

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

А.К. Белан
О.А. Белан

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

Утверждено Редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Магнитогорск
2014

Рецензенты:

Кандидат технических наук,
заместитель начальника технического управления
ОАО «ММК-МЕТИЗ», г. Магнитогорск
С.В. Адамчук

Кандидат технических наук,
ведущий специалист отдела перспективного развития
ОАО «ММК», г. Магнитогорск
Е.Л. Кандауров

Белан, А.К.

Проектирование и расчёт оборудования прокатного стана:
учебное пособие / А.К. Белан, О.А. Белан. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та. им. Г.И. Носова, 2014. 135 с.

Пособие соответствует ГОС ВПО и ФГОС ВПО дисциплины «Проектирование оборудования цехов прокатного и волочильного производства». Приведены основные сведения, необходимые для проектирования и расчёта основного и вспомогательного оборудования прокатного стана. Изложены основные положения из теории напряжений и деформаций, представлен анализ условий начала пластической деформации, изложены основы теории прокатки. Особое внимание уделено методам расчёта рабочих клеток, привода прокатного стана, а также ножниц, правильных машин и моталок.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению 150400 «Технологические машины и оборудование», специальности 150401 «Проектирование технических и технологических комплексов». Может быть полезно для инженерно-технических работников, специализирующихся в области проектирования оборудования и технологических процессов обработки металлов давлением.

ВВЕДЕНИЕ

Прокатный стан – это комплекс машин и агрегатов, предназначенный для осуществления пластической деформации металла в валках (собственно прокатки), дальнейшей его обработки (правки, резки и пр.) и транспортирования.

Прокатное производство является завершающим звеном металлургического цикла. В современных прокатных цехах технологические операции осуществляются по поточному и непрерывному принципам, позволяющим широко применять комплексную механизацию и автоматизацию. Поэтому механическое оборудование прокатных цехов является весьма сложным и разнообразным по назначению и конструкции. Создание нового прокатного оборудования и эксплуатация сложных машин и агрегатов в прокатных цехах требуют использования достижений в различных областях науки и техники и подготовки высококвалифицированных специалистов.

Настоящее учебное пособие предназначено для ознакомления студентов с конструкцией агрегатов, а также теорией и практикой расчёта основного и вспомогательного оборудования прокатного стана. Прежде всего, конструкторы и технологи должны обоснованно и надёжно рассчитывать энергосиловые параметры прокатки (усилия, моменты, мощность). Для этого необходимо изучить напряжённо-деформированное состояние металла при прокатке, сопротивление металла пластической деформации, кинематику процесса прокатки, закономерности контактного трения и т. д.

В пособии приведены основные сведения, необходимые для проектирования и расчёта основного и вспомогательного оборудования прокатного стана. Изложены основные положения из теории напряжений и деформаций, представлен анализ условий начала пластической деформации, изложены основы теории прокатки, дана методика расчета энергосиловых параметров прокатки. Особое внимание уделено методам расчёта рабочих клеток, привода прокатного стана, а также ножниц, правильных машин и моталок. Представленное учебное пособие может быть использовано при выполнении курсового проекта по дисциплине «Проектирование оборудования прокатных и волочильных цехов».

Курсовой проект по дисциплине «Проектирование оборудования прокатного производства» выполняется в соответствии с учебным планом подготовки инженера-механика по специальности 150401 «Проектирование технических и технологических комплексов» и является самостоятельной работой по одной из специальных дисциплин.

Работа над курсовым проектом имеет своей целью закрепление теоретических и развитие прикладных знаний по изучаемому курсу. Со-

держание заданий на курсовое проектирование предполагает необходимость выбора из некоторого числа возможных технологических схем получения изделия наиболее экономически целесообразную схему, а также расчёты и разработку как основного, так и вспомогательного оборудования прокатного цеха.

Отметим некоторую особенность выполнения работ по проектированию процессов обработки металлов давлением. Известно, что в промышленности технологическая схема получения изделий начинается с подготовки исходного материала, последовательного формоизменения на различных этапах технологического процесса и завершается отделочными операциями. При выполнении проектных работ принимается последовательность, обратная рассмотренной, т.е. в направлении от готовой продукции к исходному материалу.

Задание на выполнение курсового проекта выдается студенту не позднее второй учебной недели семестра преподавателем кафедры, руководящим курсовым проектированием в данной группе. Работа над курсовым проектом должна быть завершена не позднее, чем за две недели до окончания семестра.

В частности, при проектировании оборудования главной линии прокатного стана проработке подлежат следующие вопросы:

1. Расчет режимов деформации и калибровки валков
2. Определение усилия и момента прокатки.
3. Кинематический расчёт привода. Определение схемы и основных параметров редуктора.
4. Определение мощности и момента на валу электродвигателя.
5. Выбор сечения поперечин и стоек станины. Расчёт станины на жёсткость.
6. Проверочный расчёт прокатных валков.
7. Расчёт универсального шпинделя.
8. Расчёт шестерённой клетки.

Система и последовательность изложения материала соответствуют главной цели настоящего учебного пособия – ознакомлению студентов с основами проектирования и расчёта основного и вспомогательного оборудования прокатного цеха.

1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЁТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ПРОКАТКИ

1.1. Элементы теории напряжений и деформаций

1.1.1. *Общее представление о механизмах упругой и пластической деформаций*

Твердые металлические тела при воздействии на них внешних сил изменяют свои размеры и форму. Такое изменение носит название *деформации*. Деформация представляет собой совокупность трех взаимно накладываются и последовательно идущих процессов: упругой деформации, пластической деформации, разрушения.

Если тело после снятия сил, вызывающих деформацию, полностью восстанавливает свою первоначальную форму и размеры, то такая деформация называется упругой или обратимой. В процессе упругой деформации тело накапливает потенциальную энергию. При разгрузке эта потенциальная энергия расходуется на восстановление размеров и формы тела.

Для упругой деформации связь между напряжением σ и деформацией ε определяется по формуле

$$\sigma = E \cdot \varepsilon ,$$

где E – модуль нормальной упругости.

Для сдвиговых деформаций

$$\tau = G \cdot \varphi ,$$

где G – модуль сдвига,

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + m)} , \quad m \leq 0,5 \quad \text{– коэффициент Пуассона.}$$

Если после удаления приложенных сил тело не восстанавливает полностью первоначальную форму и размеры, то такая деформация называется остаточной. Всякая остаточная деформация сопровождается упругой: $\varepsilon_{\text{упр}} + \varepsilon_{\text{ост}} = \varepsilon_{\text{полн}}$. После снятия нагрузки форма тела частично восстанавливается в результате упругой деформации.

Напряжение, при котором начинается пластическая деформация, называется пределом текучести. Предел текучести обычно определяется из опытов на растяжение. Для технических целей вводят понятие макро-

скопического предела текучести σ_{02} как напряжения, при котором остаточная деформация достигает величины $\varepsilon \approx 0,2 \%$.

Многочисленные исследования показали, что в основном пластическая деформация идет за счет сдвигов одних атомных плоскостей относительно других вдоль определенных кристаллографических направлений. Такое смещение называют скольжением (рис. 1.1).

Плоскости или полосы скольжения представляют собой некоторую совокупность атомных слоев в зоне деформации (>1000), которые претерпевают некоторое смещение по отношению к соседям. В начале процесса пластической деформации в промежутках между полосами скольжения пластическая деформация отсутствует. В дальнейшем весь объем тела оказывается охваченным деформацией.

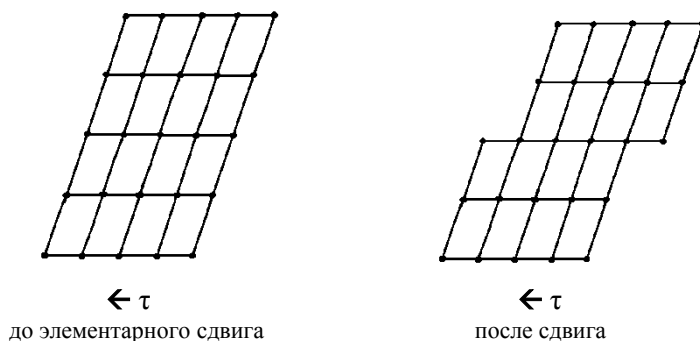


Рис. 1.1. Схема скольжения при пластической деформации

Скольжение (сдвиг) происходит под действием скалывающих напряжений. Сравнение результатов расчёта с опытными данными показывает, что вычисленные для идеального кристалла значения скалывающего напряжения в сотни раз превышают величины, найденные из опыта. Такое явление объясняется наличием нарушений правильной кристаллической структуры и существованием различного рода дефектов в кристаллической решётке.

Дефекты кристаллической решётки принято подразделять на четыре группы: точечные дефекты (вакансии, внедрённые атомы), линейные (дислокации), поверхностные, объёмные. Из перечисленных дефектов особый интерес представляют линейные, типичными представителями которых являются *дислокации*. Понятие о дислокациях положено в основу современных физических теорий о прочности и пластичности металлов в различных условиях.

Дислокация является линейным дефектом кристаллической решётки, т.е. линией, вдоль которой нарушены связи между соседними атома-

ми в кристаллической решётке и число ближайших соседей каждого атома не соответствует координационному числу.

Основными типами дислокаций, встречающихся в реальных монокристаллах, являются краевая и винтовая дислокации [1, 2].

Как видно из схемы (рис 1.2, а), *краевая дислокация* возникает, если по одну сторону от плоскости скольжения δ количество атомных плоскостей, перпендикулярных к плоскости скольжения, больше, чем по другую. В случае, представленном на рис. 1.2, а, выше плоскости скольжения имеется добавочная плоскость a , усеянная атомами, не имеющая продолжения ниже плоскости скольжения. Линию δ - z пересечения добавочной плоскости с плоскостью скольжения называют *линией дислокации*, а точки пересечения линии дислокации с перпендикулярными к ней кристаллографическими плоскостями (δ , z и др.) называют *центрами дислокаций*. Условное обозначение краевой дислокации показано жирными линиями около центра дислокации.

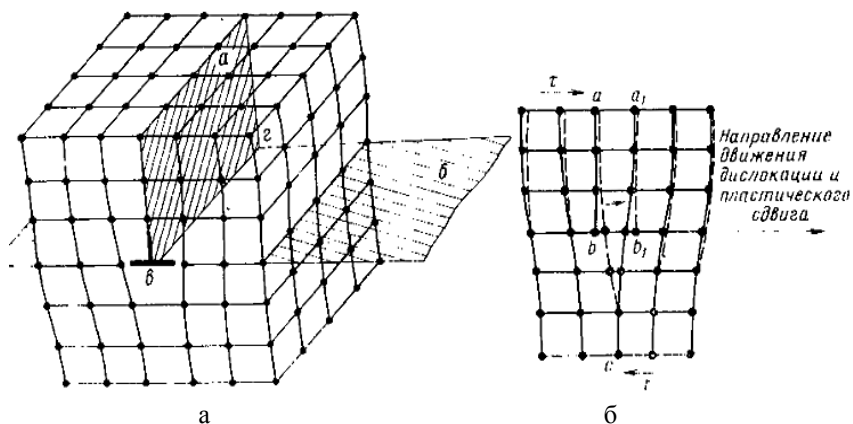


Рис. 1.2. Схема краевой дислокации (а) и её передвижения (б)

Краевые дислокации условно разделяют на положительные (обозначаются $\perp$) и отрицательные (обозначаются $\top$) в зависимости от расположения дополнительной плоскости относительно плоскости скольжения. Краевая дислокация считается положительной, если дополнительная плоскость находится выше плоскости скольжения, и отрицательной, если дополнительная плоскость расположена ниже плоскости скольжения.

Наличие дополнительной плоскости, ограниченной линией $\delta - z$ (см. рис. 1.2), вызывает нарушение правильного взаимного расположения атомов, соответствующего минимуму потенциальной энергии. Наибольшие нарушения правильности взаимного расположения атомов возника-

ют вблизи центра дислокации (или линии дислокации). Для положительной краевой дислокации (см. рис. 1.2, а) межатомные расстояния вблизи линии дислокации выше плоскости скольжения уменьшены, а выше плоскости скольжения увеличены по сравнению с межатомными расстояниями в идеальной решётке. Эти искажения межатомных расстояний быстро убывают по мере удаления от линии дислокации. Таким образом, вблизи дислокации возникает силовое поле с повышенным уровнем потенциальной энергии.

Под действием сдвигающих напряжений τ (рис. 1.2, б), действующих параллельно плоскости скольжения, краевая дислокация способна передвигаться. Смещение дислокации состоит в том, что дополнительной, лишней, плоскостью поочерёдно становятся плоскости, параллельные исходной плоскости ab (см. рис. 1.2, б). Штриховыми линиями на этом рисунке показана решётка, образованная после смещения центра дислокации из положения b в положение b_1 . При этом лишней плоскостью становится плоскость b_1a_1 . Таким образом, смещение краевой дислокации приводит к последовательному переходу атомов на плоскости в новые положения равновесия, т. е. приводит к возникновению пластической деформации.

Схема *винтовой дислокации* приведена на рис. 1.3. В области винтовой дислокации кристаллографические плоскости, перпендикулярные к плоскости скольжения, получают изгиб. Схематично возникновение винтовой дислокации можно представить следующим образом: часть кристаллической решетки разрезана по плоскости скольжения и разделенные участки смещены один относительно другого на одно межатомное расстояние, как это показано на рис. 1.3. Образующаяся при этом зона изогнутых кристаллографических поверхностей, с обеих сторон граничащая с участками, имеющими правильное кристаллическое строение, является зоной силового влияния винтовой дислокации.

Линия, находящаяся в плоскости разреза и проходящая в зоне наибольшего искажения решетки, называется линией винтовой дислокации. Движение линии винтовой дислокации в плоскости скольжения вызывает поперечное смещение атомов в новые положения равновесия. Таким образом, если движение краевой дислокации дает пластический сдвиг в том же направлении, в котором движется дислокация, то движение винтовой дислокации дает пластический сдвиг в направлении, перпендикулярном к направлению движения дислокации.

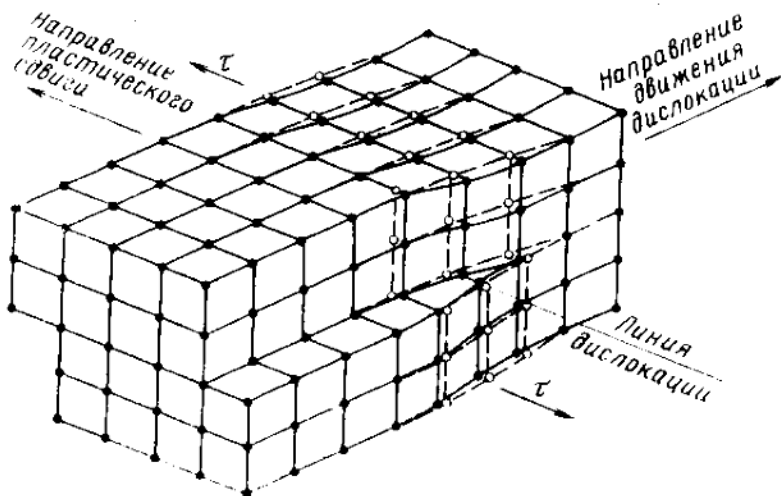


Рис. 1.3. Схема винтовой дислокации

Дислокация данного типа названа винтовой вследствие того, что смещённые из положения равновесия атомы располагаются в пространстве по винтовой линии.

1.1.2. Величины, характеризующие напряженное состояние тела

Возьмем сплошное, однородное и изотропное тело произвольной формы, находящееся под действием системы сил, и мысленно рассечем его плоскостью на две части A и B (рис. 1.4, а). Часть B отбросим. Направление секущей плоскости будем характеризовать внешней нормалью $\vec{n}$. Пусть dP – равнодействующая всех сил, действующих по элементарной площадке dF , выделенной в плоскости сечения.

Тогда вектор

$$\vec{P} = \frac{dP}{dF}$$

– полное напряжение на данной площадке. Напряжение в теле будем характеризовать их проекциями на координатные оси.

Мысленные сечения в теле можно производить произвольно. Если выбрать систему декартовых координат, то удобно рассекать тело сечениями, перпендикулярными к осям координат, что и будем делать в дальнейшем.

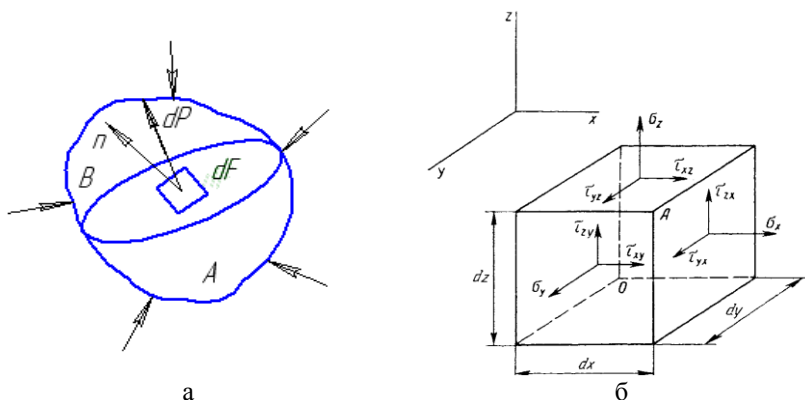


Рис. 1.4. Сечение тела плоскостью (а), элементарный объем в прямоугольной системе координат (б)

Если сечение перпендикулярно оси x , то проекции вектора полного напряжения на оси координат будут $\sigma_x, \tau_{yx}, \tau_{zx}$ (рис. 1.4, б). Величина σ_x является нормальной составляющей полного напряжения p_x , действующего на площадке, нормалью к которой является ось x . Величины τ_{yx}, τ_{zx} представляют собой касательные составляющие полного напряжения p_x .

Выделим сечениями, перпендикулярными координатным плоскостям, бесконечно малый объем тела в виде куба или параллелепипеда. Заменяя действие отброшенной части тела соответствующими силами и выражая последние через проекции напряжений на координатные оси, аналогично предыдущему получим следующую систему составляющих по осям координат полных напряжений p_x, p_y, p_z (см. рис. 1.4, б) на площадках с нормальми x, y, z :

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}.$$

Совокупность этих девяти величин носит название тензора напряжений.

Величины $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ представляют собой проекции на оси прямоугольной системы координат полных напряжений p_x, p_y, p_z , дей-

ствующих на соответствующих гранях элементарного куба – нормальные составляющие полных напряжений. Остальные шесть величин – касательные составляющие полных напряжений на соответствующих площадках. Индексы при буквах σ обозначают направление нормальных напряжений. Первые значки при буквах τ обозначают направление касательных напряжений, а вторые значки – направление нормалей к соответствующим плоскостям рассматриваемого элементарного объема.

Будем последовательно уменьшать ребра элементарного куба так, что он обратился в точку. В таком случае совокупность компонентов тензора напряжений будет в самом общем виде характеризовать напряженное состояние в данной точке тела.

На рис. 1.4, б изображена система напряжений, действующих на трех плоскостях выделенного элементарного объема. Объем ограничивается шестью плоскостями. Следовательно, на всех шести поверхностях действуют 18 составляющих напряжений, которые являются внешними удельными силами по отношению к рассматриваемому объему. Кроме поверхностных сил, на элемент действуют объемные силы, пропорциональные массе тела (например, силы тяжести). Этими силами в дальнейшем будем пренебрегать, полагая, что они малы по сравнению с поверхностными силами, вызывающими деформацию тела.

Установлено, что касательные составляющие тензора напряжений попарно равны:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}, \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} . \quad (1.1)$$

Соотношения (1.1) выражают закон взаимности (парности) касательных напряжений.

Выше было получено девять величин, при помощи которых можно описать напряженное состояние в каждой точке тела: три нормальные и шесть касательных составляющих напряжений. Поскольку касательные напряжения попарно равны, напряженное состояние произвольной точки тела в самом общем виде может быть охарактеризовано шестью величинами: тремя касательными и тремя нормальными составляющими напряжения.

Над тензорами можно производить операции сложения и вычитания. Для этого складывают и вычитают соответствующие их компоненты. Тензор T_σ можно представить как сумму шарового тензора напряжений T_σ^0 и девиатора напряжений D_σ : $T_\sigma = T_\sigma^0 + D_\sigma$.

Введем обозначение $\sigma_{cp} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)$. Тогда можно написать:

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{cp} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{cp} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{cp} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_{cp} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_{cp} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_{cp} \end{bmatrix}. \quad (1.2)$$

Это соотношение проиллюстрировано на рис 1.5, из которого следует, что шаровой тензор напряжений характеризует такое напряженное состояние элемента, при котором будет происходить только изменение его объема.

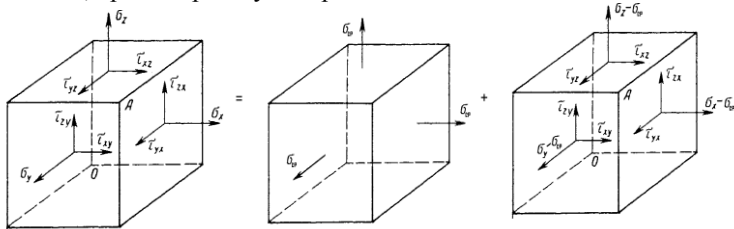


Рис. 1.5. Схема разложения тензора напряжений на шаровой тензор и тензор-девиатор

Девиатор напряжений характеризует напряженное состояние, при котором происходит только изменение формы элементарного объема.

Пусть в некоторой точке N сплошного тела по некоторому направлению действует полное напряжение p (рис. 1.6). Проведём через данную точку три взаимно перпендикулярные площадки, нормальными к которым являются оси x, y, z .

Вектор p полного напряжения в точке можно представить в виде геометрической суммы трех векторов p_x, p_y, p_z и рассматривать последние как полные напряжения, действующие на упомянутых площадках.

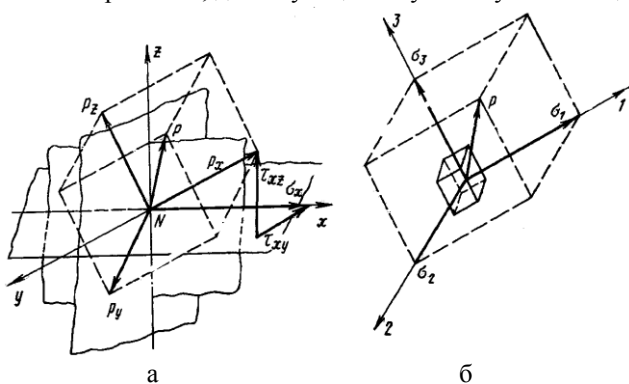


Рис. 1.6. Схема к описанию напряженного состояния: а – в произвольно выбранной системе координат; б – в главных осях

Каждый из векторов p_x, p_y, p_z полного напряжения на данной площадке есть геометрическая сумма его проекций на оси координат. Одна из этих проекций есть нормальная составляющая полного напряжения на площадке, а две другие – касательные составляющие того же напряжения (см., например, p_x и его проекция $\sigma_x, \tau_{xy}, \tau_{xz}$ на рис. 1.6, а).

Допустим, что мы изменяем направление осей координат и положение нормальных к ним площадок так, что направление одной из осей координат (например, Nx) совмещается с направлением вектора полного напряжения p_x на данной площадке. В таком случае касательные составляющие полного напряжения p_x , обозначенные на чертеже через τ_{xy}, τ_{xz} , обратятся в нуль. Но согласно закону парности касательные напряжений $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ и $\tau_{xz} = \tau_{zx}$. Таким образом обращаются в нуль и касательные напряжения τ_{yx}, τ_{zx} .

Таким образом, при выбранном нами способе поворота осей координат величины полных напряжений p_x, p_y, p_z окажутся численно равны их нормальным составляющим, которые для этого случая обозначим через $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (рис. 1.6, б).

Величины $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ назовём главными напряжениями. Направления, по которым действуют главные напряжения, называются главными направлениями или главными осями тензора напряженного состояния.

В дальнейшем примем, что $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$.

Различают девять схем главных напряжений: две линейные, три плоские и четыре объемные (рис. 1.7). От схемы главных напряжений зависят механические свойства (хрупкость и пластичность) подвергаемого обработке тела и его сопротивление деформации.

На первый взгляд может показаться, что в главных осях напряженного состояния характеризуется только тремя величинами: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Однако такое утверждение было бы неправильным. Дело в том, что для перехода к главным осям нужно знать их направляющие косинусы.

Выше было показано, что на элементарных площадках, нормальных к главным осям, касательные напряжения равны нулю. На всех остальных площадках касательные напряжения отличны от нуля. При этом на трёх взаимно перпендикулярных площадках, делящих пополам угол между главными плоскостями напряженного состояния, т.е. под углом $\alpha = \pi/4$ к ним, касательные напряжения приобретают максимальную величину. Покажем это.

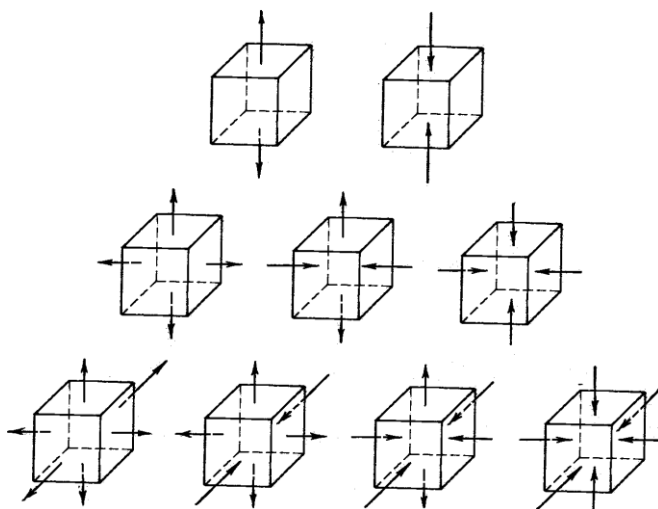


Рис. 1.7. Основные схемы главных напряжений

Предположим, что напряжённое состояние плоское. Выделим из сплошного тела прямоугольный элемент (рис. 1.8), грани которого совпадают с главными осями 1, 2 и толщина равна единице. На гранях элемента действуют напряжения σ_1 , σ_2 . Касательное напряжение на наклонной площадке AB равно:

$$\tau_n = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha.$$

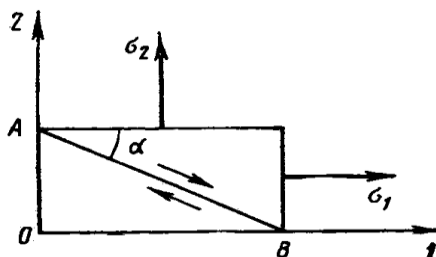


Рис. 1.8. Прямоугольный элемент в главных осях

В главных осях имеем: $\sigma_x = \sigma_1$; $\sigma_y = \sigma_2$; $\tau_{xy} = 0$.

В главных осях 1, 2 касательное напряжение τ_n обозначим через $\tau_{1,2}$. Тогда получим

$$\tau_{1,2} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha.$$

Отсюда следует, что при $\alpha = \pi/4$ касательное напряжение имеет максимальное значение:

$$\tau_{1,2} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}.$$

Принимая во внимание, что касательное напряжение производит взаимный сдвиг треугольных частей рассматриваемого элемента, приходим к выводу, что если, например, на поверхности, ограничивающей часть OAB , $\tau_{1,2} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$, то на смежной поверхности

$$\tau_{1,2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}. \text{ Итак: } \tau_{1,2} = \pm \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}.$$

Для краткости знаки «плюс» и «минус» в дальнейшем будем отбрасывать.

Рассматривая элемент, грани которого параллельны второй и третьей главной оси, а также элемент, грани которого параллельны первой и третьей главной оси, получим аналогичные выражения для двух других максимальных касательных напряжений:

$$\tau_{1,2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \tau_{2,3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \tau_{3,1} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}. \quad (1.3)$$

1.1.3. Величины, характеризующие деформацию тела

Если тело деформируется, то каждая его точка смещается от своего первоначального положения. При этом подразумевается, что тело находится в равновесии и не имеет возможности перемещаться как целое. Таким образом, считается, что перемещение каждой точки происходит исключительно вследствие деформации (т.е. жесткое перемещение отсутствует).

Пусть координаты точки в начальный момент x, y, z , а в данный момент деформации (близкий к начальному) x', y', z' , тогда

$$x' - x = u_x, y' - y = u_y, z' - z = u_z$$

представляют собой проекции перемещения на координатные оси, т. е. являются компонентами перемещения точки.

Для различных точек тела компоненты перемещения различны, и они и их производные являются непрерывными функциями координат.

Элементарный прямоугольный параллелепипед, мысленно выделенный в теле, при деформации последнего изменит не только свое положение, но и свою форму. В общем случае ребра параллелепипеда изменят длину, а углы перестанут быть прямыми. Получим деформации двух видов: линейные (удлинения) и угловые (сдвиги). При этом, пренебрегая бесконечно малыми высших порядков, можно считать, что угловые деформации (сдвиги) (при малой деформации элементарного объема) не влияют на линейные размеры.

Относительные линейные деформации обозначим через ε с индексами, подобными принятым для напряжений σ . Относительные сдвиги обозначим через γ с двумя индексами, как у напряжений τ , указывая этими индексами координатную плоскость, на которую проектируется искажаемый деформацией угол.

При этом относительные сдвиги считаются положительными, если им соответствует уменьшение угла со сторонами, направленными в положительном направлении координатных осей. Сказанное поясняет рис. 1.9.

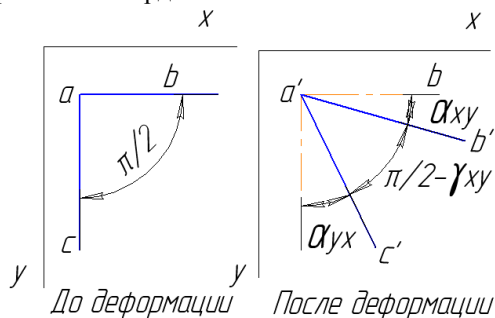


Рис. 1.9. К определению сдвиговых деформаций

Из изложенного следует, что компонент деформаций шесть:

$$\begin{vmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_y & \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} & \gamma_{yz} & \gamma_{zx} \end{vmatrix}.$$

Выразим теперь компоненты деформации через компоненты перемещения. Выделим для этого в какой-либо точке M деформируемого тела элементарный параллелепипед с бесконечно малыми ребрами dx , dy и dz , параллельными осями координат, так, чтобы одна из вершин его совпала с точкой M .

Пусть (рис. 1.10) $abcd$ — проекция этого элементарного параллелепипеда на плоскость xy до деформации, причем точка a является проекцией точки M .

