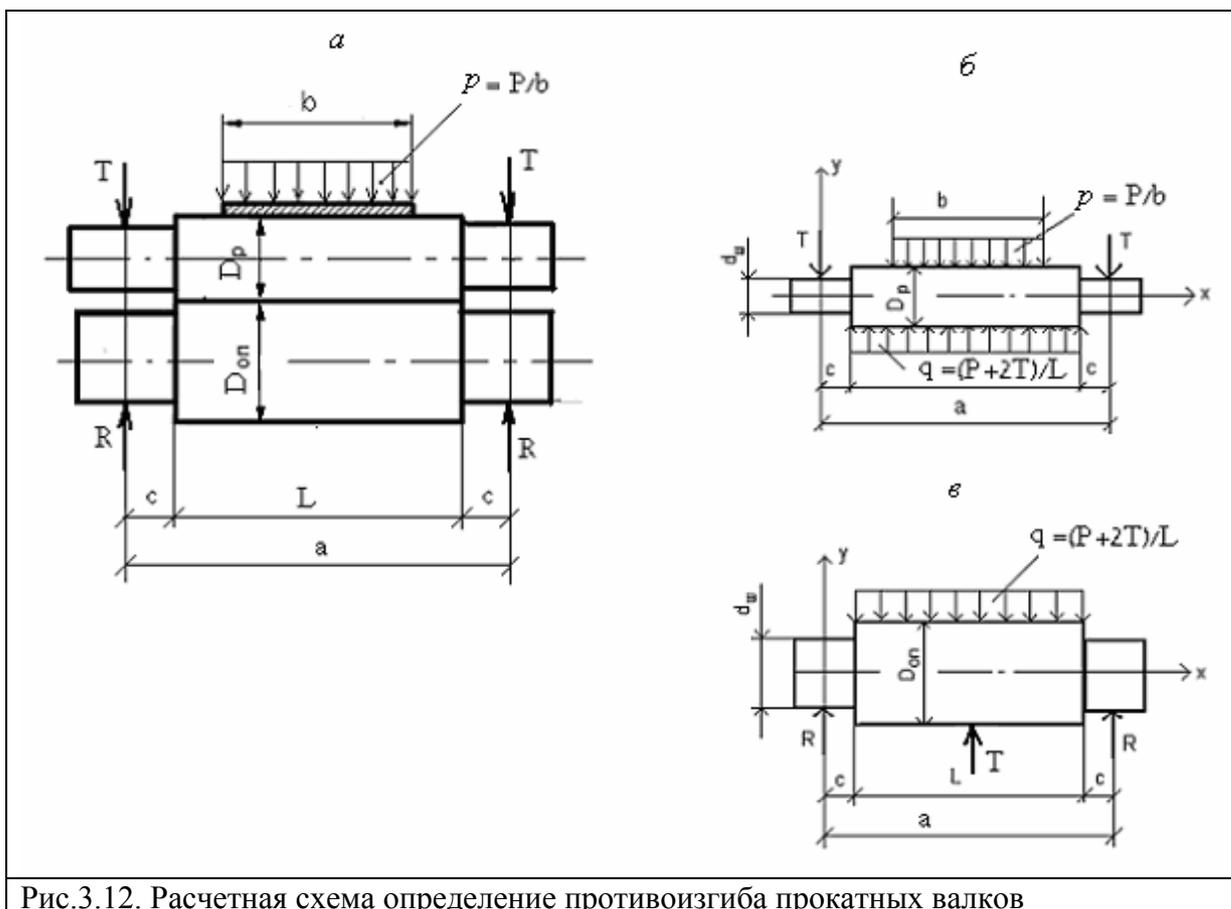


Рис.3.12. Расчетная схема определение противоизгиба прокатных валков

где I – момент инерции бочки опорного валка; D – диаметр опорного валка; $\eta = 10/9$.

Подставив в выражение (3.31) $V = 1$, $c = 0,125V$, $D = 0,8V$, $\nu = 0,3$, получили

$$T = 0,66P$$

Сравнение результатов вычислений, выполненных для обеих схем нагрузки по формулам (3.30) и (3.31), показывает, что один и тот же эффект противоизгиба достигается при значительно меньшей силе, когда она приложена к опорным шейкам рабочего валка.

*) **Беляев Н.М.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.

Контактные напряжения в валках

Прокатные валки работают в условиях совместного действия остаточных, контактных, изгибающих напряжений, тепловых нагрузок и крутящего момента.

Напряжения в валках, как было указано ранее, можно разделить на две группы: возникающие в процессе изготовления валков главным образом в результате термической обработки (остаточные напряжения); и возникающие в процессе эксплуатации. Эти напряжения вызваны двумя факторами - силовым (усилие прокатки, натяжение полосы, крутящий момент) и тепловым - нагрев валков за счет тепла, выделяющегося в процессе пластической деформации прокатываемого металла, и охлаждения их водой.

Изгиб валковой системы, обусловленный усилием прокатки, как правило, оказывает влияние на прочность бочек и шеек

опорных валков. На стойкость рабочих валков наибольшее влияние оказывают контактные напряжения. Максимального значения они достигают, как правило, не в зоне взаимодействия валка с прокатываемым металлом, а у поверхности контакта рабочего и опорного валков, так как при одинаковом усилии площадь контакта между рабочим и опорным валками значительно меньше площади контакта рабочего валка с прокатываемым металлом в зоне деформации (рис. 3.13). Особенно велики контактные напряжения при холодной прокатке (иногда они достигают предела усталостной прочности материала валка). В этом - главная причина низкой стойкости рабочих валков и выход их из строя в результате поверхностных разрушений.

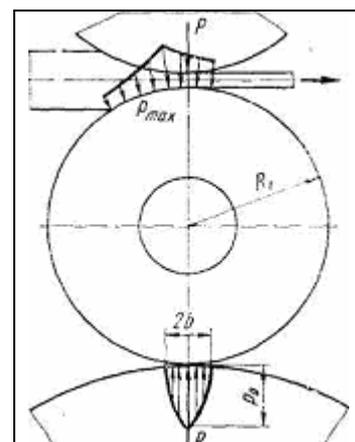


Рис. 3.13. Схема контакта рабочего и опорного валков

Для приближенного расчета контактных напряжений используют теорию Герца—Беляева о сжатии двух гладких цилиндров, которая базируется на следующих допущениях: длина площадки контакта двух цилиндров бесконечна, усилие по ее длине не меняется и касательные силы трения в зоне контакта отсутствуют.

В результате контакта валков по всей длине бочки под действием усилия прокатки происходит упругое сжатие валков и появляется полоса контакта шириной $2b$. (см. рис. 3.13.), которую рассчитывают по ранее приведенным формулам.

Эпюра распределения давлений по ширине площадки контакта рабочего и опорного валков принимают эллиптической (см. рис. 3.13). Максимальное давление находится в середине площадки и равно

$$p_0 = \frac{2q}{\pi b} = \frac{2P}{\pi b L} \quad (3.32)$$

Поскольку длина площадки контакта бесконечна; то напряжения не зависят от осевой координаты z .

Среднее контактное напряжение

$$p_{cp} = \frac{q}{2b} = \frac{\pi b p_0}{4b} = \frac{\pi}{4} p_0 \quad (3.33)$$

Максимальные напряжения возникают в точках, лежащих в плоскости xu (рис. 3.15), в которой действует максимальное давление p_0 (при $y = 0$).

Для этих точек значения напряжений рассчитывают по формулам:

$$\sigma_x = -p_0 \frac{1}{\sqrt{1 + (x/b)^2}};$$

$$\sigma_y = -p_0 \left[\frac{1 + 2(x/b)^2}{\sqrt{1 + (x/b)^2}} - 2 \frac{x}{b} \right]; \quad (3.34)$$

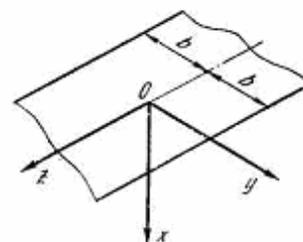


Рис.3.14. Положение координатных осей относительно площадки контакта рабочего и опорного валков

$$\sigma_z = -p_0 2\mu \left[\sqrt{1 + (x/b)^2} - \frac{x}{b} \right];$$

Все компоненты касательных напряжений для этих точек равны нулю.

Следовательно, для точек, лежащих в плоскости симметрии двух соприкасающихся цилиндров, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ являются главными нормальными напряжениями. Определим запас прочности, для чего найдем эквивалентное напряжение, воспользовавшись третьей теорией прочности, т. е. теорией максимальных касательных напряжений, согласно которой эквивалентное напряжение определяется как разность максимального и минимального главных нормальных напряжений: $\sigma_{экр} = \sigma_1 - \sigma_3$.

На рис.3.15 видно, что наибольшая разность главных нормальных напряжений находится не на поверхности вала, а на некоторой глубине от нее, где максимальным является окружное напряжение σ_y , минимальным — радиальное напряжение σ_x .

Расчеты показывают, что координата наиболее напряженной точки $x = 0,78b$.

Подставив это значение x в уравнения (V.52), получим

$$\begin{aligned} \sigma_x &= -0,78p_0 = \sigma_3 \\ \sigma_y &= -0,18p_0 = \sigma_1; \\ \sigma_z &= -0,288p_0 = \sigma_2, \end{aligned} \quad (3.35)$$

откуда

$$\sigma_{экр} = \sigma_1 - \sigma_3 = 0,6p_0$$

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_{\max} = \sigma_{экр} / 2 = 0,3p_0. \quad (3.36)$$

Из системы уравнений (3.34) видно, что напряженное состояние наиболее нагруженных точек зоны контакта валков — трехосное сжатие. Особенность такого напряженного состояния заключается в том, что если абсолютная величина сжимающего напряжения $\sigma_1 = \sigma_y$ станет больше под действием какого-либо другого фактора (например, от температурных или остаточных напряжений), то разность $\sigma_1 - \sigma_3$ или эквивалентное напряжение, уменьшится, в результате чего возрастет запас усталостной прочности поверхностного слоя вала.

Определим компоненты напряжений в центре вала, при $x = R$. Примем $R = nb$. Подставляя значение координаты x в выражения (3.36) и принимая во внимание, что $(x/b)^2 \gg 1$ и положив $1 + (x/b)^2 = (x/b)^2$, получим

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x^y &= \frac{4q}{\pi D} = \frac{4P}{\pi DL} \\ \sigma_y^y &\approx \sigma_z^y \approx 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.37)$$

Следует отметить, что в реальных условиях при прокатке на четырех валковом или многовалковом стане между опорным и рабочим валками действуют касательные силы трения и кроме того совместное действие изгиба и упругого сжатия валков приводит к неравномерному распределению межвалкового давления по длине их контакта, т.е. положения, принятые в основу при выводе формул Герца – Беляева, не выполняются.

Как считает А.И.Целиков, влияние касательных сил трения на напряженное состояние валков выражается в приближении точки с наибольшим касательным напряжением из глубины к поверхности соприкасающихся тел и в возрастании величины этого напряжения с увеличением коэффициента трения μ . При этом максимальное межвалковое давление может превышать среднее в 1,5 раза и более.

Следовательно, при определении p_0 по формуле (3.32) необходимо ориентироваться на максимальные значения q по длине бочки (с учетом действительного профиля контактирующих валков).

С учетом этих поправок и уточнений применение теории Герца—Беляева для практических расчетов в большинстве случаев оправдано.

Таблица 3.1 Допускаемые контактные напряжения в зависимости от твердости поверхности бочки валка [2]

Твердость	Допускаемое Максимальное Давление [p ₀], МПа			Допускаемое Эквивалентное напряжение [σ _{экр}], МПа
	по Бринеллю	По Шору	По Роквеллу	
170	30	17	1600	950
250	40	28	2000	1200
350	60	39	2200	1300
550	85	57	2400	1450

Рекомендации по выбору допускаемых напряжений в зависимости от твердости поверхности бочки опорного валка приведены в табл.3.1.

Действие дополнительных температурных напряжений может оказаться решающим для прочности валков, даже если эти напряжения в сравнении с контактными невелики. Эквивалентное напряжение может превысить предел усталостной прочности материалов валков, что приведет к преждевременному их разрушению (выкрашиванию, трещинам, отколам) и выходу из строя.

Если температурные напряжения в поверхностном слое сжимающие, то они оказывают благоприятное воздействие на прочность валков. И напротив, если они растягивающие, то эквивалентное напряжение возрастает, а запас усталостной прочности снижается.

На станах горячей прокатки контактные напряжения обычно меньше, чем на станах холодной прокатки, из-за меньшего сопротивления металла пластической

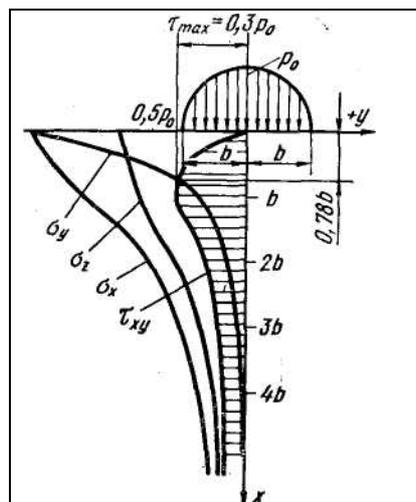


Рис.3.15. Распределение Контактных напряжений на поверхности и в радиальном направлении валка

деформации при высоких температурах. Однако в связи с большой температурой прокатываемого металла и поверхности бочки и более значительными колебаниями температуры в период работы температурные условия работы валков этих станов более напряженные.

Температурные напряжения возникают в валках под действием неравномерного по сечению валка температурного поля. Температура в любой точке прокатного валка может быть рассчитана в результате решения уравнения теплопроводности.

Исследования показали, что асимметрия температурных напряжений ограничивается лишь поверхностным слоем валка толщиной не более одного процента от радиуса бочки.

ПОДШИПНИКИ ВАЛКОВ

В зависимости от типа стана и конструкции прокатной клетки применяют подшипники скольжения открытого типа, подшипники скольжения закрытого типа - подшипники жидкостного трения, подшипники качения.

В качестве материалов для вкладышей подшипников скольжения применяют металлические – бронза, баббит и неметаллические – текстолит, лигнофоль, лигностон.

Текстолитовые подшипники применяют на обжимных станах, где они интенсивно поливаются водой. Вода служит для охлаждения, предотвращая нагрев вкладыша свыше 60-80, и одновременно служит смазкой. Расход воды для охлаждения 1 м² рабочей поверхности вкладыша – 10 м³/мин, температура воды 14 -18⁰С. Для подшипников, работающих при высоких давлениях, применяют эмульсию. Состав эмульсола: 50% минерального масла, 30% сухого мыла, 15% воды и 5% жирных кислот. Эмульсол такого состава смешивают с 60 частями воды. Коэффициент трения текстолитовых подшипников очень низок, в 10 - 12 раз меньше, чем бронзовых.

Для сравнения: коэффициент трения бронзовых подшипников составляет 0,06 – 0,1, качения - 0,002 – 0,005, текстолитовых – 0,004 – 0,006.

Баббитовые подшипники по причине их дороговизны и чувствительности к температурным условиям эксплуатации применяются все реже. Для тонколистовых станов дуо обычно применяют бронзовые, из антифрикционного чугуна, технически чистого железа, металлографита.

На обжимных и сортовых станах, где применяют обильное охлаждение валков, вкладыши подшипников изготавливают из текстолита, лигнофоля, лигностона.

На рис.3.16. показана конструкция УЗТМ подшипника скольжения с текстолитовыми вкладышами, установленного на блюминге. Текстолитовые вкладыши 1 закреплены в кассете 2 планками и болтами. Текстолитовые фланцы 4 воспринимают горизонтальные усилия и устанавливаются в расточках кассеты со стороны бочки валка. Осевую регулировку валков и поджатие текстолитовых фланцев к бочке валка осуществляют перемещением кассеты с помощью болтов 3. Для удержания валка в крайнем верхнем положении предусмотрена подвеска 5, в которой таким же способом установлены и закреплены текстолитовые вкладыши 6. У подушки нижнего валка предусмотрена крышка 7 с небольшими текстолитовыми вкладышами. Для вертикальной регулировки положения нижнего валка

применяют прокладки 8. Правая нижняя подушка (по ходу прокатки) соединена с левой с помощью проушин 9 и присоединена к механизму для извлечения комплекта валков. Верхняя подушка при смене валков остается подвешенной к пяте нажимного винта, а верхний валок со своей нижней подвеской 5 будет лежать на нижнем валке.

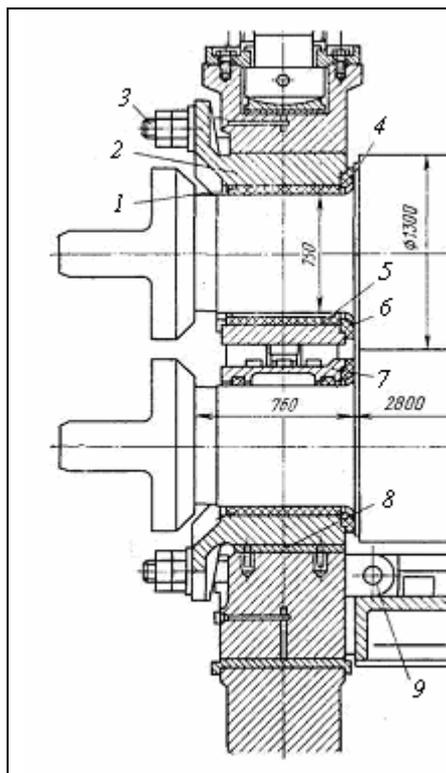


Рис.3.16. Подшипниковый узел блюминга: 1-текстолитовый вкладыш; 2-кассета; 3-болт; 4-текстолитовые фланцы; 5-подвеска; 6-текстолитовый вкладыш; 7-крышка; 8-сменные прокладки; 9-проушина

Расчет подшипников скольжения

Пригодность выбранного материала и размеров открытого подшипника скольжения определяют по следующим условиям [92]:

$$p_{cp} = P/d \leq [p]; \quad p_{cp}v \leq [pv]; \quad v \leq [v]; \quad t \leq [t], \quad (3.38)$$

где p_{cp} – среднее давление; P – радиальная нагрузка; d – диаметр цапфы; v – окружная скорость цапфы; t – температура подшипника.

Этот расчет обычно используют как основной для подшипников с полужидкой смазкой и как предварительный для подшипников с жидкостной смазкой. Ниже приведены значения $[p]$, $[v]$ и $[pv]$.

Материал	$[p]$, МПа	$[v]$, м/с	$[pv]$, МПа м/с
АЧС – 5	20	1	20
Бр010Ф1	15	10	15
Ан – 2,5	25	15	100
ЦАМ 10 – 5	20	7	100
Баббит Б88	20	550	75
Металлокерамика ЖГ – а	1	3	8
Текстолит	15	8	25

ПОДШИПНИКИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ – ПЖТ(ГОСТ 7999 – 70)

ПЖТ достаточно широко применяют в прокатных станах. Особенностью этих подшипников является то, что независимо от условий работы (при небольших удельных давлениях и даже небольших скоростях скольжения шейки в подшипнике) между телом шейки и материалом подшипника всегда сохраняется (не выдавливается) масляная пленка, в результате чего шейка как бы плавает в подшипнике. Состояние жидкостного трения обеспечивается в этих подшипниках

благодаря тщательной (зеркальной) обработке трущихся деталей и совершенно закрытой (герметичной) конструкции самого подшипника. При вращении шейки валка в таких подшипниках ей приходится преодолевать незначительное трение в масляной пленке, зависящее от вязкости масла.

Наиболее распространенными ПЖТ прокатных станов являются подшипники гидродинамического типа. Благодаря высокой точности обработки и малой шероховатости поверхности вкладыша и цапфы, а также хорошей очистке масла трущиеся поверхности в подшипнике всегда разделены тонким слоем смазки. Сопротивление вращению цапфы оказывает только внутреннее трение (вязкость) самого масла, поэтому коэффициент трения ПЖТ весьма незначителен (0,001—0,005, т. е. меньше, чем в роликовых подшипниках), а износа трущихся поверхностей практически нет. При правильной эксплуатации долговечность ПЖТ составляет 10—20 лет, т. е. во много раз больше, чем роликовых подшипников качения.

Существенным преимуществом ПЖТ перед подшипниками качения является также и то, что они эффективно работают при высоких частотах вращения цапфы, так как с увеличением частоты возрастает их несущая способность [см. формулу (3.38)].

Рассмотрим принципиальную и расчетную схемы ПЖТ (рис. 3.13). Для обеспечения свободного вращения цапфы ее диаметр $d_{ц}$ делают меньше диаметра втулки — вкладыша d_B на величину двух радиальных зазоров $2\delta_{ПЖТ}$, т. е. $d_B - d_n = 2\delta_{ПЖТ}$ (рис. 3.13).

В положении покоя цапфа, нагруженная внешней силой Y , лежит во вкладыше; центр цапфы смещен вниз на величину радиального зазора $\delta = r_B - r_{ц}$.

При вращении цапфы смазка, подаваемая под давлением 10—20 Н/см², затягивается в суживающийся зазор между цапфой и вкладышем.

Масло нагнетается в образующийся масляный клин; давление в клине с увеличением скорости повышается (гидродинамический эффект) и, преодолев внешнюю нагрузку Y , заставит цапфу сместиться влево (по направлению вращения) по отношению к вертикальной оси, проходящей через центр вкладыша. Эпюра радиальных давлений p_{φ} в масляном клине будет иметь куполообразный вид с

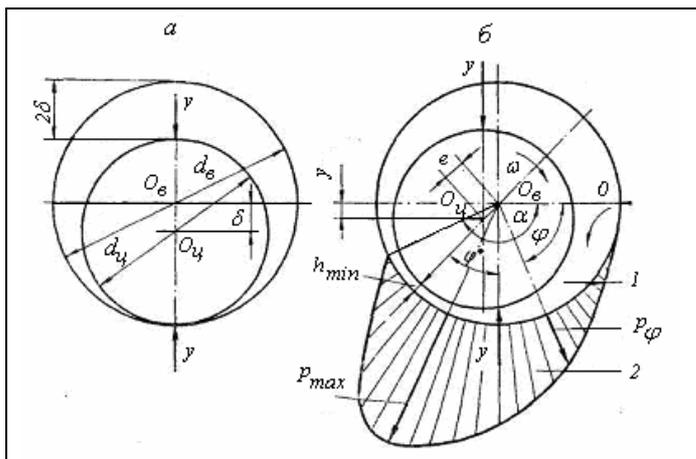


Рис. 3.17. Принципиальная и расчетная схемы ПЖТ: а — цапфа не вращается; б — цапфа вращается; 1 — масляный клин; 2 — эпюра радиальных давлений

максимумом, достигающим 1000—2000 Н/см² и расположенным между вертикальной осью подшипника и минимальным радиальным зазором (вершиной масляного клина), в котором толщина масляного слоя равна h_{min} (рис. 3.17, б).

В основу расчета параметров ПЖТ положено решение Ньютона-Рейнольдса для течения гидродинамического слоя смазки. Это решение применимо для ламинарных условий течения вязкой жидкости, т. е. при условии, что средняя удельная нагрузка не превышает 10 МПа, а линейная скорость вращения

цапфы менее 70 м/с. [37]. Превышение этих пределов приводит к турбулентному характеру течения масляного слоя.

Упрощенная формула для определения вертикальной составляющей усилия, действующего на ПЖТ с рабочей длиной l и отношением $l/d = 0,7 - 1,0$ имеет вид

$$Y = p_m l d = l \int p_\varphi \cos \varphi r d\varphi \approx 0,4 \eta \omega \cdot l^2 d \frac{\delta_{пжт}/h_{\min} - 1}{\delta_{пжт}^2}, \quad (3.39)$$

где p_n — среднее давление в подшипнике (по проекции его диаметра) d — номинальный диаметр подшипника (равный d_u) η — вязкость (абсолютная, динамическая) масла; ω — частота вращения цапфы.