После деформации точки a, b, c, d получили перемещения. Точка a перешла в a' , b — в b' , c — в c' , d — в d' . Выразим перемещения точек b и c через перемещения точки a . Точка a получила перемещения u_x и u_y , которые являются функциями координат точки M , проекцией которой служит точка a ; $u_x = f(x, y, z)$; $u_y = f_1(x, y, z)$. Точка b расположена на бесконечно малом расстоянии dx от точки a в направлении оси x . Поэтому перемещение u_{bx} точки a по направлению оси x

$$u_{bx} = f(x + dx, y, z),$$

но, пренебрегая членами высших порядков, можно считать, что перемещение точки b в направлении оси x отличается от перемещения точки a на величину приращения функции u_x по координате x на длине dx . Тогда

$$u_{bx} = u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx;$$

отсюда относительное удлинение ребра ab длиной dx , т. е. относительная деформация ε в направлении x ,

$$\varepsilon_x = \frac{u_{bx} - u_x}{dx} = \frac{u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx - u_x}{dx} = \frac{\partial u_x}{\partial x}.$$

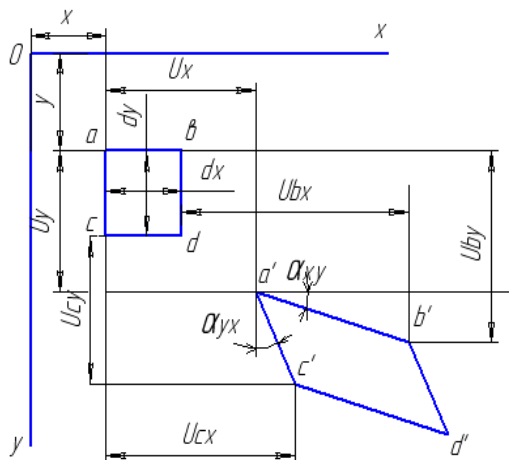


Рис. 1.10. Проекция параллелепипеда на плоскость xy до деформации и в момент деформации

Аналогично получим

$$u_{cy} = u_y + \frac{\partial u_y}{\partial y} dy;$$

$$\varepsilon_y = \frac{u_{cy} - u_y}{dy} = \frac{u_y + \frac{\partial u_y}{\partial y} dy - u_y}{dy} = \frac{\partial u_y}{\partial y},$$

а также

$$u_{by} = u_y + \frac{\partial u_y}{\partial x} dx; \quad u_{cx} = u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} dy.$$

Перейдем к определению угловых деформаций. Так как изменения углов бесконечно малые, то $tg \alpha_{xy} = \alpha_{xy}$ и $tg \alpha_{yx} = \alpha_{yx}$, поэтому (см. рис. 1.10)

$$\alpha_{xy} = \frac{u_{by} - u_y}{u_{bx} + dx - u_x}.$$

Подставляя полученные значения u_{bx} и u_{by} , получим

$$\alpha_{xy} = \frac{u_y + \frac{\partial u_y}{\partial x} dx - u_y}{u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx + dx - u_x} = \frac{\frac{\partial u_y}{\partial x}}{1 + \frac{\partial u_x}{\partial x}}.$$

Так как $\frac{\partial u_x}{\partial x} = \varepsilon_x$ и значительно меньше единицы, то

$$\alpha_{xy} = \frac{\partial u_y}{\partial x}.$$

Тем же способом получим

$$\alpha_{yx} = \frac{\partial u_x}{\partial y}$$

и, наконец,

$$\gamma_{xy} = \alpha_{xy} + \alpha_{yx} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}.$$

Проектируя рассматриваемый параллелепипед на плоскости yz и zx , найдем выражения других компонент деформации.

В итоге получим:

а) относительные удлинения

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x};$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y};$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z};$$

б) относительные сдвиги

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x};$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y};$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z}.$$

(1.4)

Эти уравнения получил О. Л. Коши.

При пластической деформации связь между компонентами тензоров деформации и напряжением имеет более сложный вид по сравнению с упругим. Если $V = \text{const}$, то эта связь может быть выражена в таком виде:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E'} \left[\sigma_x - \frac{1}{2} (\sigma_y + \sigma_z) \right]; \quad \gamma_{xy} = \frac{1}{G'} \tau_{xy};$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E'} \left[\sigma_y - \frac{1}{2} (\sigma_x + \sigma_z) \right]; \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G'} \tau_{yz}; \quad (1.5)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E'} \left[\sigma_z - \frac{1}{2} (\sigma_y + \sigma_x) \right]; \quad \gamma_{zx} = \frac{1}{G'} \tau_{zx}.$$

В главных напряжениях и деформациях

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E'} \left[\sigma_1 - \frac{1}{2}(\sigma_2 + \sigma_3) \right]; \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E'} \left[\sigma_2 - \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1) \right]; \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E'} \left[\sigma_3 - \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) \right].\end{aligned}\tag{1.5a}$$

В этих формулах $G' = \frac{E'}{2(1+m')}$, $m' = 0,5$ – коэффициент Пуассона для пластической деформации.

$$G' = \frac{E'}{3},$$

где E' – модуль пластичности первого рода;

G' – модуль пластичности второго рода (модуль сдвига).

1.1.4. Условие пластичности

Существует несколько гипотез, определяющих условие перехода напряженного тела (точки) от упругого состояния к пластическому, сокращенно «условие пластичности».

Наиболее обоснованным является условие пластичности, выдвинутое Н. Губером (1914) и Р. Мизесом (1913), физический смысл которых был установлен Г. Генки в 1924 г. В связи с этим физическим смыслом условию пластичности дано название «энергетического». Это условие можно сформулировать следующим образом [1–7]: *любая элементарная частица металлического тела переходит из упругого в пластическое состояние, когда интенсивность напряжений достигает величины, равной напряжению текучести при линейном пластически напряженном состоянии, соответствующему температурно-скоростным условиям деформирования и степени деформации*. Короче можно сказать так: при пластическом состоянии интенсивность напряжений постоянно равна напряжению текучести:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_s.\tag{1.6}$$

Кроме того, следует учитывать, что под напряжением текучести σ_s в уравнении (1.6) следует подразумевать не условное, а истинное напряжение при линейном пластически напряженном состоянии.

В условиях холодного деформирования пластическая деформация начинается при $\sigma_i = \sigma_{0,2}$ (если считать предел текучести $\sigma_{0,2}$ за истинное напряжение). В дальнейшем при увеличении степени деформации напряжение текучести σ_s вследствие упрочнения увеличится, а следовательно, возрастет и необходимая величина σ_i для поддержания пластического состояния.

В случае горячей деформации с полной рекристаллизацией (с полным разупрочнением) вместо σ_s можно взять значение предела прочности σ_e из испытаний на растяжение при соответствующей температуре, т. к. значения σ_s и σ_e при высоких температурах разнятся не столь значительно.

Для определения σ_s можно использовать также результаты испытаний высоких (с отношением высоты к диаметру, большим единицы) образцов на сжатие в условиях, близких к линейному напряженному состоянию (хорошая смазка, специальные бойки). Однако во всех случаях надо учитывать необходимость внесения поправок для учета разницы в скоростях деформации при испытании и осуществлении реального процесса деформирования.

Пусть главное нормальное напряжение σ_2 имеет величину промежуточную между σ_1 и σ_3 , т. е. удовлетворяется какое-либо из двух неравенств:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \text{ или } \sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3. \quad (1.7)$$

Такое по величине напряжение σ_2 будем называть средним главным и обозначим σ_{CG} [σ_{CG} не следует смешивать со средним нормальным напряжением $\sigma_{cp} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$]. Напряжения σ_1 и σ_3 в этом случае будут крайними (одно из них максимальное, другое минимальное). Возьмем случай, когда $\sigma_2 = \sigma_{CG} = \sigma_1$, тогда из условия пластичности (1.6) получим

$$(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_s^2,$$

откуда

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm \sigma_s \text{ или } \tau_{13} = \pm \frac{1}{2} \sigma_s. \quad (1.8)$$

Знаки « $\pm$ » поставлены потому, что σ_3 считается положительным, а разность $\sigma_1 - \sigma_3$ согласно условию (1.7) может иметь любой знак.

Пусть теперь $\sigma_2 = \sigma_{CG} = \sigma_3$. Тогда из уравнения (1.6) имеем

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm \sigma_s \text{ или } \tau_{13} = \pm \frac{1}{2} \sigma_s,$$

т. е. опять получили выражение (1.8), что и в предыдущем случае. Эти зависимости словесно можно формулировать так.

При среднем главном нормальном напряжении, равном одному из крайних, пластическое состояние наступает, если разность крайних главных нормальных напряжений равна напряжению текучести или если соответствующее главное касательное напряжение равно половине напряжения текучести.

Среднее главное нормальное напряжение $\sigma_2 = \sigma_{CG}$ может изменяться лишь в пределах между σ_1 и σ_3 (в противном случае оно само станет крайним, а какое-то другое — промежуточным). Возьмем теперь среднее значение σ_2 :

$$\sigma_2 = \sigma_{CG} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}.$$

В этом случае напряжение σ_2 не только удовлетворяет неравенству (1.7), но и является средним нормальным напряжением вообще:

$$\sigma_2 = \sigma_{CG} = \sigma_{cp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2},$$

а деформированное состояние — плоским. Подставляя это значение σ_2 в условие пластичности (1.6), получим

$$\left(\sigma_1 - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} - \sigma_3 \right)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_s^2,$$

откуда

$$\frac{3}{2}(\sigma_1 - \sigma_3)^2 = 2\sigma_s^2$$

или

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s.$$

Для любого значения $\sigma_2 = \sigma_{CG}$ можно написать

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm \beta \sigma_s \quad (1.9)$$

или

$$\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = \beta \sigma_s, \quad (1.10)$$

где β – переменный коэффициент, изменяющийся в незначительных пределах: от 1 до $\frac{2}{\sqrt{3}} = 1,155$ и достигающий наибольшей величины при плоском деформированном состоянии. Этот коэффициент называют коэффициентом Лоде по имени учёного, экспериментально проверившего условие пластичности.

Уравнение (1.9) является упрощенной записью условия пластичности. Им можно пользоваться при рассмотрении объемного напряженного состояния как приближенным, но более простым, чем условие (1.6).

Такое условие пластичности можно сформулировать следующим образом: *пластическое состояние наступает и поддерживается, если одна из разностей двух главных нормальных напряжений становится равной напряжению текучести вне зависимости от значений двух других, т. е. независимо от величины среднего главного напряжения.*

Иначе можно сказать так: *пластическое состояние наступает, если какое-либо одно из главных касательных напряжений достигает величины половины напряжения текучести.*

Это условие пластичности носит название условия постоянства главного касательного напряжения или условия постоянства разности главных нормальных напряжений. Оно было высказано Г. Треска и разработано Б. Сен-Венаном значительно раньше, чем было сформулировано более точное энергетическое условие пластичности.

1.2. Основные закономерности процесса прокатки

1.2.1. Очаг деформации и его параметры

Процесс пластической деформации металла между двумя или несколькими вращающимися рабочими валками называется *прокаткой*.

Прокатка осуществляется различными способами, которые отличаются:

- направлением обработки (продольная, поперечная и винтовая);
- режимом работы станов (непрерывный и реверсивный);
- состоянием металла (горячая, тёплая, холодная);
- формой изделия (лист, сплошной или пустотелый профиль).

Рабочие валки могут быть с гладкой бочкой или с нарезанными калибрами. Если оси валков параллельны и лежат в одной плоскости, валки имеют одинаковые диаметры и вращаются в разные стороны с одинаковыми окружными скоростями, прокатываемый металл однороден по своим механическим свойствам и на него действуют только силы от валков, то такой процесс прокатки называется простым.

Пространство, ограниченное сверху и снизу дугами захвата (AB), боковыми гранями и плоскостями входа и выхода металла и валков называется геометрическим очагом (зоной) деформации (рис. 1.11).

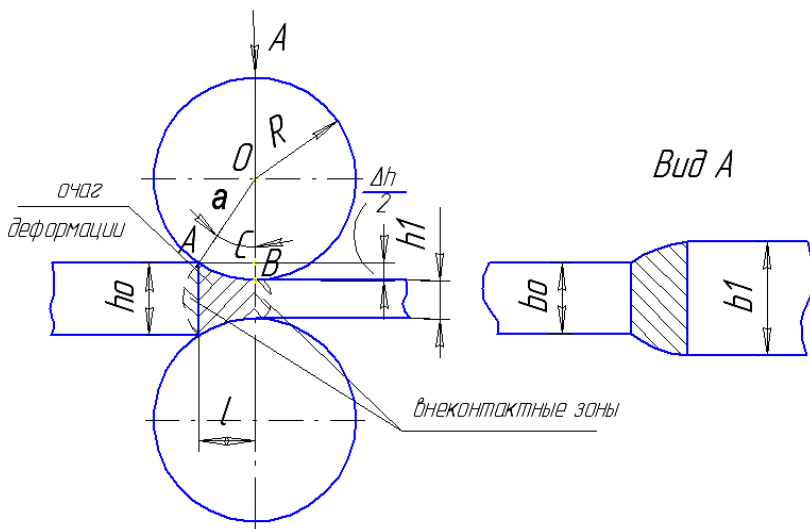


Рис. 1.11. Схема очага деформации при прокатке

Экспериментальными исследованиями установлено, что пластическая деформация распространяется и на зоны, прилегающие к геометри-

ческому очагу деформации, которые называются внеконтактными зонами (см. рис. 1.11).

Фактический очаг деформации больше геометрического и включает в себя внеконтактные зоны, а также зоны упругой деформации.

Разность высот полосы при входе и выходе из валков называют абсолютным обжатием: $\Delta h = h_0 - h_1$, разность между конечной и начальной шириной полосы – уширением $\Delta b = b_1 - b_0$.

Дугу AB , по которой валок соприкасается с металлом, называют дугой захвата, а горизонтальную проекцию этой дуги l принимают за длину геометрического очага деформации. Углом захвата α называют центральный угол, соответствующий дуге захвата, и находят по уравнению

$$\cos \alpha = 1 - \Delta h / D.$$

При небольших углах захвата ($\alpha = 10 - 15^\circ$) можно считать, что

$$\alpha \approx \sin \alpha \text{ и тогда } \alpha \approx \sqrt{\Delta h / R}.$$

Горизонтальная проекция дуги захвата $l = R \sin \alpha$ или из треугольника AOC в зависимости от обжатия (см. рис. 1.11)

$$l = \sqrt{R^2 - \left(R - \frac{\Delta h}{2}\right)^2} = \sqrt{R\Delta h - \left(\frac{\Delta h}{2}\right)^2}.$$

При малых углах захвата вторым членом подкоренного выражения можно пренебречь и величину длины дуги захвата с достаточной точностью для практических расчётов определять из равенства

$$l = \sqrt{R\Delta h}.$$

Для характеристики пластического деформирования металла при прокатке используют величины, называемые соответственно коэффициентами: вытяжки полосы $\lambda = \frac{L_1}{L_0}$; уширения (или обжатия по ширине)

$$\beta = \frac{b_1}{b_0}; \text{ обжатия по толщине } \eta = \frac{h_1}{h_0}.$$

Так как плотность материала при пластической деформации практически не изменяется, то и объем деформируемого тела остается неизменным. Поэтому произведение этих коэффициентов равно единице:

$$\eta\beta\lambda = \frac{h_1}{h_0} \cdot \frac{b_1}{b_0} \cdot \frac{L_1}{L_0} = \frac{V_1}{V_0} = 1. \quad (1.11)$$

Для характеристики малой пластической деформации используют относительные величины:

$$\text{обжатия } \varepsilon_h = \frac{h_0 - h_1}{h_0} = \frac{\Delta h}{h_0};$$

$$\text{уширения } \varepsilon_b = \frac{b_1 - b_0}{b_0} = \frac{\Delta b}{b_0};$$

$$\text{удлинения } \varepsilon_L = \frac{L_1 - L_0}{L_0} = \frac{\Delta L}{L_0}.$$

При расположении осей координат x, y, z по длине, ширине и толщине полосы относительные величины удлинения, уширения и обжатия представляют собой линейные деформации равномерного деформированного состояния:

$$\varepsilon_h = \frac{dh}{h}; \quad \varepsilon_b = \frac{db}{b}; \quad \varepsilon_L = \frac{dL}{L}.$$

Эти характеристики относятся к текущему (мгновенному состоянию) с соответствующими значениями. Для характеристики больших деформаций ($\varepsilon > 15\%$) в результате значительных изменений формы проката следует использовать истинные или логарифмические деформации. Логарифмические деформации получают интегрированием малых равномерных деформаций по пути деформирования:

$$\ln \frac{h_0}{h_1} = \frac{h_0}{h_1} \frac{dh}{h}; \quad \ln \frac{b_1}{b_0} = \frac{b_1}{b_0} \frac{db}{b}; \quad \ln \frac{L_1}{L_0} = \frac{L_1}{L_0} \frac{dL}{L}.$$

Из условия постоянства объема, логарифмируя выражение (1.11), получим

$$\ln \frac{L_1}{L_0} + \ln \frac{b_1}{b_0} - \ln \frac{h_0}{h_1} = 0. \quad (1.12)$$

Таким образом, по двум известным деформациям из (1.12) можно найти одну неизвестную. В частности, при плоской деформации без уширения имеем $\ln \frac{L_1}{L_0} = \ln \frac{h_0}{h_1}$.

При небольшой величине относительной деформации она совпадает с логарифмической (примерно при $\frac{\Delta h}{h_0} < 0,15$). При больших деформациях разница между относительной и логарифмической деформациями значительна и суммарные относительные деформации не равны сумме промежуточных относительных деформаций. Величина логарифмической деформации равна сумме промежуточных логарифмических деформаций, т.е. обладает свойством аддитивности.

1.2.2. Условие захвата полосы валками

Процесс прокатки обеспечивается наличием сил трения, действующих между поверхностями валков и металла. В момент захвата металла валками на полосу действуют нормальные N и касательные T силы (рис. 1.12). Кроме того, могут действовать внешняя сила R (от других клетей, натяжных устройств и т.п.) и U – сила инерции.

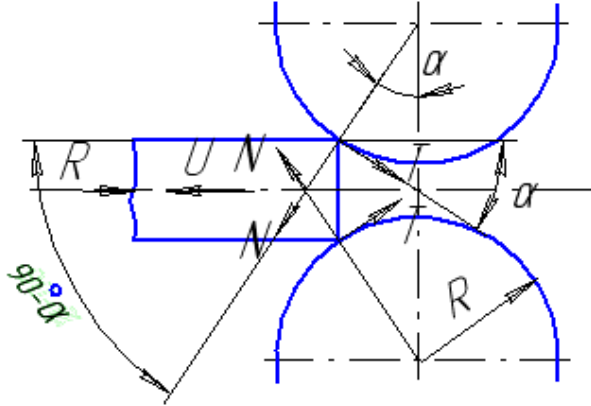


Рис. 1.12. Силы, действующие на прокатываемый металл в момент захвата

Из условия равновесия полосы находим

$$T \cos \alpha = N \sin \alpha + \frac{U-R}{2} \quad \text{или} \quad T = N \operatorname{tg} \alpha + \frac{U-R}{2 \cos \alpha}.$$

Сила T не может быть больше произведения силы N на коэффициент трения μ , т.е. $T < \mu N$.

Отсюда условие захвата

$$\mu \geq \operatorname{tg} \alpha + \frac{U-R}{2 N \cos \alpha}.$$

Если силой U пренебречь, а сила R отсутствует, то условие захвата может быть записано так:

$$\mu \geq \operatorname{tg} \alpha,$$

или, выражая μ через угол трения φ , $\varphi \geq \alpha$.

Таким образом, для того чтобы произошел захват металла валками, необходимо, чтобы угол захвата был меньше угла трения. На практике применяют наибольшие углы захвата (в градусах):

– холодная прокатка со смазкой – 3 – 4;

– холодная прокатка без смазки –	5 – 8;
– горячая прокатка листа –	18 – 22;
– горячая прокатка сорта –	22 – 24;
– прокатка в валках с насечкой, рифлёной или наваренной поверхностью –	27 – 34.

1.2.3. Опережение и отставание

Опережением называют превышение скорости выхода прокатываемого металла из валков по сравнению с их окружной скоростью, а отставанием – уменьшение скорости входа металла в валки. Опережение и отставание имеют большое значение при расчете непрерывных станов не только в отношении режимов обжатий и скоростей, но также при определении усилий и моментов прокатки, усилий натяжения полосы между клетями стана.

Вертикальное сечение, в котором контактные силы трения изменяют направление, называют нейтральным. Соответствующий угол также называют нейтральным и обозначают γ . Нейтральное сечение делит зону деформации на зону отставания и зону опережения (рис. 1.13).

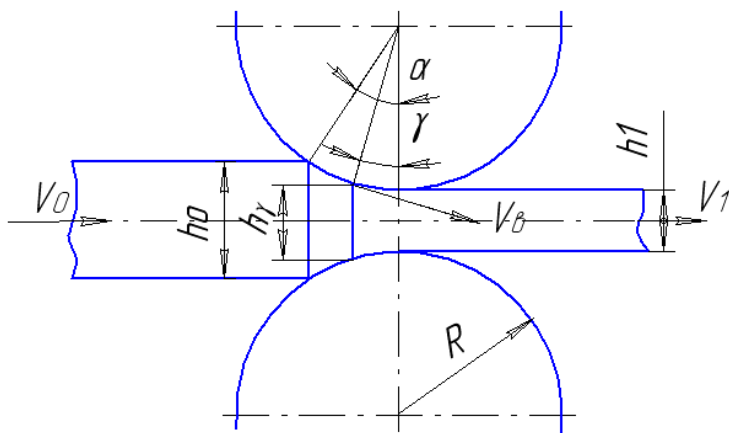


Рис. 1.13. К определению опережения при прокатке

Величину опережения выражают отношением

$$S = \frac{V_1 - V_B}{V_B} = \frac{V_1}{V_B} - 1, \quad (1.13)$$

где V_1 – скорость выхода металла из валков;

V_B – окружная скорость валков.

Величину отставания выражают отношением разности горизонтальной проекции окружной скорости валков V_x в точке входа и скорости входа металла V_0 к скорости V_x :

$$S_0 = \frac{V_x - V_0}{V_x}.$$

Экспериментально опережение находят, измеряя разницу расстояний между отпечатками двух кернов на прокатываемой полосе и кернами на поверхности валков:

$$S = \frac{l_1 - l_B}{l_B}.$$

Величину опережения можно найти также из условия постоянства секундного объема прокатываемого металла:

$$h_\gamma v_B \cos \gamma = h_1 v_1,$$

где γ и h_γ – соответственно нейтральный угол и высота полосы в нейтральном сечении.

Отсюда

$$\frac{v_1}{v_B} = \frac{h_\gamma \cos \gamma}{h_1}.$$

Подставив это отношение в выражение (1.13), получим

$$S = \frac{h_\gamma \cos \gamma}{h_1} - 1. \quad (1.14)$$

$$h_\gamma = h_1 + \Delta h_\gamma,$$

где Δh_γ – обжатие в нейтральном сечении;

$$\Delta h_\gamma = D (1 - \cos \gamma).$$

Откуда $h_\gamma = h_1 + D (1 - \cos \gamma)$.

Подставив данное выражение в выражение (1.14), получим формулу Финка для определения опережения:

$$S = \frac{[h_1 + D (1 - \cos \gamma)] \cos \gamma}{h_1} - 1.$$

1.2.4. Определение нейтрального угла

При установившемся процессе прокатки нормальные и касательные силы (силы трения) действуют на металл по всей дуге захвата. Ме-

талл деформируется в направлении наименьшего сопротивления, контактные силы трения в начале и в конце дуги захвата имеют противоположное направление (рис. 1.14).

Для определения угла и анализа условий движения металла составляем уравнение равновесия (влиянием уширения при этом пренебрегаем):

$$\sum X = \int_0^{\alpha} p_x \sin \alpha_x R d\alpha_x + \int_0^{\alpha} \tau_x \cos \alpha_x R d\alpha_x - \int_{\gamma}^{\alpha} \tau_x \cos \alpha_x R d\alpha_x.$$

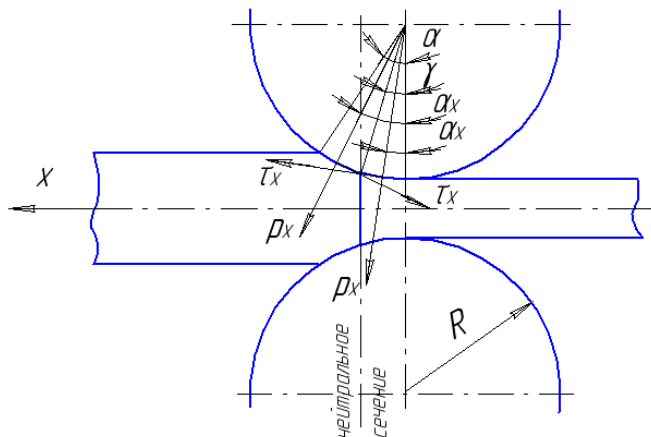


Рис. 1.14. Силы, действующие на прокатываемую полосу при установившемся движении

Если принять, что контактное давление по дуге захвата постоянно и равно p , а силы трения $\tau_x = \mu p$, то получим формулу С. Эжелунда:

$$\sin \gamma = 0,5 \sin \alpha - (1 - \cos \alpha) / 2\mu.$$

Из этого уравнения можно определить максимальное значение угла γ . Для этого находим производную $\frac{d(\sin \gamma)}{d\alpha}$ и приравняем ее нулю:

$$\frac{d(\sin \gamma)}{d\alpha} = 0,5 \cos \alpha - \frac{\sin \alpha}{2\mu} = 0.$$

Из этого уравнения следует, что максимального значения угол γ достигает при $\alpha = \mu$. При дальнейшем увеличении угла α угол γ уменьшается и, следовательно, силы трения в зоне опережения понижаются, т.е. эти силы, являющиеся своего рода резервными силами трения, при уменьшении угла γ исчерпываются, и процесс прокатки становится менее устойчивым.

1.3. Расчет режимов прокатки сортовой стали

1.3.1. Расчет ящичных калибров

Система вытяжных ящичных калибров широко применяется на сортовых станах при прокатке крупных и средних по размерам прямоугольных профилей. Преимуществами этой системы являются:

а) равномерная деформация металла по ширине полосы и равномерная глубина вреза ручьев в валки по их ширине;

б) возможность прокатывать в одном и том же калибре различные по размерам прямоугольные профили путем изменения высоты калибра соответствующей настройкой стана.

Деформация в ящичных калибрах лимитируется часто условиями захвата полосы валками и редко прочностью валков или мощностью двигателей стана. Прокатка в этих калибрах может осуществляться по одной из схем, представленных на рис. 1.15. В зависимости от условий процесса прокатки на данном стане наиболее рекомендуемой системой является система «прямоугольник – ящичный квадрат».

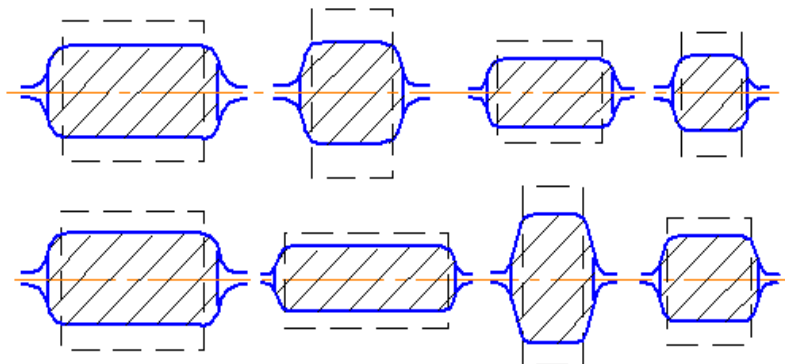


Рис. 1.15. Различные способы прокатки по системе «прямоугольник – ящичный квадрат»

Последовательность расчёта по данной схеме будет следующая:

1. Определяем общий и средний коэффициенты вытяжки:

$$\mu_{\text{общ.}} = \frac{F_0}{F_n};$$

$$\mu_{\text{ср.}} = \sqrt[n]{\mu_{\text{общ.}}},$$

где F_0 и F_n – начальная и конечная площади поперечных сечений;

n – число проходов.

Можно принимать по всем клетям вытяжки, равные средней вытяжке μ_{cp} , или, уменьшив их в первых клетях и увеличив в последних, с таким расчетом, чтобы произведение частных вытяжек было равно общей вытяжке.

2. Абсолютное обжатие в каждом калибре:

$$\Delta h_n = h_{n-1} - h_n = \frac{(F_{n-1} - F_n)}{b_{n-1}(1-k)},$$

где

$$k_n = \frac{\Delta b_n}{\Delta h_n} = 0,12 \div 0,15;$$

$$F_n = \frac{F_{n-1}}{\mu_n}.$$

3. Уширение в каждом калибре определяем по формуле В. П. Бахтинова:

$$\Delta b_n = \frac{1.15 \Delta h_n}{2h_{n-1}} \cdot (\sqrt{R_k \Delta h_n} - \frac{\Delta h_n}{2f}),$$

где $R_k = 0.5(D_{cp} - h_n)$ – катающий радиус;

$$h_n = h_{n-1} - \Delta h_n;$$

$$b_n = b_{n-1} - \Delta b_n.$$

4. Уточняем коэффициент вытяжки в данном калибре:

$$F_n = h_n \cdot b_n;$$

$$\mu_n = \frac{F_{n-1}}{F_n}.$$

5. Проверяем на условие захвата

$$\Delta h \leq 0,9 D_k (1 - \cos \alpha);$$

$$\alpha = \arctg(f),$$

где f – коэффициент трения.

$$f = k_1 k_2 k_3 (1,05 - 0,005t),$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий влияние материала валков:

$k_1=1$ – для стальных валков;

$k_1=0,8$ – для чугунных валков;

k_2 – коэффициент, учитывающий влияние скорости прокатки:

$k_2=0,4$ при $V=1$ м/с; $k_2=0,7$ при $V=6$ м/с;

k_3 – коэффициент, учитывающий влияние легирующих элементов: углеродистая сталь – 1,00; Р18–1,10; ШХ15–1,30; 12Х8Н10Т–1,40; 15Х25Т–1,55.

6. Производим расчеты, связанные с построением калибров для каждого прохода (рис. 1.16):

$$b_k=(0,9 \div 0,95)b,$$

где b – ширина задаваемой полосы.

$$h'=(0,35 \div 0,45)h,$$

где h – минимальная толщина полосы, выходящей из данного калибра.

$$B_k=(1,10-1,15)b_1,$$

где b_1 – ширина выходящей полосы;

$$r=(0,1 \div 0,2)b; \quad r_1=(0,1 \div 0,15)b; \quad t=(0,1 \div 0,35)h.$$

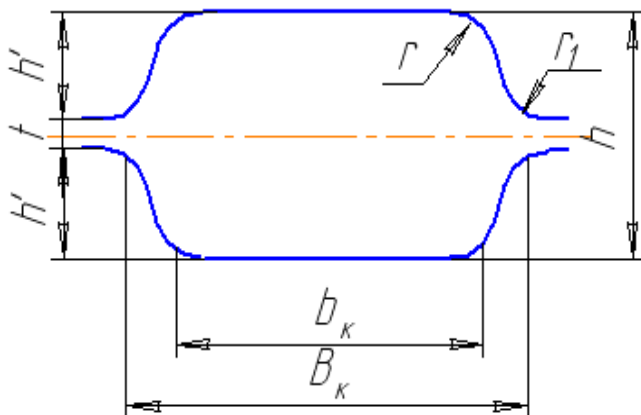


Рис. 1.16. Схема ящичного калибра

1.3.2. Расчёт системы калибров «ромб – квадрат»

Общая вытяжка в системе калибров «ромб-квадрат» (рис.1.17)

$$\mu_{общ.} = \frac{A^2}{a^2}.$$

Средняя вытяжка

$$\mu_{cp} = \sqrt{\mu_{общ.}} = \frac{A}{a}.$$

Причём

$$\frac{\mu_p}{\mu_k} = (1,1-1,25);$$

$$\mu_p = \mu_{cp} \sqrt{(1,1-1,25)};$$

$$\mu_k = \frac{\mu_{cp}}{\sqrt{(1,1-1,25)}}.$$

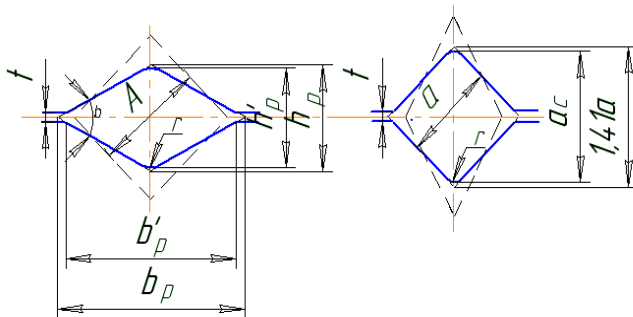


Рис. 1.17. Система калибров «ромб-квадрат»

Построение квадратного калибра

Основные параметры квадратного калибра

$$a_c = a(1,414 - 0,83 \, z/a); \, r/a = (0,1 \div 0,2); \, r = (0,1 \div 0,2)a.$$

Площадь квадратного калибра с учетом закруглений

$$F_k = a^2 \left(1 - \frac{0,86r^2}{a^2}\right).$$

Построение ромбического калибра

Меньшая диагональ ромба

$$h_p = a_c - \Delta b_\kappa,$$

где Δb_κ – уширение в квадратном калибре,

$$\Delta b_\kappa = 1,15 \left[\frac{(1,414 A - a_c)}{(2 \cdot 1,414 A)} \right] \left(\sqrt{R_\kappa (1,414 A - a_c)} - \frac{(1,414 A - a_c)}{2 f} \right).$$

Большая диагональ ромба

$$b_p = 1,414 A + \Delta b_p,$$

где Δb_p – уширение в ромбическом калибре

$$\Delta b_p = 1,15 \left[\frac{(1,414 A - h_p)}{(2 \cdot 1,414 A)} \right] \left(\sqrt{R_\kappa (1,414 A - h_p)} - \frac{(1,414 A - h_p)}{2 f} \right),$$

где R_κ – катающий радиус для ромбического и квадратного калибра

$$R_\kappa = (D_{cp} - 2/3 h_p) 0,5.$$

Площадь ромбического калибра

$$F_p = 0,5 h_p b_p.$$

Остальные размеры ромбического калибра:

$$b'_p = b_p \left(\frac{1-t}{h_p} \right);$$

$$t = 0,015 D_{cp};$$

$$h'_p = h_p - 2r \left[\sqrt{1 + \left(\frac{h_p}{b_p} \right)^2} - 1 \right];$$

$$r = (0,15 \div 0,250) h_p;$$

$$\beta = 2 \arctg \left(\frac{h_p}{b_p} \right).$$

1.3.3. Расчет калибровки при прокатке круглой стали

В общем случае схема калибровки круглой стали может быть разделена на две части: первая представляет собой калибровку для черновых

и средних групп клеток, которая является общей для нескольких конечных профилей различного сечения (квадрат, полоса, шестигранник); вторая предназначена для последних трех-четырех клеток и свойственна только данному профилю круглой стали. В черновых и средних группах клеток могут применяться системы калибров:

- прямоугольник - ящичный квадрат,
- ромб-квадрат,
- овал-квадрат и др.

Наиболее распространенные схемы калибровки для последних четырех клеток представлены на рис. 1.18.

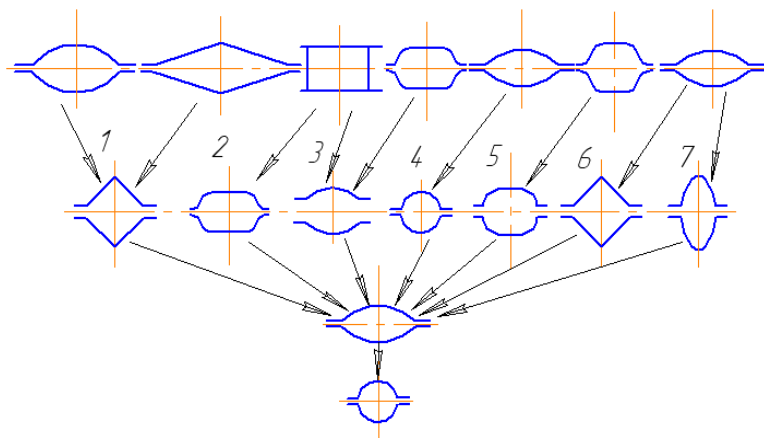


Рис. 1.18. Общая схема калибровки последних четырех клеток по различным системам калибров при прокатке круглой стали

Построение чистового калибра

Форма и элементы чистового круга показаны на рис. 1.19.

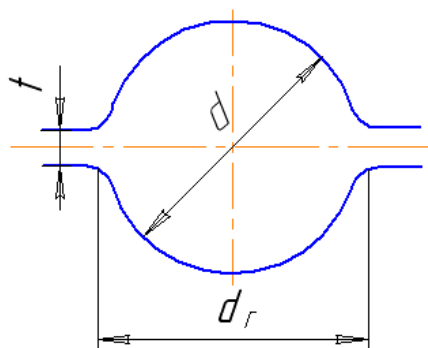


Рис. 1.19. Форма и элементы чистового круга

$$d = 1,013[d_{\text{хол}} - (0,5 \div 0,8)\Delta],$$

где $d_{\text{хол}}$ – диаметр круглого профиля в холодном состоянии;

Δ – минусовой допуск на данный диаметр по ГОСТу;

$$d_r = (1,02 \div 1,12)d - (0,2 \div 0,5)t;$$

$$t = 0,1d.$$

Расчет и построение предчистового овального калибра

Предчистовые овалы могут быть однорадиусными и плоскими, имеющими параллельные плоские стороны с закруглениями по бокам (рис. 1.20).

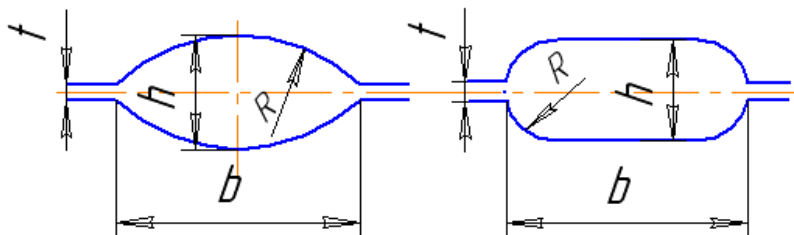


Рис. 1.20. Форма и элементы предчистовых овалов

Наибольшее применение при прокатке круглой стали находит однорадиусный овал. Плоский овал применяется для круглой стали диаметром 50-80 мм и выше.

Радиус очертания однорадиусного овала определяется как

$$R = \frac{[b^2 + (h - t)^2]}{4(h - t)}.$$

Высота и ширина однорадиусного овала определяется по графикам [8, с. 183, рис. 91].

Для $d = 5 \div 200$ мм; $\frac{h}{d} = 0,75 \div 0,95$; $\frac{b}{d} = 0,55 \div 0,95$.

Площадь овала

$$F = bt + \frac{2b(h - t)}{3}.$$

Расчет предовальных калибров

Наибольшее распространение получили схемы 1 или 2 (рис.1.21).

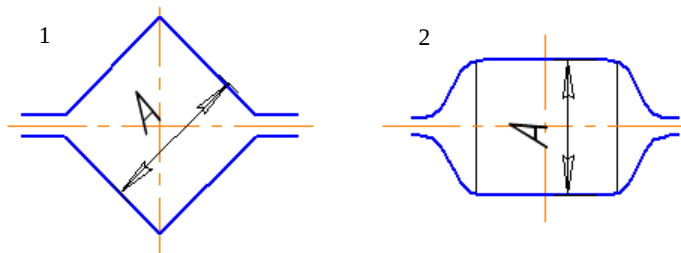


Рис.1.21. Предовальные калибры для прокатки круглой стали по схемам 1 и 2

Между размером A стороны предовального квадрата и диаметром d чистового круга существуют практические зависимости:

- $A=d$ – для круглой стали диаметром 5-15мм;
 - $A=(1,07 \div 1,1)d$ – для больших и средних диаметров.
- Остальные параметры рассчитываются как в п. 1.3.1, 1.3.2.

Схема 3 (см. рис. 1.18).

Обжатие в овальном калибре:

$$\Delta h = 0,9D_k(1 - \cos \alpha); \quad H = h + \Delta h; \quad B = b - \Delta b,$$

где h и b – высота и ширина предчистового овала;

Δb – уширение в овальном калибре, рассчитывается по ранее приведенной формуле В.П. Бахтинова.

Предовальный калибр по схеме 3 показан на рис. 1.22.

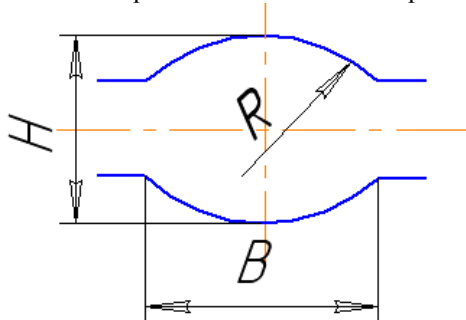


Рис. 1.22. Предовальный калибр по схеме 3

Схема 4 (см. рис. 1.18).

Предовальный круглый калибр по схеме 4 показан на рис. 1.23.

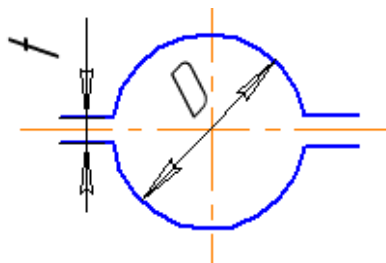


Рис. 1.23. Предовальный круглый калибр (схема 4)

Задается средней вытяжкой в предовальном и чистовом калибрах:

$$\mu_{cp} = 1,16 \div 1,25.$$

Тогда $D = \mu_{cp} d$.

Обжатие в овальном калибре: $\Delta h = D - h$.

Рассчитываем уширение Δb по формуле В.П. Бахтинова.

Овальный калибр заполняется на ширину $b' = D + \Delta b$.

Затем, сравнивая с фактической шириной овала, увеличивают или уменьшают D .

Схема 5 (см. рис. 1.18).

Схема 5 несколько подобна схеме 2 (рис. 1.24). Предовальная полоса близка здесь по форме к квадратной, однако две большие ее стороны ограничены определенным радиусом.

$$A = 1,1d; R = d; r = 0,2d.$$

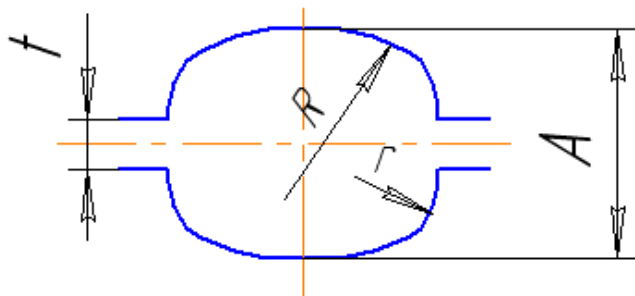


Рис. 1.24. Предовальный калибр по схеме 5

Схема 6 (см. рис. 1.18).

Предовальный калибр представляет собой стрельчатый квадрат (рис. 1.25), основные параметры которого следующие:

$$A = (0,9 \div 1,0)d; S = (0,05 \div 0,1)d; R = (A^2 + 4S^2) / 8S;$$

$$F = A^2 + 8HS / 3; r = 0,2d .$$

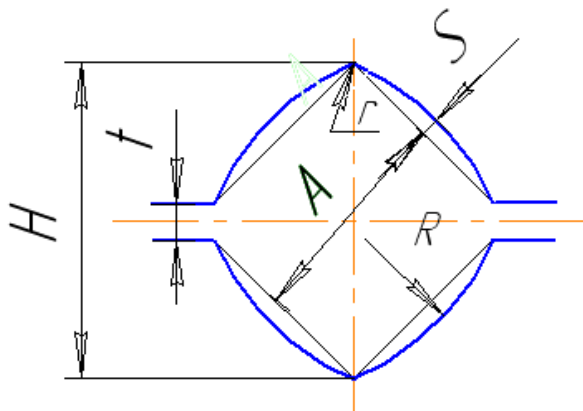


Рис. 1.25. Предовальный стрельчатый квадратный калибр по схеме 6

Схема 7 (см. рис. 1.18).

В этой схеме чередуются калибры: вертикальный овал, горизонтальный овал-круг (рис. 1.26). Преимущество ее состоит в том, что при этом хорошо обрабатываются острые части овальной полосы в вертикальном овале, и последующая прокатка горизонтального овала в круг обеспечивает равномерную деформацию по ширине полосы. Задаемся коэффициентом высотной деформации:

$$\eta_{ов} = B / h = 1,3 \div 1,4 .$$

Тогда $B = \eta_{ов} h; \Delta H = B - h .$

По формуле Б.П. Бахтинова определяем уширение Δb , тогда

$$H = b - \Delta b; R = (0,7 \div 1,0)B; r = (0,2 \div 0,25)R .$$

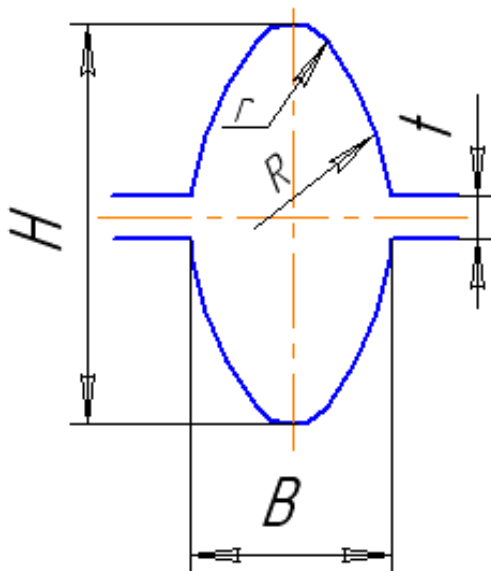


Рис. 1.26. Предовальный калибр формы вертикального овала по схеме 7

1.4. Расчёт режимов обжатия на листовых станах

Режимы обжатия на листовых станах выбираются с учетом следующих основных моментов:

1. Оборудование стана и его особенности: обжимная способность клетей, допускаемые обжатия по условиям захвата и прочности валков и деталей привода.
2. Мощность двигателей главного привода.
3. Марка и тип стали (кипящая, спокойная и полуспокойная).
4. Размеры слэбов, толщина и ширина готовой полосы (иногда и длина полосы).
5. Применяемые на стане толщины раскатов для каждой готовой полосы (с учетом ширины полос).
6. Длина раскатных полей и промежуточного рольганга.
7. Способ прокатки – с разбивкой ширины слэба в уширительной клети или прокатка напрямую.
8. Применяемые (освоенные) скорости прокатки в клетях чистовой группы – обычно по скорости валков последней клети.
9. Максимальные размеры раската, разрезаемого на летучих ножницах перед чистовой группой клетей.
10. Требуемая по технологии температура конца прокатки.

1.4.1. Определение допускаемого обжатия в клети по условию захвата металла валками

Допускаемое обжатие определяется по формуле:

$$\Delta h = \frac{\alpha^2 R}{3280},$$

где R – радиус рабочего вала, мм;

α – угол естественного захвата металла, град.

Радиус рабочего вала принимается минимальным с учетом переточки вала.

Величина угла устойчивого захвата полосы валками, по данным работы [9], приведена в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Величина угла устойчивого захвата на стане 2500 ММК

	Номер клети					
	Черновой окалиноломатель	1	2	3	4	5-11
Материал рабочего вала	Сталь	Сталь	Сталь	Чугун	Сталь	Чугун
Угол устойчивого захвата, град.	16	17	18	16	17,5	16

Величина Δh подсчитывается для всех клеток стана. Ограничение по ней коснется только нескольких первых клеток с гладкой бочкой.

Рельефные валки чернового окалиноломателя способны захватывать полосу при большем угле до 25 град.

1.4.2. Выбор толщины раската перед чистовой группой

Толщина раската для каждой толщины готовой полосы устанавливается в результате некоторого опыта работы стана. При этом исходят обычно из условия равномерной загрузки черновой и чистовой групп клеток стана.

Величина максимальной толщины раската определяется по максимально возможной толщине реза на летучих ножницах перед чистовой группой (35, 40 или 45 мм).

Очевидно, что толщина раската зависит и от количества клеток в чистовой группе, их обжимной способности и мощности привода.

В табл. 1.2 приведены толщины раскатов ряда отечественных станов.

Таблица 1.2

Принимаемые толщины раскатов на некоторых станах

Стан	Кол-во клетей в чистовой группе, шт.	Толщина раската, мм	Толщина готовых полос, мм
2500, ММК	6	22–30	2–10
1680, Запорожье	6	22–27	2–6
1700, Темир-Тау	7	30–45	1,5–12
2030, Липецк	7	30–40	1,5–12

Минимально возможная толщина готовой полосы 1,2 мм.

Режим обжатий необходимо составлять с учетом раскатных полей. Характерным примером служит стан 2500 ММК, на котором в соответствии с его реконструкцией можно обеспечить прокатку слябов большой массы, но раскатные поля пока не позволяли увеличить массу слябов более 12-13 т. При этом длина раската не может быть более 37,5–38 м, что диктуется не самой длиной раскатного поля, а расположением струйного датчика и времени для управления резом переднего конца раската на летучих ножницах.

Для современных мощных станов типа 1700 и 2000, работающих, например, вместо 7 клетей в чистовой группе только на 6 клетях (вывод из работы по той или иной причине одной клетки) толщина раската может быть принята:

$$h_p = h_n + (23 - 25).$$

Применение более толстых раскатов оправдано в данном случае и тем обстоятельством, что новые станы имеют длинные промежуточные рольганги до 110–120 м, на которых тонкие раскаты быстро охлаждаются.

Если при расчете прокатки тонких и широких полос в чистовой группе получают большие нагрузки по клетям и уменьшение толщины раската на 1-2 мм не устраняет этого явления, то лучше всего снизить скорость прокатки в клетях чистовой группы.

1.4.3. Схемы обжатий в черновой группе клетей

Режим обжатий черновой группы клетей зависит от размеров сляба и выдаваемого раската. На современных станах в черновых клетях коэффициент вытяжки составляет 8-12% и относительное обжатие по ходу прокатки возрастает от 15 до 50%.

Считают, что обжатие в черновом окалиноломателе не должно превышать 15-20%, т.к. при более высоких обжатиях окалина может

вдавливаться в металл. Иногда обжатие ограничено условиями прочности оборудования и составляет 10-20 мм. В этом случае применяют валки с наваренной сеткой, используя паровзрывной способ удаления окалины.

Если в составе черновой группы имеется уширительная нереверсивная клеть, то толщину сляба на выходе из нее подсчитывают по формуле

$$h = \frac{h_{ок}(b_{сл} + \Delta t)}{b_n + \Delta b},$$

где $h_{ок}$ – толщина сляба после чернового окатиноломателя;

$b_{сл}$ – ширина сляба;

Δt – температурная поправка к ширине сляба; $\Delta t = 30-40$ мм;

b_n – ширина полосы на выходе из чистовой группы клетей;

Δb – припуск к ширине полосы:

для $b_n = 1800-2000$ мм $\Delta b = 60-70$ мм;

для $b_n = 2200-2300$ мм $\Delta b = 80-90$ мм.

Этот припуск к ширине Δb в дальнейшем снимается вертикальными валками универсальных клетей.

На стане 2500 ММК обжатие после клетки №1 уменьшается к последующей клетки примерно в 1,25 –1,3 раза, что соответствует равномерному распределению нагрузок в пределах допускаемых значений.

Для стана 2030 Ново-Липецкого металлургического завода в проектных схемах были заложены следующие обжатия для ширины сляба 1830 мм (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Схема обжатия в черновой группе стана 2030 при прокате слябов шириной 1830 мм

	Номер клетки				
	1	2	3	4	5
Обжатие Δh , мм	50	50	48	40	25

1.4.4. Схемы обжатий и скоростной режим прокатки в чистовой группе клетей

На современных станах общее удлинение раската в чистовой группе клетей составляет 4,23-18,6. Относительное обжатие по клетям чистовой группы убывает по ходу прокатки от 50 до 10% в плавной последовательности, приведенной в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Изменения относительного обжатия в клетях чистовой группы современных станов

	Номер клетки						
	1	2	3	4	5	6	7
Относительное обжатие, %	Для шестиклетевой группы						
	50-40	40-30	35-30	30-25	25-20	20-10	-
	Для семиклетевой группы						
	42-30	40-24	35-20	30-17	27-15	25-14	17-10

Обжатие в чистовом окалиноломателе, работающем как тянущие ролики, обычно принимают равным 0,2 или 0,3 мм.

Сначала определяют общее обжатие в рабочих клетях чистовой группы:

$$\sum_{i=1}^n \Delta h = h_p - (0,2 - 0,3) - h_n,$$

где h_p и h_n – толщина раската и полосы, мм.

Затем назначают обжатие в последней клетке, каким оно должно быть по технологии и для получения планшетной полосы. Например, нужно гарантировать окончание прокатки при обжатии в последней клетке не менее 15%, толщина готовой полосы 2,5 мм.

В схеме нужно учесть обжатие порядка 16-17%. Определяем толщину полосы на входе в последнюю клетку стана:

$$17\% = \frac{(h - 2,5)100\%}{h},$$

получаем $17\% = 100\% h - 250$; откуда $h = 250 / 83 = 3,0$ мм;

$$\Delta h = 3,0 - 2,5 = 0,5 \text{ мм и } \varepsilon = (0,5 / 3)100\% = 16,6\%.$$

Обжатия в других клетях против хода прокатки принимаем последовательно в 1,5 – 2,0 раза больше:

$$0,5 \cdot 1,6 = 0,8 \text{ мм};$$

$$0,8 \cdot 2,0 = 1,6 \text{ мм}.$$

Обжатия для простоты схемы лучше принимать с точностью до 0,1 мм и лишь иногда для последней клетки с точностью 0,05 мм.

Затем полученные обжатия по клетям корректируют для получения заданного суммарного обжатия h_{Σ} .

Можно подбор величины обжатия начать и с первой клетки чистовой группы, если на определенную величину скорректировать схему обжатий для какого-либо близкого по толщине профиля. Здесь также нужно придерживаться изменения обжатий от одной клетки к другой в 1,5-2,0 раза.

Изложенный прием распределения обжатий позволяет более равномерно загрузить клетки чистовой группы, получить почти прямую линию изменения скорости прокатки и обеспечить плавное формирование профиля полосы.

Заполнив таблицу схемы обжатий значениями H , h , Δh , ε и подкорректировав эти величины до плавного изменения ε , на основе условия постоянства секундного объема при непрерывной прокатке

$$h_{0k} V_{0k} = h_1 V_1 = \dots = h_6 V_6 = h_7 V_7 = \text{const}.$$

Определим скорости прокатки по клетям для следующих исходных данных: $h_{10} = 2$ мм, $V_{10} = 500$ м/мин, согласно схеме обжатий, приведенной в табл. 1.5.

Константа прокатки: $c = h_{10} V_{10} = 2 \cdot 500 = 1000$ мм·м/мин.

$$V_i = c / h_i.$$

Значения:

$$V_9 = \frac{1000}{2,35} = 426 \text{ м/мин}; \quad V_8 = \frac{1000}{3} = 333 \text{ м/мин};$$

$$V_7 = \frac{1000}{4,3} = 233 \text{ м/мин и так далее.}$$

Фактические значения линейных скоростей вращения будут меньше на величину опережения металла. Величина опережения может быть подсчитана по формуле Финка:

$$S = \frac{h_i - D_p(1 - \cos \gamma) \cos \gamma}{h_i}.$$

Угол критического сечения (нейтральный угол) определяем по формуле И.М. Павлова:

$$\gamma = \frac{\beta}{2} \left(1 - \frac{\beta}{2\varphi} \right),$$

где β – угол захвата;

φ – угол трения, определяемый из условия $tg \varphi = \mu$.

Коэффициент трения при горячей прокатке μ можно определить по формуле Эжелунда:

– для стальных валков

$$\mu = 1,05 - 0,0005t,$$

– для чугунных валков

$$\mu = 0,8(1,05 - 0,0005t),$$

где t – температура прокатываемого металла.

Таблица 1.5

Схема обжатий и скоростной режим при прокатке полосы толщиной 2 мм на стане 2500 из сляба толщиной 165 мм

	Номера клетей											
	Окали- нолома- тель	1	2	3	4	Окали- нолома- тель	5	6	7	8	9	10
H, мм	165	157	112	74	45	25	24,8	12,6	6,8	4,3	3,0	2,35
h, мм	157	112	74	45	25	24,8	12,6	6,8	4,3	3,0	2,35	2,0
Δh , мм	8	45	38	29	20	0,2	12,2	5,8	2,5	1,3	0,65	0,35
ε , %	4,8	28,7	33,9	39,2	44,5	0,8	49,2	46,0	36,8	30,3	21,7	14,9
V, м/мин	59	60	102	143	143	40,3	79,5	147	233	333	425	500

1.5. Расчет энергосиловых параметров процесса прокатки

Прокатка простых по форме (круглых, квадратных) сортовых профилей в калиброванных валках сопровождается неравномерностью деформации по сечению полосы, что затрудняет определение таких параметров, как обжатие, уширение, вытяжка и т.д. Поэтому для практических расчетов часто используют методы приведения формы сечения прокатываемой полосы к прямоугольному сечению. В этом случае определение геометрических параметров очага деформации не представляет затруднений.

Из существующих методов приведения наибольшее распространение получил метод соответственной полосы, предложенный А.Ф. Головиным: полоса данного фасонного сечения и полоса с прямоугольным поперечным сечением называются соответственными, если площади и отношения сходственных осей (сторон) их поперечного сечения равны.

Обозначим:

F – площадь поперечного сечения фасонной полосы;

h, b – высота и ширина полосы;

$a = b/h$ – отношение осей полосы;

F_c – площадь поперечного сечения соответственной прямоугольной полосы;

$a_c = b_c/h_c$ – отношение осей соответственной прямоугольной полосы.

Для соответственных полос согласно определению имеем:

$$F = F_c = h_c b_c; \quad b/h = b_c/h_c; \quad a = a_c; \quad \text{или} \quad b_c = ah_c;$$

$$F = F_c = ah_c^2; \quad h_c = \sqrt{F/a}.$$

Тогда, обозначив h_{oc}, b_{oc} – высота и ширина сечения соответственной полосы до деформации; h_{1c}, b_{1c} – высота и ширина соответственной полосы после деформации, легко определить параметры очага деформации при прокатке:

– Абсолютное сжатие $\Delta h = h_{oc} - h_{1c}$.

– Уширение $\Delta b = b_{1c} - b_{oc}$.

– Относительное обжатие $\varepsilon = \Delta h/h_{oc}$.

– Вытяжка $\mu = F_o/F_1 = F_{oc}/F_{1c}$.

– Катающий диаметр: $D_k = D_o - h_{1c}$,

где D_o – диаметр бочки вала.

При практических расчетах величину усилия прокатки (рис. 1.27) находят как

$$P = p_{cp} F_k,$$

где p_{cp} – контактное давление;

F_k – площадь поверхности контакта металла с валком.

При прокатке профилей прямоугольного сечения контактную площадь (одного вала) можно подсчитать по уравнению

$$F = l b_{cp}.$$

В большинстве случаев можно принять, что

$$b_{cp} = (b_o + b_1) / 2.$$

Если кромку прокатываемого металла в очаге деформации аппроксимировать не прямой, а дугой параболы, что будет более точно, то

$$b_{cp} = b_o + \frac{2}{3} (b_1 - b_o).$$

Длину очага деформации l можно определить как

$$l = \sqrt{R_K \Delta h}.$$

Контактное давление определяется по методике А.И. Целикова [10]:

$$p_{cp} = \gamma \cdot n_b \cdot n_\sigma \cdot n_k \cdot \sigma_\phi.$$

Коэффициент, учитывающий влияние среднего нормального напряжения γ , рассчитывается по формуле:

при $f / (h_{cp} / b_{cp}) < 0,465$ $\gamma = 1 + 1/3$;

при $f / (h_{cp} / b_{cp}) \geq 0,465$ $\gamma = 1,115$,

где f – коэффициент трения.

$b_{cp} = 0,5(b_{oc} + b_{lc})$; $h_{cp} = 0,5(h_{oc} + h_{lc})$ – соответственно средняя ширина и высота очага деформации.