Анализируя это уравнение, можно сделать следующие выводы: 1) несущая способность масляного клина увеличивается с увеличением вязкости масла, частоты вращения, длины и диаметра подшипника;

2) для ПЖТ, изготовленного с определенным номинальным радиальным зазором $b_{пжт}$, грузоподъемность масляного клина увеличивается с уменьшением толщины масляного слоя h_{\min} .

При теоретическом отношении $\delta/h_{\min} = 2$, соответствующем максимальной грузоподъемности Y , относительный эксцентриситет цапфы $\chi = e/\delta = 0,5$. Однако для предотвращения вибрации цапфы желательно, чтобы $\delta/h_{\min} > 2$ и $\chi > 0,5$. Практически принимают $\delta/h_{\min} = 3 \div 15$, при котором $\chi = 0,67 - 0,93$ (чем выше частота вращения цапфы, тем больше χ).

При конструировании и расчете ПЖТ внешняя нагрузка на цапфу Y , размеры подшипника l и d , а также частота вращения цапфы ω обычно заданы. Таким образом, задача сводится к выбору сорта масла (его вязкости при рабочей температуре 50—60 °С) и минимальной толщины смазочного слоя h_{\min} , которая позволит, приняв соответствующую величину отношения δ/h_{\min} , определить δ и, следовательно, выполнить правильную расточку вкладыша.

Минимальная толщина смазочного слоя

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi). \quad (3.40)$$

Жидкостный режим трения в подшипнике обеспечивается при условии

$$h_{\min} \geq 1,1 h_{кр}, \quad (3.41)$$

где

$$h_{кр} = R_z' + R_z'' + w_0.$$

Здесь R_z' и R_z'' - параметры шероховатости профиля сопрягаемых поверхностей цапфы шейки вала и втулки-вкладыша соответственно; w_0 — прогиб цапфы вала в подшипнике, определяемый по формуле

$$w_0 = 1,6 w_{\max} \frac{l}{L}, \quad (3.42)$$

где w_{\max} — максимальный прогиб вала; L — расстояние между опорами вала.

Для ПЖТ прокатных станов обычно применяют масло двух сортов: турбинное УТ с малой вязкостью и специальное прокатное П-28 (брайтсток) с повышенной (в 8—10 раз) по сравнению с УТ вязкостью.

Конструкция ПЖТ

Подшипник состоит из двух основных деталей (рис.3.18)

1) сменной цапфы, установленной (на шпонке) на конической шейке валка и вращающейся вместе с ним. Наружный диаметр цапфы является номинальным диаметром подшипника. Согласно нормам заводов тяжелого машиностроения и ГОСТ 7999—70, предусмотрено изготовление подшипников диаметром 0,14—1,18 м при отношении l/d , равном 0,6 и 0,75. После обработки с предельным отклонением $18 \div 45$ мкм рабочая поверхность втулки-цапфы становится зеркальной, средняя высота микронеровностей не более 0,25 мкм по ГОСТ 2789—73.

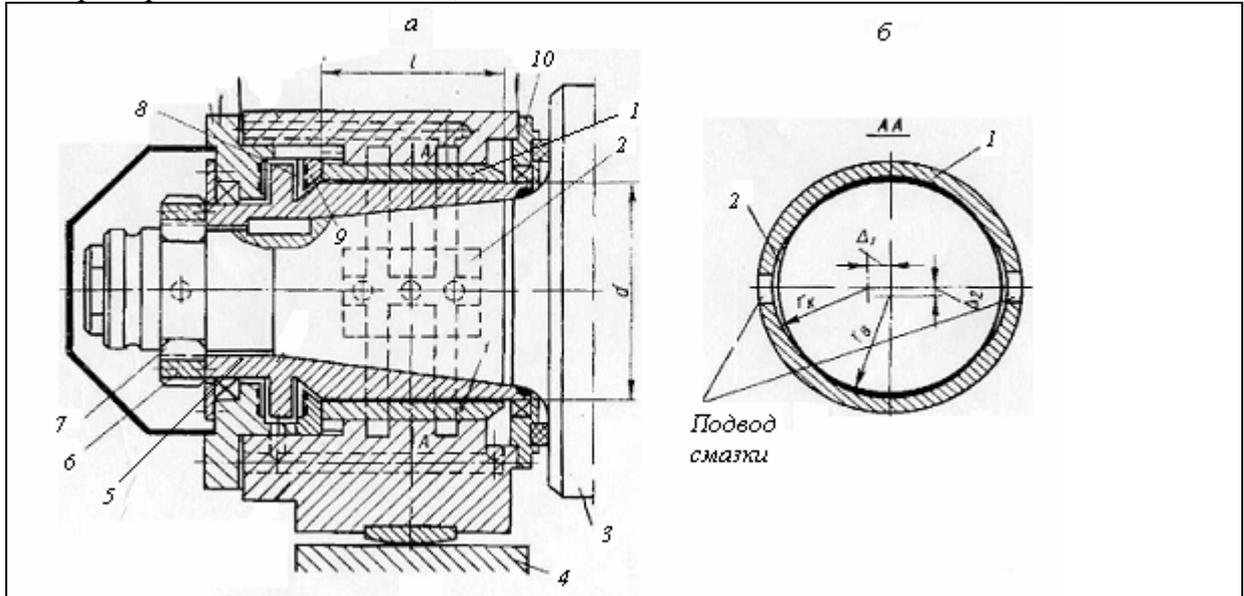


Рис.3.18. Подшипник жидкостного трения: а – принципиальная схема; б – сечение расточки втулки – вкладыша:

1 – втулка (вкладыш) 2 – подвод смазки; 3 – валок; 4 – станина; 5 – сменная втулка (цапфа); 6 – резьбовое кольцо; 7 – разъемное кольцо; 8 – кольцо – крышка; 9 – кольцо; 10 – торцовая крышка.

2) втулки-вкладыша 1 с заливкой (центробежным способом) толщиной 3—5 мм, изготовленной из высоко оловянистого баббита марки Б83 (83 % Sn; 6 % Си; 1 % Sb). Поверхность баббитовой заливки обрабатывают до шероховатости $Ra < 0,8$ мкм, и после приработки в подшипнике она также приобретает зеркальный вид. Номинальный внутренний диаметр втулки $d_B = d_n + 2\delta_{пжт}$, где $\delta_{пжт}$ — радиальный зазор в подшипнике; обычно принимают $\delta_{пжт} = 100 \div 200$ мкм.

Для передачи осевых усилий от валка 3 на корпус подушки (закрепленной в станине 4) на втулке-цапфе 5 предусмотрен кольцевой бурт, опирающийся с одной стороны на кольцо 9 (из двух полуколец), с другой — на кольцо-крышку 8. Торцы этих колец также выполнены с баббитовой заливкой. Для предохранения от осевого смещения втулка-цапфа закреплена на цапфе резьбовым кольцом 6 с полукольцами 7. Для обеспечения полной герметичности рабочих поверхностей и исключения проникновения пыли и влаги предусмотрены надежные уплотнения в торцовых крышках 8 и 10.

Для улучшения условий подачи и «затягивания» масла в масляный клин во втулке-вкладыше предусмотрены масляные карманы 2 (на длине $\sim 0,8l$) с обеих сторон (для возможности реверсивного вращения цапфы), образуемые расточкой

вкладыша из центров, смещенных на величину $\Delta_1 = 15 \div 25$ мм. Смазка под давлением 0,1—0,3 МПа (избыточным) поступает в масляные карманы. Из подшипника масло удаляется в осевом направлении вкладыша на участке с максимальным радиальным зазором, т. е. со стороны, противоположной масляному клину.

Для предотвращения контакта неровностей поверхностей цапфы и втулки при изготовлении втулки вкладыша применяют обработку ее из смещенных по вертикали центров на величину $\Delta = 100 \div 400$ мкм (для подшипников с $d > 0,3$ м), как показано на рис.3.18, б. кроме того, это обеспечивает лучшую прокачку масла через подшипник и интенсивное его охлаждение.

Следует указать на существенный недостаток гидродинамических подшипников: они не допускают предварительного поджатия валков перед пуском и разгоном стана, т.к. при этом масло выдавливается из-под цапфы и в момент пуска и разгона стана подшипники работают в условиях полужидкостного трения, что влечет за собой износ трущихся поверхностей и ухудшение в дальнейшем условий работы в режиме жидкостного трения.

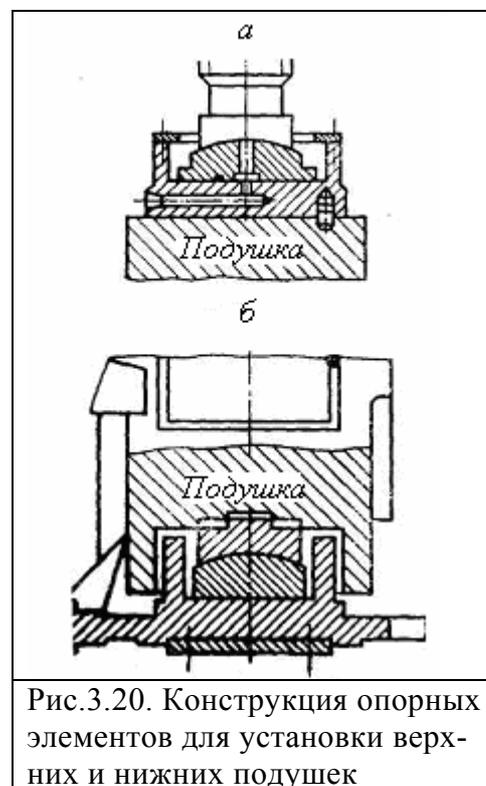
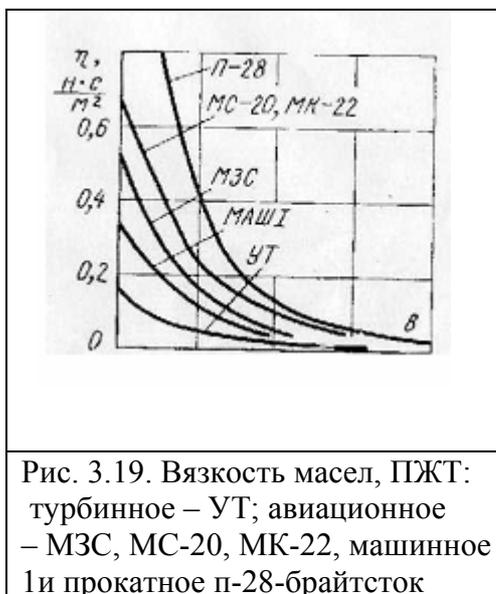
При смене валков узел подшипников не надо разбирать. Он остается герметичным. Ревизия (осмотр поверхностей трения) осуществляется в специальных помещениях не чаще, одного раза в 2—3 года.

Шейки валков изготавливают коническими (конусность 1:5). Это облегчает демонтаж подшипника и усиливает прочность в месте перехода от шейки к бочке валка.

Для валков прокатных станов применяют подшипники жидкостного трения двух типов — горизонтальные и вертикальные, причем для восприятия возможных осевых усилий они имеют на концах шеек радиально-упорные шариковые (для небольших ПЖТ) или радиально-упорные роликовые конические (для средних и крупных ПЖТ) подшипники.

Применение упорных узлов в ПЖТ крайне необходимо на высокоскоростных рабочих клетях. В противном случае, как правило, наблюдается сильный разогрев ПЖТ с потерей их несущей способности, а также разогрев краев бочек опорных валков, что приводит к нестабильности их теплового профиля.

Величина коэффициента трения в подшипнике зависит от вязкости масла (рис.3.19). В большинстве случаев для тяжело нагруженных подшипников прокатных станов применяют хорошо очищенное вязкое масло П-28 (бритсток); масляная пленка в подшипнике способна выдерживать давление до 25 МПа. Для высокоскоростных и легко нагруженных подшипников можно применять менее вязкое турбинное масло марки УТ.



Для ПЖТ устанавливают отдельную масляную систему.

Основными параметрами ПЖТ являются диаметр d и длина баббитовой заливки l . Для устранения влияния прогиба валка на работу ПЖТ подушки с ПЖТ сверху и снизу опираются на сферические подпятники (Рис.3.3.20).

Различают *гидродинамические, гидростатические и гидростатодинамические* ПЖТ.

Гидродинамические ПЖТ обеспечивают жидкостное трение между втулкой и цапфой при высоких скоростях, когда вращающаяся с большой скоростью цапфа увлекает за собой смазку и образуется масляный клин, давление в котором уравнивает внешнюю нагрузку. В переходных режимах работы прокатного стана (при пуске, реверсе, при заправочной скорости под полным усилием прокатки) жидкостное трение не обеспечивается, увеличивается момент трения в подшипниках и затрудняется их эксплуатация.

При изменении частоты вращения валков и усилия прокатки изменяется толщина смазочного слоя в подшипниках и вследствие этого толщина прокатываемой полосы изменяется.

Гидростатические ПЖТ (без образования масляного клина) для уравнивания внешней нагрузки требуют постоянного высокого давления смазки в специальных карманах во втулке подшипника. Однако обеспечение надежной и непрерывной работы сложной системы смазки при высоком давлении практически невозможно, поэтому эти подшипники в опорных валках прокатных станов не применяют.

Гидростатодинамические ПЖТ

Это подшипники комбинированного типа: смазка под давлением 50 МПа подается в период переходных режимов, что обеспечивает устойчивую работу стана. Включение и выключение высокого давления осуществляется автоматически от показателя скорости цапфы. Обычно высокое давление включается при скорости ниже 2 – 3 м/с. При устойчивой работе (в штатном режиме) смазка подается под обычным давлением 0,1 – 0,15 МПа.

Подшипники качения

Подшипники качения применяют в 4 – валковых станах горячей и холодной прокатки листов, а также в тонколистовых 2 – валковых станах. Для валков этих станов применяют исключительно роликовые (2 – рядные и 4 – рядные, Рис.3.21), так как они хорошо самоцентрируются и способны воспринимать большие осевые нагрузки.

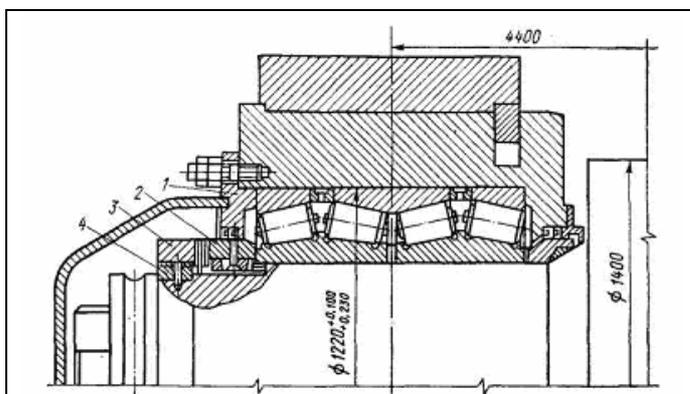


Рис. 3.3.21. Конструкция подшипникового узла на роликовых конических подшипниках опорного валка стана 2800: 1,2-наружное и внутреннее распорные кольца; 3-кольцо; 4-полукольцо с резьбой

Изготавливают подшипники по специальному заказу, так как к материалу, конструкции и габаритным размерам предъявляются очень высокие требования. Они должны выдерживать нагрузки до 15 – 20 МН, наружный диаметр такого подшипника более 1м, а масса превышает 3 т.

В 4 – валковых станах ПЖТ устанавливают только на опорные валки, на рабочих – обычно конические роликовые подшипники. Для облегчения монтажа и демонтажа подшипниковых узлов и повышения

прочности шеек рабочих валков 4 – валковых станов применяют роликовые конические подшипники с внутренним конусным посадочным отверстием (Рис.3.22).

Многорядные подшипники с цилиндрическими роликами (Рис.3.23) в листовых, сортовых и проволочных станах с большими скоростями прокатки (30 – 40 м/с), что обеспечивается удачной конструкцией подшипника: в них применяются внутренние кольца (обоймы), взаимозаменяемые по наружному диаметру, т. е. обработанные с

высокой точностью. Внутренние кольца монтируют на шейке валков с неподвижной посадкой (с натягом). При смене валков внутренние кольца остаются на шейке валков.

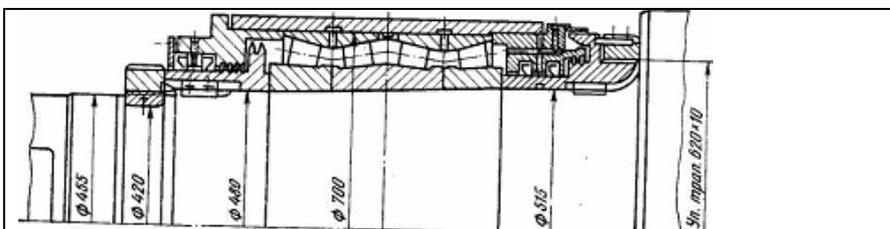


Рис. 3.22. Конструкция подшипникового узла рабочего валка с конической шейкой на роликовых конических подшипниках четырех валкового стана 2000

Это позволяет при переточке валков их точно устанавливать в люнетах, поэтому эксцентricность бочки валка может быть полностью исключена. Часто эти подшипники стали заменять ПЖТ на станах горячей и холодной прокатки тонкой полосы.

С целью повышения нагрузочной способности и улучшения отвода тепла в подшипники качения необходимо подавать жидкую, а не густую смазку. Весьма рациональной является смазка масляным туманом; подача распыленного воздухом масла (тумана) в этом случае осуществляется специальными насадками, смонтированными в корпусе подшипника и имеющими отверстия определенного диаметра.

Для восприятия осевых усилий в фиксирующих опорах валков (со стороны перевалки) рядом с многорядными подшипниками (с цилиндрическими роликами) устанавливают шариковые или роликовые радиально-упорные подшипники. В нефиксированных (плавающих) опорах для удержания подушки на шейке валка рядом с многорядным подшипником (с цилиндрическими роликами) устанавливают однорядные радиальные подшипники.

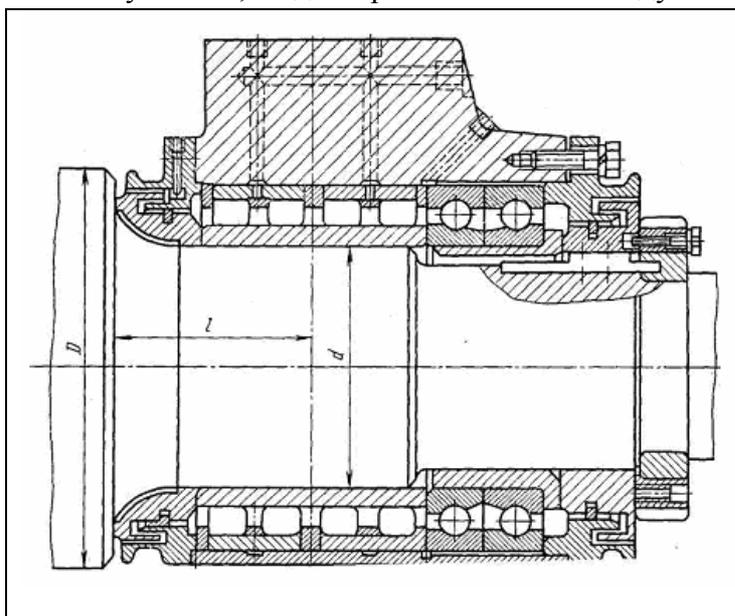


Рис.3.23. Четырехрядный подшипник с цилиндрическими роликами

Игольчатые подшипники (ГОСТ 4657 – 82)

Справка: коэффициент трения стали по влажной резине – 0,02 – 0,12

4. Механизмы и устройства для установки, уравнивания и смены валков

Чтобы процесс прокатки протекал нормально, валки должны занимать в рабочей клетки определенное положение. Для этого в каждой рабочей клетки предусмотрены следующие механизмы и устройства:

- а) вертикальной установки валков (нажимные механизмы);
- б) осевой установки валков;
- в) уравнивания верхнего валка.

Ниже рассмотрены конструкции этих механизмов и устройств.

Нажимные механизмы

Установка валков в вертикальной плоскости на большинстве станов осуществляется при помощи специального механизма с нажимными винтами.

На всех листовых, полосовых и обжимных станах положение нижнего валка с подушками и подшипниками в рабочей клетке постоянно. Поэтому раствор между валками регулируется перемещением при помощи нажимного механизма только верхнего валка.

На 4 - валковых станах, прокатывающих длинные полосы, для получения заданной толщины полосы корректировка обжатия осуществляется на ходу, поэтому нажимной механизм верхнего валка должен быть рассчитан на преодоление полного усилия, действующего на валки в процессе прокатки.

На сортовых двух- и трех валковых станах положение валков при прокатке не изменяется; необходимое расстояние между ними, требуемое калибровкой валков, устанавливается заранее, при настройке стана.

На сортовых двух - валковых станах с целью сохранения линии прокатки на постоянном уровне необходимое расстояние между валками для прокатки заданного профиля устанавливают перемещением верхнего и нижнего валков. На тех станах, где положение верхнего валка должно изменяться после каждого прохода металла через валки (блуждающие, реверсивные четырех валковые станы и т. д.), это перемещение происходит во время пауз между проходами.

Очевидно, что для увеличения производительности стана время, затрачиваемое на установку верхнего валка, должно быть минимальным. Поэтому перемещение верхнего валка должно происходить с большой скоростью (например, на блуждающих эта скорость доходит до 250 мм/с). Однако на некоторых станах, прокатывающих тонкие листы и полосы, скорость перемещения верхнего валка ограничивается необходимой точностью установки валков в определенном положении; поэтому эта скорость должна быть очень небольшой (на тонколистовых станах холодной прокатки она составляет $\approx 0,1$ мм/с). Кроме того, скорость перемещения нажимных винтов зависит также от длины пути, который должен пройти нажимной винт при установке валка. Этот путь на обжимных станах во много раз больше, чем на листовых и тонколистовых. Поэтому с целью возможного сокращения пауз при прокатке скорость перемещения нажимных винтов у обжимных станов принимают большей, чем, например, у листовых станов.



Рис.3.24. Кинематическая схема привода нажимных устройств обжимных станов

На сортовых станах, где валки устанавливают только при настройке стана, скорость перемещения валков ограничивается требуемой точностью их настройки.

На блуждающих, слябингах и толстолистовых станах перемещение верхнего

валка происходит после каждого пропуска металла через валки, поэтому для сокращения паузы между проходами для установки верхнего валка применяют быстроходные нажимные механизмы с приводом от вертикальных фланцевых

электродвигателей через цилиндрические шестерни. На практике применяют следующие скорости перемещения (установки) верхнего валка, мм/с:

Блюминги:

большие и средние	100—250
малые	50—100
Слябинги	100—150
Толстолистовые станы	5—25
Сортовые станы	2—5
Тонколистовые станы четырех валковые.....	0,05—1,0

На рис. 3.24. показана кинематическая схема, а на рис. 3.25 быстроходный нажимной механизм блюминга 1500. Каждый нажимной винт приводится электродвигателем постоянного тока мощностью 640 кВт (700 об/мин) через зубчатую передачу $i=3,08$, скорость перемещения нажимного винта до 180 мм/с. Максимальное усилие на винт при прокатке 12 МН. Общая масса нажимных механизмов рабочей клетки 88,7т.