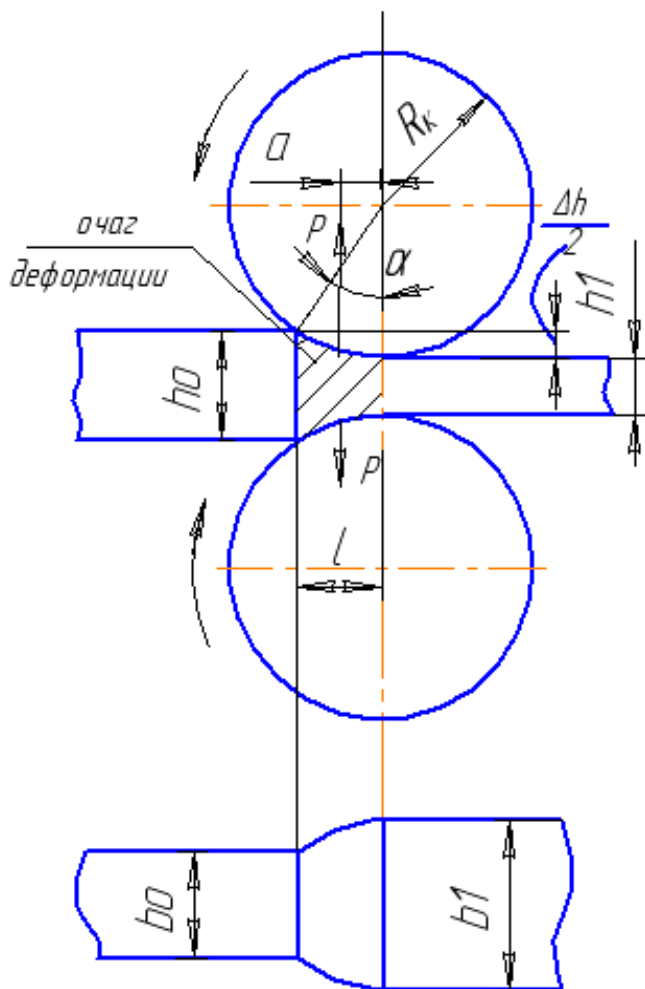


Рис.1.27. Схема к определению энергосиловых параметров процесса прокатки

Коэффициент, учитывающий влияние ширины полосы

$$n_b = 1 - 1/3 \cdot l / b_{cp} \cdot (1 - \alpha / 2 f),$$

где $\alpha = \sqrt{\Delta h / R}$ – угол контакта полосы с валком (рад).

Коэффициент напряженного состояния

$$n_{\sigma} = n'_{\sigma} \cdot n''_{\sigma} \cdot n'''_{\sigma}.$$

Коэффициент n'_{σ} учитывает влияние внешнего трения:

значение параметра l/h_{cp}

$$n'_{\sigma}$$

$$1. \leq 1 \div 2$$

$$1 + \frac{l}{6h_{cp}};$$

$$2. 2 \div 4$$

$$\frac{2h_n}{\Delta h(\delta - 1)} \left[\left(\frac{h_n}{h_{1c}} \right)^{\delta} - 1 \right];$$

$$3. \geq 4$$

$$1 + \frac{l}{4h_{cp}},$$

$$\text{где } \frac{h_n}{h_{1c}} = \left[\frac{1 + \sqrt{1 + (\delta^2 - 1) \left(\frac{h_{oc}}{h_{1c}} \right)^{\delta}}}{\delta + 1} \right]^{1/\delta};$$

$$\delta = \frac{2fl}{\Delta h}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние внешних зон

$$n''_{\sigma} = \left(\frac{l}{h_{cp}} \right)^{-0,4}.$$

Коэффициент, учитывающий внешнее натяжение

$$n'''_{\sigma} = 1 - \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2p_{cp}},$$

где σ_0 и σ_1 – соответственно удельное заднее и переднее натяжения;

p_{cp} – давления без учета натяжения.

Коэффициент, учитывающий особенности прокатки в калибре:

$$n_k = \frac{1,155}{\gamma} \cdot \frac{1 + \frac{2\varphi m}{3\pi}}{1 + \frac{1}{3m}},$$

где φ – средний угол охвата металла ручьем калибра (в расчетах можно принимать $\varphi = 5\pi/6$).

$$m = \frac{fl}{h_{cp}}.$$

Определить сопротивление деформации, МПа, можно по формуле Андреюка-Тюленева: $\sigma_\phi = S \cdot \sigma_0 \cdot U^a (10\varepsilon_{cp})^b \left(\frac{t}{1000} \right)^c$, (1.15)

где $\varepsilon_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta h}{h_{cp}}$ – средняя степень деформации;

$U = \frac{V}{l} \cdot \frac{\Delta h}{h_{oc}}$ – скорость деформации;

t – температура прокатываемого металла;

σ_0 – базовое сопротивление деформации при $\varepsilon = 0,1$, $U = 1 \text{ c}^{-1}$,

$t = 1000 \text{ } ^\circ\text{C}$;

S, a, b, c – постоянные коэффициенты, зависящие от марки стали.

Значения σ_0 , S , a , b , для некоторых марок стали приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Значение постоянных коэффициентов в формуле (1.15)

Марка	S	σ_0 , МПа	a	b	c
СТ 3кп	0,885	72,9	0,135	0,164	-2,80
СТ 5сп	0,917	89,5	0,144	0,208	-3,35
Сталь 45	1,000	87,4	0,143	0,173	-3,05
У12А	1,057	70,0	0,173	0,180	-3,26
55Г	1,007	72,7	0,166	0,222	-3,02
ШХ15	1,010	79,6	0,137	0,220	-4,07
12Х18Н10Т	0,825	222,0	0,112	0,088	-4,35

Момент прокатки

$$M = P\Psi l ,$$

где Ψ – коэффициент приложения равнодействующей усилия прокатки,

$$\Psi = \frac{1}{2 - \varepsilon} \left(1 - \varepsilon \left(\frac{e^m}{e^m - 1} - \frac{1}{m} \right) \right).$$

Мощность прокатки

$$N = M \cdot \omega ,$$

где ω – угловая скорость вращения валков, C^{-1} .

Расход энергии при прокатке

$$A = M \cdot \varphi = M \frac{L}{R} ,$$

где L – длина полосы на выходе из валков.

Удельный расход энергии (на 1 тонну)

$$A_{уд} = M / (R \cdot F \cdot \rho) ,$$

где F – площадь поперечного сечения полосы;
 ρ – плотность прокатываемого металла, т/м³.

Для стали $\rho = 7,8$ т/м³.

1.6. Определение производительности прокатных станов

Технически возможная часовая производительность по годному при прокатке одного профиля определяется по формуле

$$A_v = \frac{3600 \cdot M \cdot k \cdot \beta}{T} ,$$

где M – масса прокатного слитка или заготовки, т;

k – коэффициент использования фактического времени работы стана (обычно $k = 0,8-0,9$ в зависимости от типа стана);

β – коэффициент выхода годного, зависящий от типа стана, марки прокатываемой стали, формы и размеров готового проката;

T – ритм прокатки – это время от начала (конца) прокатки одной заготовки до начала (конца) прокатки следующей заготовки.

$$T = t_{nz} + \sum t_m + \sum t_n ,$$

где t_{nz} – время подачи заготовки (пауза между концом прокатки одной заготовки и началом прокатки следующей);

t_m – машинное время прокатки;

t_n – пауза между проходами.

Годовая производительность

$$A_z = A_{cp} T_\phi ,$$

где A_{cp} – средняя часовая производительность стана, т/ч;

T_ϕ – фактическое время работы, ч/год.

Средняя часовая производительность с учетом всего сортамента

$$A_{cp} = \frac{1}{\frac{\Psi_1}{A_{ч1}} + \frac{\Psi_2}{A_{ч2}} + \dots + \frac{\Psi_n}{A_{чn}}} ,$$

где $\Psi_1, \Psi_2, \dots, \Psi_n$ – доля в сортаменте 1-го, 2-го и т.д. профилей;

$A_{ч1}, A_{ч2}, \dots, A_{чn}$ – технически возможная часовая производительность при прокатке соответствующего профиля, т/ч.

Фактическое время работы стана за год:

$$T_\phi = T_n \left(1 - \frac{\tau_2}{100} \right) \cdot 24 ,$$

где T_n – номинальное время работы стана, сут в год;

τ_2 – продолжительность плановых текущих простоев оборудования в процентах от номинального времени работы стана.

Обычно принимают τ_2 для обжимно-заготовочных станов 6-8 %, для сортовых и тонколистовых станов горячей прокатки – 8-10 %, для толстолистовых и уникальных станов – 10-12 %.

Номинальное время работы стана

$$T_n = 365 - T_1 - T_2,$$

где T_1 – продолжительность планово-предупредительных ремонтов (для обжимно-заготовочных, средне- и мелкосортных станов – 12 сут в год; рельсобалочных, крупносортных, тонколистовых и универсальных станов – 15-18 сут в год; для непрерывных, полунепрерывных листовых станов горячей прокатки – 20 сут в год);

T_2 – продолжительность капитальных ремонтов (3-5 сут в год для станов всех типов).

Особенностью прокатки на непрерывных станах являются соблюдение константы стана или соблюдение постоянства секундных объемов металла, выходящего из отдельных клетей:

$$F_1 V_1 = F_2 V_2 = \dots = F_i V_i = \text{const.}$$

Машинное время прокатки в i -й клетке:

$$t_{Mi} = \frac{l_i}{V_i}, \quad (1.16)$$

где l_i – длина раската после прокатки в данной клетке;

V_i – линейная скорость в данной клетке.

В свою очередь, $l_i = l_{i-1} \cdot \mu_i$,

где μ_i – коэффициент выдержки в данной клетке.

Умножив числитель и знаменатель формулы (1.16) на F_i , получим

$$t_{Mi} = \frac{l_i F_i}{V_i F_i} = \frac{V}{V_i F_i} = \frac{\text{const}}{\text{const}},$$

где V – объем прокатываемого металла.

Таким образом, машинное время прокатки во всех клетях непрерывного стана одинаково. Время пауз – время, за которое передний конец раската пройдет расстояние между двумя соседними клетями:

$$t_{n1-2} = \frac{L_1}{V_1}, \quad t_{n2-3} = \frac{L_2}{V_2} \text{ и т.д.,}$$

где L_1, L_2 и т.д. – расстояние между клетями. На рис. 1.28 предоставлен график прокатки на непрерывном стане. На рисунке видно, что для непрерывного стана ритм прокатки определяется как

$$T = t_M + t_{n3}.$$

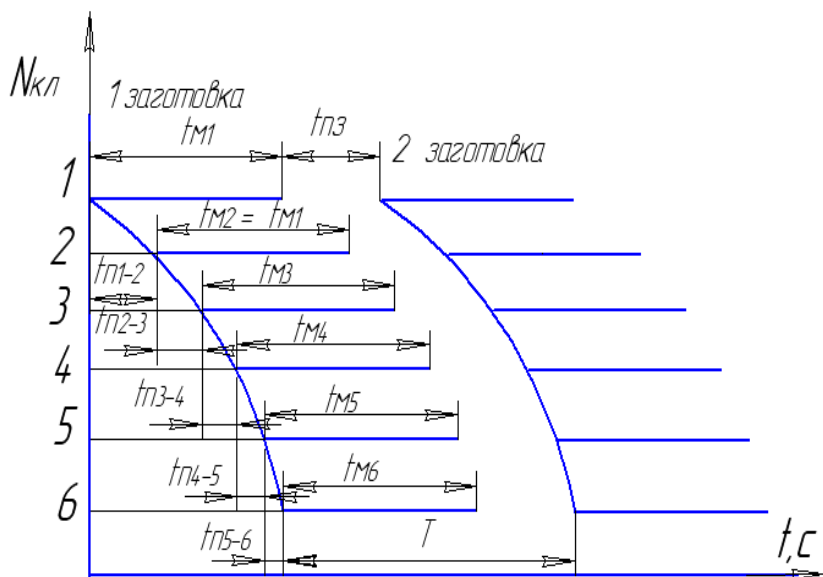


Рис. 1.28. График прокатки на непрерывном стане

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

Основное оборудование прокатного цеха располагается по главной (рабочей) линии прокатного стана и служит для вращения рабочих валков, а также для восприятия возникающих при пластической деформации металла усилий и крутящих моментов. Оборудование, входящее в рабочую линию, можно разделить на три основные группы: рабочую клеть, передаточные механизмы и главный электродвигатель (рис. 2.1).

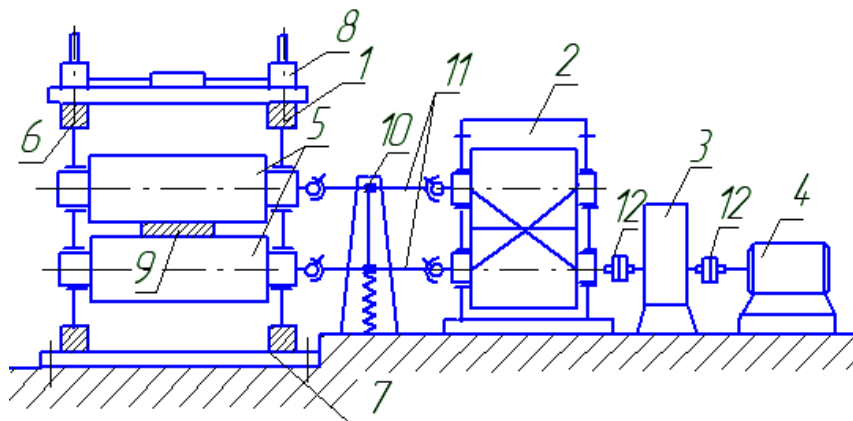


Рис. 2.1. Схема главной линии прокатного стана:

- 1 – рабочая клеть; 2 – шестеренная клеть; 3 – редуктор;
4 – главный электродвигатель; 5 – рабочие валки; 6 – станина; 7 – плитовина;
8 – механизм установки валков; 9 – прокатываемый металл;
10 – уравновешивающее устройство; 11 – шпиндели; 12 – муфты

2.1. Рабочие клетки прокатных станов

2.1.1. Классификация рабочих клеток

Рабочая клеть является основным устройством прокатного стана, т.к. в ней осуществляется собственно прокатка металла. Рабочая клеть каждого прокатного стана состоит из следующих основных узлов и деталей: двух станин, валков с подушками и подшипниками, механизмов для установки и уравновешивания валков, валковой арматуры (проводок, устройств для охлаждения и нагрева валков и т.п.).

Рабочие клетки классифицируются следующим образом:

1. По числу валков:
 - а) двухвалковые клетки (дуо) (рис. 2.2).

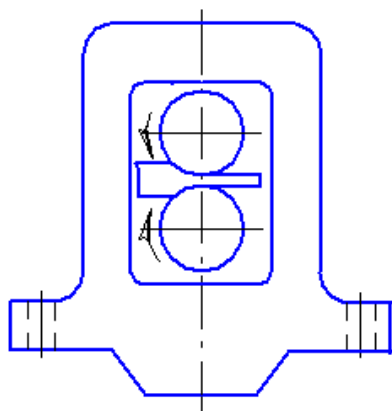


Рис. 2.2. Схема двухвалковой клетки (дуо)

Могут быть реверсивными и неревверсивными. Применяются на обжимных, листовых и сортовых станах;
б) трёхвалковые клетки (трио) (рис. 2.3).

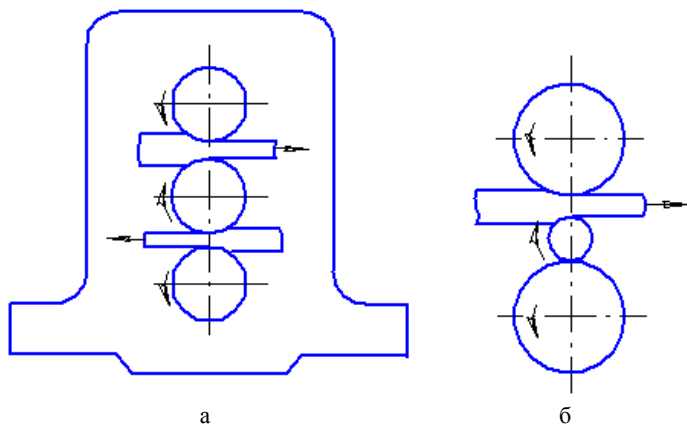


Рис. 2.3. Схема трёхвалковой клетки (трио)

Направление вращения валков не изменяется. Применяются на старых сортовых станах линейного типа в качестве черновых клеток (рис. 2.3, а). Для прокатки толстых листов применяются трёхвалковые клетки – трио Лаута (рис. 2.3, б). Средний валок в зависимости от направления прокатки поочерёдно прижимается к верхнему или нижнему валку и вращается за счёт сил трения;

в) четырёхвалковые клетки (кварто) (рис. 2.4). Могут быть реверсивными и нереверсивными. Приводными обычно являются рабочие валки. Но при малых диаметрах рабочих валков приводными делают опорные валки. Меньший диаметр рабочих валков обеспечивает меньшее давление металла на валки. Опорные валки обеспечивают высокую прочность и жёсткость валковой системы. Применяются для холодной и горячей прокатки листов и лент на одноклетевых и многоклетевых станах;

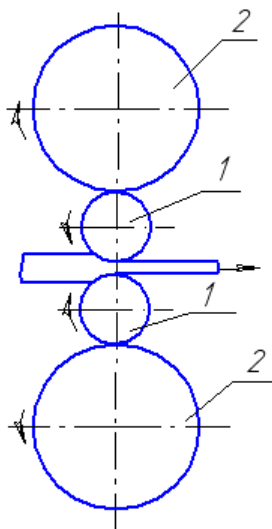


Рис. 2.4. Схема четырёхвалковой клетки (кварто):
1 – рабочие валки; 2 – опорные валки

г) многовалковые станы (как правило, шестивалковые, двенадцативалковые, двадцативалковые). Эти клетки для повышения жёсткости имеют несколько рядов опорных роликов (рис. 2.5). Применяются на тонколистовых станах холодной прокатки;

д) рабочие клетки планетарных станов (рис. 2.6). Эти клетки имеют два приводных опорных вала, вокруг которых размещены рабочие валки малого диаметра, подобно роликам подшипника, опоры которых установлены в синхронно вращающихся обоймах. Каждый планетарный ролик деформирует лишь тонкий слой металла (0,2 – 0,4 мм), но т.к. в единицу времени через зону деформации проходит много пар роликов, то суммарная деформация за один проход достигает $\varepsilon = 90 - 95\%$, а вытяжка $\mu = 10 - 20$. Для достижения такой степени деформации на обычных станах потребовалось бы 8 – 15 проходов.

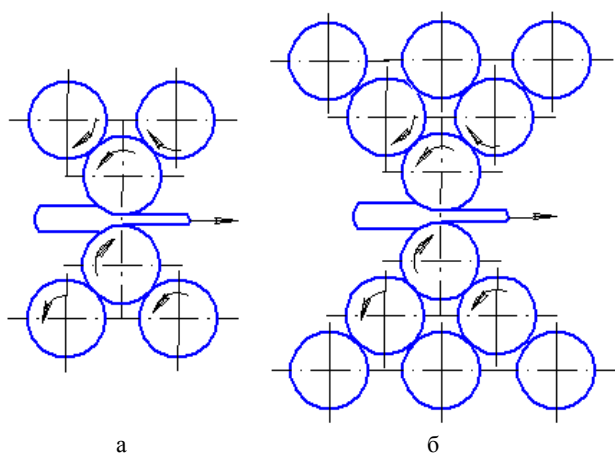


Рис. 2.5. Схема многовалковой клетки:
а – шестивалковой; б – двенадцативалковой

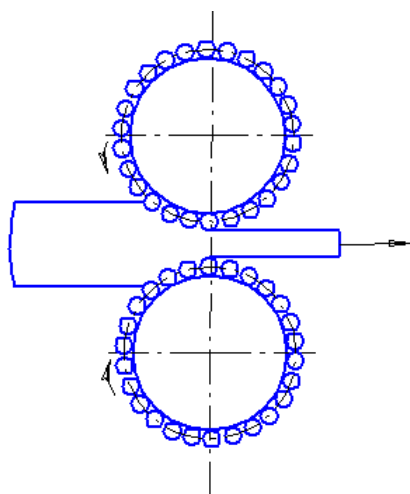


Рис. 2.6. Схема рабочей клетки планетарного стана

2. По расположению валков:

- а) клетки с горизонтальными валками (см. рис. 2.2 – 2.6);
- б) клетки с вертикальными валками (рис. 2.7). Оси валков в этих клетях расположены вертикально. Это применяется для того, чтобы исключить кантовку полосы при прокатке. Такие клетки получили название «эджерные клетки»;

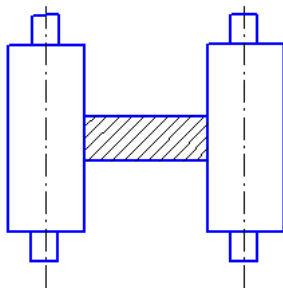


Рис. 2.7. Схема клетки с вертикальными валками

г) универсальные клетки (рис. 2.8). В таких клетях имеются как горизонтальные, так и вертикальные валки;

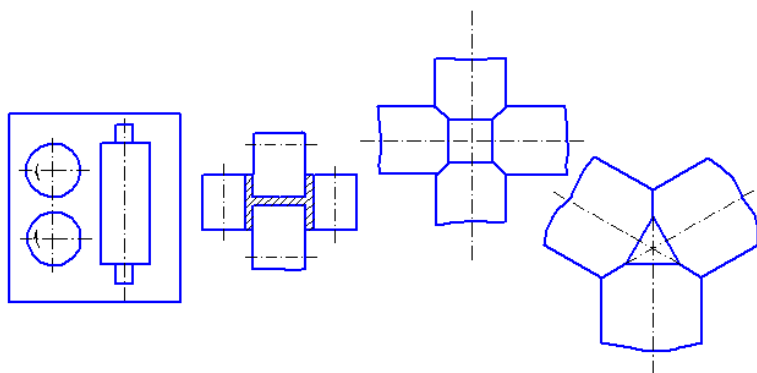


Рис. 2.8. Схемы расположения валков в универсальных клетях

д) клетки с косо или наклонно расположенными валками (рис. 2.9). Применяются при поперечно-винтовой прокатке, главным образом при производстве труб.

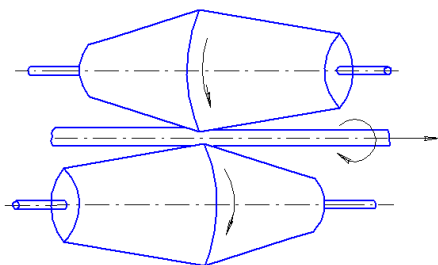


Рис. 2.9. Схема клетки с косо или наклонно расположенными валками

2.1.2. Станины рабочих клеток

Станины рабочих клеток – самые ответственные детали прокатного стана. В них монтируют подушки валков стана, а также другие устройства и механизмы, обеспечивающие заданную точность прокатки и производительность стана. Всё давление металла на валки, возникающее при прокатке, воспринимается станинами. Поэтому при конструировании и изготовлении станин особое внимание уделяется их прочности и жёсткости.

Наибольшее распространение получили станины закрытого типа (рис. 2.10), которые представляют собой литую массивную жёсткую раму, в середине её сделано окно установки в нём подушек валков, внизу станина имеет приливы (лапы). В приливах предусмотрены отверстия для болтов, которыми станины крепят к плитовинам. Размеры станины определяются возможностью размещения в окне станины подушек валков, а также требуемой прочностью и жёсткостью. Станины рассчитывают на прочность, жёсткость и опрокидывание.

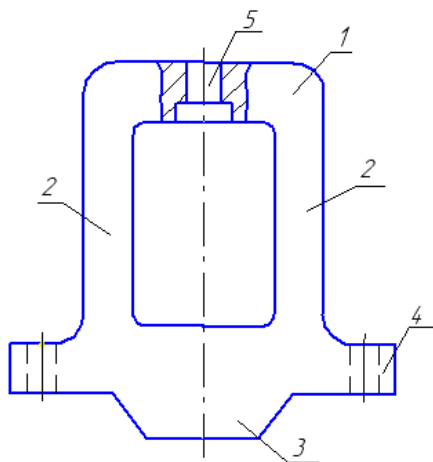


Рис. 2.10. Станина закрытого типа:

- 1, 3 – верхняя и нижняя поперечины; 2 – стойки; 4 – лапы с отверстиями;
5 – отверстие под установку нажимного устройства

2.1.2.1. Расчёт станины закрытого типа

Расчёт производится приближённо с достаточной степенью точности. Станины рассчитывают на максимальное вертикальное усилие, действующее на шейку валка. Для упрощения расчётов станину закрытого типа представляют в виде жёсткой прямоугольной рамы, состоящей из

двух одинаковых стоек (длиной l_2) и двух поперечин (длиной l_1) (рис. 2.11).

На каждую поперечину действует вертикальная сила Y , равная максимальному усилию, воспринимаемому шейкой валка при прокатке. В листовых станах это усилие равно половине максимального давления металла на валки при прокатке, т.е. $Y = \frac{P}{2}$. В сортовых и обжимных станах $Y=R$, где R – максимальное усилие на шейку валка ($R > \frac{P}{2}$).

Под действием силы Y в углах станины появятся статически неопределимые моменты M_0 , которые будут изгибать стойки внутрь окна станины, а поперечины наружу. Каждая стойка станины растягивается под действием силы $\frac{Y}{2}$ и изгибается постоянным по всей высоте стойки моментом M_0 . Напряжения растяжения в любом сечении по высоте стойки $\sigma'_2 = \frac{Y}{2F_2}$, где F_2 – площадь поперечного сечения стойки.

Под действием момента M_0 наружная сторона стойки будет испытывать напряжения сжатия, а внутренняя – напряжения растяжения. Это растягивающее напряжение от изгиба: $\sigma''_2 = \frac{M_0}{W_2}$, где W_2 – момент сопротивления сечения стойки.

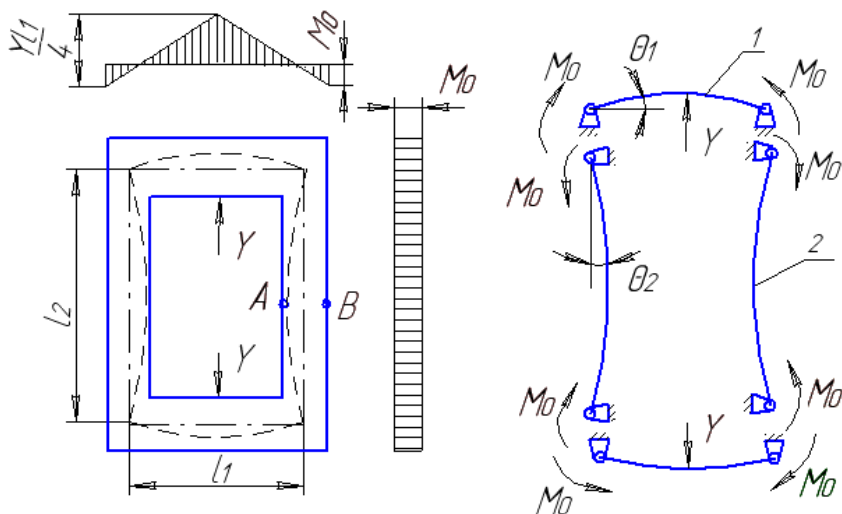


Рис. 2.11. К расчёту станины закрытого типа

Суммарное максимальное напряжение наблюдается на внутренней поверхности стойки в точке А. Оно равно сумме напряжений:

$$\sigma_{2max} = \frac{Y}{2F_2} + \frac{M_0}{W_2} \leq [\sigma].$$

Для определения M_0 жёсткую раму представляют разрезанной в углах и образующей четыре двухопорные балки, к концам которых в опорах прикладывают моменты M_0 . Тогда система становится статически определимой, и мы можем рассчитывать её известными из курса сопротивления материалов простыми способами. Определим углы поворота поперечины и стойки.

Угол поворота оси балки на опоре от силы Y

$$\theta'_1 = \frac{Yl_1^2}{16EI_1}.$$

Угол поворота оси балки только от действия момента M_0

$$\theta''_1 = \frac{M_0l_1}{2EI_1}.$$

Поскольку прогибы балки от действия силы Y и момента M_0 направлены в разные стороны, результирующий прогиб равен

$$\theta_1 = \theta'_1 - \theta''_1 = \frac{Yl_1^2}{16EI_1} - \frac{M_0l_1}{2EI_1}.$$

По аналогии угол поворота для стойки

$$\theta_2 = \frac{M_0l_2}{2EI_2}.$$

Так как в жёсткой раме опоры в углах принадлежат поперечине и стойке, то их углы поворота должны быть равны между собой, т.е.

$$\theta_1 = \theta_2.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} \frac{M_0l_2}{2EI_2} &= \frac{Yl_1^2}{16EI_1} - \frac{M_0l_1}{2EI_1}, \\ M_0 \left(\frac{l_2}{I_2} + \frac{l_1}{I_1} \right) &= \frac{Yl_1^2}{8I_1}; \\ M_0 &= \frac{Yl_1}{8} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{l_2I_1}{l_1I_2} \right)}, \end{aligned}$$

где I_1 и I_2 – моменты инерции соответственно поперечины и стойки.

Момент M_0 , приложенный в углах станины, будет уменьшать изгибающее действие силы Y , в результате максимальный момент в середине поперечины будет

$$M_{\Pi max} = \frac{Yl_1}{4} - M_0.$$

Максимальное растягивающее или сжимающее напряжение в середине поперечины от изгиба

$$\sigma_1 = \frac{M_{\Pi max}}{W_1} \leq [\sigma],$$

где W_1 – момент сопротивления поперечины.

Станины изготавливают из стального (чугунного) углеродистого литья с $\sigma_s = 500 - 600$ МПа и $\delta = 12 - 16$ %. Коэффициент запаса для станины принимают равным 10, т.е. $[\sigma] = 50 - 60$ МПа.

2.1.2.2. Расчёт упругих деформаций станины

Деформация растяжения стойки станины силой $\frac{Y}{2}$

$$f_2 = \frac{Yl_2}{2EF_2},$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для стального литья.

Прогиб в середине поперечины от действия силы Y

$$f_1' = \frac{Yl_1^3}{48EI_1}.$$

Прогиб от действия момента M_0

$$f_1'' = \frac{M_0 l_1^2}{8EI_1}.$$

Результирующий прогиб поперечины

$$f_1 = f_1' - f_1'' = \frac{l_1^2}{8EI_1} \frac{Yl_1}{6} - M_0.$$

Так как поперечина имеет значительную толщину по сравнению с длиной, необходимо учесть действие поперечных перерезывающих сил

$$f_3 = k \frac{M}{GF_1},$$

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

G – модуль сдвига (для стального литья $G = 0,75 \cdot 10^5$ МПа);

M – максимальный изгибающий момент $M = \frac{\gamma l_1}{4}$, поэтому

$$f_3 = k \frac{\gamma l_1}{4GF_1}.$$

Суммарная деформация

$$f = f_2 + 2(f_1 + f_3).$$

Эта деформация не должна превышать для станов холодной прокатки 0,3-0,5 мм, для листовых станов горячей прокатки 0,6 – 1,0 мм.

2.1.2.3. Расчёт рабочей клетки на опрокидывание

При захвате металла валками возникают большие инерционные усилия, которые стремятся опрокинуть рабочую клеть, установленную на плитовине. Максимальное инерционное усилие будет равно тягивающей силе трения (рис. 2.12):

$$F = \frac{M_{\text{пр}}}{R},$$

где R – радиус валков.

Опрокидывающий момент от действия этого усилия

$$M_{\text{оп}} = F \cdot a = M_{\text{пр}} \cdot \frac{a}{R}.$$

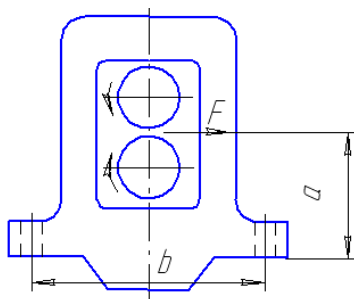


Рис. 2.12. К расчёту рабочей клетки на опрокидывание

Опрокидывающий момент возникает также в случае, если действует натяжение (заднее больше переднего):

$$M_{\text{оп}} = (T_0 - T_1) \cdot a.$$

На рабочую клеть может действовать опрокидывающий момент, возникающий от неравномерного распределения крутящего момента, например в результате поломки шпинделя.

$$M_{\text{оп}} = M_1 - M_2 .$$

Под действием опрокидывающего момента станина стремится оторваться от плитовины. При этом лапы станины будут растягивать болты, скрепляющие лапы с плитовиной, с усилием:

$$Q = \frac{M_{\text{оп}}}{b} - \frac{G}{2},$$

где b – расстояние между опорами.

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

$$Q_6 = (1,2 - 1,4) \frac{Q}{n},$$

где n – число болтов с одной стороны станины.

Напряжения в болтах

$$\sigma = \frac{4Q_6}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта.

Для болтов из стали Ст2 или Ст3 $\sigma = 70 - 80$ МПа.

2.1.3. Валки прокатных станов

Валки прокатных станов выполняют основную операцию прокатки – деформацию (обжатие) металла и придание ему требуемой формы поперечного сечения. В процессе деформации металла вращающиеся валки воспринимают давление, возникающее при прокатке, и передают это давление на подшипники.

Валки прокатных станов можно разделить на две основные группы: листовые и сортовые.

Листовые валки служат для прокатки листов, полос и лент (рис. 2.13). Бочка у этих валков цилиндрической формы, поэтому иногда эти валки называют гладкими. При обточке на вальцетокарном станке бочку валков для горячей прокатки тонких листов делают немного вогнутой (для компенсации разогрева), бочку валков для холодной прокатки тонких листов делают немного выпуклой (для компенсации изгиба).

Сортовые валки служат для прокатки различных сортовых профилей и заготовок (рис. 2.14). На поверхности бочки этих валков есть углубления, соответствующие профилю прокатываемого металла. Эти углубления называют ручьями. Ручьи двух валков образуют калибры. При вращении валков, осуществляемом с помощью универсальных

шпинделей, один конец валка делают в виде плоской лопасти (вилки) или цилиндрической для насадки на него (на шпонке) втулки с лопастью.

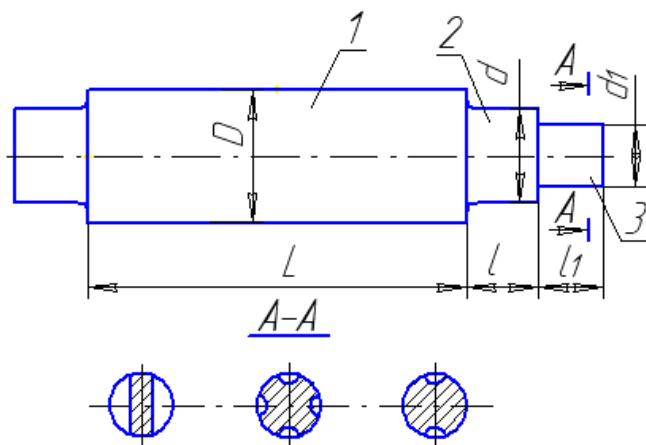


Рис. 2.13. Листопрокатный валок:
1 – бочка; 2 – шейка; 3 – приводной конец

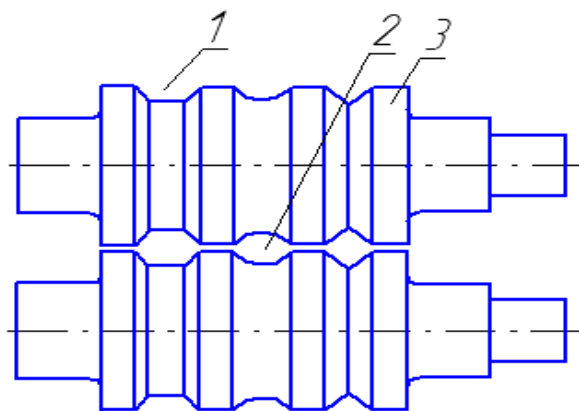


Рис. 2.14. Сортопрокатные валки:
1 – ручей; 2 – калибр; 3 – бурт

2.1.3.1. Размеры валков

Основные размеры валков – их диаметр и длина бочки – выбирают на основании практических данных (в зависимости от типа и назначения

прокатного стана) и уточняют соответствующим теоретическим анализом с учётом прочности валков на изгиб допустимого прогиба при прокатке.

Для обжимных, сортовых и толстолистовых станов горячей прокатки при выборе диаметров валков принимают во внимание допустимые углы захвата. Исходя из этого, диаметр валков определяется как

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

где α – допустимый угол захвата полосы валками, $\alpha_{\max} = 28-34^\circ$.

Для станов холодной прокатки условие естественного захвата не является лимитирующим, т.к. при прокатке тонких листов угол захвата всегда значительно меньше коэффициента трения. Основными факторами здесь являются прочность и жёсткость валков, а также возможность прокатки листов минимальной толщины.

$$D_{\max} \approx 2000h_{\min}.$$

Для прокатных станов различного назначения практикой установлены следующие наиболее рациональные соотношения между длиной бочки валков и её диаметром (L/D): на обжимных станах 2,2 – 2,7; на сортовых станах 1,6 – 2,5; на толстолистовых станах 2,2 – 2,8; на четырёхвалковых станах: для рабочих валков 3 – 5; для опорных 1,5 – 2,5.

2.1.3.2. Материал валков

Валки работают в условиях непрерывного истирания их металлом, испытывая большие динамические напряжения часто при высокой, резкоизменяющейся температуре. Поэтому к качеству валков предъявляют очень высокие требования, т.к. они определяют нормальную работу стана, его производительность и качество проката. Основным показателем качества валков является твёрдость поверхности их бочки. По этому показателю прокатные валки можно условно разделить на следующие группы:

1. Мягкие (150 – 250 НВ).

Материал: ковкая (реже литая) углеродистая сталь 45, 55, 55Л; низколегированная сталь 40Х, 50ХН, 60ХН. Применяют на обжимных, заготовочных и черновых клетях крупносортовых станов.

2. Полутвёрдые (250 – 400 НВ).

Материал: ковкая легированная сталь 55Х, 60ХГ. Применяются в черновых клетях сортовых станов, чистовых клетях крупносортовых и заготовочных станов.

3. Твёрдые (400 – 600 НВ).

Материал: твёрдый закалённый чугуны, ковкая легированная сталь 35ХГСА, 60ХГ, 55Х. Применяются в чистовых клетях сортовых станов и

листовых станов горячей прокатки, а также в качестве опорных валков станов кварто.

4. Особотвёрдые (600 – 800 НВ)

Материал: кованая легированная сталь с хромом 9Х, 9ХФ, 9ХМ, 9ХГ, 9Х2М, Х12М. Применяют на станах холодной прокатки.

Достоинства стальных валков:

1. Обладают повышенной вязкостью.
2. Способны выдерживать большие изгибающие напряжения.
3. Повышенный коэффициент трения на контакте с прокатываемым металлом. Это обеспечивает лучший захват полосы.

Поэтому стальные валки применяют в тяжело нагруженных клетях заготовочных станов, черновых клетях сортовых станов, а также в качестве опорных валков четырёхвалковых станов. Стальные кованые валки прочнее литых, однако литые валки в 1,5 – 2 раза дешевле, поэтому их применяют чаще.

Чугунные валки наиболее дешёвые, имеют пониженную прочность, но обладают высокой износостойкостью. Их применяют там, где небольшие нагрузки, но высокие требования к точности размеров и качеству поверхности проката.

В последнее время всё более широкое применение находят составные валки, у которых ось выполнена из прочного вязкого материала, а бандаж из твёрдого износостойкого материала.

2.1.3.3. Проверочный расчёт прокатных валков на прочность и жёсткость

Расчёт на прочность сортового валка

Рабочий валок работает на изгиб и кручение. Бочку валка сортового стана проверяют на прочность по напряжениям изгиба (касательными напряжениями пренебрегают ввиду их малости), шейку на изгиб и кручение, приводной конец на кручение (рис. 2.15). При расчёте приняты следующие допущения:

1. Давление металла, распределённое по ширине калибра, заменяется сосредоточенной силой F , приложенной посредине калибра.
2. Реакции со стороны подшипников приложены посредине длины шейки.

Из уравнения равновесия $\sum M_B = 0$ находим реакцию в опоре A :

$$F(a-b) - A \cdot a = 0; \quad A = F \cdot \frac{a-b}{a}.$$

Из уравнения $\sum Y = 0$ находим

$$B = F - A = F - F \cdot \frac{a-b}{a} = F \frac{b}{a}.$$

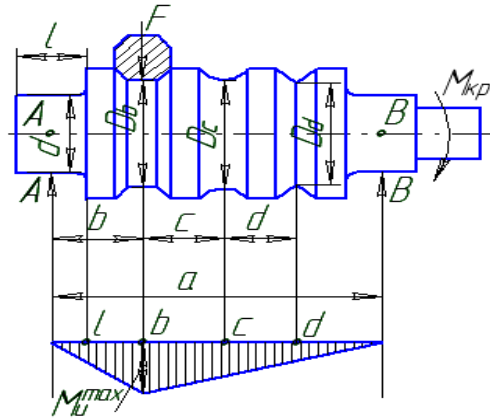


Рис. 2.15. К расчёту сортового вала на прочность

Строим эпюру моментов и определяем опасное сечение.

$$M_i^{max} = A \cdot b = F \left(\frac{a-b}{a} \right) \cdot b = F \cdot b \left(1 - \frac{b}{a} \right).$$

$$\sigma_i^{max} = \frac{M_i^{max}}{W} = \frac{M_i^{max}}{0,1D_c^3}.$$

Если D_c , D_d значительно меньше D_b , то необходимо найти σ_i^{max} для каждого из этих сечений и для оценки прочности взять наибольшее. Диаметры валков по дну калибров берутся с учётом последней переточки. За счёт переточки диаметр калибра уменьшается ~ на 10%. Полученное значение напряжения сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_i^{max} \leq [\sigma].$$

Допускаемые напряжения можно принимать следующими:

– для легированных кованных валков станов холодной прокатки

$$[\sigma] = 140 - 150 \text{ МПа};$$

– для валков из кованой углеродистой стали

$$[\sigma] = 120 - 130 \text{ МПа};$$

– для валков из литой углеродистой стали

$$[\sigma] = 100 - 120 \text{ МПа};$$

– для чугуновых валков

$$[\sigma] = 70 - 80 \text{ МПа.}$$

Прочность шейки проверяется в наиболее нагруженной опоре $A > B$.

$$M_{\text{ш}}^{\text{max}} = A \cdot \frac{l}{2}; \quad \sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{ш}}^{\text{max}}}{W} = \frac{A \cdot \frac{l}{2}}{0,1d^3}.$$

Кроме напряжения изгиба в шейке действуют касательные напряжения от скручивания шейки крутящим моментом:

$$\tau_{\text{ш}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\rho}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d^3},$$

где W_{ρ} – полярный момент сопротивления.

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{пр}} + M_{\text{тр}},$$

где $M_{\text{пр}}$ – момент прокатки;

$M_{\text{тр}}$ – момент трения, $M_{\text{тр}} = F \cdot d_{\text{п}} \cdot f_{\text{подш.}}$

Результирующее напряжение определяем по четвёртой теории прочности:

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{(\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}})^2 + 3(\tau_{\text{ш}}^{\text{max}})^2} \leq [\sigma].$$

Для приводного конца

$$\tau_{\text{т}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\rho\text{т}}}.$$

полярный момент сопротивления приводного конца $W_{\rho\text{т}}$ выбирают в зависимости от формы его поперечного сечения (рис. 2.16).

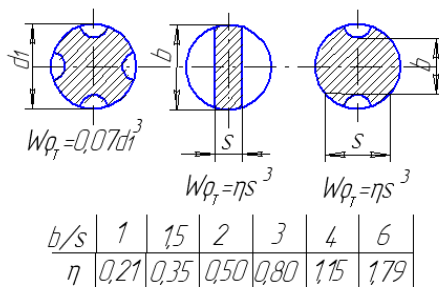


Рис. 2.16. К расчёту приводного конца

Расчёт на прочность листопрокатного вала

Так же как и для сортовых валков, бочку вала листопрокатного стана проверяют на прочность по напряжениям изгиба (касательными напряжениями пренебрегают ввиду их малости), шейку на изгиб и кручение (рис. 2.17).

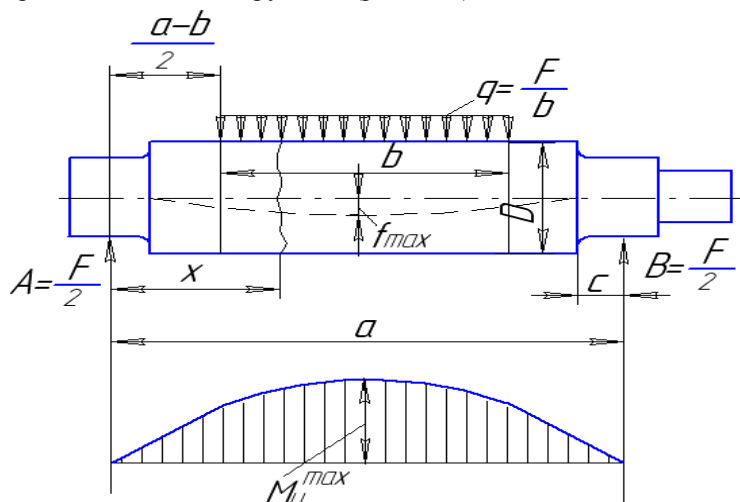


Рис. 2.17. К расчёту листопрокатного вала на прочность

Изгибающий момент будет иметь максимальное значение посредине бочки вала и определится как

$$M_u^{\max} = \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4} = \frac{F}{4} \cdot \left(a - \frac{b}{2} \right);$$

$$\sigma_u^{\max} = \frac{M_u^{\max}}{W} = \frac{\left(a - \frac{b}{2} \right)}{0,1D^3}.$$

Расчёт шейки и приводного конца производится так же, как и для сортового вала.

2.1.3.4. Определение прогиба валков при прокатке листов

Вследствие больших давлений металла на валки они изгибаются, что приводит к искажению формы межвалкового зазора и, соответственно, к искажению формы поперечного сечения готовой полосы. Разно-

толщинность полосы строго регламентируется. Для компенсации изменения зазора валки делают выпуклыми. Определить необходимую выпуклость можно, если известен прогиб (стрела прогиба) бочки валка при ожидаемом усилии прокатки.

В связи с тем, что диаметр валков по сравнению с длиной бочки относительно велик ($\frac{D}{l} = 0,4 - 1,0$), то при расчёте прогиба необходимо учитывать и составляющую прогиба от поперечной силы, т.е. суммарный прогиб валка посередине бочки будет

$$f = f_1 + f_2,$$

где f_1 – прогиб от изгибающего момента;

f_2 – прогиб от поперечной силы.

$$f_1 = \frac{F}{384EI_1} \left[8a^3 - 4ab^2 + b^3 + 64c^3 \left(\frac{I_1}{I_2} - 1 \right) \right];$$

$$f_2 = \frac{F}{\pi GD^2} \left[a - \frac{b}{2} + 2c \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right];$$

где $I_1 = \frac{\pi D^4}{64}$; $I_2 = \frac{\pi d^4}{64}$ – моменты инерции бочки и шейки валка;

E и G – модуль упругости и модуль сдвига материала валков.

Для стальных валков $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $G = 0,82 \cdot 10^5$ МПа.

Допускаемый прогиб валков при холодной прокатке $[f] = 0,05 - 0,3$ мм; при горячей прокатке $[f] = 0,3 - 1,0$ мм.

Во многих случаях надо знать не суммарный прогиб в середине бочки валка, а разность суммарных прогибов посередине валка и у кромки полосы (на расстоянии $\frac{b}{2}$ от середины бочки), т.к. эта величина определяет разнотолщинность.

$$\Delta f_1 = \frac{F}{18,8 ED^4} (12ab^2 + 7b^3);$$

$$\Delta f_2 = \frac{F}{\pi GD^2} \frac{b}{2};$$

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

2.1.3.5. Особенности расчёта валков станов кварто

Наличие опорных валков позволяет значительно снизить прогиб рабочих валков и, следовательно, разнотолщинность полосы (рис. 2.18).

Для выполнения расчёта необходимо знать следующие конструкторские особенности:

1. Опорный валок закреплён в подушках и передаёт усилие прокатки через свои опоры станине.
2. Рабочий валок опирается на опорный своей бочкой, а шейки в подушках не фиксируются.

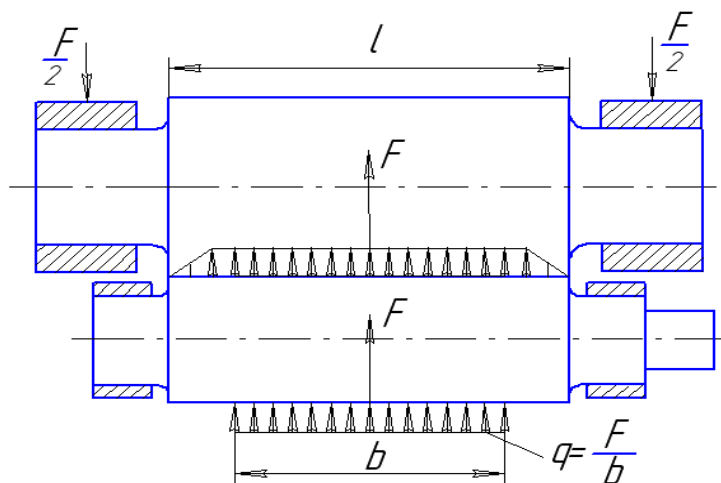


Рис. 2.18. К расчёту валков станов кварто

При прокатке полосы изгибаются как рабочие, так и опорные валки. Если оба валка имеют строго цилиндрическую, то они оба изгибаются на одинаковую величину, т.е. стрела прогиба $f_p = f_{on}$.

$$f_p = K \frac{F_p}{D_p^4}; f_{on} = K \frac{F_{on}}{D_{on}^4},$$

где $K = 0,265 \frac{l^3}{E}$.

Так как прогибы валков равны, то соотношение изгибающих моментов будет эквивалентно соотношению усилий, действующих на валки:

$$\frac{M_{и\ on}}{M_{и\ p}} = \frac{F_{on}}{F_p} = \left(\frac{D_{on}}{D_p}\right)^4, \text{ откуда } F_{on} = F_p \left(\frac{D_{on}}{D_p}\right)^4.$$

Полное усилие прокатки $F = F_p + F_{on}$ или $F = F_p + F_p \left(\frac{D_{on}}{D_p}\right)^4$.

$$\text{Отсюда } F_p = \frac{F}{1 + \left(\frac{D_{on}}{D_p}\right)^4}.$$

Если к примеру принять $D_{оп} = 3D_p$, то $F_p = \frac{F}{82}$, т.е. на рабочие валки приходится $\frac{1}{82}$ всего усилия прокатки. Таким образом, при расчёте можно принимать, что всё давление металла на рабочие валки передаётся на опорные и их следует рассчитывать на изгиб от этого полного давления.

Если опорный валок цилиндрический, а рабочий выпуклый, причём выпуклость подобрана так, чтобы компенсировать прогиб валка, то прогиб опорного валка будет вдвое больше прогиба рабочего валка

$$f_{оп} = 2f_p,$$

отсюда

$$F_{оп} = 2\left(\frac{D_{оп}}{D_p}\right)^4 \cdot F_p; \text{ и } F_{оп} = 162F_p.$$

Поэтому опорные валки обычно рассчитывают на изгиб, а рабочие только на кручение.

2.1.3.6. Определение напряжений и деформаций на контакте рабочего и опорного валков

Напряжения на контакте валков в четырёхвалковых станах могут достигать опасных пределов. Поэтому необходимо рассчитывать валки по контактным напряжениям (рис. 2.19).

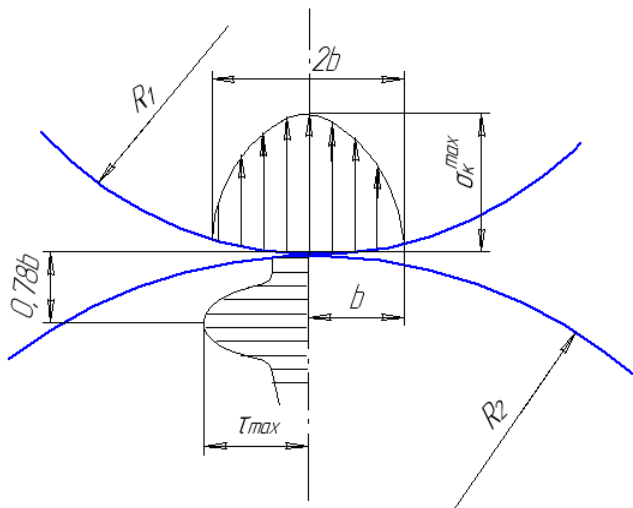


Рис. 2.19. К определению контактных напряжений

Контактные напряжения определяют приближённо, пользуясь формулой Герца для сжатия двух цилиндров:

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

где q – нагрузка на единицу длины контакта валков,

$$q = \frac{F}{L};$$

ν_1 и ν_2 – коэффициенты Пуассона 1-го и 2-го валков (для стали $\nu = 0,3$);
 E_1 и E_2 – модули упругости 1-го и 2-го валков.

При $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$

$$\sigma_{\kappa \max} = 0,58 \sqrt{q \frac{E_{\text{пр}}}{R_{\text{пр}}}},$$

где $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведённый модуль упругости;

$R_{\text{пр}} = \frac{2R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$ – приведённый радиус валков.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{\kappa}] = 1500 - 2000$ МПа.

Более опасными являются максимальные касательные напряжения, которые действуют на глубине $0,78b$:

$$\tau_{\max} = 0,304 \sigma_{\kappa \max}.$$

Упругое сплющивание валков определяется также по формуле Герца:

$$\delta_{\kappa} = \frac{q}{\pi} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \ln \frac{3(D_1 + D_2)}{q \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]},$$

или

$$\delta_{\kappa} = 1,3 \cdot \frac{q}{E_{\text{пр}}} \lg \left[1,65 (D_1 + D_2) \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{q} \right].$$

2.1.4. Подшипники прокатных валков

Подшипники валков прокатных станов передают усилие, возникающее при деформации металла на станину и другие элементы прокатной кле-

ти, и удерживают валки в заданном взаимном положении. Эти подшипники работают в тяжёлых условиях, характеризуются высокими удельными нагрузками p на поверхности и большими значениями p_v . Подшипники валков часто работают вблизи раскалённого металла, на них может попадать вода, окалина, пыль, они испытывают ударные нагрузки.

На прокатных станах применяют следующие виды подшипников:

1. Подшипники скольжения открытого типа.
2. Подшипники скольжения закрытого типа.
3. Подшипники качения.

Подшипники скольжения открытого типа применяют при горячей прокатке на обжимных и сортовых станах (рис. 2.20).

Подшипники состоят из комплекта подушек и комплекта вкладышей. Вкладыши изготавливают, как правило, из текстолита. Вкладыши охватывают шейку не полностью, а свободная часть охлаждается водой. Текстолитовые вкладыши имеют коэффициент трения 0,004 – 0,006, т.е. в 10 – 20 раз меньше, чем бронзовые.

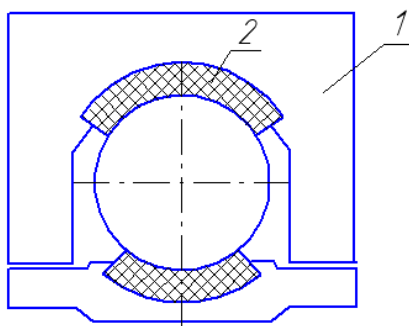


Рис. 2.20. Подшипники скольжения открытого типа:
1 – подушка; 2 – вкладыш

Подшипники скольжения закрытого типа (подшипники жидкостного трения – ПЖТ) за последние годы получили наиболее широкое применение в прокатных станах. Принцип работы этих подшипников заключается в том, что при любых условиях работы (при больших давлениях и даже небольших скоростях скольжения шейки в подшипнике) между телом шейки и материалом подшипника всегда сохраняется масляная плёнка, благодаря чему шейка как бы плавает в подшипнике.

Состояние жидкостного трения обеспечивается в этих подшипниках благодаря тщательной (зеркальной) обработке трущихся деталей и герметичной конструкции самого подшипника. Коэффициент трения в таких подшипниках очень мал и определяется только внутренним сопротивлением движению в смазочной жидкости ($f = 0,001 - 0,005$). Жидкост-

ное (внутреннее) трение возникает при взаимном скольжении тщательно обработанных поверхностей, постоянно разделённых слоем смазки.

Шейка валка при вращении под действием внешних сил занимает в подшипнике эксцентричное положение и увлекает масло в зазор между ним и подшипником. В образовавшемся масляном клине создаётся гидродинамическое давление, обеспечивающее в подшипнике жидкостное трение. Эпюра распределения гидродинамического давления в подшипнике по окружности показана на рис. 2.21.

Достоинства подшипников жидкостного трения:

1. Малые габариты по сравнению с подшипниками качения.
2. Высокая износостойкость и надёжность работы.
3. Высокая жёсткость.
4. Хорошо работают на скоростях до 30 м/с и выше.

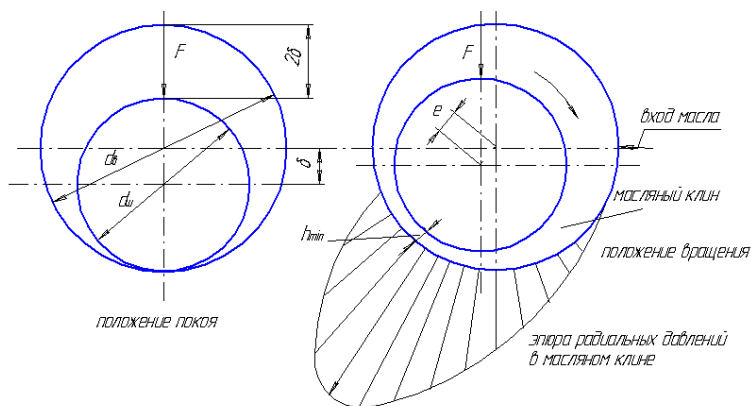


Рис. 2.21. Гидродинамическое жидкостное трение в подшипнике с вращающейся цапфой

Недостатки:

1. При изменении скорости вращения изменяется толщина масляного клина и зазор между валками.
2. Высокая стоимость.
3. Сложность обслуживания (необходимы специальные системы смазки).

Основными деталями подшипника жидкостного трения являются (рис. 2.22): сменная втулка-цапфа 5 и втулка-вкладыш 1. Втулка-цапфа 5 насажена (на шпонке) на коническую шейку валка и вращается вместе с ним. Наружный диаметр цапфы определяет номинальный диаметр подшипника. Втулка-вкладыш 1 выполнена с заливкой (центробежным способом) толщиной 3–5 мм из высокооловянистого баббита марки Б83 (состав: 82% Sn, 6% Cu и 1% Sb). Поверхность баббитовой заливки обраба-

тывают до зеркального вида. Номинальный внутренний диаметр втулки $d_v = d_{ц} + 2\delta$, где δ – радиальный зазор в подшипнике, определяемый при гидродинамическом расчёте. Обычно $\delta = 0,1 - 0,2$ мм.

Для передачи осевых усилий от вала 3 на корпус подушки (закреплённой на станине 4) на втулке-цапфе 5 предусмотрен кольцевой бурт, опирающийся с одной стороны на кольцо 9, с другой – на кольцо-крышку 8. Торцы этих колец также с баббитовой заливкой.

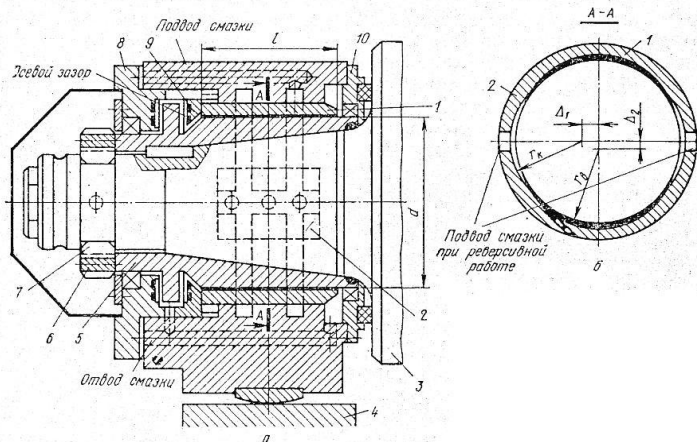


Рис. 2.22. Конструктивные элементы подшипника жидкостного трения

Для предохранения от осевого смещения втулка-цапфа закреплена на шейке вала резьбовым кольцом 6 с полукольцами 7. В некоторых подшипниках для восприятия осевой нагрузки устанавливают дополнительные упорные шариковые или роликовые подшипники. Чтобы обеспечить полную герметичность рабочих поверхностей и исключить проникновение пыли и влаги, предусмотрены тщательные уплотнения в торцевых крышках 8 и 10. Для улучшения условий подачи масла в масляный клин во втулке-вкладыше предусмотрены масляные карманы 2 с обеих сторон (для возможности реверсивного вращения). Масло в них подаётся от специальных станций смазки под давлением 100–300 кПа через масляный фильтр. Масляная плёнка способна выдерживать давление до 25 МПа. При вращении втулки-цапфы во втулке-вкладыше масло силами трения вытягивается в суживающийся зазор между втулками. Таким образом образуется масляный клин. Давление в клине увеличивается (гидродинамический эффект), цапфа всплывает, её давление уравнивается давлением в масляном клине.