Синхронизация вращения обоих нажимных винтов обеспечивается наличием паразитных шестерен, находящихся в зацеплении с рабочими шестернями; при настройке положения верхнего валка одна из паразитных шестерен выводится из зацепления с помощью

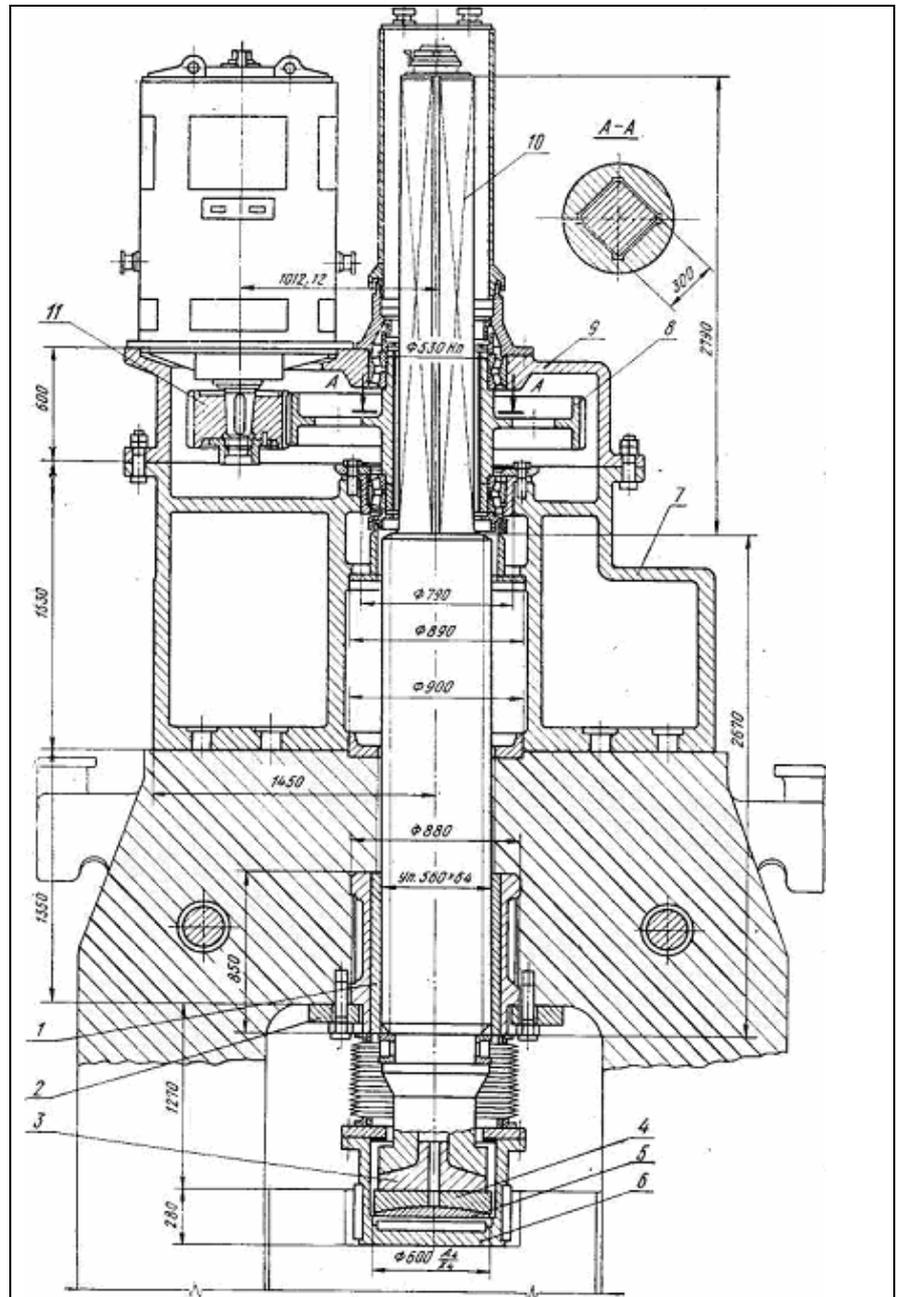


Рис. 3.25. Быстроходный нажимной механизм блюминга 1500: 1 — нажимная гайка; 2 — планка стопорная; 3 — вкладыш; 4 — пята; 5 — подпятник; 6 — стакан; 7 — корпус; 8 — зубчатое колесо; 9 — крышка; 10 — нажимной винт; 11 — шестерня

гидроцилиндра. На верхнем торце нажимного винта установлено устройство для измерения износа резьбы нажимной гайки, паразитных шестерен, находящихся в зацеплении с рабочими шестернями; при настройке положения верхнего валка одна из паразитных шестерен выводится из зацепления с помощью гидроцилиндра.

Тихоходный нажимной механизм и кинематическая схема четырех

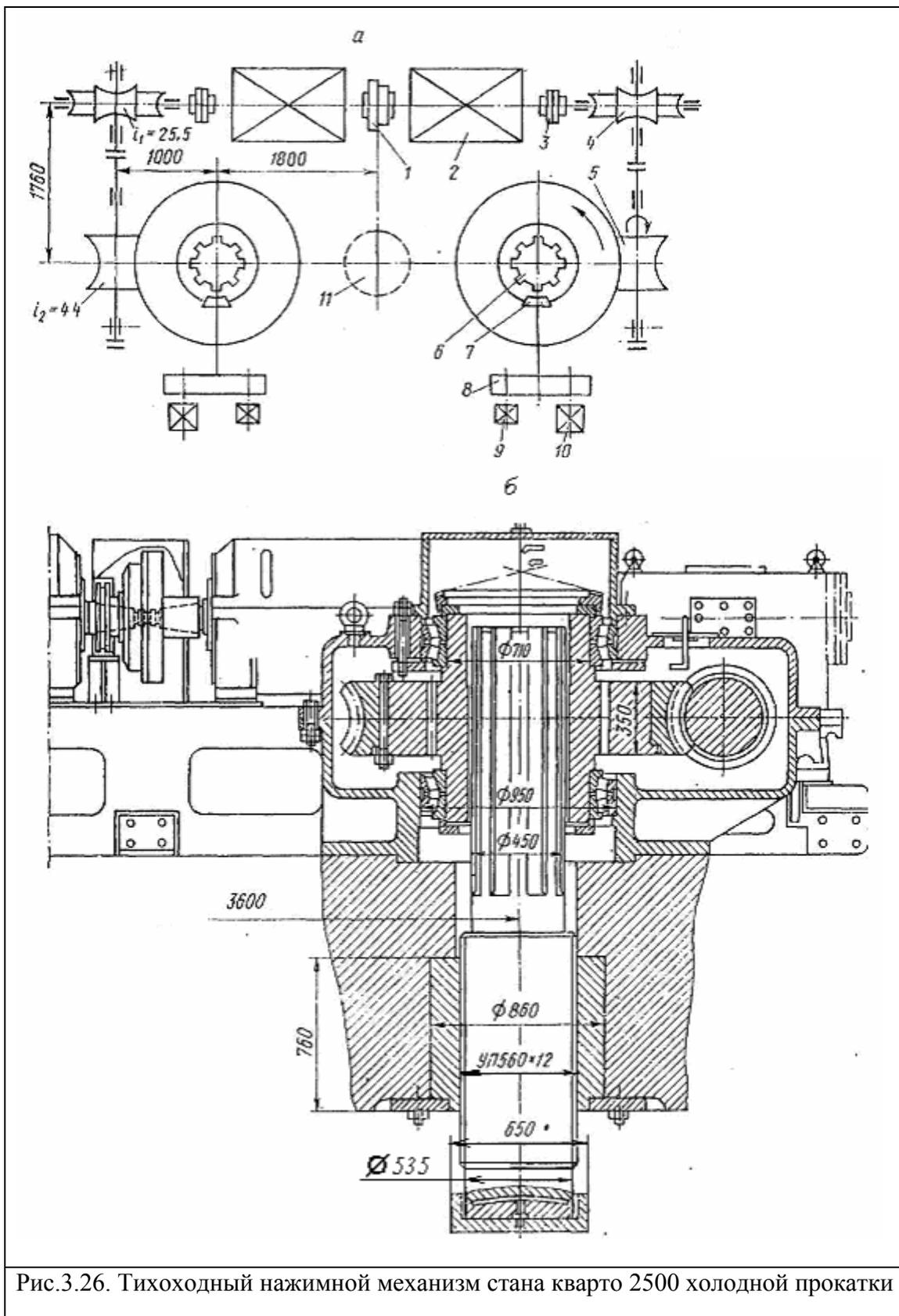


Рис.3.26. Тихоходный нажимной механизм стана кварто 2500 холодной прокатки

валковой клетки стана холодной прокатки 2500 показаны на рис. 3.26. Передача крутящего момента осуществляется через глобоидные червячные редукторы, общее передаточное отношение которых $i = 1122$. Скорость перемещения нажимного винта $0,11 - 0,22$ мм/с. Двигатели мощностью 115 кВт каждый установлены на одной оси и соединены между собой электромагнитной муфтой 1. Привод первичных валов червячных редукторов осуществляется через зубчатые муфты 3. Между редукторами установлен гидроцилиндр уравнивания валков 11.

Диаметр нажимного винта 560 мм, шаг резьбы 12 мм. Информация о положении винта в систему управления и регулирования передается с помощью команд аппарата 10 сельсин датчика 9, привод которых встроен в систему привода нажимных механизмов.

Механизм рассчитан на усилие 35 МН, что обеспечивает корректировку положения валков во время прокатки.

Применение глобоидной передачи позволяет повысить к.п.д. привода по сравнению с обычными червячными редукторами.

На больших четырех валковых станах, когда усилие на валки при прокатке превышает 20 МН, вместо бронзового подпятника применяют упорные роликовые конические подшипники качения, в результате чего уменьшается момент трения в подпятнике и повышается быстродействие нажимного механизма при автоматическом регулировании толщины полосы в процессе прокатки. Такие подпятники не имеют сепараторов, поэтому при полном заполнении подшипника коническими роликами повышается его статическая грузоподъемность при заданных габаритах (рис. 3.27).

Для станов холодной прокатки такие подпятники выполняют в комбинации с малогабаритной по высоте (гидравлической или индуктивной) месдозой для измерения усилия на нажимной винт.

С целью повышения быстродействия системы автоматического регулирования толщины (САРТ) полосы (что особенно важно при высоких скоростях прокатки) в последние годы получили распространение гидравлические (без нажимных винтов и их электропривода) и комбинированные (гидромеханические) нажимные механизмы, обладающие значительно меньшей инерционностью.

На рис. 3.24, а показан гидравлический нажимной механизм четырехвалкового стана 1200 холодной прокатки тонкой полосы конструкции ВНИИметмаша — НКМЗ. Усилие прокатки непосредственно воспринимают гидравлические цилиндры 1; под поршни 2 от аккумулятора подается рабочая жидкость (масло) под постоянным давлением, поэтому перед прокаткой тонкой полосы валки стана предварительно поджаты друг к другу с постоянным усилием (рабочая клеть является предварительно напряженной). Для регулирования усилия предварительного нагружения валков и подушек и межвалкового зазора (при прокатке относительно толстой полосы) между подушками опорных валков установлены восемь гидроцилиндров 3 (по четыре с каждой стороны валков), подключенных к выходу гидрораспределителя высокого давления 4, работающего от шагового двигателя 5, получающего импульсы на включение от измерителей толщины полосы. При этом перемещается золотник гидрораспределителя 4 и регулируется давление масла под поршнями гидроцилиндра 3. Обратная связь между положениями поршней цилиндра 1 и 3 осуществляется рычагом 6, плечи которого опираются на золотник гидрораспределителя 4 и толкатель 7, соединенный с поршнем 2.

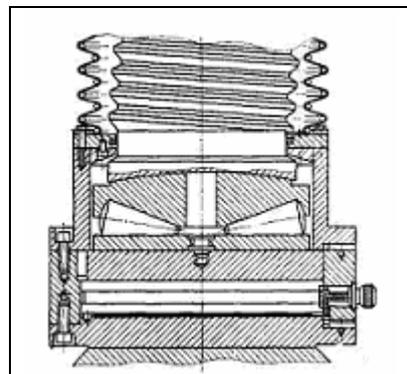


Рис.3.27 подпятник на подшипниках качения с встроенной месдозой.

Абсолютная величина разнотолщинности полосы при прокатке составляет около 0,1 от толщины полосы, поэтому перемещения поршней (плунжеров) гидроцилиндров 1 и 3 незначительные. Система в целом почти безынерционная, т. е. обладает весьма высоким быстродействием при корректировке толщины полосы.

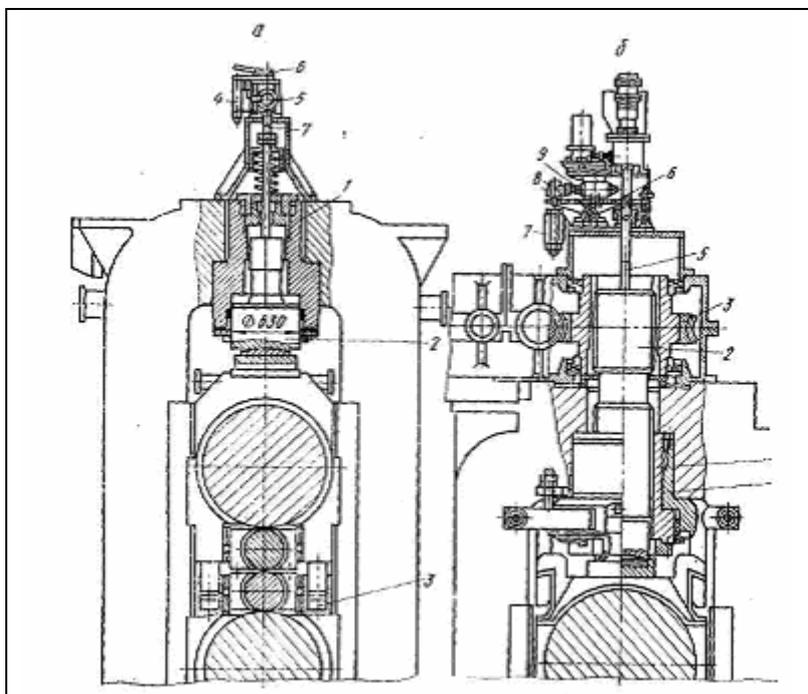


Рис. 3.28. Гидравлические и гидромеханические нажимные механизмы: а — гидравлический четырех валкового стана 1200; б — комбинированный гидромеханический широкополосных станогорячей прокатки и холодной прокатки

Гидравлические и гидромеханические нажимные механизмы

В процессе прокатки толщина выходящей из валков полосы вследствие самых различных причин непрерывно изменяется, что требует постоянной корректировки положения нажимных винтов. В этих условиях рассмотренный ранее

электромеханический привод, работает не столь эффективно вследствие инерционности и интенсивного износа резьбовой пары нажимной винт-гайка.

С целью повышения быстродействия САРТ (что особенно важно при

высоких скоростях прокатки) в последние годы получили распространение гидравлические (без нажимных винтов и их электропривода) и комбинированные (гидромеханические) нажимные механизмы, обладающие значительно меньшей инерционностью.

На рис. 3.28, б представлен комбинированный гидромеханический нажимной механизм, применяемый на широкополосовых станах горячей и холодной прокатки. Согласно этой схеме, нажимные винты 2 с обычным электроприводом и червячными редукторами 3 сохраняются и ими пользуются только при грубой настройке валков. Для точного регулирования раствора валков между подушками опорных валков установлены плунжеры гидроцилиндров 4, опирающихся на станину.

Нажимной механизм комбинированного гидромеханического типа с подвижной гайкой-плунжером 1, которая выполняет две функции:

1) функцию обычной неподвижной гайки для вращающегося нажимного винта 2, имеющего обычный привод от электродвигателя через червячную передачу; в этом случае при помощи нажимных винтов осуществляется грубая настройка валков (при относительно большом вертикальном перемещении нажимных винтов);

2) функцию плунжера (поршня) гидравлического цилиндра, опирающегося на станину; в этом случае при подаче рабочей жидкости (масла) в полость между заплечиком внутренней гайки-плунжера и внешним цилиндром гайка-плунжер (вместе с нажимным винтом) может перемещаться по вертикали (на 1—4 мм) в гидравлическом цилиндре 4 (для точной настройки валков при регулировании толщины полосы). К торцу нажимного винта 2 прикреплен кинематический шток-

винт 5, на который опирается двуплечий рычаг 6, соединенный с гидрораспределителем 7, задатчиком 8 и шаговым электродвигателем 9. Эта система выполняет функцию обратной связи перемещения гайки-плунжера в соответствии с включением шагового электродвигателя и перемещением золотника гидрораспределителя. Описанный нажимной механизм применяется в чистовых клетях непрерывного широкополосового стана горячей прокатки полосы толщиной более 2 мм.

Следует отметить, что точность работы нажимных механизмов в САРТ в значительной степени определяется точностью и надежностью приборов, применяемых для прямого (толщиномеры) или косвенного (месдозы) измерения толщины и разнотолщинности прокатываемой полосы.

Нажимные винты и гайки

Нажимной винт воспринимает усилие, приходящееся на одну шейку валка при прокатке, и передает его через нажимную гайку станине. Поверхности трения (пяте нажимного винта) придана сферическая форма для лучшей самоустановки подушки с подшипником по оси нажимного винта.

На блюмингах, слябингах и черновых клетях толстолистовых станов диаметр сферических подпятников делают больше диаметра винта. Практика показывает, что, несмотря на небольшой угол подъема винтовой линии (не более $2^{\circ} 30'$) и теоретически самотормозящуюся пару винт-гайка, при динамических нагрузках наблюдается «отход» (самоотвинчивание) нажимных винтов. При увеличении диаметра подпятника и применении густой смазки резьбы (вместо жидкой) возрастает момент трения, т. е. уменьшается возможность самоотвинчивания винтов. Для листовых станов нажимные винты делают с мелкой резьбой и небольшим углом подъема (менее 1°), поэтому самоотвинчивание их не происходит; для уменьшения потерь на трение при вращении винта под сферическую пятю подводят густую смазку.

Гайки нажимных винтов — наиболее быстроизнашивающиеся детали. Их изготавливают из литой бронзы марок БрАЖ9-4 и БрАЖМц 10-3-1,5.

Для экономии бронзы целесообразно делать нажимные гайки составными. Наружные бандажи изготавливают из высоко прочного чугуна (рис. 3.29, а, слева), иногда применяют заливку бронзы в стальной ступенчатый бандаж (рис. 3.29, а справа). Охлаждение водой бандажированных гаек значительно уменьшает износ их резьбы. Практикой установлено также, что при жидкой смазке нажимного винта и гайки износ их резьбы в 1,5—2 раза меньше, чем при густой. Однако во многих случаях применение жидкой смазки нажимной гайки нежелательно, так как при этом может возникать самоотвинчивание нажимных винтов.

Для предотвращения проворачивания в расточке станины гайку крепят снизу при помощи торцовых планок, как показано на рис. 3.22.

Нажимной винт вращается ступицей центральной шестерни или червячного колеса и перемещается в ней по вертикали. Верхний конец нажимного винта делают квадратным (у обжимных станов) или цилиндрическими со шлицами (у листовых

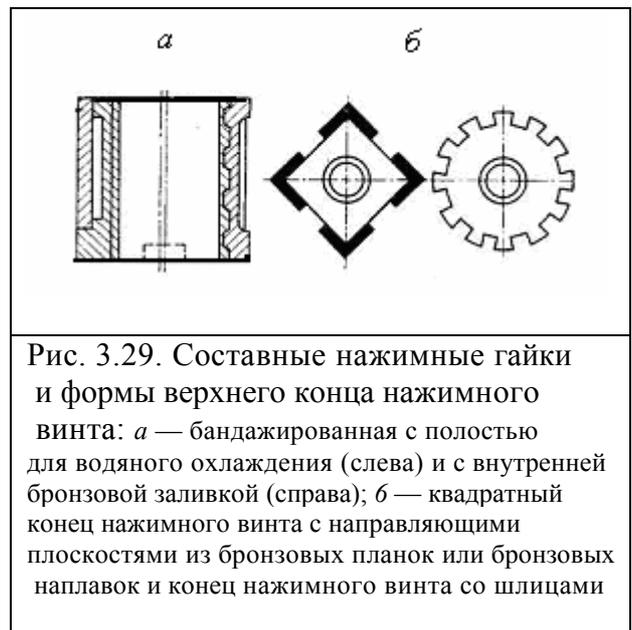


Рис. 3.29. Составные нажимные гайки и формы верхнего конца нажимного винта: а — бандажированная с полостью для водяного охлаждения (слева) и с внутренней бронзовой заливкой (справа); б — квадратный конец нажимного винта с направляющими плоскостями из бронзовых планок или бронзовых наплавков и конец нажимного винта со шлицами

станов, рис. V.3.29, б). Для уменьшения трения (в быстроходных нажимных механизмах) на квадратном конце иногда предусматривают направляющие, наплавляя бронзу или прикрепляя винтами бронзовые планки; в этом случае ступица может быть отлита из стали.

Резьба нажимных винтов и гаек однозаходная упорная или трапецеидальная. Трапецеидальный профиль (как более прочный) применяют для нажимных винтов и гаек тонколистовых станов холодной прокатки, так как в этих станах винты и гайки при прокатке воспринимают большие усилия. В быстроходных нажимных механизмах блюмингов иногда используют двухзаходную резьбу.

Расчет нажимного винта и гайки.

Нажимные винты изготавливают из ковanej стали марок Ст.5, 40X и 40XH с пределом прочности $\sigma_s = 600 \div 750$ МПа. Исходя из пятикратного запаса прочности, допускаемое напряжение на сжатие материала винта $[\sigma_s]$ можно принимать равным $120 \div 150$ МПа. Определенный расчетом диаметр нажимного винта необходимо согласовать затем с ГОСТом. Материал для гайки - бронза марок АЖ9 - 4 и АЖМц 10 - 3 - 1,5. Конструктивные размеры гайки: Наружный диаметр $D = (1,5 \dots 1,8)d$, высота $H = (0,95 \dots 1,1)D$, где d - наружный диаметр винта.

А. Расчет на прочность.

Стержень винта проверяют на сжатие и кручение, а пята винта - на сжатие. Резьбу гайки проверяют на смятие и срез, а опорную поверхность гайки - на смятие.

Расчет винта.

Напряжение сжатия винта:

$$\sigma = \frac{4 \cdot Y}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (3.43)$$

где Y - максимальное усилие, действующее на винт; d_1 - внутренний диаметр резьбы. Если нажимной винт работает во время прокатки полосы, то $Y=P/2$.

Касательное напряжение кручения винта:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_1^3}. \quad (3.44)$$

Момент кручения равен моменту вращения нажимного винта:

$$M_{кр} = M_B = Y \cdot \left[\mu_n \cdot \frac{d_n}{3} + \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right], \quad (3.45)$$

где d_n - диаметр пяты нажимного винта; μ_n - коэффициент трения в пяте; d_{cp} - средний диаметр резьбы нажимного винта; α - угол подъема в резьбе, $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{zS'}{\pi \cdot d}$ (S' - шаг резьбы; d - наружный диаметр винта; z - число заходов); φ - угол трения в резьбе, определяемый по формуле $\varphi = \operatorname{arctg} \mu_p$, здесь μ_p - коэффициент трения между винтом и гайкой; обычно принимают $\mu_p=0,1$, тогда $\varphi = 5^\circ 40'$.

Эквивалентное напряжение определяют по формуле (3.12):

$$\sigma_{экс} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Напряжение сжатия в пяте нажимного винта:

$$\sigma_{см} = \frac{Y}{\pi \cdot d_n^2}. \quad (3.46)$$

Напряжение смятия между витками винта и гайки:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot Y}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot z}, \quad (3.47)$$

где z – число витков; $z = \frac{H}{t}$ (H – высота гайки; t – шаг винта).

Напряжение смятия по площади соприкосновения гайки со станиной:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot Y}{\pi \cdot (D^2 - d_{оме}^2)}. \quad (3.48)$$

где D – наружный диаметр гайки; $d_{оме}$ – диаметр отверстия в станине.

Примечание. В случае отсутствия данных по допускаемым напряжениям на смятие конкретного материала допускаемое напряжение на смятие принимают в $(2 \div 3) \sigma_s$.

Расчёт резьбы гайки на срез.

Напряжение среза резьбы гайки определим по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{Y}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot k \cdot k_m}, \quad (3.49)$$

где H – высота нарезки гайки; k – коэффициент полноты резьбы, $k = 0,87$; k_m – коэффициент неравномерного распределения нагрузки, $k_m = 0,65 \dots 0,7$.

Б. Расчет на жесткость

Упругая деформация нажимного винта

$$W_B = \frac{4Yh}{\pi d_1^2 E}, \quad (3.50)$$

где h – наибольшая деформируемая длина винта от подпятника до нажимной гайки.

Упругая деформация нажимной гайки

$$W_G = \frac{4YH}{\pi(D^2 - d^2)E} \quad (3.51)$$

Суммарная упругая деформация нажимной системы винт – гайка

$$W = k (W_B + W_G), \quad (3.52)$$

где k – коэффициент, учитывающий деформацию подпятника, $k = 1,1$.

Устройство осевой установки валков

Для совмещения осей калибров валков при настройке сортового стана валки устанавливают в осевом направлении.

В зависимости от частоты подъема верхнего валка, типа подшипников валков и других факторов применяют несколько способов осевой регулировки валков.

На непрерывных сортовых станах для осевой установки валков используют рычажное устройство (рис. 3.23). При вращении гайки 1 резьбовые тяги 2 и 3 (одна с левой резьбой, другая с правой) раздвигаются или, наоборот, смыкаются поворачивая рычаги 4. Рычаги 4 лапами удерживают подушку 5 за заплечики и при

вращении перемещают ее в требуемом направлении. Предел регулирования валка в осевом направлении ± 10 мм.

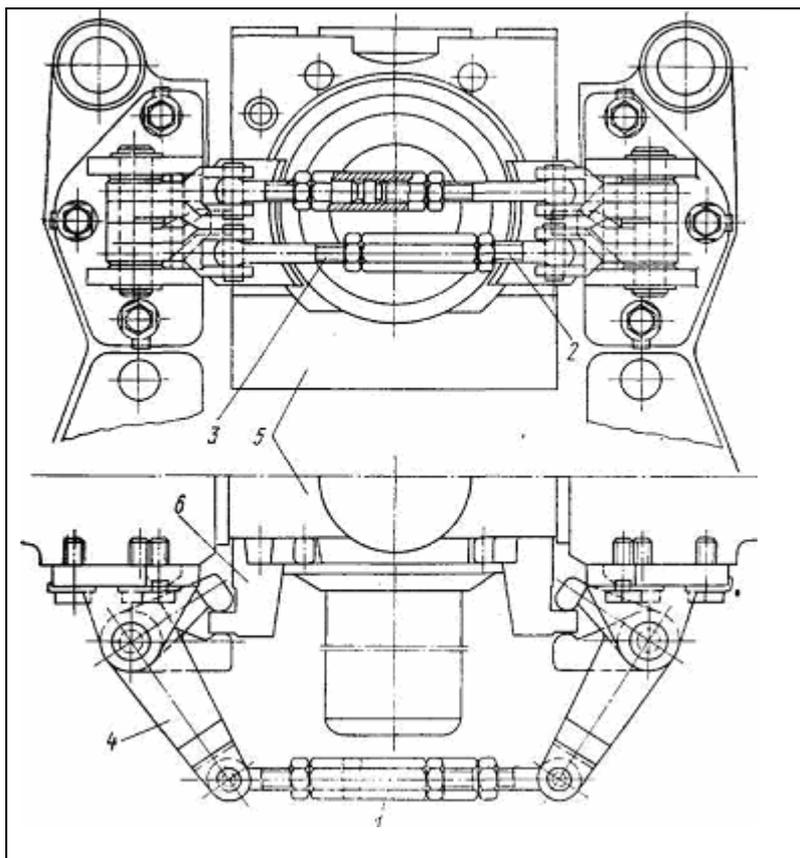


Рис.3.30. Устройство для осевой регулировки валков: 1 – гайка; 2,3 – тяга; 4 – рычаг; 5 – подушка

Рабочий валок фиксируют установочным механизмом только с одной неприводной стороны, где имеется доступ к механизму.

Устройство для осевой регулировки валка спаренное: одно предназначено для смещения валка в одном направлении, например в сторону привода, другое — в обратном. Осевая регулировка валков осуществляется на стенде при настройке клетки, а также в линии прокатки, когда по каким-либо причинам (неравномерная выработка калибров валков, произвольное смещение валков) нарушено заданное сопряжение ручьев.

Устройства для

уравновешивания валков

Известно, что подушки верхнего валка к нажимным винтам не крепят. Если тем или иным способом подушки верхнего валка были бы подвешены к концам нажимных винтов, то возникли бы следующие отрицательные явления:

1) при холостом ходе стана под действием массы верхнего валка и его подушек между торцами нажимных винтов и их подпятников, а также в резьбе нажимной гайки неминуемо образовались бы зазоры. При последующей задаче металла в валки шейки валка и нажимные винты воспринимали бы ударные нагрузки.

2) раствор между валками никогда не соответствовал бы требуемому обжатию вследствие неизвестной величины указанных зазоров.

Во избежание этих отрицательных явлений у всех рабочих клеток предусмотрены специальные устройства для уравновешивания верхнего валка и его подушек. При помощи таких устройств подушки верхнего валка всегда плотно прижаты к торцам нажимных винтов и зазоры в соединениях шейки валка с нажимной гайкой не образуются. Для уравновешивания верхнего валка с подушками применяют устройства гидравлические, пружинные и грузовые устройства. *Гидравлическое уравновешивание* применяют как при большом ходе верхнего валка (на обжимных станах), так и при небольшом растворе валков (на четырех валковых станах). Оно работает бесшумно и без толчков, имеет небольшие габариты и легко управляемо при работе стана.

В качестве рабочей жидкости применяют масловодяную эмульсию или веретенное масло (в зависимости от климатических условий района, в котором расположен завод). Недостатком этой системы является то, что для питания цилиндров уравнивания необходима установка насосно-аккумуляторной станции. Однако, как правило, во многих прокатных цехах такие станции имеются независимо от применения системы гидравлического уравнивания, поэтому указанный выше недостаток не является существенным.

На рис. 3.31 приведен общий вид гидравлического устройства для уравнивания верхнего опорного валка четырех валкового стана 2500.

Гидравлический цилиндр 1 расположен наверху

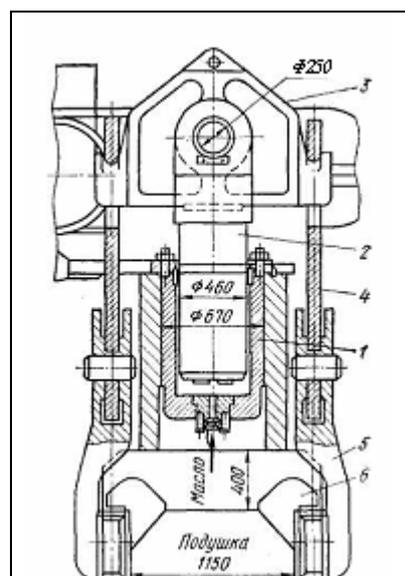


Рис. 3.31. Устройство гидравлического уравнивания верхнего опорного валка с подушками (четырёх-валкового стана 2500 конструкции НКМЗ) при помощи одного верхнего цилиндра

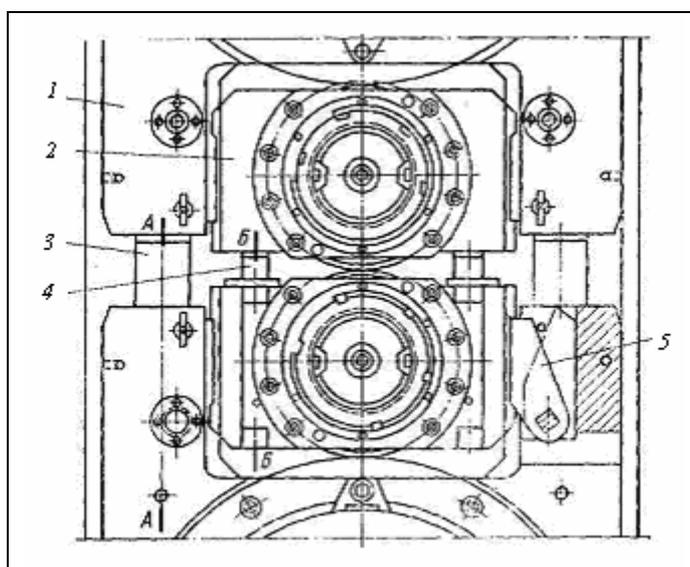


Рис.3.32. Рис. 7 Общий вид устройства для гидравлического уравнивания верхних рабочих и опорных валков четырех- валкового стана 1700 при помощи плунжеров между подушками валков:

1 — подушка опорного валка; 2 — подушка рабочего валка; 3 — гидравлический плунжер уравнивания верхнего опорного валка; 4 — то же, верхнего рабочего валка 5 — защелка для осевой фиксации подушки рабочего валка в направляющих подушки опорного валка

рабочей клетки и смонтирован в траверсе, соединяющей станины. К верхней части плунжера 2 шарнирно прикреплена траверса 3, к концам которой подвешены две тяги 4. С этими тягами шарнирно соединены поперечные балки 5, конечные участки которых входят в окна станин и воспринимают вес подушек и валков. У подушек валков при этой системе уравнивания наверху сделаны Г-образные приливы 6, которыми они опираются на концевые участки поперечных балок.

Необходимое давление масла в цилиндре

гидравлического уравнивания p_y определяют по формуле:

$$p_y = \frac{4(1,2 \div 1,4)G}{\pi d_y^2}, \quad (3.54)$$

В том случае, если перемещение валков и масса уравниваемых деталей невелики (на заготовочных, сортовых, проволочных и листовых двух- и

трех валковых и ленточных четырех валковых станах), применяют более простое пружинное или грузовое устройства для уравнивания (см. рис. 3.33, 3.34, 3.35)

Проводки

Для устранения рисок, образующихся на прокатываемом металле вследствие трения во вводных пропусках, и облегчения задачи металла в валки широко

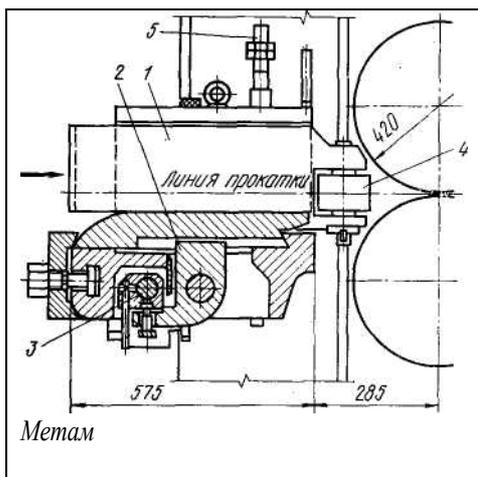


Рис.3.36. Роликовая проводка клетки 420 полунепрерывного стана 350

применяют роликовые проводки. Ролики, профиль которых соответствует профилю задаваемой в валки полосы (овал, ромб и т. д.), на шариковых или роликовых подшипниках или на текстолитовых втулках

устанавливают на осях, закрепленных в корпусе проводки. Во время работы ролики непрерывно охлаждаются водой

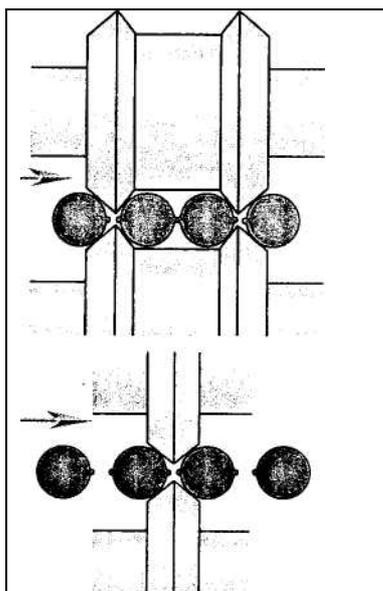


Рис.3.38. Разделительная операция в выводной двухступенчатой проводке

На рис.3.36 показана конструкция проводковой арматуры клетки 420 полунепрерывного сортового стана 350. Вводную коробку 1, закрепленную на брусках 2, устанавливают против соответствующего калибра валков при помощи ручных винтовых приводов 3. Для уменьшения износа проводок и облегчения входа и выхода металла из валков предусмотрены водоохлаждаемые ролики 4. Регулирование положения арматуры по высоте осуществляется боковыми болтами 5.

На рис. 3.37 представлены проводки чистой четырех валковой клетки толстолистого стана 2800, предназначенные для направления толстой полосы в валки и приема ее из валков при реверсивной прокатке. Проводки 1 на рычагах 6 прижимаются к верхнему рабочему валку при помощи гидравлических цилиндров 2, плунжеры которых соединены с зубчатой рейкой 3. Нижние проводки 4 одним концом опираются на бочку

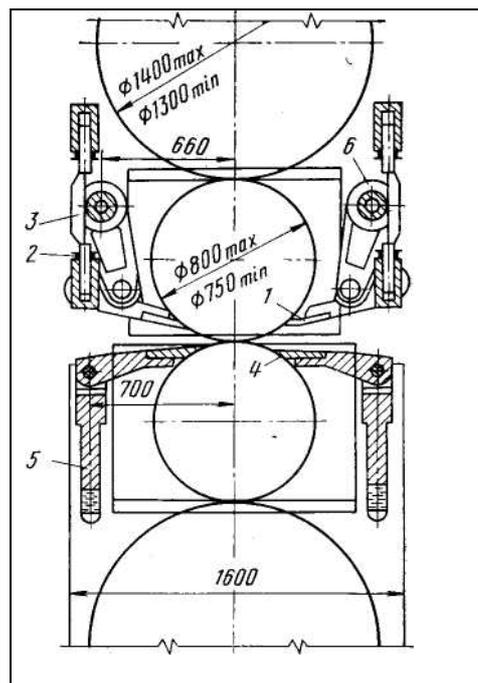
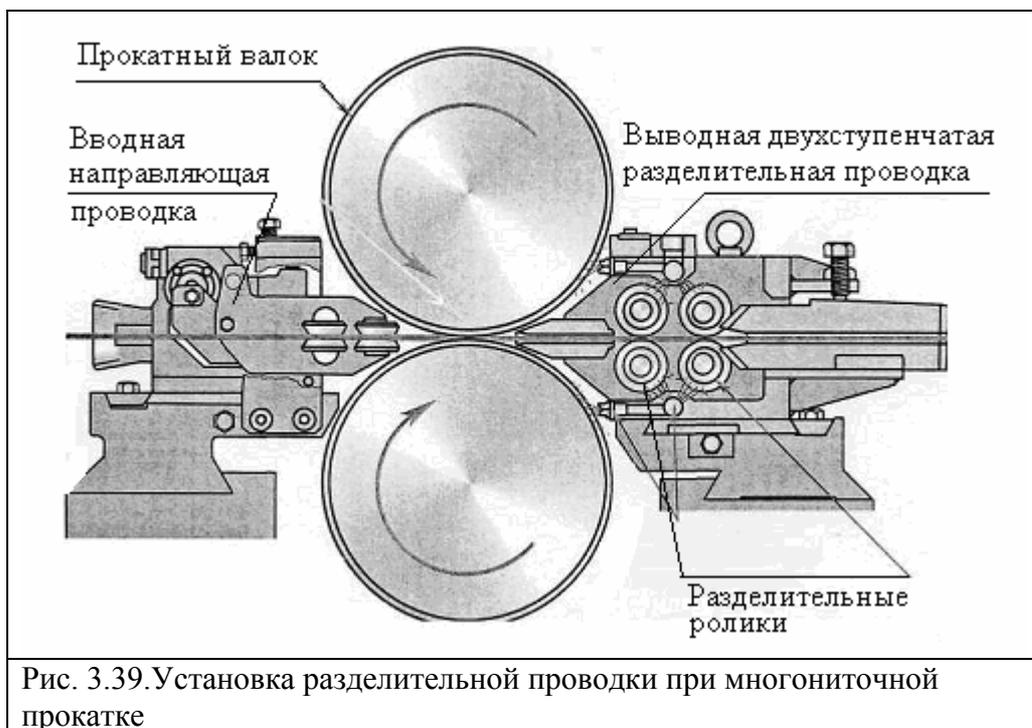


Рис. 3.37. Проводки реверсивной чистой 4 – валковой клетки толстолистого стана 2800

валка, а другим — на поперечные брусья 5 между станинами.

При многониточной прокатке проводки могут выполнять разделительную функцию. Так, при 4 – ниточной прокатки (рис. 3.38) первые два ролика отделяют крайние прутки, а затем ролики второй ступени проводки отделяют друг от друга средние прутки.

На 3.39 приведена схема установки вводной и выводной разделительной проводок относительно рабочих валков. Ролики разделительной проводки установлены на эксцентриковых осях, изменением положения которых добиваются требуемого внедрения роликов между прутками.



СТАНИНЫ РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ

Характеристика станин

Станины рабочей клетки - самые ответственные детали прокатного стана. В них монтируют подушки валков стана, а также другие устройства и механизмы, обеспечивающие заданные режимы прокатки. Все усилие прокатки воспринимается станинами. Из всех деталей стана станина наиболее консервативное устройство. Даже при коренной реконструкции прокатного цеха она, как правило, не требует сколько-нибудь заметных изменений в конструкции. Станина предназначена для длительной эксплуатации, поэтому при конструировании и изготовлении станин особое внимание уделяется их прочности и жесткости.

По конструкции станины делят на две группы: закрытого и открытого типа.

Станина закрытого типа представляет собой литую массивную жесткую раму; в середине ее сделано окно для установки в нем подушек валков, внизу станина имеет приливы (лапы). В приливах предусмотрены отверстия для болтов, которыми станину крепят к плитовинам.

Станины этого типа, как более прочные и жесткие, применяют в рабочих клетях блюмингов, слябингов, тонколистовых станов горячей и холодной прокатки и иногда заготовочных и сортовых станов.

Станина открытого типа состоит из двух частей: собственно станины и крышки. Крышку скрепляют со станией болтами и клиньями, устанавливаемыми с затяжкой.

Эти станины характеризуются меньшей жесткостью по сравнению со станинами закрытого типа, однако они дешевле в изготовлении и позволяют осуществлять перевалку валков непосредственно краном (вверх) при снятой крышке. Станины этого типа применяют в клетях сортовых, рельсобалочных, а также профилирующих станов.

Размеры станин определяются возможностью размещения в окне станины подушек валков и размерами нажимного винта, а также требуемой прочностью и жесткостью.

Верхнюю и нижнюю части станин называют поперечинами (в станинах открытого типа верхней поперечиной является крышка), а боковые — стойками.

Сечение стоек делают обычно двутавровым или прямоугольным. Стойки прямоугольного сечения легче отливать, вследствие чего их чаще применяют, особенно для четырех валковых станов.

На рис. 3.31 показан узел станин рабочей четырех валковой клетки стана 2500 конструкции НКМЗ. Сечение стоек станин прямоугольной формы. Станины закрытого типа, соединены между собой траверсами внизу и сверху. С внутренней стороны стоек станины прикреплены направляющие планки для подушек опорных валков. Масса каждой станины 130 т. Общая масса станин в сборе с плитовинами и траверсами 312 т. В верхних поперечинах станин сделаны расточки для установки бронзовых гаек нажимных винтов.



Рис. 3.40. Станины прокатных клетей: а - закрытого типа: 1,3-верхняя и нижняя поперечины; 2-стойки; 4-траверсы; б-открытого типа: 1-стойки; 2-крышка; 3-стяжные болты; 4-нижняя поперечина

Диаметр болтов, скрепляющих станины с плитовинами и плитовины с фундаментом, обычно определяют из соотношения $d_{\phi} = (0,09—0,15) D_{\text{раб}} + 10$ мм, где $D_{\text{раб}}$ — диаметр рабочих валков, мм.

Расчет станин закрытого типа на прочность и жесткость

Станину рассчитывают на максимальное вертикальное усилие Y , действующее при прокатке на шейки валков. Горизонтальные усилия, действующие на станину в момент захвата металла валками и при прокатке полосы с натяжением, можно не учитывать, так как по сравнению с вертикальным усилием их величина незначительна. Однако горизонтальные усилия следует учитывать при назначении диаметра болтов крепления станины к плитовинам фундамента.

Для упрощения расчета станину закрытого типа представим в виде жесткой прямоугольной рамы, состоящей из двух одинаковых вертикальных стоек (длиной l_2) и двух горизонтальных поперечин (длиной $l_1 = l_3$) (рис. 3.4029).

Со стороны нижней подушки валка на нижнюю поперечину и со стороны верхней подушки (нажимного винта) на верхнюю поперечину станины действуют вертикальные силы Y . В листовых станах эта сила равна половине максимального

усилия на валки при прокатке, т. е. $Y=P/2$. В сортовых и обжимных станах $Y=R$, где R — максимальное усилие на шейку валка ($R>P/2$).

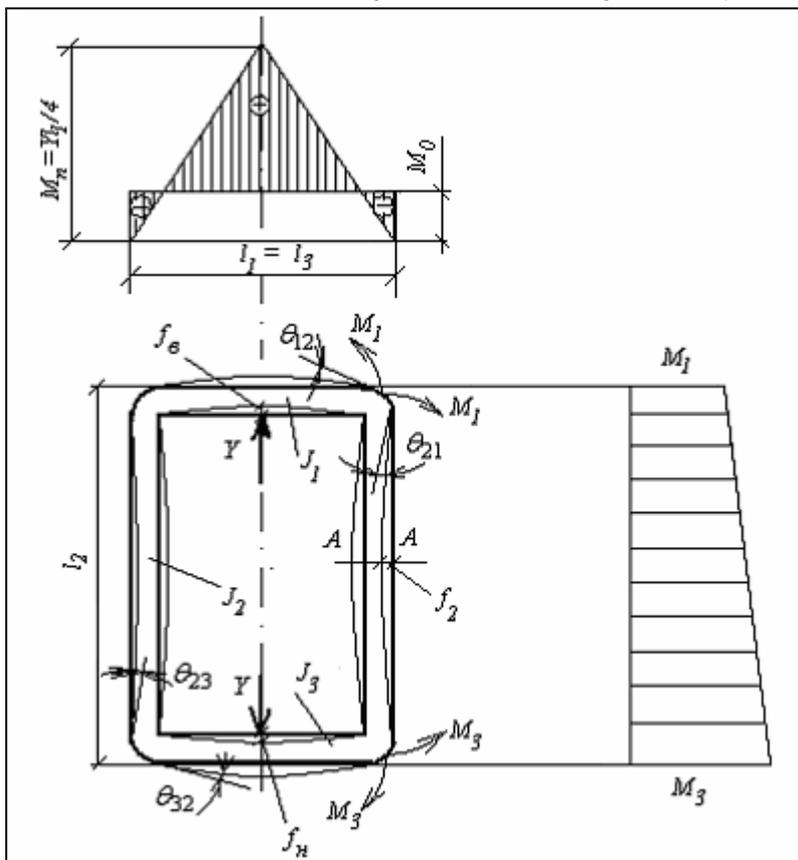


Рис.3.41. К расчету станины на прочность и жесткость

Под действием сил Y в углах жесткой рамы возникают статически неопределимые моменты M_1 и M_3 , направленные как показано на рис. 3.30. Эти моменты изгибают стойки внутри окна станины, а поперечины — против действия сил Y . На рис.3.41 и показаны нейтральные линии сечений поперечин и стоек станины, проведенные через центры тяжести сечений, и их изменение (изгиб) при упругой деформации станины.