Отработанное масло собирается в торцевых карманах и откачивается в маслоподвал. Циркуляция масла необходима также для охлаждения ПЖТ. Температура масла не должна превышать 60 – 80 °С.

Подшипники качения широко применяют для валков четырёхвалковых клетей станов горячей и холодной прокатки листов, а также заготовочных и сортовых станов. Для валков этих станов применяют исключительно роликовые подшипники с коническими роликами (двухрядные и четырёхрядные), т.к. они хорошо самоустанавливаются и способны воспринимать большие осевые нагрузки.

На рис. 2.23 показан общий вид опорного валка четырёхвалкового стана. Четырёхрядный конический роликовый подшипник закреплён в подушке наружным упорным 1 и внутренним распорным 2 кольцами. Распорное кольцо 2 прижимается к внутреннему кольцу роликоподшипника другим кольцом 3, навинчиваемым на полукольца 4, укреплённые в расточке на конце валка. Для предохранения подшипника от пыли с обеих сторон в подушке предусмотрены севанитовые уплотнения.

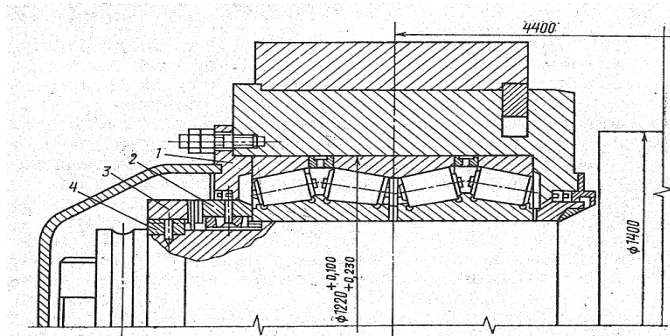


Рис. 2.23. Установка опорного валка на роликовых конических подшипниках

2.1.5. Механизмы и устройства для установки и уравнивания валков

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

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

2.1.5.1. Нажимные механизмы

Установка валков в вертикальной плоскости на большинстве станов осуществляется при помощи специального механизма с нажимными винтами, который также называют нажимным.

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 устройства только верхнего валка.

На станах кварто, 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 прокатки.

На сортовых двухвалковых и трёхвалковых станах положение валков при прокатке не изменяется, необходимый зазор устанавливается заранее, при настройке стана.

На сортовых двухвалковых станах, с целью сохранения линии прокатки на постоянном уровне, необходимое расстояние между валками устанавливают перемещением верхнего и нижнего валков.

На тех станах, где положение верхнего валка изменяется после каждого прохода металла через валки (блюминги, реверсивные станы и т.д.), это перемещение происходит во время пауз между проходами. Скорость перемещения верхнего валка составляет 0,005 – 250 мм/с.

Нажимные механизмы могут быть: винтовые, гидравлические и клиновые. Наибольшее распространение получили винтовые нажимные устройства. Основными деталями такого нажимного устройства являются нажимной винт и гайка (рис. 2.24).

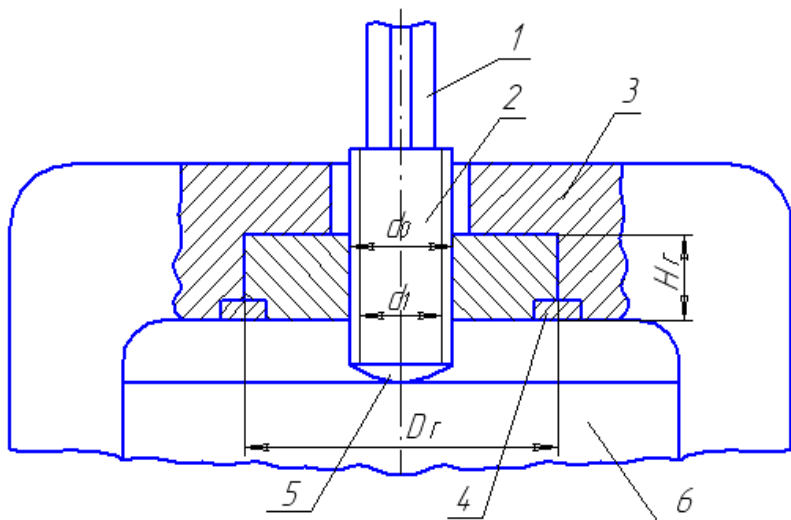


Рис. 2.24. Схема винтового нажимного устройства:
1 – хвостовик; 2 – нарезная часть нажимного винта; 3 – нажимная гайка;
4 – стопорные планки; 5 – пяты; 6 – подушка верхнего валка

В винтовых нажимных механизмах обычно применяют упорную резьбу однозаходную, реже двухзаходную. Винт приводится во вращение через хвостовик, сечение которого соответствует отверстию в ступице приводного колеса.

Диаметр нажимного винта определяется из условия прочности на сжатие:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы нажимного винта;

F – максимальное усилие, действующее на винт.

Допускаемое напряжение на сжатие должно обеспечить пятикратный запас прочности $[\sigma] = 100\text{--}120$ МПа.

Нажимные винты изготавливают из сталей Ст5, 40Х, 40ХН. Рассчитанное значение d_1 округляется до стандартного значения. Гайки нажимных винтов – наиболее изнашиваемые детали. Их изготавливают из литой бронзы марок АЖ9-4 и АЖМц10-3-1,5. Для экономии бронзы гайки часто делают составными. Наружную часть (бандаж) изготавливают из высокопрочного чугуна. Так как модуль упругости этого чугуна близок по своей величине к модулю упругости бронзы, то при сжатии чугун и бронза деформируются одинаково.

Диаметр нажимной гайки D_{Γ} и высоту H_{Γ} обычно выбирают из следующих соотношений: $D_{\Gamma} = (1,5 - 1,8)d_0$; $H_{\Gamma} = (0,95 - 1,1)D$ (см. рис. 2.24).

Проверочный расчёт гайки производится по контактным напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi(D_{\Gamma}^2 - d_0^2)} \leq [\sigma_{\text{см}}]; [\sigma_{\text{см}}] = 60 - 80 \text{ МПа.}$$

Резьба проверяется на невыдавливание смазки:

$$q = \frac{4F}{\pi(d_0^2 - d_1^2) \cdot i} \leq [q],$$

где i – число витков резьбы;

$q = 15 - 20$ МПа – допускаемое удельное давление.

2.1.5.2. Привод винтов нажимных механизмов

Привод винта обычно осуществляется червячным или зубчатым колесом, в ступице которого делается отверстие, соответствующее сечению хвостовика винта. Кинематическая схема быстроходного привода нажимных механизмов (например, блюминга) представлена на рис. 2.25.

d_n – диаметр пяты нажимного винта;
 μ_n – коэффициент трения в пяте ($\sim 0,1$);
 d_{cp} – средний диаметр резьбы нажимного винта;
 ψ – угол подъёма резьбы;
 φ – угол трения в резьбе.

Усилие Y , действующее на нажимной винт, определяется для разных станов по-разному:

1. Нажимной винт перемещается только во время паузы между проходами. На винт при вращении не действует усилие прокатки. Однако на винт в это время действует усилие со стороны уравнивающего устройства. Это усилие обычно на 20 – 40% больше веса уравниваемых деталей, т.е. $Q = (1,2 - 1,4) \frac{G}{2}$.

$$Y = Q - \frac{G}{2} = (0,2 - 0,4) \frac{G}{2}.$$

2. В тонколистовых станах верхний валок перемещается во время процесса прокатки, т.е. при полном усилии прокатки. В этом случае на один нажимной винт действует усилие, равное половине усилия прокатки $Y = \frac{P}{2}$.

Момент на валу двигателя определится как:

$$M_{дв} = \frac{M_B}{i\eta},$$

где i – передаточное число привода;

η – КПД привода.

Требуемая мощность электродвигателя

$$N_{дв} = M_{дв} \cdot \omega_{дв},$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость электродвигателя.

2.1.5.3. Гидравлические нажимные механизмы

Достоинства:

1. Способны выдерживать большие усилия прокатки.
2. Обладают высокой разрешающей способностью (несколько микронов).
3. Обеспечивают переменную жёсткость клетки.
4. Высокое быстродействие.
5. Высокая надёжность и долговечность.

Гидравлическими нажимными механизмами можно осуществить три метода регулирования межвалкового зазора:

1. Прямое регулирование – непосредственное изменение зазора.
2. Косвенное регулирование – воздействием на упругие деформации клетки.
3. Пассивный метод – повышением модуля жёсткости клетки.

В качестве примера рассмотрим гидравлическое нажимное устройство прямого регулирования четырёхвалкового стана холодной прокатки тонкой полосы (рис. 2.27).

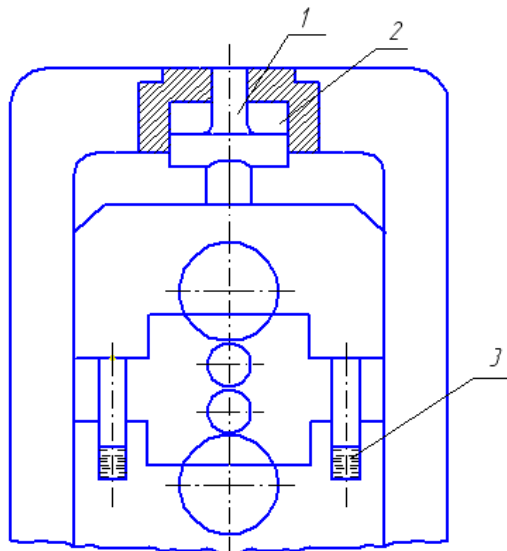


Рис. 2.27. Схема гидравлического нажимного устройства прямого регулирования:
1 – плунжер; 2, 3 – гидроцилиндры

Давление металла на валки воспринимает непосредственно плунжер 1 гидроцилиндра 2, в полость которого подаётся масло. Гидроцилиндры 3, расположенные в подушках опорных валков, предназначены для установки начального зазора между валками. Эти же цилиндры 3 осуществляют предварительное нагружение клетки и последующее его регулирование от импульсов толщиномеров.

Гидравлические нажимные механизмы косвенного регулирования представляют собой комбинированные гидромеханические нажимные устройства. Усилие прокатки воспринимают обычные нажимные винты с электроприводом. Они же применяются для грубой настройки стана. Для тонкого регулирования зазора между подушками опорных валков уста-

навливают плунжеры гидроцилиндров, вмонтированные в подушки. Усилие в цилиндрах регулируется по сигналам от месдоз, установленных под нажимными винтами.

2.1.5.4. Механизмы для уравнивания валков

Необходимость применения уравнивания валков вызвана тем, что:

1. Между торцами нажимных винтов и их подпятниками, в резьбе нажимных механизмов существуют зазоры. При захвате полосы валками возникают удары, ведущие к динамическим нагрузкам.
2. Зазор между валками всегда является неопределённым вследствие неизвестной величины этих зазоров, что затрудняет настройку клетки.

При помощи механизмов уравнивания, подушки верхнего валка всегда плотно прижаты к торцам нажимных винтов.

Существует три типа уравнивающих устройств: грузовое, пружинное и гидравлическое.

Грузовое – применяют при перемещении верхнего валка на большую высоту (до 2000 мм на блюмингах и слябингах) (рис. 2.28).

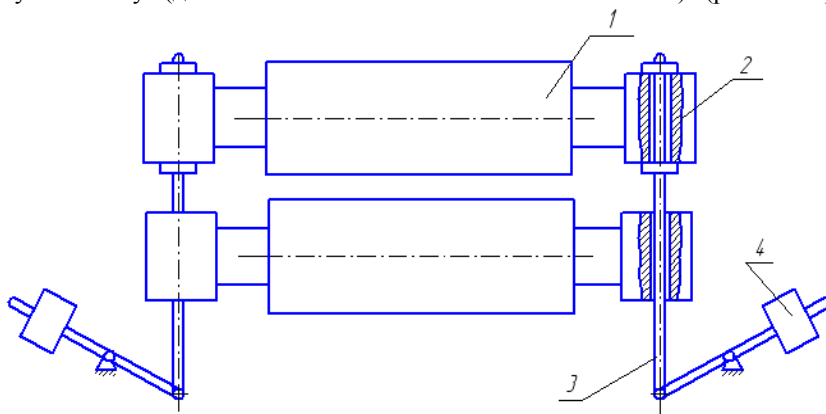


Рис. 2.28. Схема грузового устройства для уравнивания валков:

1 – верхний валок; 2 – подушка валка; 3 – штанга; 4 – контргруз

Гидравлическое уравнивание валков применяют как при большом ходе верхнего валка, так и при небольшом разnore (рис. 2.29). Данное устройство работает бесшумно и без толчков.

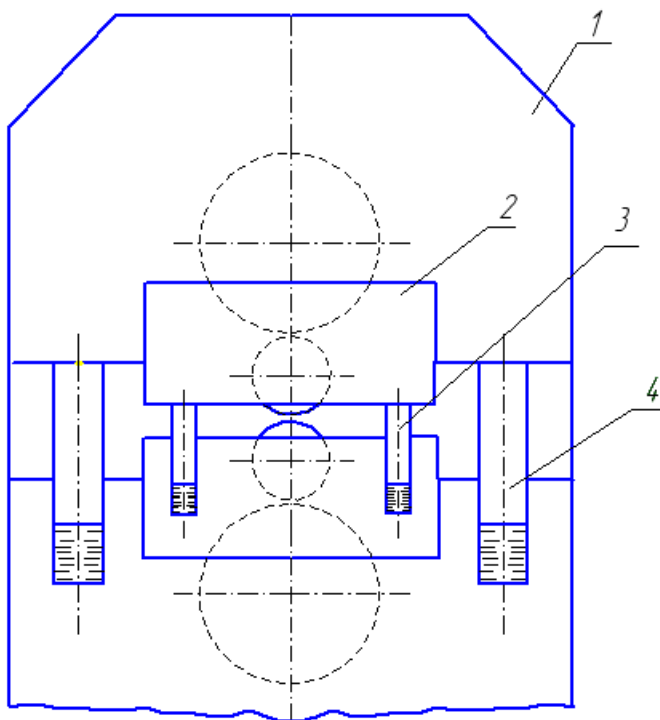


Рис. 2.29. Схема гидравлического устройства для уравнивания валков:
1 – подушка опорного вала; 2 – подушка рабочего вала; 3, 4 – гидроцилиндры

Необходимое давление масла в цилиндре можно определить следующим образом:

$$p = \frac{4(1,2 - 1,4)G}{\pi d^2}, ,$$

где G – вес уравниваемых деталей;

d – внутренний диаметр цилиндра.

Обычно $p = 5 - 10$ МПа.

Пружинное уравнивающее устройство применяют на заготовочных, сортовых, проволочных и листовых двухвалковых станах, где перемещение и масса уравниваемых деталей невелики (рис. 2.30). Верхний валок уравнивается с помощью четырёх пружин, которым сообщается предварительная деформация с помощью гаек на концах штанг.

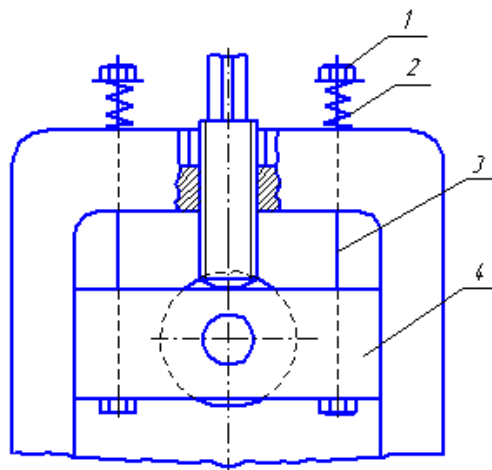


Рис. 2.30. Схема пружинного уравнивающего устройства:
1 – гайка; 2 – пружина; 3 – штанга; 4 – подушка верхнего вала

2.1.6. Жёсткость прокатных клетей

Усилие, возникающее при прокатке металла в валках, воспринимается подшипниками валков, их подушками, нажимными винтами, станинами и т. д. Все эти детали будут упруго деформироваться. Упругую деформацию клетки можно представить как сумму деформаций элементов:

$$f_{кл.} = f_{ст.} + f_{ву.} + f_{ну.} + f_{под.} + f_{подш.} + f_{др.эл.}$$

В процессе прокатки одной и той же полосы усилие прокатки P изменяется на 5 – 10% и более вследствие разнотолщинности полосы, неравномерности механических свойств, применения натяжения, изменения температуры и т. д. При этом и упругие деформации элементов клетки будут неодинаковы. Изменения деформации рабочей клетки будут вызывать изменение межвалкового зазора, что приведёт к изменению толщины прокатываемой полосы. Отсюда следует, что при проектировании прокатного стана надо стремиться к уменьшению упругой деформации рабочей клетки, что можно достичь двумя способами:

- 1) повышением жёсткости деталей и узлов, воспринимающих давление металла на валки при прокатке;
- 2) уменьшением числа таких деталей за счёт конструктивного улучшения рабочей клетки.

Особенно большое значение уменьшение упругой деформации рабочей клетки имеет для станов холодной прокатки тонкой полосы, т.к. допуск по толщине готовых холоднокатаных листов весьма незначительный.

Жёсткостью рабочей клетки (или модулем жёсткости) называется отношение максимального усилия на валки при прокатке к суммарной деформации рабочей клетки, обозначается C и имеет размерность МН/мм:

$$C = P_{max}/f.$$

Модуль жёсткости характеризует величину усилия прокатки, вызывающую деформацию клетки, равную 1 мм. Современные прокатные станы имеют следующую жёсткость рабочих клеток:

- проволочные станы 0,4 – 0,7 МН/мм;
- мелкосортные станы 0,6–1,0 МН/мм;
- среднесортные станы 0,7 – 1,3 МН/мм;
- крупносортные станы 0,8 – 1,6 МН/мм;
- листовые станы холодной прокатки 7–12 МН/мм.

Практикой установлено примерно следующее распределение деформаций по составляющим рабочей клетки:

- узел валков 50 – 60%;
- станина 18 – 20%;
- нажимное устройство 11 – 14%;
- подушки 1%;
- подшипники 7 – 8%.

2.1.7. Особенности работы предварительно напряжённых клеток (ПНК)

Повышение жёсткости клеток может осуществляться двумя основными путями:

- 1) применением более массивных конструкций;
- 2) предварительным напряжением клеток.

Первый путь является эффективным до определённых пределов.

Второй путь является наиболее перспективным. Сущность предварительного напряжения заключается в приложении усилий к деталям клетки до начала процесса прокатки.

Можно выделить два способа предварительного напряжения клеток:

1. По подушкам валков или по станинам клетки.
2. По буртам рабочих валков.

Усилие предварительного напряжения Q создаётся нажимным винтом 1 и воспринимается упругими прокладками 2, установленными между подушками 3 (рис. 2.31). То есть до входа металла в валки детали клетки находятся в напряжённом состоянии и получают упругие деформации. Каким должно быть усилие Q ? Несмотря на различные конструкции клеток ПНК, всегда можно выделить две группы элементов таких клеток:

- а) Элементы, упругая деформация которых возрастает при увеличении давления металла на валки.

б) Элементы, упругая деформация которых уменьшается при возрастании давления металла на валки.

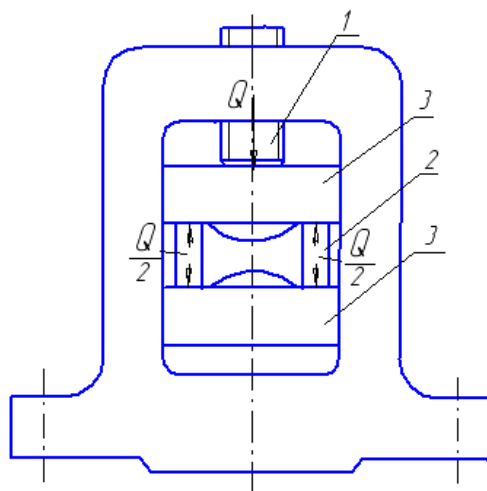


Рис. 2.31. Схема предварительного напряжения клетки

Элементы группы *a*: удлинение стоек станин f'_1 ;
 изгиб поперечин станин f'_2 ;
 сжатие нажимного винта f'_3 ;
 сжатие подушек под нажимным винтом f'_4 ;
 сжатие нижней подушки f'_5 ;
 сжатие прокладки f'_6 ;
 сжатие нажимной гайки f'_7 .

Элементы группы *б*: сжатие нижней и верхней подушек в местах контакта с упругими прокладками f''_1 и f''_2 ;
 сжатие упругой прокладки f''_3 ;
 сжатие нижней и верхней подушек f''_4 и f''_5 .

Просуммируем деформации по группам

$$f_a = \sum_1^7 f'_i \text{ и } f_b = \sum_1^5 f''_i.$$

Задаваясь произвольной силой Q , можно определить модуль жёсткости каждой группы:

$$C_a = \frac{Q}{f_a}; C_b = \frac{Q}{f_b}.$$

Это важные величины, характеризующие ПНК. Представим напряжённое состояние ПНК в виде графика $Q(f)$ (рис. 2.32), причём де-

формации элементов группы a будем откладывать вправо, а группы b влево от оси ординат.

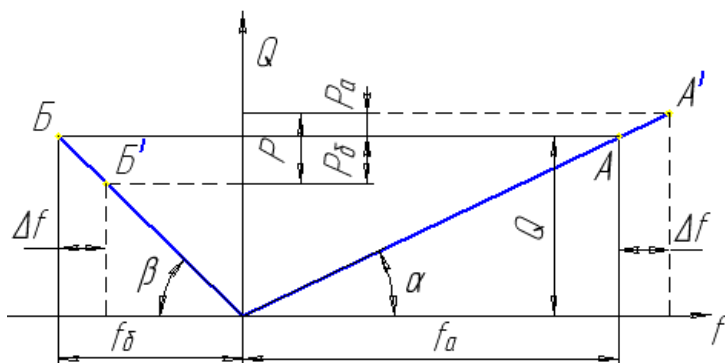


Рис. 2.32. Напряжённое состояние клетки ПНК

Из графиков видно, что $C_a = \operatorname{tg} \alpha$, $C_b = \operatorname{tg} \beta$.

Если на валки будет действовать усилие прокатки P , то деформации элементов группы a возрастут на некоторую величину Δf и точно на такую же величину уменьшится деформация элементов группы b . Разность между ординатами A' и B' будет P . Силу P можно представить в виде

$$P = P_a + P_b,$$

где P_a – часть усилия, вызывающая увеличение деформации элементов группы a ;

P_b – часть усилия, вызывающая уменьшение деформации элементов группы b .

$$P_a = \Delta f \cdot \operatorname{tg} \alpha = \Delta f \cdot C_a;$$

$$P_b = \Delta f \cdot \operatorname{tg} \beta = \Delta f \cdot C_b; \quad (2.1)$$

$$P = \Delta f (C_a + C_b) = \Delta f \cdot C_n.$$

Поскольку $\frac{P}{\Delta f} = C_n$ модуль жёсткости ПНК, то

$$C_n = C_a + C_b.$$

Усилие, действующее на нажимные винты и станины при прокатке, будет больше усилия прокатки:

$$P_{\text{н.в.}} = Q + P_a.$$

С учётом выражений (2.1) можно записать

$$P_a = P \left(\frac{C_a}{C_n} \right);$$

отсюда

$$P_{H.B.} = Q + P \left(\frac{C_a}{C_n} \right) \text{ или } Q = P_{H.B.} - P \left(\frac{C_a}{C_n} \right).$$

Клеть будет работать в состоянии предварительного напряжения, если усилие Q достаточно велико. Оно определяется исходя из максимально ожидаемого усилия прокатки P_{max} .

$$Q \geq P_{max} - P_a, \text{ но } P_a = P_{max} \left(\frac{C_a}{C_n} \right),$$

следовательно,

$$Q \geq P_{max} \left(1 - \frac{C_a}{C_n} \right).$$

Это условие работы предварительно напряжённой клетки (ПНК).

2.2. Привод рабочих клеток

2.2.1. Шпиндели

Отдельные узлы главной линии стана соединяются в единый агрегат с помощью валов, муфт, шпинделей. Шпиндели предназначены для передачи валкам рабочей клетки крутящих моментов. На прокатных станах обычно применяют шпиндели двух типов: универсальные шарнирные и зубчатые. В станах старой конструкции используют трёфовые шпиндели. В основу конструкции универсального шпинделя положен принцип шарнира Гука, за счёт чего он может передавать вращение под углом наклона к горизонту до $8-10^0$ (рис. 2.33). Благодаря шарнирной конструкции такие шпиндели работают плавно и могут передавать большие крутящие моменты. Обычно их применяют для привода валков листовых и сортовых станов (угол наклона $1-2^0$ и передаваемый крутящий момент $50-200 \text{ кН}\cdot\text{м}$), а также обжимных, толстолистовых и заготовочных станов (при угле наклона $3-10^0$ и моменте $500-3000 \text{ кН}\cdot\text{м}$).

Длину шпинделя по осям шарниров определяют по формуле

$$L = \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha},$$

где h – максимальная высота подъёма верхнего вала;

α – максимальный угол наклона шпинделя.

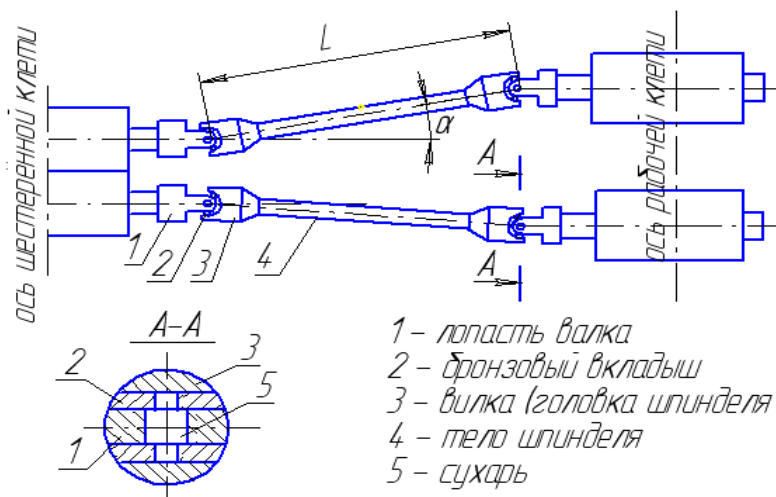


Рис. 2.33. Схема установки универсальных шпинделей и конструктивные элементы шарниров

Для уменьшения угла наклона верхнего вала шпинделя и создания примерно одинаковых условий работы нижний шпиндель также устанавливают под углом, но меньшим, чем верхний.

Принцип шарнира Гука достигается благодаря возможности поворота в двух перпендикулярных плоскостях: относительно оси расточки головки шпинделя и оси сухаря. Сухарь облицовывают бронзовыми пластинами и помещают в бронзовый стакан.

2.2.1.1. Расчёт универсальных шпинделей на бронзовых вкладышах.

Расчёт вилки (головки шпинделя)

Момент, передаваемый шпинделем (рис. 2.34) и равный моменту прокатки M , будет равен

$$M_{кр} = P \cdot a,$$

где P – усилие, с которым нижний бронзовый вкладыш давит на нижнюю щеку головки шпинделя, а верхний на верхнюю;

a – расстояние между точками приложения сил.

Принимаем, что удельное давление вкладыша на щеку шарнира по трапеции и сила P приложена в плоскости центра тяжести этой трапеции. Обычно $c = b/4$; $f \approx 0,35b$; $a = 2f = 0,7b$.

$$P = \frac{M_{кр}}{a}.$$

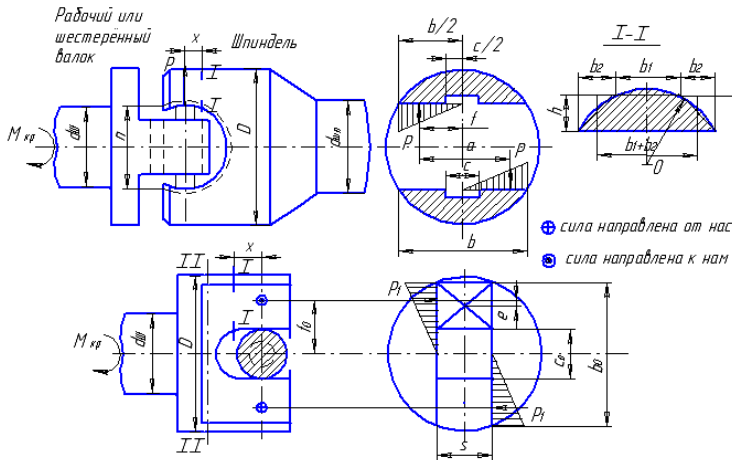


Рис. 2.34. К расчёту шарнира универсального шпинделя

Таким образом, в сечении I-I щеки на расстоянии x от оси шарнира будут возникать напряжения и от кручения, и от изгиба.

Касательные напряжения кручения в сечении I-I

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{2W_{кр}},$$

где $W_{кр}$ – момент сопротивления сечения I-I кручению.

Сечение I-I представляет собой сегмент (см. рис. 2.34), который приравнивают к равновеликому по площади прямоугольнику $h \cdot (b_1 + b_2)$, тогда $W_{кр} = \eta \cdot (b_1 + b_2) \cdot h^2$, где коэффициент η зависит от отношения $\frac{b_1 + b_2}{h}$.

При $\frac{b_1 + b_2}{h} = 2 - 6$ $\eta = 0,25 - 0,30$.

Нормальные напряжения изгиба в сечении щеки I-I

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}; M_{из} = P \cdot x = \frac{M_{кр}}{a} \cdot x.$$

Заменим сечение I-I (сегмент) равновеликим по площади прямоугольником, получим

$$W_{из} = \frac{(b_1 + b_2) \cdot h^2}{6}.$$

Прочность щеки определится по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma].$$

Допускаемое напряжение для сталей 40Х, 40ХН, 40ХНМ, 35ХНВ составляет $\sigma = 130 - 170$ МПа; $\sigma_{\text{в}} = 650 - 850$ МПа.

Так как с увеличением x изгибающий момент увеличивается, но одновременно увеличивается и момент сопротивления этого сечения, то нельзя заранее сказать, на каком расстоянии x напряжения будут максимальными. Для этого надо взять несколько сечений.