Так как среднее сечение верхней поперечины ослаблено отверстием под гайку нажимного винта, а само отверстие является источником концентрации

напряжений, то для обеспечения требуемого запаса прочности станины размеры этого сечения принимают таковыми, чтобы момент инерции сечения верхней поперечины J_1 был больше момента инерции сечения нижней поперечины J_3 (обычно, $= J_1/J_3$ 1,2 – 1,4).

Станину (рис. 3.41) рассчитывают как раму, нагруженную вертикальной силой $Y=P/2$ (P – максимальное усилие, действующее при прокатке). Поперечины станины подвергаются изгибу, а станки – растяжению и изгибу. Задача является статически неопределённой. Изгибающие момент M_1 и M_3 определяются из условия равенства углов поворота θ в граничных сечениях станины [2]:

$$M_1 = \frac{M_n}{2} \cdot \frac{1}{1 + m \cdot \frac{m+3 \cdot n}{m \cdot (2 \cdot n - 1) + 3 \cdot n}}; \quad (3.55)$$

$$M_3 = \frac{M_n}{2} \cdot \frac{1}{1 + m \cdot \frac{m+3}{m \cdot (2 \cdot n - 1) + 3 \cdot n}}; \quad (3.56)$$

$$\frac{M_3}{M_1} = 1 + \frac{(n-1) \cdot 3 \cdot m}{3 \cdot n + (2-n) \cdot m},$$

где M_n – максимальный момент изгиба поперечины, $M_n = \frac{Y \cdot l_1}{4}$; $m = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{J_1}{J_2}$;

$$n = \frac{J_1}{J_3}.$$

Обычно $m \gg 1$, а $n=1,1\div 1,4$, поэтому $M_3/M_1 > 1$. Этому отвечает эпюра изгибающих моментов в стойках, представленная на рис.3.41.

Каждая стойка станины растягивается силой $Y/2$ и изгибается моментом M_1 и M_3 . Наиболее нагруженной является внутренняя точка в сечении AA стойки, где напряжение растяжения от изгиба складывается с напряжением растяжения от действия силы $Y/2$:

$$\sigma_{cm.max} = \frac{Y}{2 \cdot F_2} + \frac{M_1 + M_3}{2 \cdot W_2}. \quad (3.57)$$

В каждой поперечине действуют нормальные напряжения только от изгибающих моментов:

$$\sigma_{en} = \frac{M_n - M_1}{W_1}; \quad \sigma_{nn} = \frac{M_n - M_3}{W_3}, \quad (3.58)$$

где σ_{en}, σ_{nn} – соответственно напряжения в верхней и нижней поперечинах.

Допускаемые напряжения для станины определяют из условия десятикратного запаса прочности.

Деформация от растяжения стойки станины силой Y равна:

$$f_2 = \frac{Y \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot F_2}. \quad (3.59)$$

Деформация верхней и нижней поперечин от изгибающих моментов и перерезывающих сил:

$$f_e = \frac{Y \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot J_1} \cdot \left(1 - 6 \cdot \frac{M_1}{Y \cdot l_1}\right) + k \cdot \frac{Y \cdot l_1}{4 \cdot G \cdot F_1}; \quad (3.60)$$

$$f_n = \frac{Y \cdot l_3^3}{48 \cdot E \cdot J_3} \cdot \left(1 - 6 \cdot \frac{M_3}{Y \cdot l_3}\right) + k \cdot \frac{Y \cdot l_3}{4 \cdot G \cdot F_3}, \quad (3.61)$$

где k – коэффициент формы сечения, для прямоугольного сечения $k=1,2$.

Суммарная вертикальная деформация станины $f=f_2+f_e+f_n$.

Так как $M_n \gg M_1$ и M_3 , а также $F_1 \approx F_3$, то в большинстве случаев принимают $M_0 = M_1 = M_3$, то прогибы верхней и нижней поперечин будут одинаковыми, поэтому можно принять []:

$$2f_n = \frac{Y}{E} \left[\frac{l_1^3}{24J_1} \left(1 - \frac{3}{4(1+m)}\right) + 1,6 \frac{l_1}{F_1} \right]; \quad (3.62)$$

Допускаемая деформация станины зависит от типа стана: для станов холодной прокатки $[f]=0,3\div 0,5$ мм; для листовых станов горячей прокатки $[f]=0,6\div 1,0$ мм.

Упругие свойства станины характеризует модуль жёсткости C , мН/мм:

$$C = \frac{Y}{f_{cm}}. \quad (3.63)$$

При проектировании прокатных станов принимают следующие значения жёсткости станин рабочей клетки, мН/мм: для сортовых станов $5\div 8$; листовых (горячей прокатки) $10\div 15$; для листовых станов холодной прокатки $15\div 20$.

Общая деформация станины в вертикальном направлении (по ее оси)

$$w_{ст} = f_2 + 2f_n \quad (3.64)$$

Для станов холодной прокатки эта деформация не должна превышать 0,4—0,5 мм, для станов кварто горячей прокатки 0,5—1,0 мм.

Расчет станин открытого типа

Так же, как и в первом случае, станину открытого типа представляем в виде рамы, открытой сверху (рис. 3.33). На стойки станины будут действовать

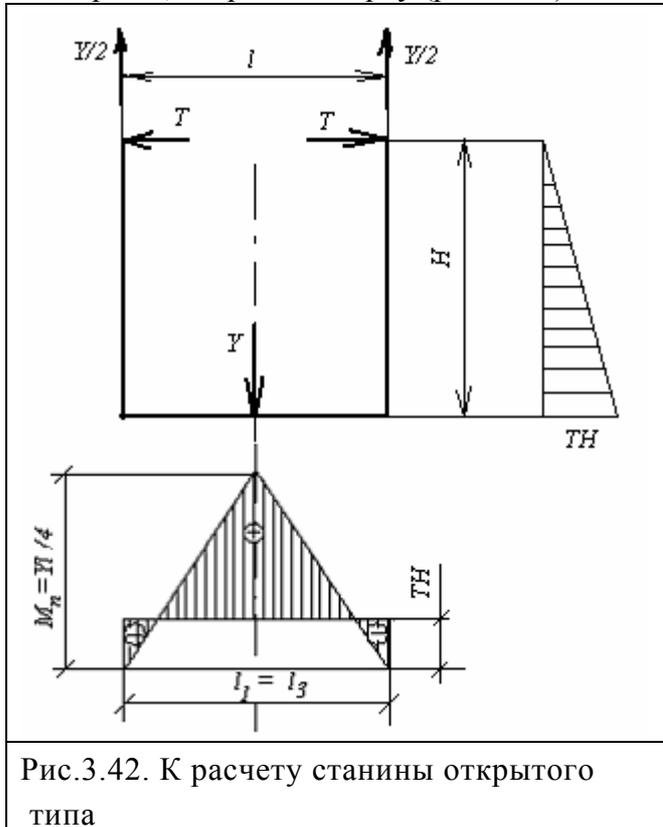


Рис.3.42. К расчету станины открытого типа

силы $Y/2$, а на нижнюю поперечину сила Y . Под действием силы Y , приложенной к нижней поперечине, верхние части стоек станин будут изгибаться внутрь и стремиться защемлять подушку верхнего вала, поэтому со стороны подушек на стойки станины будут действовать реактивные силы T .

Стойка станины будет растягиваться силой $Y/2$ и изгибаться моментом, равным (внизу) $M_n = TH$. Напряженнее нижнем сечении стойки станины

$$\sigma_{\max} = \frac{Y}{2F_2} + \frac{M H}{W_2}. \quad (3.65)$$

где F_2 и W_2 — соответственно площадь и момент сопротивления сечения стойки.

Чтобы не возникало защемления верхней подушки стойками станины, необходимо при монтаже оставлять такой зазор между ними, чтобы подушка могла свободно перемещаться нажимными винтами.

Исходя из условия, что зазор должен быть равен величине прогиба стойки вверху при действии силы Y на нижнюю поперечину, величину силы T определяют по формуле А. И. Целикова

$$T = \frac{\frac{Yl_1^2}{8} - \frac{\Delta EJ_1}{H}}{H \left(l_1 + \frac{2}{3} H \frac{J_1}{J_2} \right)}. \quad (3.66)$$

Величину зазора Δ принимают равной зазору, соответствующему легкой ходовой посадке подушки для данной ширины окна станины.

При подсчете напряжения в стойке по формуле (3.65) для большей гарантии при определении силы T в формуле (3.66) следует положить, что $\Delta = 0$.

Напряжение в середине поперечины станины

$$\sigma_n = \frac{Yl}{4} - TH. \quad (3.67)$$

Так как практически зазор между подушкой и стойками станины может быть настолько велик, что реактивная сила со стороны подушек может и не возникнуть, то максимальное напряжение в *середине нижней поперечины* надо определить, исходя из условий, что $T = 0$, т. е.

$$\sigma_{\max} = \frac{Yl_1}{4}. \quad (3.68)$$

Максимальный зазор Δ определим, положив в формуле (3.50) $T = 0$:

$$\Delta = \frac{Yl_1^2 H}{8EJ_1}. \quad (3.69)$$

Для большей надежности в работе, как правило, станины изготовляют из стального углеродистого литья, содержащего 0,25—0,35% углерода. Механические свойства такой стали должны быть следующими [1]: предел прочности $\sigma_b = 500$ –;–600 МПа, удлинение $\delta = 12 - 16\%$. Для мелкосортных и среднесортных станок станины могут быть изготовлены из высокопрочного чугуна, содержащего шаровидный графит.

Станина — самая ответственная часть прокатного стана, поэтому ее следует выполнять с большим запасом прочности. Поломка валков не должна приводить к ухудшению эксплуатационных и механических свойств материала станины, а тем более - к поломкам станины.

Если для валков коэффициент запаса прочности принимают равным не менее 5, то для станин этот коэффициент равен 10.

Рабочие клетки прокатных станков

Рабочая клетка является основным устройством прокатного стана, так как в ней осуществляется собственно прокатка металла.

Рабочая клетка каждого прокатного стана состоит из следующих основных узлов и деталей: двух станин, установленных на плитовинах, закрепленных на фундаменте валков с подушками и подшипниками, механизмов для установки и уравнивания валков, валковой арматуры (проводок, устройств для охлаждения или нагрева валков и т. п.).

Конструкции всех перечисленных узлов, механизмов и устройств были рассмотрены выше. Общее устройство рабочих клеток различных прокатных станков будет рассмотрено позднее.

Основной характеристикой прокатной клетки является показатель жесткости M , который определяется как отношение воспринимаемого клетью усилия прокатки к изменению зазора между рабочими валками, вызванного этим усилием:

$$M = P/w. \quad (3.70)$$

Если построить графическую зависимость P от w , то $M = \operatorname{tg} \alpha$ - коэффициент (модуль) жесткости или просто жесткость рабочей клетки, кН/мм. В данном случае величина w характеризует суммарную деформацию элементов прокатной клетки – валков, подшипников и подушек валков, подпятников нажимных винтов, нажимных винтов, гаек нажимных винтов и станин рабочей клетки. В общем случае упругая характеристика клетки $w = f(P)$ не является линейной. Однако фактическое отклонение от нелинейности незначительно и проявляется лишь на начальной стадии приложения нагрузки (рис.3.43).



Рис.3.43. К расчету жесткости рабочей клетки

Жесткость рабочей клетки может быть определена двумя способами – расчетным по теоретическим формулам и опытным путем.

Теоретический расчет жесткости рабочей клетки

Расчет составляющих упругой деформации рабочей клетки необходим для правильной настройки стана, для расчета профилировки валков, а также для обеспечения эффективной работы: системы регулирования толщины и профиля полосы. Помимо этого, анализ деформаций отдельных элементов клетки позволяет более обоснованно подходить к конструированию отдельных узлов клетки.

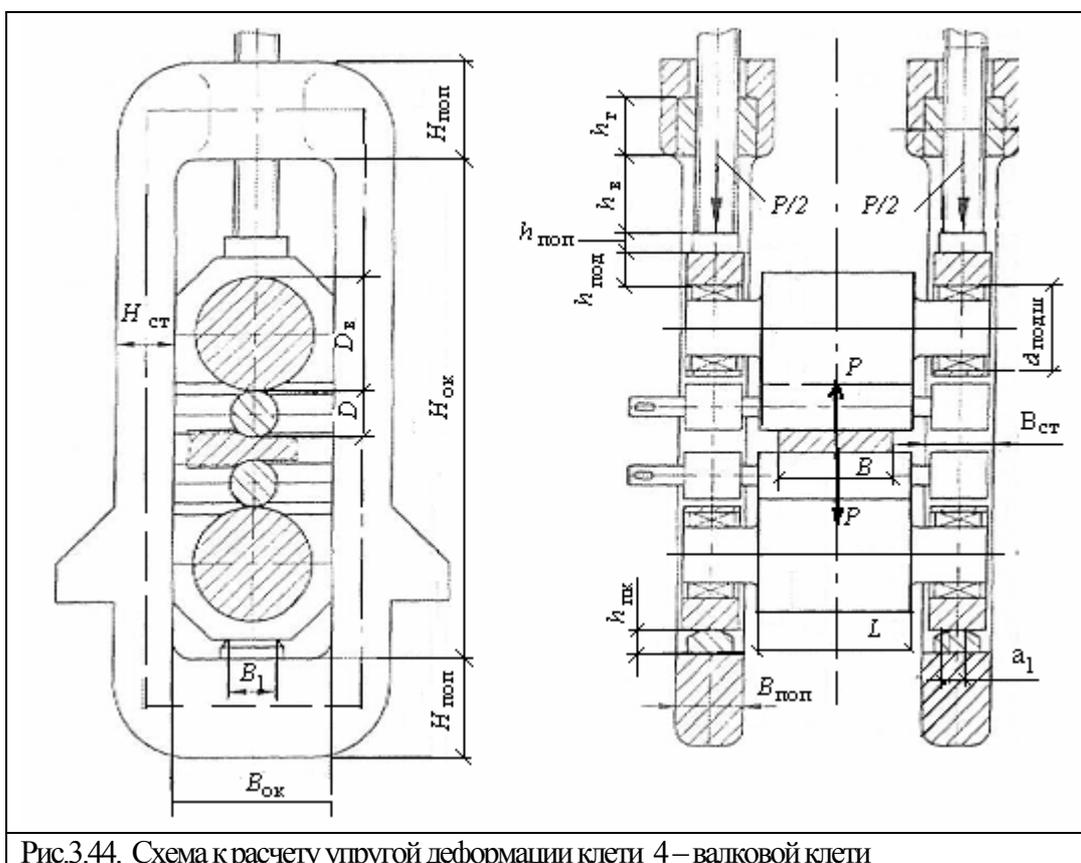


Рис.3.44. Схема к расчету упругой деформации клетки 4-валковой клетки

На зазор между валками сказывается влияние деформация клетки в вертикальном направлении $w_{кл}$ (вдоль осей нажимных винтов), которая в общем случае состоит из следующих частей (рис.3.44):

$$w_{кл} = w_{в.у} + w_{ст} + w_{н.у} + w_{ПК} + w_{подш} + w_{под} + w_e, \quad (3.71)$$

где $w_{в.у}$, $w_{ст}$, $w_{н.у}$, $w_{под}$, $w_{ПК}$, $w_{подш}$, w_e – упругая деформация соответственно валкового узла, станины, деталей нажимного устройства, подушек, подшипников, подкладок и других элементов.

К перечисленным упругим деформациям элементов клетки относится только та их вертикальная составляющая, которая может быть скомпенсирована перемещением нажимных винтов.

Составляющая упругой деформации валков, неравномерно распределенная вдоль бочки и, не может быть устранена перемещением нажимных винтов и относится к прогибу и упругому сплющиванию валков. Поэтому принято различать суммарную упругую деформацию клетки в характерных сечениях: вдоль оси нажимных винтов, посередине бочки валков, на краю прокатываемой полосы или в крайних сечениях бочки валка.

Расчеты упругой деформации выполним вначале для клетки кварто.

В общем случае упругая деформация валкового узла стана кварто определяется прогибом опорного валка, неравномерным упругим сжатием рабочего и опорного валков в месте их контакта и сплющиванием рабочего валка под полосой.

Суммарную деформацию валкового узла $w_{в.у}$ - определяем, исходя из равномерно распределенной вдоль бочки части упругой деформации валкового узла, по формуле

$$W_{в.у} = 2 (f_{прос. оп} + \Delta_{р-о} + \Delta_{р-п}), \quad (3.72)$$

где $\Delta_{р-о}$ – упругое сжатие рабочих и опорных валков, определяется по формуле ?

Основопологающей формулой для определения валков служит следующая из решения Герца формула: Сближение соприкасающихся цилиндров

$$\Delta = \frac{2q}{\pi} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2R_1}{b} + 0,407 \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left[\ln \frac{2R_2}{b} + 0,407 \right] \right] \quad (3.73)$$

Для определения радиального сжатия валка, находящегося между опорным валком и полосой можно в зоне контакта валка с прокатываемой полосой упругой деформацией полосы пренебречь, т.е. принять $E_2 = \infty$, тогда получим

$$\Delta = \frac{2P(1 - \nu_p^2)}{\pi B E_p} \left(\ln \frac{2R_p}{b} + 0,407 \right), \quad (3.74)$$

Эта формула носит имя Ковальского. Однако, ею ошибочно пользуются для определения радиального сжатия рабочего валка в рассматриваемой расчетной схеме, т.к. формула (3.74) определяет не упругое сжатие валка, а сближение его центра (в данном случае рабочего валка) с полосой. Для определения радиального сжатия (усадки) валка следует значение деформации, определяемое выражением (3.74), удвоить. Тогда будем иметь

$$\Delta_{р-н} = \frac{4P(1 - \nu_p^2)}{\pi B E_p} \left(\ln \frac{2R_p}{b} + 0,407 \right) \quad (3.75)$$

Для определения радиального сжатия валка можно также применять формулу [38]:

$$\Delta_{p-n} = 1,159 \frac{q}{E} \left(\ln \frac{4R}{b} + 0,41 \right). \quad (3.76)$$

Результат расчета по обеим последним формулам одинаков. Проседание валка важно определить для двух сечений – сечение, соответствующее краю бочки и сечение в области кромки полосы. Обе эти величины между собой взаимозависимы, однако, если первая является по существу характеристикой жесткости валкового узла, то вторая может служить для настройки клетки под прокатку полосы конкретной ширины, т.е. является технологическим параметром.

Изгибы валков определяли методом начальных параметров.

Проседание рабочего валка двух валовой клетки на кромке бочки

$$w_{nproc.p} = \frac{P}{48EJ_p} \left[b^2 c - 4c^3 \left(\frac{J_p}{J_{uu}} - 3 \right) \right], \quad (3.77)$$

где P – полное давление металла на валки; J_p, J_{uu} – соответственно моменты инерции бочки и шейки валка.

Проседание валка в сечении, соответствующем кромке полосы $w_{nproc.b}$:

$$w_{nproc.b} = \frac{P}{48EJ_p} \left[2b^2 a - a^3 - b^3 - 8c^3 \left(\frac{J_p}{J_{uu}} - 1 \right) \right], \quad (3.78)$$

Для определения проседания опорного валка на кромке бочки приведем формулу А.И.Целикова [3]:

$$w_{nproc.on} = \frac{PL^3}{18,8ED_{on}^4} \left\{ 19,16 + 2,34 \left[\left(\frac{D_{on}}{d_{uu.on}} \right)^4 - 1 \right] \right\} \quad (3.79)$$

Для определения проседания опорного валка на кромке бочки можно использовать выражение (3.77), в котором необходимо только заменить b на L , а J_p на J_{on} .

Для исследования поперечного профиля полосы необходимо также учитывать неравномерно распределенную вдоль бочки часть, упругой деформации валкового узла.

Основными **составляющими** упругой деформации станины в вертикальном **направлении** являются растяжение стоек станины и изгиб поперечин, вызываемый изгибающим моментом и поперечным усилием.

Для расчета упругой деформации станины закрытого типа следует использовать формулу (3.64).

Деформацию деталей нажимного устройства определим из выражения (3.52).

Суммарную упругую деформацию подшипников качения опорных валков в направлении действия усилия прокатки можно определить по формуле [3], мм:

$$W_{\text{подш}} = 2,61 \cdot 10^{-8} \frac{P_{\text{рад}}}{l_{\text{рол}}} \left[15,7 + \lg \frac{l_{\text{рол}}^2}{P_{\text{рад}}^2 \left(\frac{1}{R_{\text{рол}}} + \frac{1}{R_{\text{вн}}} \right) \left(\frac{1}{R_{\text{рол}}} - \frac{1}{R_{\text{нар}}} \right)} \right], \quad (3.80)$$

где $R_{\text{рад}}$ — радиальное усилие на наиболее нагруженный ролик, кгс; $l_{\text{рол}}$ — длина ролика (в многорядных подшипниках умножается на число рядов, роликов), м; $R_{\text{рол}}$ — средний радиус ролика подшипника, м; $R_{\text{вн}}$, $R_{\text{нар}}$ — соответственно средний радиус дорожки внутреннего и наружного кольца, м.

Радиальное усилие на наиболее нагруженный ролик определяют по формуле

$$P_{\text{рад}} = kP / 2n \cos \beta, \quad (3.81)$$

где P — усилие прокатки, n — число роликов подшипника; β — угол наклона образующей дорожки, град.

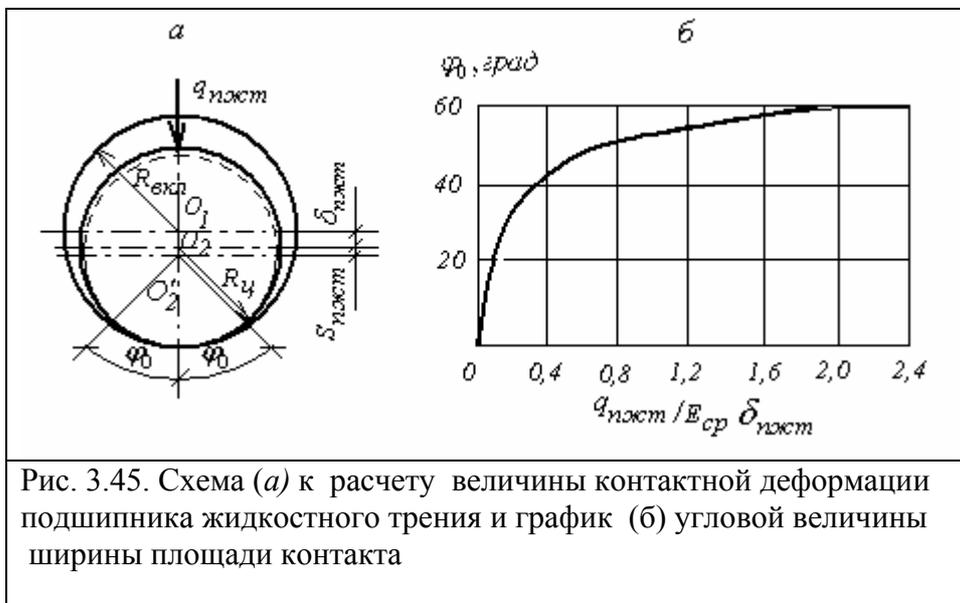


Рис. 3.45. Схема (а) к расчету величины контактной деформации подшипника жидкостного трения и график (б) угловой величины ширины площади контакта

Значение коэффициента распределения нагрузки k определяют из условия

$$K = n / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma_p + \cos^{5/2} \gamma_p + \dots + 2 \cos^{5/2} n \gamma_p), \quad (3.82)$$

где γ_p — угол расположения ролика относительно вертикальной нагрузки, равной $360/n$, град.

Для приближенной оценки суммарной линейной величины контактной деформации в подшипниках жидкостного трения $W_{\text{пжт}}$ (рис. 3.45, а) можно воспользоваться методикой И. Ф. Приходько, основанной на решении И. Я-Штаермана:

$$W_{\text{пжт}} = 2 \left[R_{\text{вкл}} \sqrt{1 - \left(\frac{r_{\text{ц}}}{R_{\text{вкл}}} \sin \varphi_0 \right)^2} - (r_{\text{ц}} \cos \varphi_0 + \delta_{\text{нжст}}) \right], \quad (3.83)$$

где $R_{вкл}$, $r_{ц}$ — соответственно радиусы вкладыша и цапфы подшипника жидкостного трения, φ_0 — угловая ширина половины площадки контакта цапфы ПЖТ с вкладышем, град; $\delta_{пжт} = R_{вкл} - r_{ц} \cdot P$

контакта Угловая ширина площадки контакта $2\varphi_0$ зависит от величины сжимающего усилия $q_{пжт}$, приходящегося на единицу длины контакта ($q_{пжт} = P/2L_{пжт}$, где P - усилие прокатки; $L_{пжт}$ - длина подшипника жидкостного трения), среднего значения модуля упругости $E_{ср}$ материалов вкладыша $E_{вкл}$ и цапфы подшипника жидкостного трения $E_{ц}$, т.е. $E_{ср} = 0,5 (E_{вкл} + E_{ц})$ и величины $\delta_{пжт}$. Для определения величины φ_0 пользуются графиком, представленным на рис. 3.38,б.

Формула (3.83) действительна при $\leq \varphi_0 \leq \pi / 2$.

Упругую деформацию сжатия двух подушек опорных валков определим по известной из сопротивления материалов формуле

$$W_{пк} = \frac{h_{в.п} P}{2E_{в.п} F_{в.п.}} + \frac{h_{н.п} P}{2E_{н.п}}, \quad (3.84)$$

где $h_{в.п}$, $h_{н.п}$ - средняя высота верхней и нижней подушек опорного валка, мм; $F_{в.п}$, $F_{н.п}$ - средняя площадь поперечного сечения верхней и нижней подушек опорного валка, мм² $E_{в.п}$, и $E_{н.п}$ - модули упругости материала верхней и нижней подушек опорного валка.

Упругую деформацию клетки представляют в виде функции $S_{кл} = f(P)$. Теоретически эта зависимость не является линейной, так как упругая деформация валковой системы изменяется нелинейно в зависимости от усилия прокатки. Однако отличие действительного закона $S_{кл} = f(P)$ от линейного незначительно, поэтому зависимость упругой деформации («пружины») клетки от усилия прокатки выражают прямой линией, за исключением небольшого начального участка (рис.3.35). Нелинейный характер изменения упругой деформации клетки при небольших усилиях прокатки является следствием наличия люфтов и изменения контактных условий в местах соприкосновения нагруженных деталей. Тангенс угла наклона, характеризующий интенсивность увеличения упругой деформации клетки с ростом нагрузки, называют модулем (или коэффициентом) жесткости клетки $M_{кл}$, МН/мм:

$$M_{кл} = tg \varphi_{кл} = P/S_{кл}. \quad (3.85)$$

Модуль жесткости клетки характеризует величину усилия прокатки, вызывающую упругую деформацию клетки, равную 1 мм. Для характеристики жесткости отдельных деталей (или узлов) клетки также пользуются понятием «модуль жесткости», представляющим отношение усилия прокатки к упругой деформации соответствующей детали (или узла). Если известны модули жесткости отдельных деталей, то модуль жесткости клетки может быть подсчитан из очевидного соотношения:

$$\frac{1}{M_{кл}} = \frac{1}{M_{в.у}} + \frac{1}{M_{ст}} + \frac{1}{M_{нод}} + \frac{1}{M_{подш}} + \frac{1}{M_{н.у}} + \frac{1}{M_{др.эл}} \quad (3.86)$$

где $M_{в.у}$, $M_{ст}$, $M_{нод}$, $M_{подш}$, $M_{н.у}$, $M_{др.эл}$ - модуль жесткости валковой системы, станины, подушек, подшипников, узла нажимного устройства и других элементов клетки (подпятников, месдоз, подкладок и др.), МН/мм.

Величина $1/M_{кл}$, обратная жесткости, называется податливостью клетки. В соответствии с соотношением (3.86) податливость всей клетки равна сумме податливостей ее отдельных деталей.

Модуль жесткости клетки $M_{кв}$, определяемый из соотношений (3.85) и (3.86), называют статическим модулем.

Определение жесткости клетки опытным путем заключается в определении давления металла на валки P (усилий на нажимные винты месдозами) и толщины листов при прокатке (при неизменной настройке валков, т. е. при постоянном зазоре между валками S_0). Очевидно, что каждому значению обжатия ΔH соответствует определенное значение усилия P . По опытным данным строят диаграмму деформации клетки и определяют ее жесткость.

Кроме статического, различают также динамический модуль жесткости, учитывающий влияние толщины масляной пленки в подшипниках жидкостного трения на изменение зазора между рабочими валками в процессе прокатки. Динамическим модулем жесткости характеризуются те клетки, валки которых установлены в ПЖТ гидродинамического типа.

При конструировании станов возникает задача обеспечения требуемой жесткости рабочей клетки. Для этого необходимо иметь представление об относительной доле упругой деформации отдельных элементов клетки в ее общей упругой деформации.

На диаграмме (рис. 3.46) представлены данные по упругой деформации системы валков по отдельным ее элементам. На диаграмме деформации подшипниковых узлов (примерно 9% от общей деформации клетки)

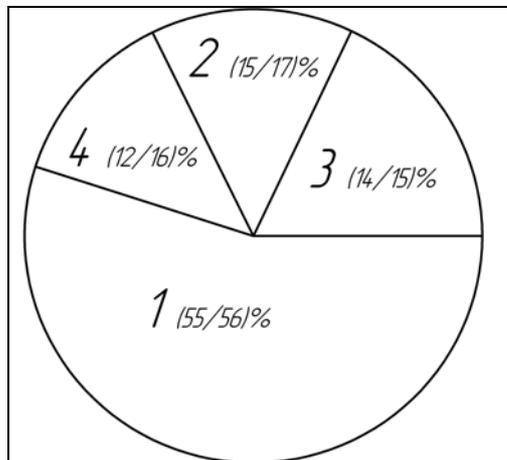


Рис. 3.46. Структурная диаграмма деформаций элементов прокатной клетки: 1-деформация валкового узла; 2-деформация станины; 3-деформация нажимного устройства; 4-остальные;

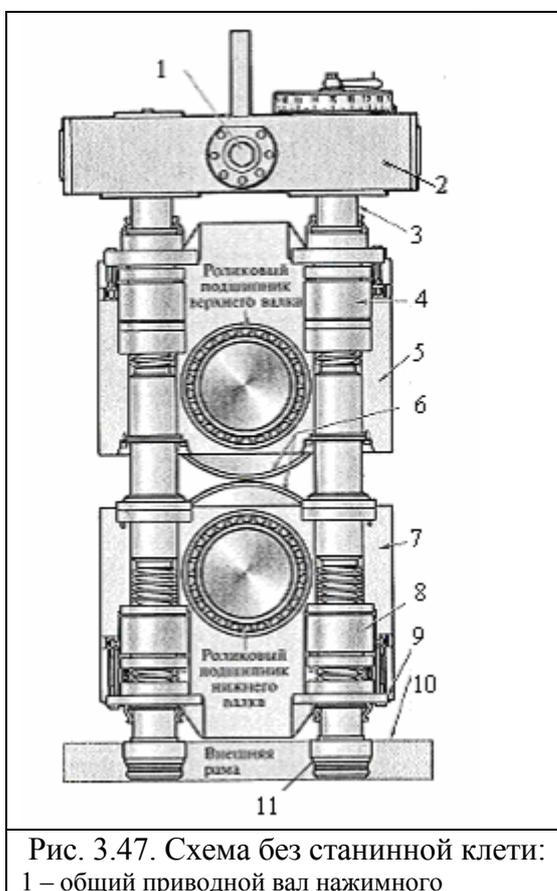


Рис. 3.47. Схема без станинной клетки:
1 – общий приводной вал нажимного

включены в раздел «остальные».

механизма; 2 – корпус; 3 – приводной винт; 4 – гайка (с прав. резьбой); 5 – опора верхнего валка; 6 – валки; 7 – опора нижнего валка; 8 – гайка (с лев. резьбой); 9 – уплотнение; 10 – внешняя рама; 11 – подшипниковая опора винта

Стремление достичь максимально возможной жесткости клетки привело к созданию без станинных клетей. Схема устройства такой клетки представлена на рис 3.47.

Взаимное перемещение опор (подушек) верхних и нижних валков осуществляется с помощью двух пар приводных винтов 3, расположенных с противоположных сторон клетки и вращающихся в верхней и нижней гайках.. Гайки 4,8, закрепленные соответственно в верхней и нижней опоре валков, имеют противоположное направление резьбы.

Синхронное вращение винтам передается от общего приводного вала 1 через червячные редукторы, расположенные в корпусе 2. При вращении винтов опоры прокатных валков 5,7 сближаются или удаляются друг от друга, что обеспечивает изменение зазора между валками. При этом опоры верхнего и нижнего валков может скользить вдоль винтов. Нижняя подшипниковая опора 11 винта установлена во внешней раме 10. Внешняя рама воспринимает осевые нагрузки на болты и тем самым разгружает направляющие винтов. В данном случае приводной винт одновременно выполняет роль замыкающей колонны станины прокатной клетки.

Влияние показателя жесткости клетки на точность прокатываемой полосы

В процессе прокатки под действием усилия прокатки возникают упругие деформации элементов рабочих, клетей: станин, валков, подшипников, нажимных винтов и др. В результате этих деформаций предварительно установленный зазор между валками изменяется. При прокатке тонких листов изменение зазора, как правило, соизмеримо не только с допусками на готовый продукт, но и с его конечной толщиной. Причины, вызывающие изменение усилия прокатки, а следовательно, и толщины полосы, весьма разнообразны: неравномерность толщины подката, непостоянство условий смазки в процессе прокатки, непостоянство настройки клетки вследствие эксцентриситета (биения) валков и натяжения полосы, неравномерность нагрева полосы (при горячей прокатке), упругие деформации и износ валков и др. Практически колебания усилия прокатки на листовых станах достигают 10—15 % от номинальной величины.

При прокатке на непрерывных станах необходимо осуществлять одновременную настройку всех клетей непрерывной группы. Изменение настройки, вызванное упругими деформациями клетки, приводит не только к прокатке немерного металла, но часто приводит к обрывам полосы или образованию складок. Это в свою очередь отрицательно влияет на производительность стана и стойкость валков. Кроме того, изменения зазора между валками вследствие упругих деформаций клетки влияют на скорости входа металла и выхода его из них, что вызывает изменения межклетевого натяжения или величины петли.

Указанные факторы приводят к изменению номинальной толщины полосы и толщины по ширине полосы и по длине рулона.

Для обеспечения необходимого обжатия полосы при прокатке необходимо, чтобы раствор между рабочими валками до прокатки S_0 с учетом упругой деформации клетки $S_{кл}$ обеспечивал бы на выходе полосы из валков требуемую толщину полосы после прокатки h_1 , т.е. соблюдалось бы соотношение

$$h_1 = S_0 + S_{кл} \quad (3.87)$$

При отсутствии зазоров в сочленяемых деталях клетки зависимость (3.87) можно выразить через модуль жесткости клетки:

$$h_1 = S_0 + P/M_{кл} . \quad (3.88)$$

Выражение (3.88) известно как уравнение Головина – Симса.

Когда прокатку осуществляют в предварительно прижатых валках, то толщину полосы определяют как

$$h_1 = S_{кл} - S_{кл.предв} = P/M_{кл} - P_{предв}/M_{кл} . \quad (3.89)$$

Уравнение упругой линии клетки содержит два неизвестных — толщину прокатываемой полосы h_1 и усилие прокатки P . Для решения этого уравнения необходимо знать связь между параметрами h_1 и P .

$$P = f(h_1) \quad (3.90)$$

Уравнение (3.90) называют уравнением пластической деформации металла при прокатке. Часто кривые, выражающие связь (3.90) называют «кривыми пластичности». Известно, что усилие прокатки зависит от предела текучести прокатываемого металла, коэффициента трения в очаге деформации, толщины полосы, радиуса рабочих валков, угла захвата, натяжения и других факторов. Поэтому кривые пластичности могут быть построены только для конкретных условий прокатки, т. е. при заданном сочетании величин параметров, определяющих усилие прокатки.

Кривые пластичности могут быть построены на основании теоретических расчетов по известным методикам (А.И. Целикова, А. А. Королева и др.) и с применением численных методов решения дифференциального уравнения прокатки. В настоящее время в связи с широким применением автоматического регулирования толщины полосы (САРТ) связь между P и h_1 определяют экспериментальным путем с помощью измерительной техники, встроенной в САРТ .

Таким образом, для однозначного определения величин h_1 и P необходимо решить систему:

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= S_0 + P/M_{кл} \\ P &= f(h_1) \end{aligned} \right\} (3.91)$$

На рис. 3.48 дано графическое решение системы уравнений (3.91). Первое уравнение изображается прямой l . Тангенс угла наклона прямой l численно равен модулю жесткости клетки $M_{кл}$, а точка пересечения ее с осью h , соответствует

Величине исходного раствора S_0 . При прокатке полосы с исходной толщиной



Рис.3.48. Геометрическая интерпретация решения системы уравнений (3.75)

h_0 $P = f(h_1)$ представляется в виде кривой 2. Точка пересечения кривой 2 с прямой 1 (точка a_1) определяет толщину полосы после прокатки.

При прокатке полосы с большим пределом текучести (или с большим коэффициентом трения) при той же исходной толщине заготовки зависимость (3.75) выражается кривой 3. Пересечение кривой 3 с прямой 1 в точке a_1' свидетельствует об

увеличении усилия прокатки (P_1'), что вызывает увеличение толщины полосы на выходе из валков до h_1' . Для получения полосы толщиной h_1' в этих условиях необходимо уменьшить величину исходного раствора валков S_0 до S_0' . При растворе валков S_0' упругая линия клетки представится в виде прямой 1'. Точка пересечения прямой 1' с кривой 3 определяет величину усилия прокатки P_1'' и толщину полосы $h_1'' = h_1$ при новой установке валка. Как видно из рис. 3.48 (точка a_1), получение полосы с конечной толщиной h_1 в рассматриваемом случае обеспечивается при большей величине усилия прокатки ($P_1'' > P_1' > P_1$).

При увеличении толщины исходной заготовки от h_0 до h_0' зависимость $P = f(h_1)$ изобразится кривой 4. Точка пересечения этой кривой с прямой 1 показывает, что увеличение толщины заготовки способствует росту усилия прокатки до P''' , что вызывает увеличение конечной толщины полосы до h_1''' .



Рис. 3.49. Схема действия опрокидывающего момента при прокатке.

Расчет клеток на опрокидывание

При простом процессе прокатки, характеризующимся прокаткой с постоянной скоростью с обоими приводными валками одинакового диаметра, вращающимися с одинаковой угловой скоростью, усилия, действующие на станину клетки взаимно уравновешены. При этом болты крепления станин к плитовинам фактически не нагружены, плитовины воспринимают лишь массу конструкций клетки. Силы P , действующие на каждый

из валков в этом случае равны по величине, направлены по вертикали в противоположные стороны по одной линии действия.

При нарушении хотя бы одного из приведенных условий простого процесса прокатки система действующих на станину усилий становится неуравновешенной, что приводит к возникновению так называемого *опрокидывающего момента*.

Опрокидывающий момент, стремящийся опрокинуть клеть в вертикальной плоскости, проходящей через ось прокатки, возникает либо при захвате (инерционная нагрузка), либо при несимметричном приложении нагрузки (момента): прокатка с одним приводным валком, прокатка с разным по величине передним и задним натяжением, прокатка в валках разного диаметра.

Опрокидывающий момент может возникнуть также из-за разности зазоров в деталях привода, передающих вращение валкам, что аналогично ситуации прокатки с одним приводным валком. Если направление этого момента при определенных условиях совпадает с моментом от инерционной нагрузки, то усилия, действующие на болты крепления станин к плитовинам, возрастают почти вдвое.

Инерционная нагрузка при захвате стремится опрокинуть рабочую клеть (рис.3.40.) и является результатом мгновенного приложения крутящего момента. Инерционная сила:

$$T = \frac{M_{np.}}{R}, \quad (3.92)$$

где R – радиус вала.

Опрокидывающий момент, создаваемый силой T , вокруг болтов, скрепляющих станину с плитовиной:

$$M_{on.} = Ta = M_{np.} \frac{a}{R}, \quad (3.93)$$

Из условий равновесия с учетом выражения (3.93) определяем силу Q , действующую на болты крепления станин к плитовинам:

$$Q = M_{np.} \frac{a}{Rb}, \quad (3.94)$$

Опрокидывающее усилие, действующее на болты крепления станин:

$$Q = \frac{M_{on.}}{b} - \frac{G}{2}, \quad (3.95)$$

где G – вес клетки, т; b – расстояние между болтами крепления станины, мм.

Болт должен быть рассчитан на затяжку с усилием на 20 – 40% большим, чем усилие от действия Q , т.е.

$$Q_{\delta} = (1,2 - 1,4)Q / n_{\delta}; \quad (3.96)$$

напряжение, действующее на болт

$$\sigma = \frac{4Q_{\delta}}{\pi d_{\delta}^2} \leq [\sigma], \quad (3.97)$$

где n_{δ} - число болтов с одной стороны клетки, d_{δ} – внутренний диаметр болта.

Это напряжение дл обычно применяемых марок сталей Ст2 или Ст3 не должно превышать $[\sigma]_{\delta} = 70 - 80$ МПа.

Привод валков прокатной клетки

В состав передаточных механизмов, передающих вращение от двигателя к валкам прокатного стана, могут входить редуктор, шестеренная клеть и универсальные шарнирные шпиндели или зубчатые муфты (рис. 3.38). Прокатная клеть в совокупности с передаточными механизмами образуют **главную линию**

стана. В зависимости от назначения и конструкции главной линии стана может отсутствовать шестеренная клеть или редуктор и шестеренная клеть. Возможно применение совмещенной конструкции редуктора и шестеренной клетки. Прямая передача от двигателя к прокатным валкам применяется обычно на реверсивных станах. Во всех возможных сочетания передаточных механизмов передача вращения непосредственно к валкам производится с помощью универсальных шарнирных шпинделей или зубчатых муфт.

Конструкция шпинделей

На прокатных станах применяют шпиндели двух основных типов: универсальные шарнирные и зубчатые.

В основу конструкции универсальных шпинделей положен принцип шарнира Гука; эти шпиндели могут передавать вращение и крутящий момент под углом наклона до 8—10°.

Благодаря шарнирной конструкции универсальные шпиндели работают плавно; вместе с тем они позволяют передавать большие крутящие моменты; поэтому их применяют для привода валков листовых и сортовых станов (при угле наклона около 1—2° и моменте 50—200 кН·м), обжимных, толстолистовых и заготовочных станов (при угле наклона 3—10° и моменте 500—3000 кН·м).

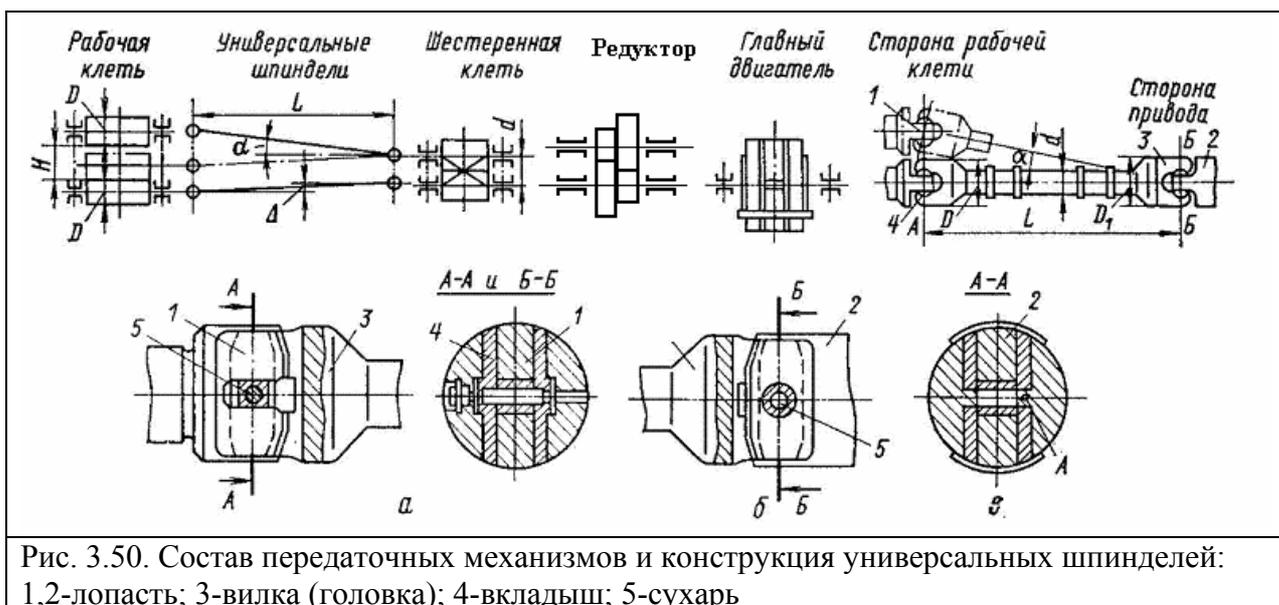


Рис. 3.50. Состав передаточных механизмов и конструкция универсальных шпинделей: 1,2-лопасть; 3-вилка (головка); 4-вкладыш; 5-сухарь

Длину шпинделя (по осям шарниров) определяют, исходя из допустимого или принятого угла наклона его и высоты перемещения одного из шарниров, характеризуемой высотой подъема верхнего валка при прокатке металла наибольшей толщины, согласно рис.3.50 и соотношению

$$l_{min} = H / \operatorname{tg} \delta_{um}. \quad (3.98)$$

Например, при прокатке слябов на ребро на новых слябингах высота подъема верхнего валка достигает 2000 мм, поэтому длина шпинделя, при максимальном допустимом угле наклона 10°, составляет 12 м, а масса его примерно 40 т. Для уменьшения угла наклона верхнего шпинделя и создания примерно одинаковых условий работы нижний шпиндель также устанавливают под углом (меньшим, чем верхний).

Шпиндельные устройства в приводах прокатных станов работают в очень тяжелых условиях. При крайне ограниченных габаритах и значительных перекосах в шарнирных муфтах они передают большие динамические нагрузки.

Так как шпиндели передают большие крутящие моменты, то шарниры их должны быть весьма прочными. Наружный диаметр шарнира шпинделя со стороны привода ограничивается межосевым расстоянием шестерен шестеренной клетки (или валов электродвигателей), как показано на рис. 3.50, *а* со стороны рабочей клетки — диаметром валков (когда верхний валок лежит на нижнем). Так как в процессе работы стана валки изнашиваются и диаметр их уменьшается при переточках, то со стороны рабочей клетки диаметр шарнира шпинделя должен быть несколько меньше диаметра переточенного валка. диаметра переточенного валка. Таким образом, диаметр шарнира шпинделя со стороны рабочей клетки всегда меньше, чем со стороны привода, поэтому прочность первого также меньше прочности второго. Рассчитывать на прочность надо именно шарнир, расположенный со стороны валков.