Касательные напряжения кручения в теле шпинделя

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\rho}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d_{\text{шп}}^3} \ll [\tau].$$

2.2.1.2. Расчёт лопасти

При расчёте лопасти (см. рис. 2.34) также примем, что удельные давления от вкладыша распределяются по поверхности каждой вилки по трапеции и результирующая сила равна $P_1 = \frac{M_{\text{кр}}}{2f_0}$. Эта сила будет приложена эксцентрично относительно центра сечения вилки толщиной s и будет скручивать сечение вилки моментом $M = P_1 \cdot e$, где e – эксцентриситет приложения силы P_1 относительно центра тяжести сечения вилки (определяется по чертежу). Таким образом, при передаче лопастью крутящего момента в сечении I-I вилки будут возникать и касательные напряжения кручения, и нормальные напряжения изгиба.

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M}{W_{\text{кр}}} = \frac{P_1 \cdot e}{W_{\text{кр}}}; W_{\text{кр}} = \eta \frac{(b_0 - c_0) \cdot s^2}{2}.$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = \frac{P_1 \cdot x}{W_{\text{из}}}; W_{\text{из}} = \frac{(b_0 - c_0) \cdot s^2}{2 \cdot 6}.$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma].$$

Касательные напряжения кручения в сечении II-II

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M}{W_{\text{кр}}}; W_{\text{кр}} = \eta b_0 \cdot s^2.$$

2.2.2. Шестерённые клетки

Шестерённые клетки предназначены для разделения крутящего момента и передачи вращения валкам от главного двигателя через шпинде-

ли или валы (рис. 2.35). Шестерённые 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 четырёхвалковые станы). Приводной обычно является нижняя шестерня. За основной параметр сортовых станов принимают диаметр начальной окружности шестерённых валков. Зубчатые колёса шестерённой клетки называют шестерёнными валками (они изготавливаются заодно с валом).

В качестве шестерённых валков применяют шестерни с шевронными зубьями с дорожкой или без дорожки посередине. Это вызвано тем, что:

1. Окружные скорости составляют 5 – 20 м/с. Прямые зубья не обеспечивают плавного хода передачи.
2. Отсутствие осевых нагрузок.
3. Шестерни с дорожкой проще и дешевле в изготовлении (дорожка предназначена для выхода фрезы), однако при этом уменьшается полезная ширина зубьев.

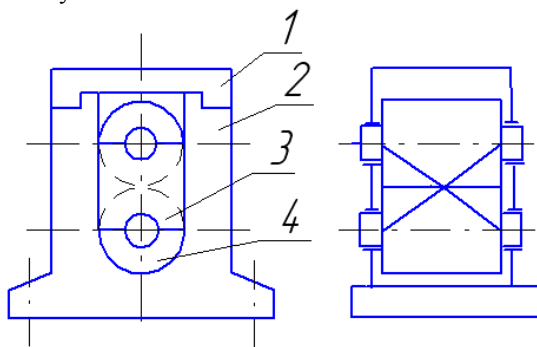


Рис. 2.35. Схема шестерённой клетки:

1 – крышка; 2 – станина; 3 – шестерённые валки; 4 – подушка

Передаточное отношение зубчатой передачи в шестерённой клетке $U = 1$; числа зубьев колёс $z = 18 - 29$; модуль зацепления $m \geq 8 - 10$ мм. Практикой установлены соотношения между диаметром начальной окружности d_w , диаметром новых и переточенных D_n и переточенных D_n рабочих валков и максимальной высотой подъёма верхнего валка H .

- 1) Для блюмингов $d_w = \frac{D_n + D_n}{2} + \frac{H}{8-10}$;
- 2) Для остальных станов $d_w = \frac{D_n + D_n}{2}$.

Расчёт шестерённой клетки

1. Расчёт зубчатого зацепления.

Определяем расчётный крутящий момент:

$$M_{расч} = M_{кр} \cdot k,$$

где $k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$, k_1 – коэффициент ширины колёс определяется в зависимости от отношения b/d_w (рис. 2.36), коэффициент k_1 и отношение b/d_w приведены ниже;

b/d_w	1,5	2,0	2,5
k_1	1,4	1,55	1,65

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

k_3 – коэффициент качества; для 2 класса точности $k_3 = 1,2$, для 3 класса точности $k_3 = 1,4$.

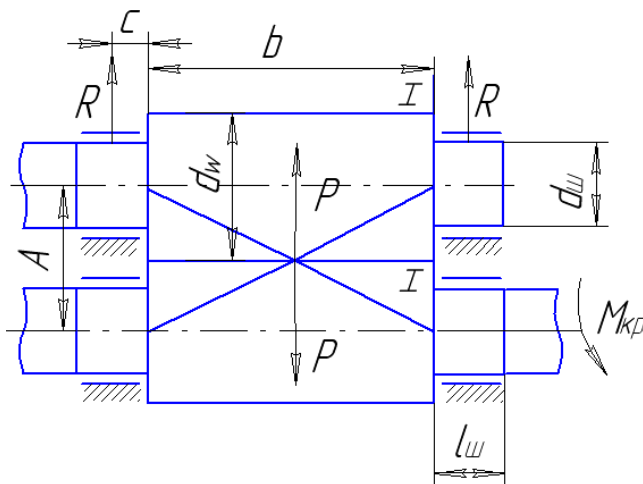


Рис. 2.36. К расчёту шестерённой клетки

Определяем контактное напряжение и сравниваем с допускаемым:

$$\sigma_k = \frac{240}{A} \sqrt{\frac{M_{расч} \cdot 10^3 (u+1)^3}{b \cdot u}} \leq [\sigma_k]$$

Допускаемое контактное напряжение для сталей 40Х, 40ХН, 40ХНМ, 35ХНВ составляет $\sigma_k = 900$ МПа. В этой формуле размерность момента $M_{расч}$ – Н·м; размерность b (ширина шестерённого валка) – мм.

Определяем напряжение изгиба и сравниваем с допускаемым:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{расч} \cdot \psi \cdot 10^3}{Y \cdot m_H^2 \cdot z \cdot b} \leq [\sigma_{из}]$$

где ψ – коэффициент концентрации напряжений у основания зуба;

$$\psi = 1,5 - 1,8;$$

Y – коэффициент формы зуба; при $z = 18 - 29$ $Y = 0,35 - 0,41$;

$z = 30 - 50$ $Y = 0,43 - 0,45$; при $z > 50$ $Y = 0,45 - 0,48$;

m_n – нормальный модуль; $m_n = \frac{A}{z \cdot \cos \beta}$; $\beta \approx 30^\circ$ ($28 - 35^\circ$);

$m_n > 8 - 10$ (8, 9, 10, 11, 12 мм).

Допускаемое напряжение изгиба для сталей 40Х, 40ХН, 40ХНМ, 35ХНВ составляет $[\sigma_{из}] = 230 - 250$ МПа. В этой формуле размерность момента $M_{расч}$ – Н·м; размерность b и m_n – мм.

Межосевое расстояние

$$A = d_w = \frac{D_n + D_{п}}{2}.$$

2. Расчёт шестерённого вала.

Определяем усилие в зубчатом зацеплении (см. рис. 2.36):

$$P = \frac{2M_{кр}}{d_w \cos \alpha_w} \text{ при } \alpha_w = 20^\circ; P = 2,13 \cdot \frac{M_{кр}}{d_w}.$$

Реакция в опоре шестерённого вала $R = \frac{P}{2}$.

При передаче крутящего момента в шестерённом валке будут возникать нормальные напряжения изгиба и касательные напряжения кручения:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{R \cdot c}{0,1 d_{ш}^3} = \frac{P \cdot l_{ш}}{0,4 d_{ш}^3} = 2,13 \frac{M_{кр}}{d_w} \cdot \frac{l_{ш}}{0,4 d_{ш}^3} = 5,33 \frac{M_{кр} l_{ш}}{d_w \cdot d_{ш}^3};$$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 d_{ш}^3};$$

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]; [\sigma] = 120 - 130 \text{ МПа}.$$

Межосевое расстояние определится как

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}.$$

3. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Это оборудование предназначено для транспортировки металла, передвижения его вдоль валков, кантовки, резки, правки, разматывания и сматывания рулонов, охлаждения, травления, дрессировки, клеймения, укладки, упаковки и т.д.

3.1. Металлургические ножницы

На прокатных станах применяются металлургические ножницы различного типа и назначения (рис. 3.1).

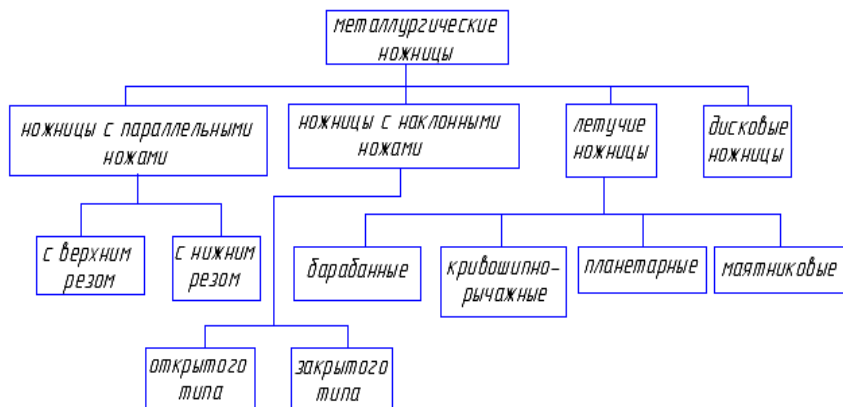


Рис. 3.1. Классификация металлургических ножниц

3.1.1. Ножницы с параллельными ножами

Режущие кромки у этих ножниц параллельны друг другу. Применяются для поперечной резки горячего металла квадратного, круглого и прямоугольного сечений, а также для резки холодного сортового металла; в этом случае форма ножей соответствует форме поперечного сечения полосы (рис. 3.2).

Основными параметрами ножниц являются: максимальное усилие резания P , ход ножей H , длина ножей L и число ходов (резов) в минуту (производительность ножниц).

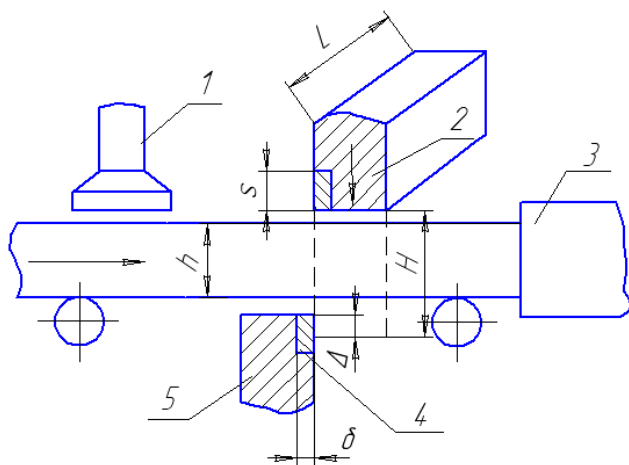


Рис. 3.2. Схема резания металла на ножницах с параллельными ножами:
1 – прижим; 2 – верхний суппорт; 3 – передвижной упор; 4 – нож;
5 – нижний суппорт

Размеры поперечного сечения металла, допускаемого для резки на ножницах данного типа, определяются максимальным усилием резания, на которое рассчитаны ножницы.

Ход ножей выбирают с учетом возможности беспрепятственного прохода металла максимального сечения под лапой механического (гидравлического) прижима и перекрытия ножей в конце резания ($\Delta = 10 - 20$ мм).

Длину ножей принимают равной:

а) для небольших ножниц (500-2000 кН) – 3-4-кратной максимальной ширине заготовки, исходя из условия возможности резки на них заготовок более мелких сечений, уложенных в несколько рядов (пачками);

б) для средних и крупных ножниц (до 16 МН), применяемых на блюмингах, – 2-2,5-кратной ширине блюма максимального сечения;

в) для ножниц слябингов (до 25 МН) – на 150-200 мм больше максимальной ширины слябов.

Поперечное сечение ножей обычно принимают из соотношения $s/\delta = 2,5-3$, где s – высота, а δ – толщина ножа.

Форму ножей принимают в виде симметричного прямоугольника, чтобы можно было при резании использовать все четыре угла. Угол заострения делают равным 90° . Ножи изготавливают из стали марки 6ХНМ или из углеродистой стали марки Ст6 с твердостью после термообработки до $HV = 40$ МПа. Для увеличения срока службы ножей применяют наплавку режущих кромок твердыми сплавами (типа сормайта).

По конструкции ножницы поперечной резки с параллельными ножами можно разделить на две основные группы: а) ножницы с верхним

подвижным ножом (верхним резом); б) ножницы с нижним подвижным ножом (нижним резом).

Ножницы с верхним резом отличаются простотой конструкции (рис. 3.3, а). Нижний нож установлен неподвижно в станине ножниц; верхний нож укреплен в суппорте (ползуне) и при помощи кривошипного или гидравлического привода движется вниз и разрезает металл. Этим ножницам свойственны два существенных недостатка:

1) после разрезки металла на нижней грани сляба (блюда, заготовки) образуется заусенец, который мешает при дальнейшем продвижении металла по рольгангу;

2) из схемы, приведенной на рис. 3.3, а, видно, что резку металла можно осуществить лишь при наличии качающегося стола за ножницами, что усложняет конструкцию всей установки.

Ножницы с нижним резом не имеют этих недостатков и поэтому получили более широкое применение (рис. 3.3, б). Нижний нож смонтирован на суппорте (ползуне), который может подниматься вверх от кривошипного или гидравлического привода; верхний нож установлен в верхнем суппорте (ползуне) и тоже может перемещаться по вертикали. Перед началом резания ножи раскрыты, и металл проходит между ними по рольгангу; нижний нож при этом находится ниже уровня поверхности (образующей) роликов рольганга и не мешает движению металла. Затем металл останавливается в необходимом положении (при помощи передвигного упора) и суппорт верхнего ножа опускается до соприкосновения с металлом; дальнейшее продвижение верхнего суппорта прекращается и начинает двигаться суппорт нижнего ножа; при этом происходит резание металла.

Ножницы с параллельными ножами конструктивно выполняют двух типов: с электромеханическим и гидравлическим приводами.

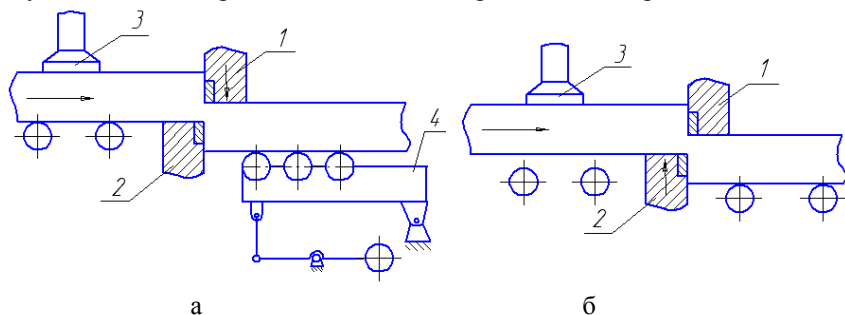


Рис. 3.3. Схема резания металла на ножницах с верхним (а) и с нижним резом (б):
1 – прижим; 2 – верхний суппорт; 3 – нижний суппорт;
4 – подъемно-качающийся рольганг

Определение усилия резания на ножницах с параллельными ножами

Процесс резания состоит из трех периодов:

- 1) вмятие ножей в металл (рис. 3.4, а); при этом усилие на ножи постепенно увеличивается до максимального значения P_{max} ; длительность этого периода характеризуется коэффициентом ϵ_B , равным отношению глубины внедрения ножей в металл при вмятии Z_B к исходной высоте сечения металла, т.е. $\epsilon_B = Z_B/h$;
- 2) собственно резания (сдвига металла по плоскости резания); при этом усилие резания уменьшается по мере уменьшения высоты (площади) сечения металла;
- 3) скалывания (отрыва) оставшейся неразрезанной части сечения.

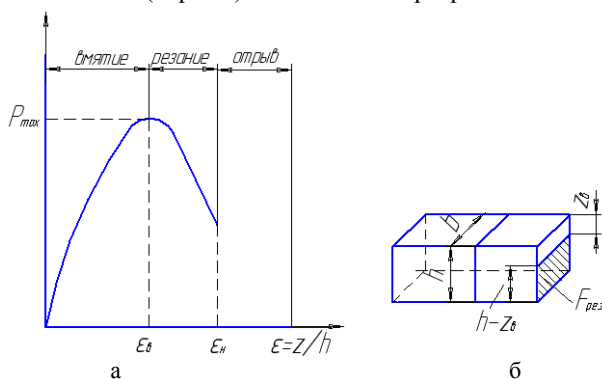


Рис. 3.4. Зависимость усилия резания от глубины внедрения ножей (а) и определение площади резания $F_{рез}$ (б)

Момент окончания собственно резания и начала отрыва (скалывания) характеризуется коэффициентом надреза ϵ_H , равным отношению глубины внедрения ножей в конце резания Z_H (начало отрыва) к исходной высоте сечения металла, т.е. $\epsilon_H = Z_H/h$.

Максимальное усилие в конце периода вмятия равно усилию в момент начала резания (сдвига) металла по плоскости резания, поэтому

$$P_{max} = \tau_{max} F_{рез} = k_1 k_2 k_3 \sigma_6 F_{рез},$$

где τ_{max} — максимальное касательное сопротивление при резании (сдвиге) металла;

$F_{рез}$ — площадь сечения в момент начала собственно резания (сдвига) металла;

$k_1 = \tau_{max}/\sigma_6$ — коэффициент, равный отношению максимального сопротивления срезу к пределу прочности. Принимают $k_1 = 0,6$ для мягких материалов; $k_1 = 0,7$ для твёрдых;

$k_2 = 1,1 - 1,15$ – коэффициент учёта влияния затупления ножей;
 $k_3 = 1,1 - 1,25$ – коэффициент учёта влияния зазора между ножами.

Площадь сечения $F_{рез}$ (рис. 3.4, б) определится как:

$$F_{рез} = (h - z_6)b = h(1 - \varepsilon_6)b.$$

Значения коэффициентов ε_n и ε_b приведены в справочной литературе для разных сталей и сплавов. Например, для стали в табл. 3.1.

Таблица 3.1

	Горячая резка	Холодная резка
ε_b	0,2 – 0,4	0,1 – 0,2
ε_n	0,7 – 1,0	0,3 – 0,5

3.1.2. Ножницы с наклонными ножами (гильотинные ножницы)

Гильотинные ножницы конструктивно выполняют двух типов: открытого и закрытого.

Ножницы открытого типа (рис. 3.5, а) имеют короткие ножи и одну станину с боковым просветом, через который подается разрезаемый металл; их применяют главным образом для резки сутунки и сортового металла в холодном состоянии; в последнем случае форма ножей соответствует профилю сечения разрезаемого металла. Верхний (подвижной) нож наклонный, с углом наклона $2-5^\circ$.

Ножницы закрытого типа (рис. 3.5, б) имеют две станины, соединенные внизу траверсой; в просвете между станинами перемещается суппорт с ножом. Эти ножницы применяют для поперечной резки широких полос и листов в холодном, полуустывшем или горячем состоянии.

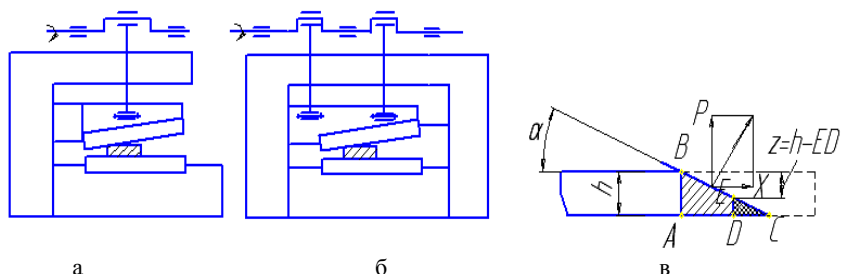


Рис. 3.5. Схемы и характеристика гильотинных ножниц:

а, б – схемы ножниц открытого и закрытого типов;

в – процесс резания гильотинными ножницами

В зависимости от назначения ножницы закрытого типа конструктивно выполняют с верхним или нижним подвижным ножом.

Ножницы с верхним подвижным ножом применяют главным образом как отдельно стоящие в прокатном цехе, а также в поточных линиях для поштучной резки листов на нужные размеры и обрезки боковых кромок листов.

Ножницы с нижним подвижным ножом обычно устанавливают в линии рольганга прокатного стана или в агрегатах резки полосы, т.е. в поточных технологических линиях. Таким образом, на этих ножницах осуществляется только поперечная резка полосы на листы или отрезки переднего и заднего конца у длинных полос; обрезка боковых кромок полосы в этом случае осуществляется дисковыми ножницами, установленными за поперечными ножницами.

В ножницах с верхним подвижным ножом этот нож устанавливается наклонно, нижний нож – горизонтально. Угол наклона принимают в пределах $1-6^{\circ}$, в зависимости от толщины разрезаемых листов (чем больше толщина, тем больше угол наклона с целью уменьшения усилия резания).

В ножницах с нижним подвижным ножом этот нож установлен прямо (а верхний – наклонно, как в первом случае) или наклонно (а верхний – прямо). Практика показывает, что при резании верхним наклонным ножом полоса (лист) выгибается и рез получается косой; при резании нижним наклонным ножом полоса (лист) прижимается к верхнему прямому ножу и рез получается прямым (перпендикулярным). Поэтому на новых ножницах с нижним подвижным ножом этот нож устанавливают наклонно.

Материал ножей – сталь марок 9Х, 5Х2ВС, 55ХНВ, 55Н2Ф; твердость после закалки 55 HRC.

Определение усилия резания на гильотинных ножницах

При резании металла на ножницах с одним наклонным ножом сопротивление резанию оказывает не вся площадь сечения листа, как при резании параллельными ножами, а только некоторая небольшая часть его в виде треугольника. Очевидно, что благодаря наклону ножа усилие резания значительно уменьшается. Кроме того, при погружении ножа в металл собственно резание (сдвиг) происходит не по всему сечению треугольника ABC , а только по части его в виде трапеции $ABED$, т.к. у вершины треугольника по линии ED наступает отрыв (скалывание) металла (рис. 3.5, в). Величина $z = h - ED$ характеризует глубину надреза, при которой наступает отрыв, а отношение $\varepsilon_n = z/h$ называется относительной глубиной надреза, она зависит от пластических свойств металла; $\varepsilon_n = (1,2-1,6)\delta$, где δ – относительное удлинение при испытании на растяжение образцов.

Таким образом, площадь трапеции $ABED$, оказывающей сопротивление резанию, равна

$$F_{\text{тр}} = \frac{h + (h - z)}{2} \cdot \frac{z}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{2 - \varepsilon_{\text{н}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \cdot \varepsilon_{\text{н}} h^2,$$

а максимальное усилие резания (формула А.А. Королева)

$$P_{\text{max}} = k_1 k_2 k_3 \sigma_{\text{в}} F_{\text{мп}} = k_1 k_2 k_3 \sigma_{\text{в}} \frac{2 - \varepsilon_{\text{н}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \cdot \varepsilon_{\text{н}} h^2,$$

где коэффициенты k_1 , k_2 , k_3 определяются так же, как и для ножниц с параллельными ножами.

Из анализа данной формулы можно сделать следующие выводы:

- 1) с увеличением глубины надреза (характеризуемой коэффициентом $\varepsilon_{\text{н}}$) и предела прочности разрезаемого материала усилие резания увеличивается и имеет максимальное значение при $\varepsilon_{\text{н}} = 1$;
- 2) усилие резания пропорционально квадрату толщины листа (с увеличением толщины листа, например, в два раза усилие резания повышается в четыре раза);
- 3) усилие резания обратно пропорционально тангенсу угла наклона ножа, т.е. с увеличением угла наклона ножа усилие резания уменьшается. Однако, т.к. при этом появляется горизонтальное усилие X , вытягивающее лист из-под ножей, то практически угол наклона ножа не принимают свыше 6° , при котором это усилие не превышает 11% от P_{max} (см. рис. 3.5, в).

3.1.3. Дисковые ножницы

Дисковые ножницы применяют для обрезки кромок у широких полос и резки этих полос вдоль на несколько узких (ропуска) (рис. 3.6).

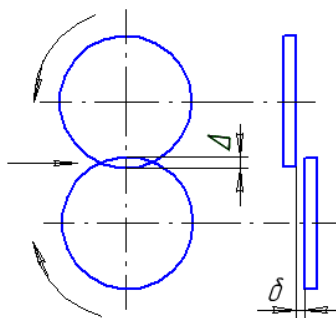


Рис. 3.6. Схема резки на дисковых ножницах

Для получения качественной резки (прямой рез без заусенцев) дисковые ножи устанавливают с радиальным перекрытием $\Delta = 1 - 2$ мм (чем толще полоса, тем меньше перекрытие ножей); при $h > 10$ мм применяют отрицательное перекрытие и с небольшим боковым (горизонтальным) зазором $\delta = (0,05 - 0,08)h$; при резании полосы толщиной $< 0,2$ мм ножи устанавливают плотно, без зазора. Ножи изготавливают из хромовольфрамовой стали марки 5ХВС с твердостью после термообработки 60 HRC; угол заострения ножей принимают 90° (ножи строго цилиндрические).

Если центры дисковых ножей будут установлены в вертикальной плоскости, то полоса на выходе из ножей будет изгибаться вверх (хотя и незначительно), а обрезаемая боковая кромка пойдет сначала горизонтально, а потом вниз (под собственной тяжестью) (рис. 3.7, а). Для того чтобы полоса после резания выходила прямо, верхний нож смещают по направлению ее движения относительно нижнего ножа; обрезаемая кромка будет направляться под большим углом вниз (кромкокрошитель и кромкомоталки устанавливают поэтому ниже уровня ножниц) (рис. 3.7, б).

Для обрезки кромок применяют двухпарные дисковые ножницы, а для роспуска широкой полосы – многопарные.

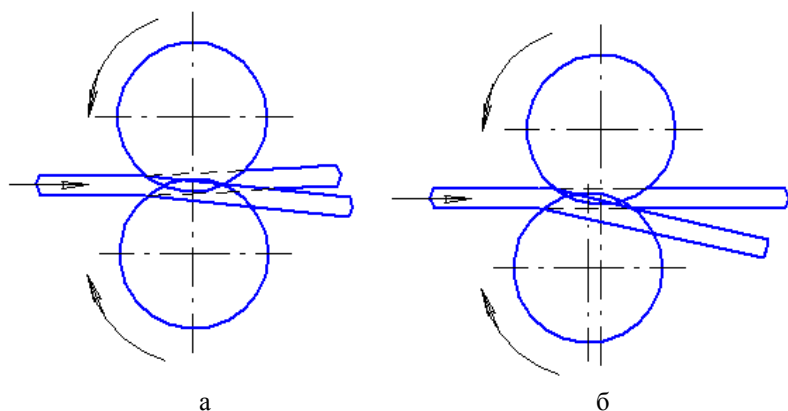


Рис. 3.7. Схема обрезки кромок на дисковых ножницах:
а – ножи установлены в одной вертикальной плоскости;
б – верхний нож смещён в направлении движения полосы

Определение усилия резания на дисковых ножницах

Дуги BC и AC заменим соответствующими хордами; в таком случае процесс резания дисковыми ножами будет аналогичен процессу резания наклонными ножами (рис. 3.8).

При некотором перекрытии ножей Δ скалывание (отрыв) в сечении ED будет происходить при величине коэффициента относительного

надреза сечения $\varepsilon_H = 2 \frac{z/2}{h} = \frac{z}{h}$; площадь среза (сдвига) равна трапеции $ABED$:

$$F = \frac{h+h(1-\varepsilon_H)}{2} \frac{h\varepsilon_H}{2tg\alpha} = \frac{2-\varepsilon_H}{4tg\alpha} \varepsilon_H h^2.$$

По аналогии с формулой гильотинных ножниц усилие резания дисковыми ножницами с одной парой ножей можно определить по формуле

$$P_{max} = k_1 k_2 k_3 \sigma_s F = k_1 k_2 k_3 \sigma_s \frac{2-\varepsilon_H}{4tg\alpha} \cdot \varepsilon_H h^2.$$

Значения коэффициентов k_1, k_2, k_3 такие же, что и для случая резания на гильотинных ножницах; значения ε_H зависят от пластических свойств металла и приведены в табл. 3.1 (см. п. 3.1.1).

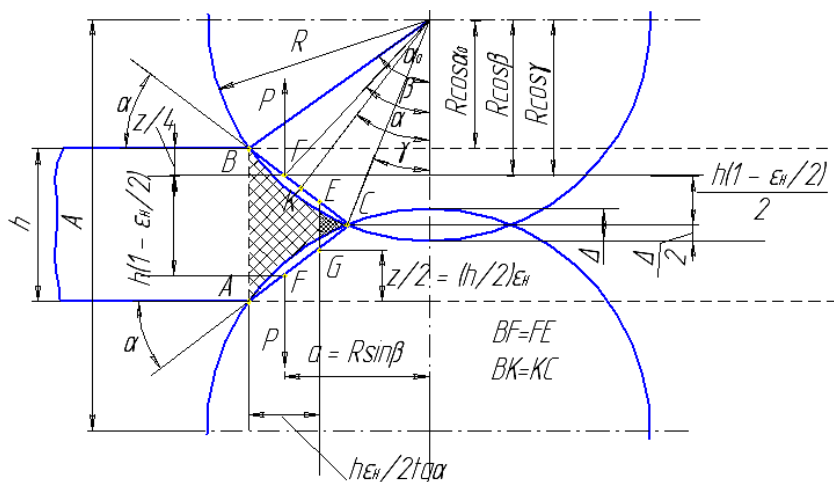


Рис. 3.8. К определению усилия резания

Из сравнения формул следует, что при всех равных величинах площадь и усилие резания на дисковых ножницах в два раза меньше, чем на гильотинных (в знаменателе $4tg\alpha$ вместо $2tg\alpha$).

Определим теперь угол наклона хорд BC и AC и угол захвата металла дисками.

Из рис. 3.8 видно, что

а) угол перекрытия дисковых ножей γ

$$\cos \gamma = \frac{R - \Delta/2}{R} = 1 - \frac{\Delta}{2R}; \quad \gamma \approx \sqrt{\Delta/R};$$

б) межцентровое расстояние между дисками

$$A = 2R - \Delta = 2(R \cos \alpha_0) + h,$$

откуда угол захвата α_0

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{h+\Delta}{2R}; \quad \alpha_0 \approx \sqrt{(h+\Delta)/R};$$

в) угол наклона хорд BC и AC α

$$\alpha = \gamma + \frac{\alpha_0 - \gamma}{2} = \frac{\alpha_0 + \gamma}{2};$$

г) угол приложения силы P (β).