Большое распространение в прокатном производстве получили универсальные шпиндели с шарниром трения скольжения, отличающиеся высокой прочностью шарнирных элементов и компактностью (ГОСТ 8059 – 83).

Шарнир трения скольжения с бронзовыми вкладышами (рис. 3.50, *а* и рис. 3.51) образуется лопастью 1 со стороны валка или лопастью 2 со стороны привода; головкой (вилкой) 3 шпинделя, имеющей цилиндрическую расточку; бронзовыми сегментными вкладышами 4 и сухарем 5. Поскольку при прокатке расстояние H между валками и угол наклона $\delta_{шп}$ шпинделя изменяются, то один шарнир должен быть «плавающим» в осевом направлении, а другой — фиксированным. Так как смена валков осуществляется чаще всего в горизонтальном (осевом) направлении, плавающим делают шарнир со стороны валка — в лопасти его предусматривают прорезь для перемещения сухаря 5 (см. рис. 3.50, *а*). Со стороны привода (рис. 3.50, *б*) в фиксированном шарнире лопасти предусмотрено глухое (круглое или прямоугольное) отверстие для сухаря 5. Эти сухари на концах снабжены цапфами для соединения с вкладышами 4. Для уменьшения износа сухаря его облицовывают бронзовыми планками или помещают в бронзовые стаканы; применяют также

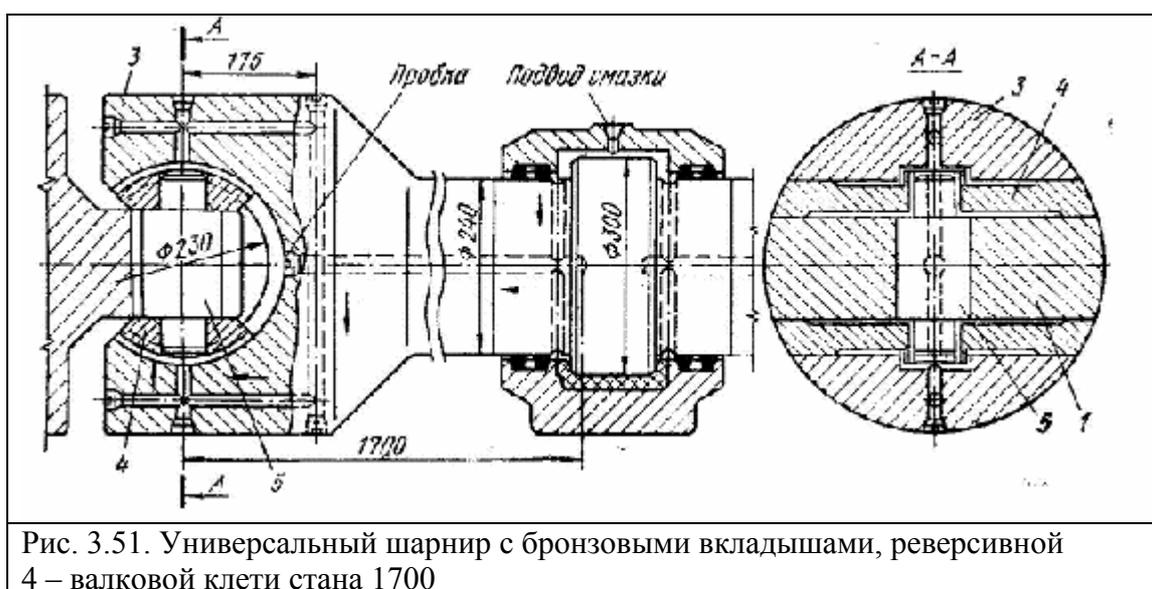


Рис. 3.51. Универсальный шарнир с бронзовыми вкладышами, реверсивной 4 – валковой клетки стана 1700

наплавку бронзы на боковые грани сухаря. Принцип шарнира Гука достигается благодаря возможности поворота в двух перпендикулярных плоскостях относительно оси расточки головки шпинделя и оси сухаря. Для монтажа бронзовых вкладышей 4 в собранном виде с сухарем 5 необходимо, чтобы просвет между щеками (вилками)

головки шпинделя был несколько больше хорды (ширины) вкладыша b (по рис. 3.50). С целью повышения прочности головки шпинделя в середине ее расточки иногда оставляют ребро жесткости A (рис. 3.50, в); в этом случае каждый бронзовый вкладыш состоит из двух половин, которые можно менять местами при их неравномерном износе; смена вкладышей осуществляется сбоку и не требует демонтажа шарнира. Диаметр расточки в головке обычно равен половине диаметра головки, а толщина лопасти составляет $0,26D_{шп.}$ Конструктивные размеры шпинделя после проверки его прочности необходимо принимать в соответствии с ГОСТ 8059—83.

Шарниры с бронзовыми вкладышами имеют ряд недостатков: затруднения с подводом смазки к трущимся поверхностям; неравномерный и большой износ вкладышей, вызывающий значительный расход дорогостоящей и дефицитной бронзы (масса каждого вкладыша на больших станах достигает 300 кг).

Недостатки универсальных шпинделей усугубляются при высоких скоростях работы, характерных для современных прокатных станов. Все это побуждает изыскивать более рациональные конструкции шарниров.

В последнее время широкое распространение получили универсальные шпиндели с шарнирами на подшипниках качения (по типу карданных валов автомобилей).

Конструкция шпиндельных устройств на подшипниках качения для

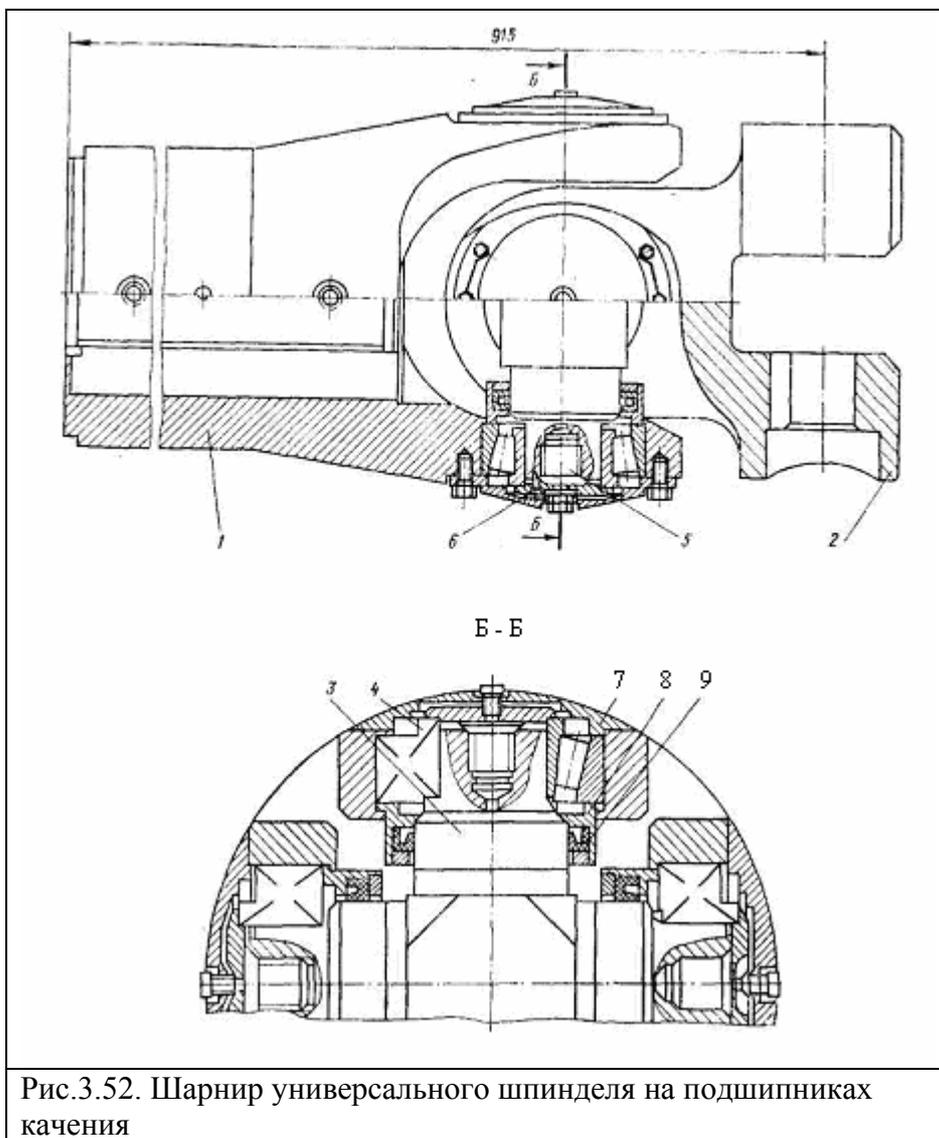


Рис.3.52. Шарнир универсального шпинделя на подшипниках качения

прокатных станов, имеет по сравнению с известными следующие особенности: углы перекоса шарнирных муфт могут изменяться в широких пределах; стойкость подшипниковых узлов достаточно высока; шпиндели легко и быстро соединяются с прокатными валками; в подшипниковых узлах удерживается смазка; шпиндели центрируются и просты в эксплуатации.

Большая грузоподъемность подшипниковых узлов достигается благодаря рациональной

конструкции шарнирных муфт: подшипниковые узлы расположены у наружной поверхности муфты, благодаря чему удается установить мощные подшипники.

Шпиндельное устройство состоит из двух шарнирных муфт, промежуточного вала и двух фланцев, один из которых соединяется с приводным концом прокатного валка, а второй — с валом шестеренной клетки. Шарнир (рис. 3.52) состоит из двух полумуфт 1 и 2, цельной крестовины 3 и четырех подшипниковых узлов. В подшипниковый узел входит подшипник качения 4, болты — стяжной 5 и стопорный 6 и уплотняющие крышки 7 и 8. В крышку 8 вставлено стандартное уплотнение 9.

Наружные кольца подшипников монтируют в проточках проушин полумуфт, а внутренние — на пальцах крестовины. Торцы проушин имеют прямые срезы, причем ширина проушин в каждой полумуфте на 6 – 10мм меньше расстояния между ними. Такое исполнение позволяет не только упростить изготовление полумуфт, но и обеспечить нормальную сборку и разборку шарнирных муфт.

Работоспособность шпинделей и стабильность работы станов (особенно трубопрокатных) в большой степени зависит от точности центровки вращающихся масс.

В описываемой конструкции центровка полумуфт достигается тем, что кольца одного из противоположных подшипников фиксированы; при этом наружное кольцо упирается в бурт полумуфты, а внутреннее прижимается к выступу крестовины. Зазоры в подшипниках регулируют перемещением внутреннего кольца противоположного подшипника.

В предложенной конструкции шпинделя с наружной стороны, куда отбрасывается смазка при вращении, применена глухая крышка, а с внутренней — резиновое уплотнение.

Следует отметить, что в применении шарниров на подшипниках качения для передачи больших крутящих моментов (до 2—3 МН·м) имеются трудности, связанные с ограниченной грузоподъемностью подшипников качения.

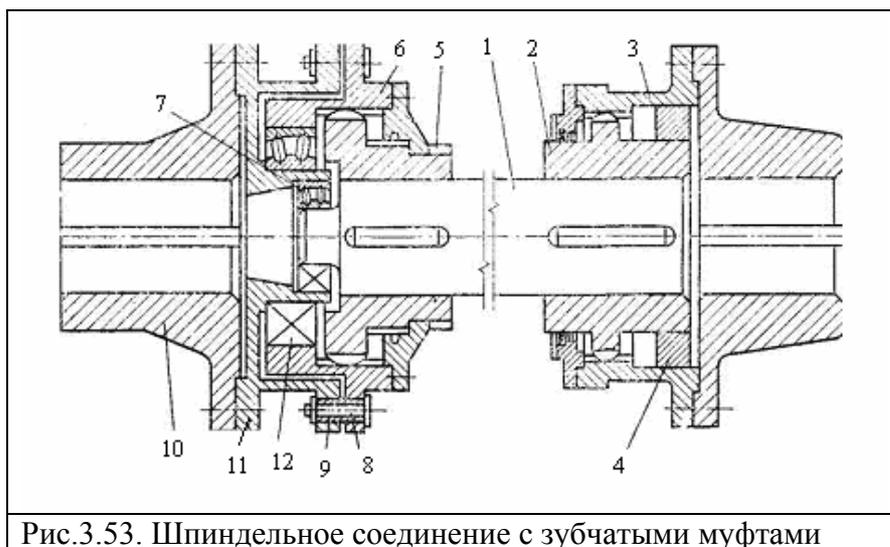


Рис.3.53. Шпиндельное соединение с зубчатыми муфтами

Для привода валков чистовых клетей широкополосных станов (крутящий момент на одном шпинделе 0,3—0,5 МН·м), валков жестепрокатных и дрессировочных станов при больших скоростях прокатки (до 30 м/с) применяют шарниры типа удлиненных зубчатых муфт, зубья которых обработаны снаружи по сфере и имеют сечение бочкообразной формы.

На рис. 3.53 показана конструкция шпинделя разработки УЗТМ, установленная в 4-валковой клетке 500/1300 × 1200 непрерывного 5 клетьевого стана для прокатки жести.

Шпиндельное соединение с зубчатыми муфтами (рис. 3.53) содержит: соединительный вал 1, зубчатую муфту, состоящую из зубчатой втулки 2; зубчатой обоймы 3 и распорного кольца 4; предохранительную муфту со срезными пальцами, состоящую из зубчатой втулки 5, зубчатой обоймы 6, сферического роликоподшипника 7, размещенного на шейке вала 1, предохранительных болтов 8 и

центровочных втулок 9. Между зубчатой обоймой 6 и полумуфтой 10, устанавливаемой на валу главного привода, размещена промежуточная обойма 11 со сферическим роликоподшипником 12, наружное кольцо которого контактирует с зубчатой обоймой 6.

При использовании для привода валков чистовых клетей непрерывных мелко-сортных и проволочных станов, работающих при больших частотах вращения (до 2000 об/мин), универсальных шпинделей с бронзовыми вкладышами и шпинделей с шарнирами на подшипниках качения (карданных валов) возникают проблемы с надежностью этих подшипников. Для первых - из-за неудовлетворительных условий смазки, для вторых – по причине низкой стойкости крестовин. При применении этих шпинделей возникает сильная вибрация валков при прокатке. На некоторых из указанных выше станов были применены шариковые (или роликовые) универсальные шпиндели конструкции, представленной на рис. 3.54 [3]. В шарнир шпинделя непрерывно подается густая смазка от централизованной системы через стационарное среднее кольцо. Вибрация шпинделей и валков была полностью устранена.

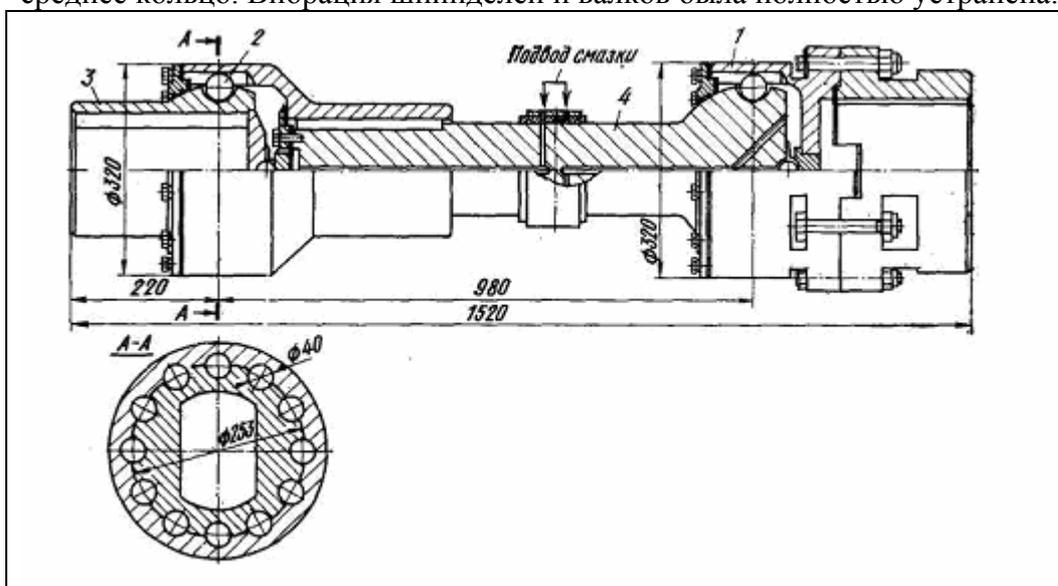


Рис. 3.54. Шариковый шпиндель привода валков мелкосортного стана 250 ($M_{кр} = 20 \text{ кНм}$ $\delta_{шп} = 7^0$):

1- наружная втулка с внутренними полуцилиндрическими пазами для шаров; 2- стандартный шар; 3- втулка шпинделя со сферической головкой и полусферическими лунками для шаров; 4 - вал шпинделя (внутри отверстие для подвода смазки)

Уравновешивание шпинделей

Универсальные шпиндели характеризуются большими размерами: масса их составляет 5—40 т. Для уменьшения износа бронзовых вкладышей и расточки шарниров, а также разгрузки подшипников рабочих и шестеренных валков (или электродвигателей) применяют уравновешивание шпинделей: грузовое, пружинное и риведено на рис. гидравлическое.

В средней части шпиндели опираются на подшипники обычно с баббитовой заливкой. На рис.3.55 приведено универсальный шпиндель с пружинным уравновешиванием.

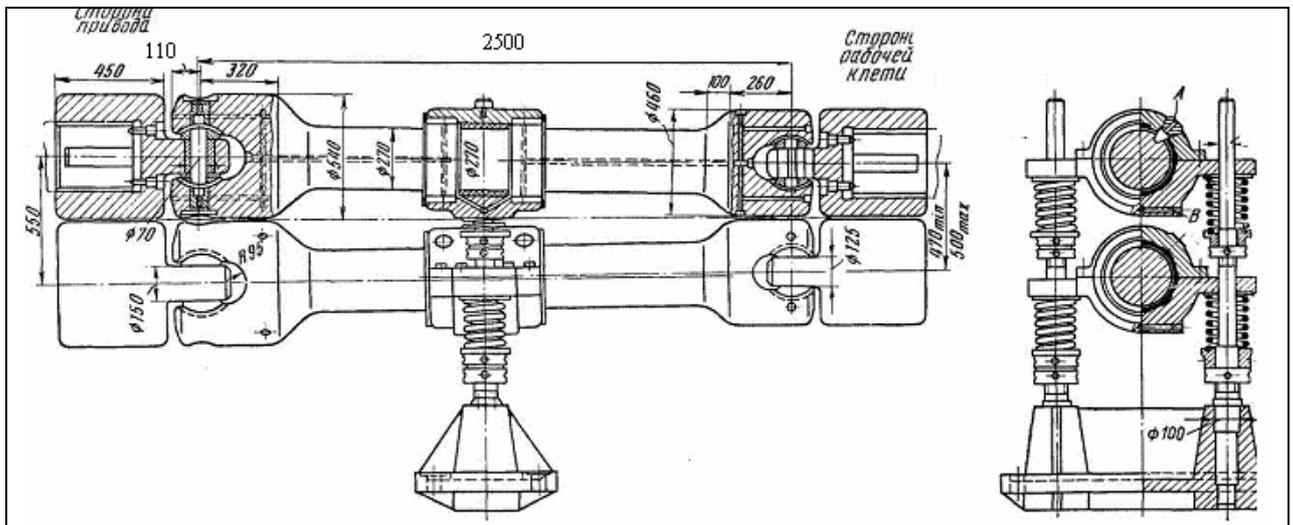


Рис. 3.55. Пружинное уравнивающее устройство

Наибольшей надежностью по сравнению с пружинным устройством обладает гидравлическое уравнивающее устройство (рис.3.56). Приведенное гидравлическое устройство уравнивания работает плавно и отличается большой надежностью, однако применять его целесообразно только тогда, когда в цехе действует насосно-аккумуляторная станция высокого давления, обслуживающая другие механизмы и устройства (гидравлическое уравнивание валков, гидросбив окалины и т. д.).

Расчет шпинделей с шарнирами на бронзовых вкладышах

На рис. 3.57 представлена схема к расчету шарнира универсального шпинделя. Показано действие сил на щеки головки шпинделя при передаче ими крутящего момента M_6 . На все щеки головки шпинделя действует усилие P , возникающее в результате давления лопасти на бронзовый вкладыш и бронзового вкладыша на щеку по цилиндрической поверхности их соприкосновения. Момент, передаваемый шпинделем, равен $M_6 = P2f$, где $2f$ — расстояние между точками приложения сил.

Принимаем, что удельные давления вкладыша на щеку шарнира распределяются по трапеции и сила P приложена в плоскости центра тяжести этой трапеции.

Передача крутящего момента валку осуществляется вилкой 3 шпинделя (см. рис.3.57) через вкладыши 2 к лопасти 1 валка. Сила, с которой вкладыш воздействует на щеку вилки шпинделя:

$$P = \frac{M_{кр} k}{2 \cdot f}, \quad (3.99)$$

где k – коэффициент угла наклона шпинделя, при угле $5,5^\circ$ $k = 1,15$;

$$f = \frac{a + n}{3} - \frac{an}{3(a + n)}. \quad (3.100)$$

Расчёт вилки. Сечение вилки на расстоянии x от центра шарнира испытывает деформацию кручения и изгиба:

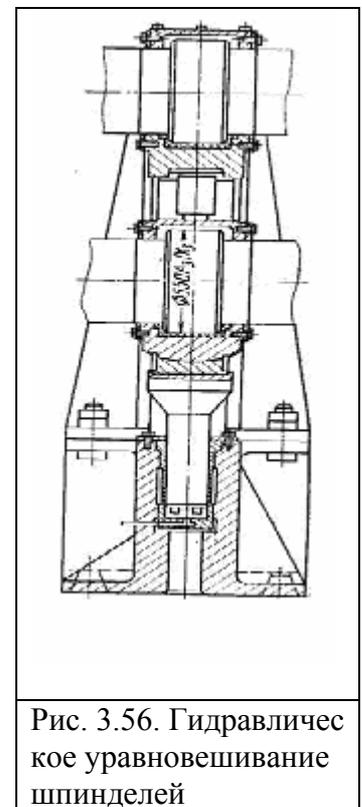


Рис. 3.56. Гидравлическое уравнивание шпинделей

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_{кр}}; \sigma_{из} = \frac{P \cdot x}{W_{из}} = \frac{M_{кр} \cdot xk}{2 \cdot f \cdot W_{из}} \quad (3.101)$$

где f – координата приложения равнодействующей, определяемой из условия, что контактные напряжения на щеке вилки распределены по трапеции. В этом случае:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}.$$

При $x=0$

$$\sigma = \sqrt{0 + 3 \cdot \tau^2}.$$

При определении напряжений по формулам (3.101) заранее трудно определить положение опасного сечения, где результирующее напряжение максимально, так как с увеличением координаты x увеличивается не только изгибающий момент, но и поперечное сечение вилки. Следовательно, необходимо рассмотреть несколько сечений (включая $x=l_2$) и определить для каждого из них результирующее напряжение по приведённым выше формулам.

Для определения момента сопротивления кручению поперечного сечения вилки, имеющей форму сегмента, заменяют сегмент на эквивалентное ему

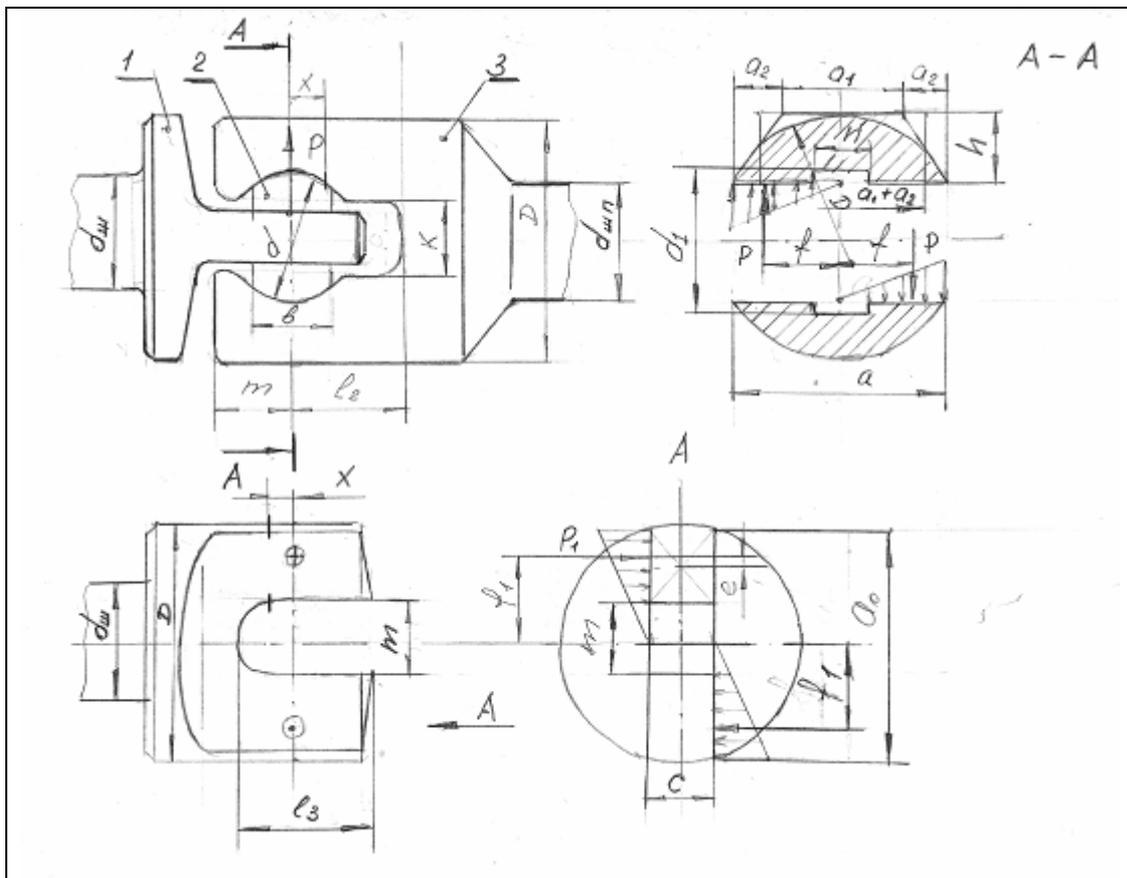


Рис. 3.57. К расчету универсального шпинделя на вкладышах скольжения

прямоугольное сечение высотой h и шириной $(a_1 + a_2)$ Момент сопротивления прямоугольника сечению определяют по формуле:

$$W_{кр} = \eta \cdot (a_1 + a_2) \cdot h^2, \quad (3.102)$$

где η – коэффициент, определяемый из таблиц (приложение 3); при $(a_1 + a_2)/h = 2 \div 6$ $\eta = 0,25 \div 0,3$.

Для определения момента сопротивления изгибу $W_{из}$ сечения, соответствующего координате x , сегмент заменяем равномерной трапецией $(a_1 + 2 \cdot a_2) \times a_1 \times h$. Тогда:

$$W_{из} = \frac{3 \cdot a_1^2 + 6 \cdot a_1 \cdot a_2 + 2 \cdot a_2^2}{6 \cdot (3 \cdot a_1 + 4 \cdot a_2)} \cdot h^2.$$

Стержень круглого сечения, расположенный между валками шпинделя, проверяем на кручение по известной формуле:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_{ин}^3},$$

где $d_{ин}$ – диаметр тела шпинделя.

Расчёт лопасти. Так же, как и при расчёте щеки вилки шпинделя, при расчёте лопасти принимают, что контактное напряжение от вкладыша распределяется на поверхности каждой лопасти по трапеции и сила P_1 , действующая на лопасть при передаче крутящего момента, равна:

$$P_1 = \frac{M_{кр}}{2 \cdot f_1}, \quad (3.103)$$

где

$$f_1 = \frac{a_0 + m}{3} - \frac{a_0 m}{3(a_0 + m)} \quad (3.104)$$

В общем случае P_1 будет приложена эксцентрично относительно центра сечения лопасти толщиной C . В связи с этим эта сила будет скручивать лопасть моментом $M_{кр} = P_1 \cdot e$, где e – эксцентриситет приложения силы P_1 относительно центра тяжести сечения.

Таким образом, под действием силы P_1 в сечении I-I (см. рис.57) возникают напряжения изгиба и кручения:

$$\tau = \frac{P_1 \cdot e}{W_{кр}}; \quad \sigma_{из} = \frac{P_1 \cdot x}{W_{из}}, \quad (3.105)$$

где $W_{кр} = \eta \cdot \left[\frac{(a_0 - m)}{2} \right] \cdot C^2$; $W_{из} = \left[\frac{(a_0 - m)}{2} \right] \cdot \frac{C^2}{6}$.

Результирующее (эквивалентное) напряжение определяется по формуле (3.12).

Расчет трефового шпинделя и муфты

Трефовое соединение применяют при углах наклона шпинделя не более $1-2^\circ$. На современных станах, даже линейных, трефовые шпиндели и муфты стараются не устанавливать

Минимальная длина трефового шпинделя равна сумме длин обеих муфт плюс 40—80 мм (для троса подъемного крана).

При уравнивании шпинделей на их середине протачивается шейка диаметром $0,88 d_1$ (где d_1 наружный диаметр шпинделя). Зазор Δ (рис. 3.58) между муфтой и шпинделем равен $0,015 d_1$. Длина муфт равна двойной длине трефа валков плюс зазор между торцами валка и шпинделя.

Размеры трефовых соединений регламентируются ГОСТ 5333—55 (?). Материалом для муфт обычно является серый чугун (ГОСТ 1412—54) или стальное литье, для шпинделей — литая или ковкая сталь ($\sigma_b = 500 \div 600 \text{ МПа}$).

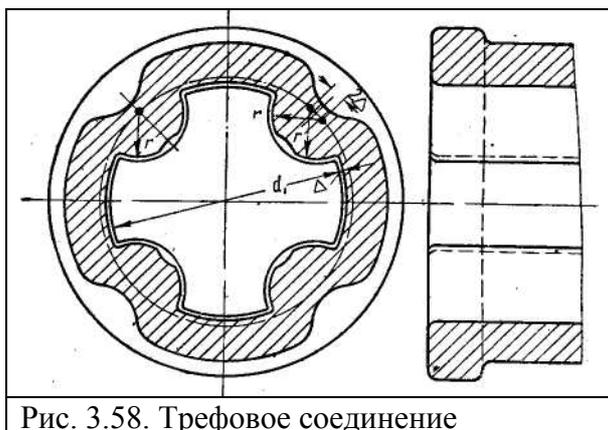


Рис. 3.58. Трефовое соединение

Максимальная величина напряжения кручения на дне впадины равна [6]

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{0,0706} \quad (3.106)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, передаваемый шпинделем.

Толщина стенки трефовой втулки принимается

$$S = 0,25d_1 \quad (3.107)$$

ШЕСТЕРЕННЫЕ КЛЕТИ И РЕДУКТОРЫ

Шестеренные клетки предназначены для разделения крутящего момента, получаемого от главного двигателя, и привода валков стана. Шестеренные клетки предусмотрены во всех прокатных станах, за исключением станов с индивидуальным приводом валков, осуществляемым непосредственно от двух двигателей (большие блюминги, слябинги и в некоторых случаях толстолистовые четырехвалковые станы).

Во всех шестеренных клетях приводной от главного двигателя является нижняя шестерня (за исключением трех валковых сортовых станов, в которых приводной иногда делают среднюю шестерню).

Шестерни шестеренной клетки часто называют шестеренными валками.

Диаметр начальной окружности шестерен шестеренной клетки зависит от диаметра валков стана и наибольшего расстояния между ними при прокатке. Так как высота подъема верхнего валка в процессе прокатки изменяется, то диаметр шестеренных валков нужно выбирать, исходя из условия, что угол наклона верхнего шпинделя (см. рис. V.72) не должен превышать допустимой величины ($8\text{—}10^\circ$).

Практически установлены следующие соотношения между диаметром начальной окружности шестерен d_0 , диаметром новых валков D_n , диаметром переточенных (до допустимого предела) валков D_n и максимальной высотой подъема верхнего валка H : для малых блюмингов и других обжимных (черновых) двухвалковых станов

$$d_0 = \frac{D_n + D_n}{2} + \frac{H}{8 \div 10} \quad (3.108)$$

Для остальных станов, у которых расстояние между валками изменяется незначительно (только за счет переточки или повторной шлифовки валков)

$$d_0 = \frac{D_n + D_n}{2} \quad (3.109)$$

В шестеренных клетях применяют, как правило, шестерни с шевронным зубом, без дорожки или с дорожкой в середине.

Угол наклона шевронных зубьев на делительном цилиндре шестерни обычно принимают 30° ; профильный угол эвольвенты в торцовом сечении - 20° . В шестеренных клетях передаточное число зацепления равно единице ($i = 1$), поэтому диаметр начальной окружности шестерни d_0 равен межосевому расстоянию шестерен шестеренной клетки.

Число зубьев - $18 \div 29$.

Поскольку шестерни одного и того же диаметра предназначены для передачи различных усилий и крутящих моментов (в зависимости от назначения прокатного стана), на практике их изготавливают различной ширины. По ширине их подразделяют на три типа: узкие при отношении ширины к межцентровому расстоянию $1 \div 1,25$, средние $1,6 \div 2,0$ и широкие $2,5$. Применение более широких шестерен нежелательно, так как при этом уменьшается их жесткость и тем самым ухудшаются условия передачи нагрузки зубьями.

Обычно шестерни шестеренных клетей изготавливают из сталей 45, 40ХН, 37ХНЗА, 38ХГН с поверхностной закалкой до твердости НВ 450—570. Механические свойства заготовок из этих сталей (после нормализации) следующие: временное сопротивление $\sigma_b = 600 \div 800$ МПа, предел текучести $\sigma_s = 320$ МПа, относительное удлинение $\delta > 15\%$, ударная вязкость $a_n > 45$ Н · м/см²; твердость НВ 170—195, предел выносливости $\sigma_{-1} = 280$ МПа.

Расчет шестеренной клетки на опрокидывание

Как было сказано выше, в шестеренных двухвалковых клетях приводным обычно является нижний шестеренный валок и в исключительно редких случаях — верхний. Шейка приводной шестерни получает со стороны двигателя (или редуктора) крутящий момент, равный $M_{кр}$ и передает его двум шестерням, а последние — двум валкам ($M_{пр}$) через универсальные шпиндели.

Таким образом, на шестеренную клетку действуют следующие моменты: $M_{кр} = M_{пр}$ — со стороны двигателя; этот момент приложен к нижнему валку и имеет положительное значение (по часовой стрелке, рис. 3.50); M_1 и M_2 — реактивные крутящие моменты со стороны валков; один из них положительный, а другой отрицательный.

Опрокидывающий момент, действующий на клетку, равен алгебраической сумме этих моментов:

$$M_{опр} = M_{кр} + M_1 - M_2. \quad (3.110)$$

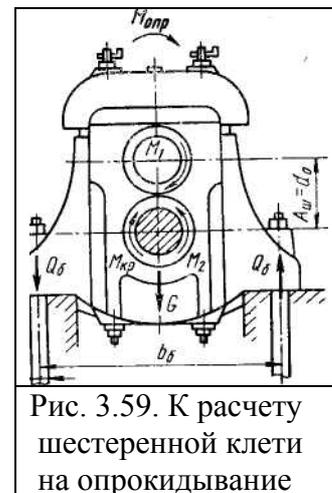


Рис. 3.59. К расчету шестеренной клетки на опрокидывание

Если момент $M_{кр}$, получаемый шестеренной клетью со стороны главного двигателя, распределяется поровну между верхней и нижней шестернями (т. е. между рабочими валками), как это происходит при простом процессе прокатки, то тогда $M_1 = M_2$ и

$$M_{опр} = M_{кр} = M_{пр}.$$

Значит, при простом процессе прокатки момент, опрокидывающий шестеренную клетку, равен моменту прокатки (или моменту привода валков).

Рассмотрим два частных случая:

1. Предположим, что верхний шпиндель сломался, но некоторое время прокатка еще продолжается; тогда $M_1 = 0$ и весь момент привода передается только одному нижнему валку, т. е. $M_2 = M_{кр}$.

В этом случае, согласно формуле (3.110), $M_{опр} = 0$.

2. В случае поломки нижнего шпинделя ($M_2 = 0$, $M_1 = M_{np}$) опрокидывающий момент, действующий на шестеренную клеть, равен двойному моменту прокатки (т. е. двойному моменту привода валков):

$$M_{опр} = 2M_{np}$$

Таким образом, в аварийных случаях опрокидывающий момент шестеренной клетки в два раза \div больше момента, опрокидывающего рабочую клеть.

Момент, опрокидывающий шестеренную клеть, стремится оторвать шестеренную клеть от фундамента или плитовины, т. е. *вызывает растяжение фундаментных болтов.*

Усилие, действующее на один фундаментный болт, равно (рис.3.59)

$$Q_{б} = \frac{1}{n} \left(\frac{M_{опр}}{b_{б}} - \frac{G_{ш}}{2} \right) \quad (3.111)$$

где $b_{б}$ - расстояние между болтами; $G_{ш}$ — масса шестеренной клетки; n — число болтов с одной стороны клетки.

Для того чтобы лапы плитовин не отходили от фундамента, каждый болт надо затянуть с усилием на 20—40 % больше растягивающего усилия, т. е. $Q_{б} = (1,2 \div 1,4)Q$.

МУФТЫ ГЛАВНОЙ ЛИНИИ

Муфты главной линии рабочей клетки предназначены для соединения валов главных электродвигателей с шестеренными валками или с ведущими валами редукторов, а также ведомых валов с шестеренными валками.

Благодаря простоте конструкции и возможности передачи больших крутящих моментов (до 3, (?), МН-м) при некотором перекосе валов самое широкое применение в прокатных станах получили зубчатые муфты.

В зависимости от назначения и конструкции зубчатые муфты разделяют на два типа (рис. 3.60):

- 1) муфты для непосредственного соединения цилиндрических концов валов (типа МЗ);
- 2) муфты для соединения валов посредством промежуточного вала (типа МЗП).
- 2) муфты для соединения валов посредством промежуточного вала (типа МЗП).

В зависимости от технологии изготовления зубчатые муфты разделяются на кованные и литые.

Муфта типа МЗ состоит из двух зубчатых втулок с зубьями эвольвентного профиля и двух зубчатых полумуфт (обойм), соединенных между собой болтами и входящие в зацеплении с зубчатыми втулками.

Муфта типа МЗП состоит из двух одинаковых полумуфт и промежуточного вала. Эти муфты применяют в тех случаях, когда расположение приводных валов не позволяет осуществить их непосредственное соединение нормальной муфтой типа МЗ (например, на блюминге 1000), когда главный двигатель установлен в машинном зале, а шестеренная клеть — в пролете стана.

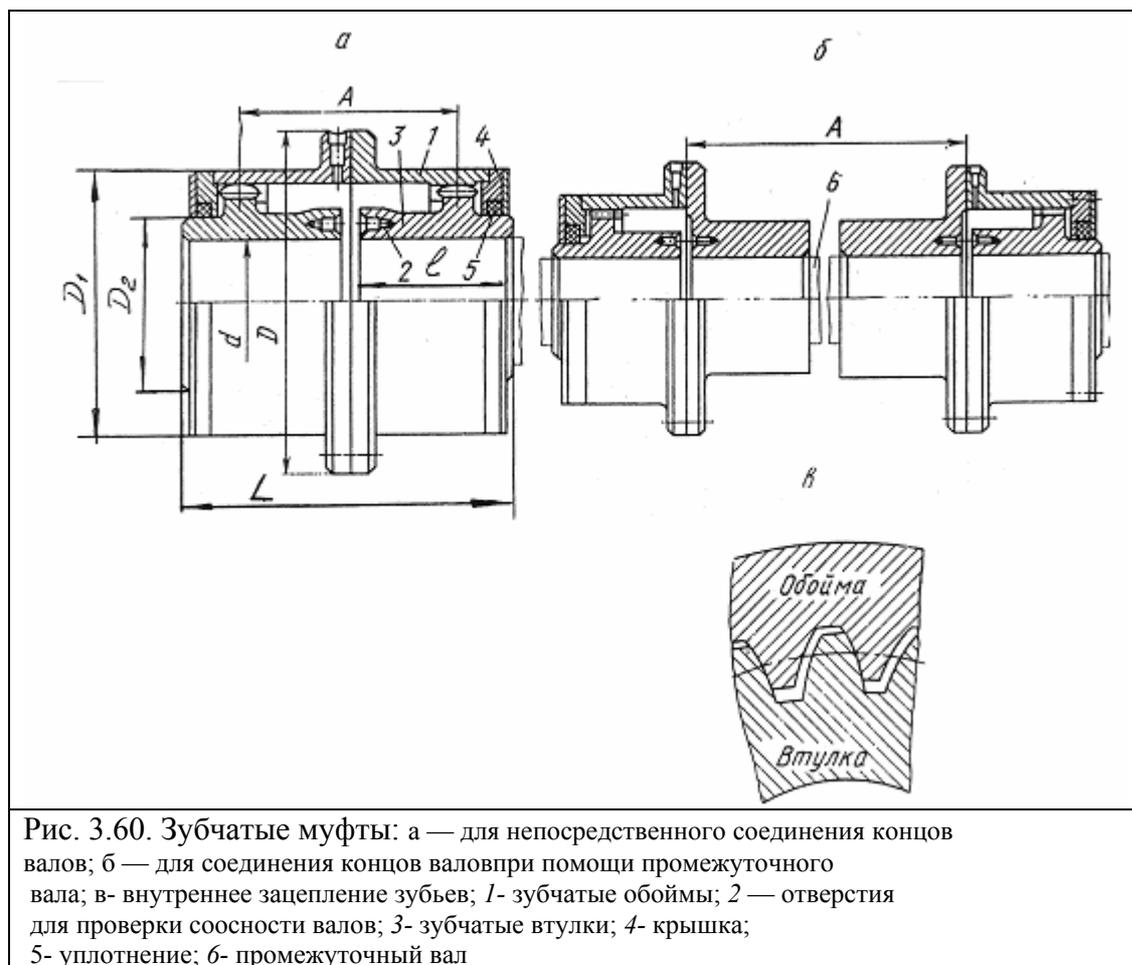


Рис. 3.60. Зубчатые муфты: а — для непосредственного соединения концов валов; б — для соединения концов валов при помощи промежуточного вала; в- внутреннее зацепление зубьев; 1- зубчатые обоймы; 2 — отверстия для проверки соосности валов; 3- зубчатые втулки; 4- крышка; 5- уплотнение; 6- промежуточный вал

Полумуфты (обоймы) по цилиндрической поверхности впадин в зубьях опираются на сферическую поверхность выступов зубьев втулок (радиальный зазор весьма незначителен). Сечение зубьев втулки — прямолинейной или эллиптической (бочкообразной) формы. Муфты с внутренним зубчатым зацеплением допускают реверсивное вращение валов.

Достоинством зубчатых муфт является то, что они могут передавать большие крутящие моменты при наличии перекоса валов до $0^{\circ} 30'$ и при радиальном смещении осей валов от 1 до 10 мм.

Опыт эксплуатации зубчатых муфт показывает, что наряду с достоинствами (простота конструкции, компенсирующие свойства при перекосах валов) они имеют также недостатки: необходимость частой заправки смазкой, динамические нагрузки при выборе боковых зазоров в зубьях при реверсивной работе, ненадежность узлов уплотнения, сложность технологии изготовления.

Кованые обоймы изготавливают из стали 40, литые — из стали 45Л. Твердость после термообработки $35 \div 40$ HRC.

Муфты выбирают по наибольшему диаметру соединяемых валов.

Проверку на прочность производят по формуле:

$$M_{раб} \leq \frac{M_{кр}}{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}, \quad (3.112)$$

где $M_{раб}$ — наибольший длительно действующий момент в условиях эксплуатации; $M_{кр}$ — номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой и принимаемый по таблице; k_1 — коэффициент, учитывающий ответственность передачи (табл.2); k_2 — коэффициент, учитывающий условия работы (табл.3).

Таблица 1.

Основные параметры зубчатых муфт (ГОСТ 50845-96).

Номинальный крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	d	D	D_1	D_2	l	L
	не более, мм					
1000	40	145	100	60	82	174
1600	55	170	125	80		
2500	60	185	135	85	105	220
4000	65	200	150	95		
6300	80	230	175	115	130	270
10000	100	270	200	145	165	340
16000	120	300	230	175		345
25000	140	330	260	200	200	415
40000	160	410	330	230		
63000	200	470	390	290	240	500

Таблица 2.

Расчетный коэффициент ответственности передачи (ГОСТ 50895-96)

Последствия, возникающие в результате выхода муфты из строя	Коэффициент ответственности передачи, K_1
Останов машины	1,0
Авария машины	1,2
Авария ряда машин	1,5
Человеческие жертвы	1,8

Таблица 3.

Расчетный коэффициент ответственности передачи (ГОСТ 50895-96)

Режим работы механизма	Коэффициент условий работы, K_2
Спокойная работа равномерно нагруженных механизмов	1,0
Работа неравномерно нагруженных механизмов	1,1–1,3
Тяжёлая с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов	1,3–1,5

Таблица 4.

Угол перекоса вала	0,25°	0,5°	1,0°	1,5°
Коэффициент углового смещения, K_3	1,0	1,25	1,5	1,75

Зависимость радиальных Δ и угловых смещений φ осей втулок относительно оси обоймы для муфт типа 1 и 2 приведены на рис.3.61 (ГОСТа 50895-96).

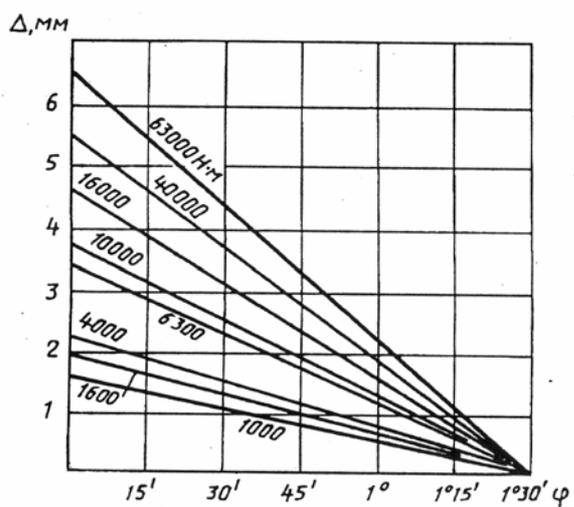


Рис.3.52. Диаграмма радиальных Δ и угловых φ смещений осей втулок относительно оси обоймы (для муфт типов 1 и 3).