Так как при резании с перекрытием ножей

$$A = 2R - \Delta = 2(R \cos \beta) + FG = 2R \cos \beta + h(1 - \varepsilon_n/2),$$

то получим

$$\cos \beta = 1 - \frac{h(1 - \frac{\varepsilon_n}{2}) + \Delta}{2R};$$

$$\beta \approx \sqrt{\frac{h\left(1 - \frac{\varepsilon_n}{2}\right) + \Delta}{R}}.$$

При резании без перекрытия ножей $\Delta = 0$; $\gamma = 0$; $\alpha = \frac{\alpha_0}{2}$.

Зависимость диаметра дисков от толщины разрезаемой полосы

$$2R = D = \frac{h+\Delta}{1-\cos \alpha_0} \approx \frac{2}{\alpha_0^2} (h + \Delta).$$

Дисковые ножницы предназначены для резания полос определённого диапазона по толщине от $h_{\min}$ до $h_{\max}$. Для полос максимальной толщины перекрытие ножей может быть принято равным нулю. Кроме того, обычно угол захвата металла дисками равен $8 - 12^\circ$, поэтому согласно предыдущей формуле на практике принимают, что $D = (50 - 100)h$.

Момент резания, необходимый для вращения двух дисков (см. рис. 3.8)

$$M_{рез} = 2Pa,$$

где $a = R \sin \beta$ – плечо приложения силы P .

Момент трения в подшипниках приводных валов для одной пары дисков

$$M_{тр} = P\mu d_{п},$$

где μ и d_n – коэффициент трения и диаметр трения в подшипниках опор приводных валов.

Мощность электродвигателя для привода п дисков

$$N = kn(M_{\text{рез}} + M_{\text{тр}}) \frac{\omega_n}{\eta},$$

где $k = 1,1 - 1,2$ – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение о разрезаемый металл;

$\eta = 0,85 - 0,95$ – КПД привода ножниц (редуктора, шестерённой клетки, муфт).

3.1.4. Летучие ножницы

Предназначены для резки металла на ходу («на лету») при его движении с большой скоростью. Во многих случаях работоспособность этих ножниц определяет производительность прокатного стана.

3.1.4.1. Барабанные летучие ножницы

Барабанные летучие ножницы широко применяют для горячей резки широких полос толщиной до 40 мм, холодной резки полос толщиной до 3 мм и горячей резки мелких сортовых профилей.

Принцип работы этих ножниц состоит в следующем. На двух барабанах по их образующей радиально закреплены ножи (по одному или несколько на каждом барабане) (рис. 3.9). Полоса непрерывно подаётся к ножницам подающими роликами или последней клетью стана с постоянной скоростью. При встрече ножей происходит резание полосы. Скорость резания до 30 м/с и более.

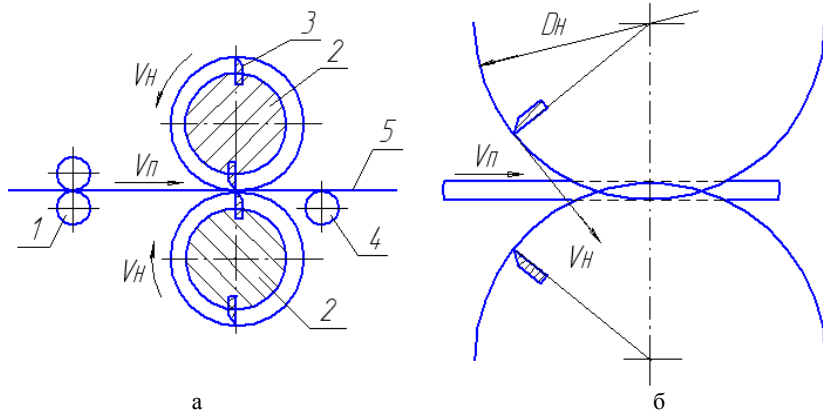


Рис. 3.9. Схема барабанных летучих ножниц (а) и схема резания полосы (б): 1 – подающие ролики; 2 – барабаны с ножами; 3 – нож; 4 – ролики рольганга

При резании металла барабанные летучие ножницы могут работать по двум основным режимам:

- 1) периодических запусков и остановок;
- 2) непрерывного вращения барабанов.

Режим периодических запусков и остановок применяют в двух случаях:

- 1) при обрезке переднего конца полосы;
- 2) при резке полосы на длинные куски, направляемые на холодильник.

При непрерывном режиме полоса поступает к ножницам с постоянной скоростью V_n , а резание происходит периодически через каждые t секунд, поэтому длина отрезаемых листов

$$L = V_n t. \quad (3.1)$$

Введём следующие обозначения:

k – коэффициент пропуска реза, характеризует число оборотов барабана за время между двумя последовательными резами. Например, если рез происходит за каждый оборот, то $k = 1$, если рез происходит за каждые два оборота, то $k = 2$;

ω_n – угловая скорость барабана за время между двумя последовательными резами; если барабаны имеют различные диаметры, то ω_n – угловая скорость барабана меньшего диаметра.

Очевидно, что за время между двумя резами нож барабана совершит путь, равный $L = \pi D_n k$ при окружной скорости $V_n = \omega_n D_n / 2$.

Промежуток времени между двумя резами составит

$$t = \frac{L_n}{V_n} = \frac{\pi D_n k}{V_n}.$$

Поэтому формула (3.1) получит следующий вид:

$$L = \left(\frac{V_n}{V_n} \right) \pi D_n k = 2\pi V_n \frac{k}{\omega_n}. \quad (3.2)$$

Таким образом, при постоянной скорости полосы длина отрезаемого листа L зависит от коэффициента пропуска реза k и от угловой скорости ножа приводного барабана ω_n .

Величину k можно менять двумя способами:

- 1) установкой различного числа ножей на барабанах;
- 2) применением барабанов различного диаметра (рис. 3.10).

Если изменять только величину k , то можно получать различные, но вполне определённые длины отрезаемых полос с большим интервалом размеров этих длин. Однако на практике часто требуются длины с мень-

шими интервалами (5 – 10 мм). Поэтому согласно формуле (3.2) требуемые различные промежуточные длины можно получить только предварительным подбором отношения скоростей $\left(\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{н}}}\right)$:

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{н}}} = 0,5 - 1,0 \text{ или } V_{\text{н}} = (1 - 2) V_{\text{п}},$$

т. е. ножницы работают с большим опережением. Синхронизация скоростей ножей и полосы может быть механическая или электрическая.

В последнее время в новых конструкциях ножниц закладывают $V_{\text{н}} = 1,5 V_{\text{п}}$; кроме того, применяют режим $V_{\text{н}} = 0,75 V_{\text{п}}$, т.е. работают с подпором.

Ножницы используются как с параллельными ножами, так и с наклонным ножом, а также шевронные. Усилие резания может быть определено по тем же формулам, что и для дисковых ножниц.

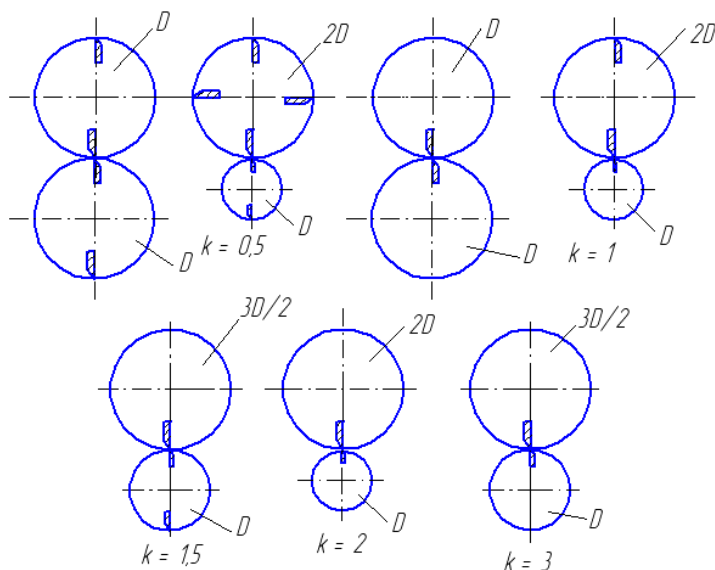


Рис. 3.10. Схема установки ножей на барабанах

Суммарный момент резания на ведущем валу барабана

$$M_{\text{рез}} = Pa \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right),$$

где a – плечо приложения силы P ;

R_1 и R_2 – соответственно радиусы верхнего и нижнего барабанов.

Статический момент (без учёта динамики) резания на валу нижнего (приводного барабана)

$$M_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{рез}}}{\eta} = \frac{Pa(1 + \frac{R_1}{R_2})}{\eta},$$

где η – коэффициент, учитывающий потери в зубчатом зацеплении шестерён привода барабанов и в подшипниках валов барабанов.

Момент на валу двигателя

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ст}}}{u},$$

где u – передаточное отношение привода.

Требуемая мощность электродвигателя

$$N = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}.$$

Распорное усилие между ножами $T \approx 0,2P$. Это усилие при подсчёте момента резания можно не учитывать, т.к. силы T направлены противоположно, но их надо учитывать при определении результирующего усилия на опорах барабана.

Недостатки барабанных ножниц:

1. Траектории движения режущих кромок – окружности, поэтому плоскость резания не вертикальна.
2. Резание полосы осуществляется, как правило, параллельными ножами, т.е. одновременно по всей ширине полосы, что вызывает большие усилия резания и большие динамические нагрузки привода.

3.1.4.2. Кривошипно-шатунные летучие ножницы

Недостатком барабанных ножниц является то, что плоскость резания не вертикальна. Для получения вертикального реза необходимо, чтобы в период резания ножи сближаясь, оставались параллельными друг другу и составляли угол 90° с движущейся полосой.

Этим требованиям отвечают кривошипно-шатунные летучие ножницы (рис. 3.11), ножи которых движутся по сложной эллиптической траектории, а на участках резания эта траектория почти совпадает с горизонтальным движением полосы.

В момент резания ножи двигаются параллельно друг другу. Недостатком этих ножниц является их большая инерционность, поэтому их используют при скоростях движения до 2м/с. Такие ножницы имеют ступенчатое регулирование скорости и длины полосы.

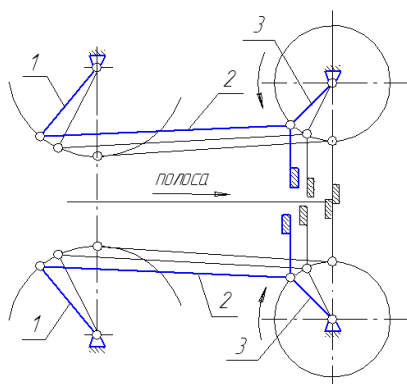


Рис. 3.11. Схема резки на кривошипно-шатунных летучих ножницах:
1 — коромысло; 2 — шатун; 3 — кривошип

3.1.4.3. Маятниковые летучие ножницы

Маятниковые летучие ножницы применяют для отрезки переднего конца горячей заготовки на непрерывных заготовочных и сортовых станах, а также машинах непрерывного литья заготовок. Они имеют относительно простую конструкцию и надёжны в работе (рис. 3.12). Эти ножницы вследствие большой инерционности движущихся масс весьма тихоходны и их применяют только при скорости движения заготовки до 2 м/с.

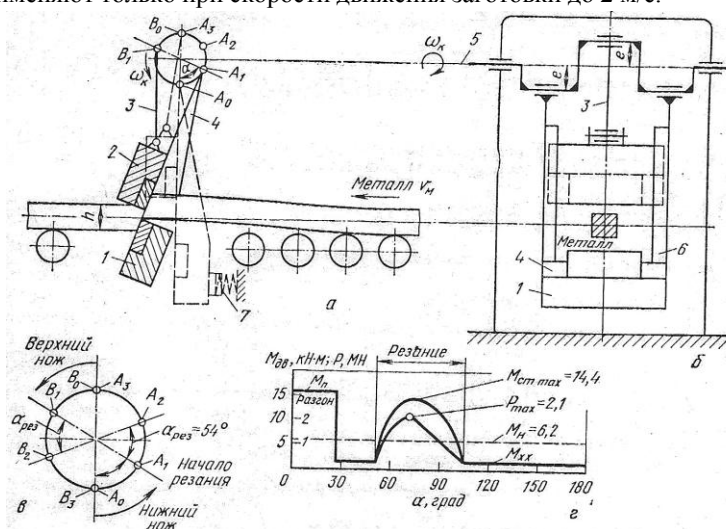


Рис 3.12. Схема тихоходных маятниковых летучих ножниц:
а — схема резания; б — схема ножниц; в — круговая диаграмма;
г — нагрузочная диаграмма

Приводной вал 5 имеет три эксцентрика (на схеме показаны в виде коленчатого вала). На двух крайних эксцентриках свободно на подшипниках подвешены два суппорта, жёстко соединённые внизу траверсой 1. Таким образом, эти два суппорта представляют собой один маятник, свободно подвешенный на два боковых эксцентрика.

На нижней траверсе маятника закреплён нижний нож. На средний эксцентрик подвешен шатун 3, шарнирно соединённый с верхним суппортом 2, который может перемещаться только по боковым направляющим нижнего суппорта 4.

Так как два крайних эксцентрика смещены относительно среднего на 180° , то при повороте приводного вала на 180° верхний суппорт пойдёт вниз и нож опустится на 200 мм, а нижний суппорт будет перемещаться вверх и его нож поднимется на 200 мм из крайнего нижнего положения. При таком встречном движении ножей произойдёт резание заготовки, находящейся между ними.

Так как заготовка движется по рольгангу непрерывно, то при захвате (резание) металла ножами маятник, свободно подвешенный на боковых эксцентриках, будет отклоняться движущейся заготовкой влево; вместе с ним будет отклоняться влево также и верхний суппорт. Для того чтобы торец заготовки после резания был не слишком косой, отклонения маятника должно быть в пределах $15 - 25^\circ$. Для облегчения и ускорения возврата маятника в исходное (вертикальное) положение, ограничиваемое амортизатором 7, предусмотрено специальное пружинное устройство (на схеме не показано).

3.2. Машины для правки металла

Готовый прокат должен иметь правильную форму по длине, ширине и поперечному сечению. Для устранения дефектов (непрямолинейности, неплоскостности, т.е. волнистости, коробоватости, скрученности сечения, серповидности) применяют правку различными способами. Для правки металла используют различные правильные машины, которые можно классифицировать следующим образом (рис. 3.13).

Причины искривления:

- неправильная настройка валков и привалковой арматуры;
- неудовлетворительная работа холодильников, ножниц, пил, упоров, прижимов, ножей и т.д.;
- некачественная укладка прутков в карманы после резки;
- неравномерное охлаждение проката.

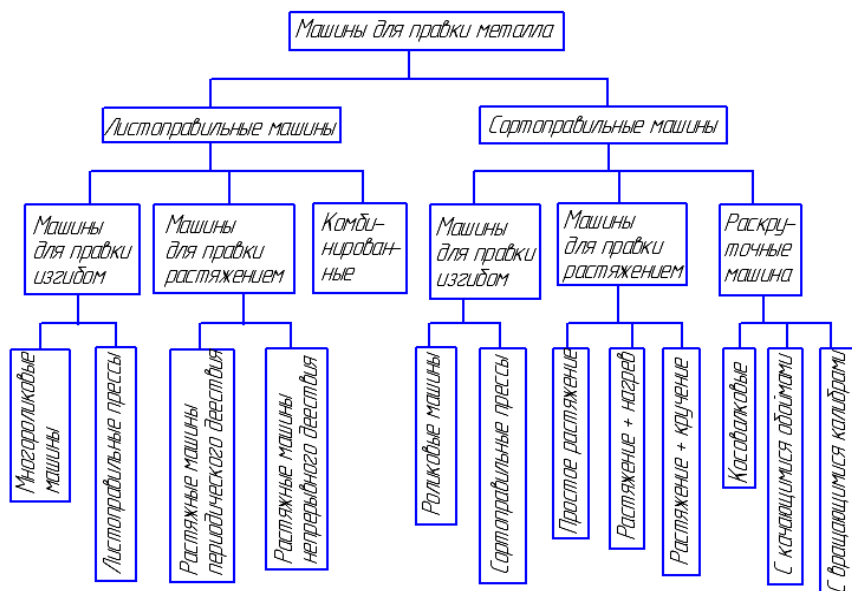


Рис. 3.13. Классификация правильных машин

Требования по кривизне на 1 м:

Сталь круглая (горячекатаная) Ø 5-250 мм ГОСТ 2590;

Сталь квадратная 6 – 250 мм ГОСТ 2591 – 5 мм/м.

Балки двутавровые № 17 – 70 ГОСТ 8239 – 2 мм/м.

Рельсы 38 – 75 ГОСТ 8160 – 0,5 мм/м.

3.2.1. Листопрямительные машины

3.2.1.1. Многороликовые машины

Эти машины имеют большую производительность, применяют для правки листов толщиной до 50 мм и шириной до 5000 мм.

Расстояние между рядами роликов, расположенных в шахматном порядке, регулируется и устанавливается меньше толщины листа для обеспечения многократных чередующихся знакопеременных изгибов.

Листопрямительные машины (рис. 3.14) могут быть с параллельным (а) и наклонным (б) расположением роликов.

Первая схема применяется для горячей правки толстых листов. На машинах второго типа правят тонкие листы в холодном состоянии.

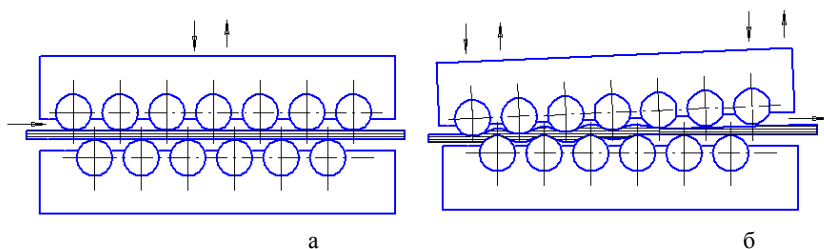


Рис. 3.14. Схема листопрямляющих машин с параллельным (а) и наклонным (б) расположением роликов

Для снижения нагрузки на опоры роликов прямильных машин часто устанавливают опорные ролики (рис 3.15).

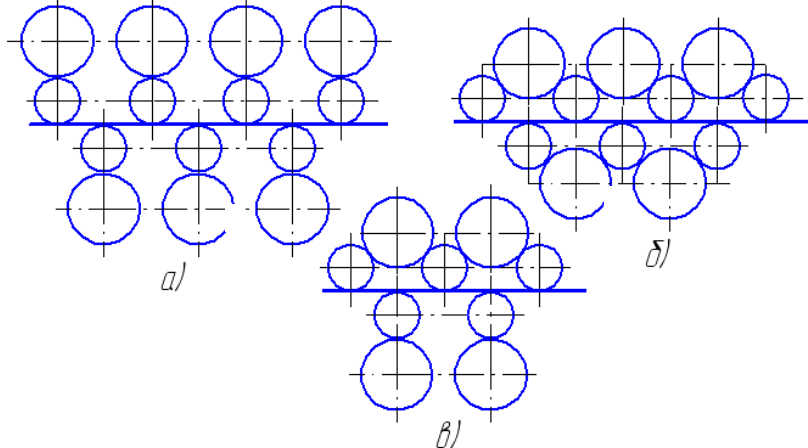


Рис. 3.15. Схема установки опорных роликов

Опорные ролики устанавливают попарно, в шахматном порядке или смешанно.

Попарное расположение (рис 3.15, а) обычно применяют в машинах горячей правки. При этом окалина не скапливается между опорными и рабочими роликами, а попадает в специальный короб.

Шахматное расположение (рис 3.15, б) обеспечивает высокую жесткость машины и качество правки. Обычно применяют для правки холодных листов без окалины (после травления).

Смешанное расположение (рис 3.15, в) опорных роликов применяют при правке холодных листов с окалиной. В этом случае резко увеличивается жесткость машины и в то же время хорошо удаляется окалина.

Основными параметрами машины являются:

- диаметр роликов D ;
- шаг роликов t ;
- количество роликов n ;
- толщина выправляемой полосы h ;
- длина бочки роликов L .

Диаметр и шаг роликов обуславливают качество правки и усилие на ролики. Слишком большой шаг и диаметр роликов не обеспечивают требуемой точности правки, а при их уменьшении увеличивается давление на ролики и усложняется конструкция машины. Обычно принимают $t = 1,1D$.

Точность правки зависит от числа роликов, чем больше роликов, тем лучше качество правки. Обычно для листов толщиной более 4 мм принимают 9 – 11 роликов, при меньшей толщине – 13 – 17 (до 19 – 20 роликов для особо качественной правки). Скорость правки выбирают в зависимости от производительности машины и толщины листов по практическим данным.

Для листов $h = 0,5 – 4$ мм $V = 0,5 – 0,6$ м/с.

Для листов $h = 4–30$ мм: при холодной правке $V = 0,1 – 0,5$ м/с;
при горячей правке $V = 0,3 – 1$ м/с.

Ролики правильных машин обычно изготавливают из сталей 9Х, ШХ15, 12ХН2А, а также из углеродистых сталей.

Процесс правки на роликовых машинах основан на упругопластическом изгибе полосы, движущейся между роликами, расположенными в шахматном порядке.

Для того чтобы выправить участок полосы с одинаковой кривизной (рис. 3.16), надо дать ему такую обратную кривизну, чтобы после снятия нагрузки в результате упругой деформации полоса получила прямолинейную форму. Но т.к. полоса по своей длине может иметь различную кривизну и противоположного знака, то ей придают несколько знакопеременных изгибов. Правильную машину обычно настраивают так, что наибольшая деформация полосы осуществляется только несколькими первыми роликами, а остальные ролики деформируют полосу с убывающей интенсивностью. В результате деформации первыми роликами полоса приобретает одинаковую кривизну одного знака, которая затем выправляется другими роликами.

Обычно наибольшую деформацию сообщает полосе второй ролик, т.к. первый и последний ролики полосу не изгибают, и степень деформации уменьшается по линейному закону.

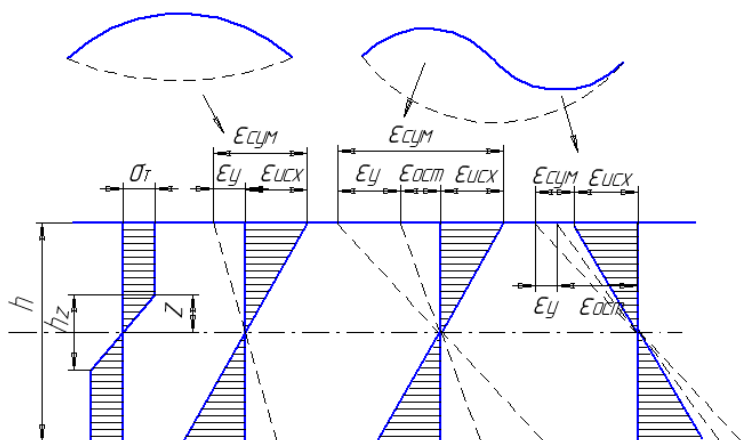


Рис. 3.16. Схема напряжений и деформаций при правке полосы знакопеременным изгибом

3.2.1.2. Определение усилия на ролики правильной машины

Рассмотрим схему правки полосы роликами. Изгиб полосы уменьшается от второго ролика к предпоследнему (рис. 3.17).

Составим уравнение моментов для каждого сечения с учётом знаков эпор.

Сечение II-II: $M_2 = F_1 \frac{t}{2}; F_1 = M_2 \frac{2}{t}.$

Сечение III-III: $-M_3 = F_1 t - F_2 \frac{t}{2}; F_2 = \frac{2}{t} (M_3 + 2M_2).$

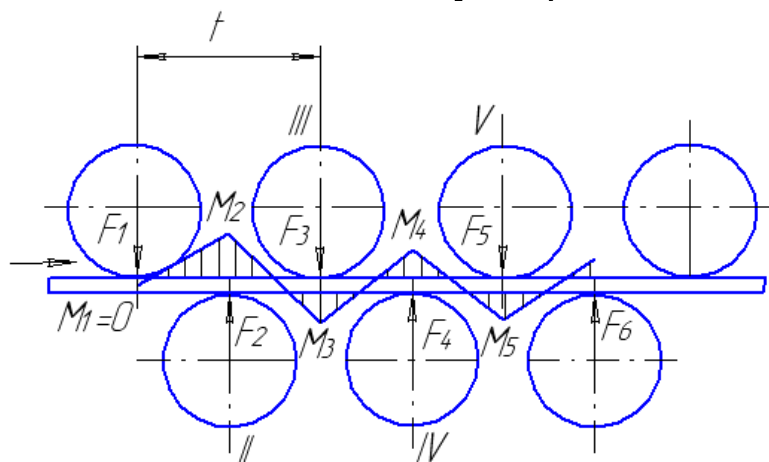


Рис. 3.17. К определению усилий на ролики и моментов изгиба полосы

Сечение IV-IV: $M_4 = F_1 \frac{3}{2}t - F_2t + F_3 \frac{t}{2}$;

$$F_3 = \frac{2}{t}(M_4 + 2M_3 + M_2).$$

Сечение V-V: $-M_5 = F_1 2t - F_2 \frac{3}{2}t + F_3t - F_4 \frac{t}{2}$;

$$F_4 = \frac{2}{t}(M_5 + 2M_4 + M_3).$$

$$F_5 = \frac{2}{t}(M_6 + 2M_5 + M_4).$$

$$F_i = \frac{2}{t}(M_{i+1} + 2M_i + M_{i-1}).$$

$$F_n = \frac{2}{t}(0 + 0 + M_{i-1}).$$

$$F = \sum_{i=1}^n F_i = \frac{8}{t}(M_2 + M_3 + M_4 + \dots + M_{n-1}). \quad (3.3)$$

Для листопрямильных машин с большим числом роликов ($n > 11$) с достаточной точностью можно принимать, что:

1. Под первыми тремя роликами (2, 3, 4) всё сечение при правке деформируется пластически, и моменты M_2, M_3, M_4 определяются по формуле $M_{\Pi} = \sigma_{\tau} \frac{bh^2}{4}$.

2. Под последними тремя роликами всё сечение полосы деформируется только упруго, и моменты $M_{n-3}, M_{n-2}, M_{n-1}$ определяется по формуле $M_y = \sigma_{\tau} \frac{bh^2}{6}$.

3. Под остальными ($n = 8$) роликами – упругопластический и изгибающий момент определяется по формуле

$$M_{y\Pi} = \sigma_{\tau} \frac{bh^2}{6} \left[1 + k_{\Pi} \left(1 - \frac{k_{\Pi}}{2} \right) \right],$$

где k_{Π} – коэффициент проникновения пластической деформации (см. рис. 3.16);

$$k_{\Pi} = \frac{\frac{h}{2}z}{\frac{h}{2}} = 1 - \frac{2z}{h} = 1 - \frac{h_z}{h}.$$

Принимаем значение момента при упругопластическом изгибе среднее между пластическим и упругим моментами. Подставляя эти значения моментов в основную формулу (3.3), получим

$$F = \frac{5}{3} n - 2 \sigma_{\tau} \frac{bh^2}{t}.$$

Давление на верхние и нижние ролики распределяется равномерно, поэтому $F_{\text{верхн}} = F_{\text{нижн}} = \frac{F}{2}$.

Установлено, что максимальное усилие испытывает третий ролик

$$F_3 = \frac{8}{t} M_{\Pi} = 2\sigma_{\tau} \frac{bh^2}{t}.$$

3.2.1.3. Растяжные листопрямильные машины периодического действия

Их применяют для правки листов из углеродистых, легированных, цветных сталей и сплавов, которые трудно править на роликовых машинах. Чаще эти машины используют для правки тонких листов, а иногда и для листов толщиной 15-20 мм и выше. Сущность способа: выправляемый лист зажимается губками зажимного механизма и растягивается.

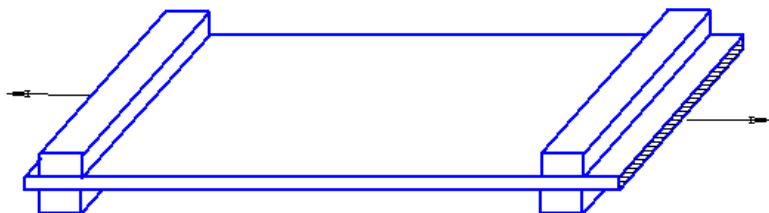


Рис.3.18. Схема растяжной листопрямильной машины периодического действия

При этом в материале листа необходимо создать напряжение, равное пределу текучести

$$P = \sigma_{\tau} F = \sigma_{\tau} bh.$$

Удлинение при правке составляет 1-3%.

Для правки растяжением используют гидравлические растяжные машины различных конструкций. Зажимные устройства – клинового типа.

Достоинства растяжной листопрямильной машины периодического действия:

- 1) отсутствие поверхностных дефектов на листах (царапин от роликов, вмятин и т.д.);
- 2) высокое качество правки.

Недостатки:

- 1) низкая производительность;
- 2) повреждение концов металла в местах зажима;
- 3) концентрация напряжений в местах зажима губками, высокая вероятность обрыва концов.

3.2.1.4. Растяжные машины непрерывного действия

В таких машинах резко возрастает производительность, уменьшается обрызг (рис. 3.19).

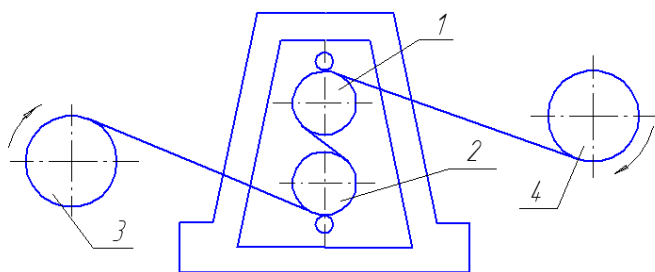


Рис. 3.19. Схема растяжной листоправильной машины непрерывного действия:
1, 2 – натяжные ролики; 3 – разматыватель; 4 – моталка

Существуют машины, сочетающие достоинства правки растяжением и изгибом (рис. 3.20).

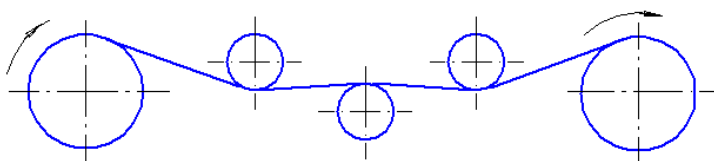


Рис. 3.20. Схема растяжной листоправильной машины непрерывного действия, сочетающая изгиб с растяжением

3.2.2. Сортоправильные машины

Роликовые сортоправильные машины делятся на группы:

1) Одноплоскостные – исправляют продольную кривизну при помощи роликов, вращающихся только в одной, как правило вертикальной, плоскости (рис. 3.21).

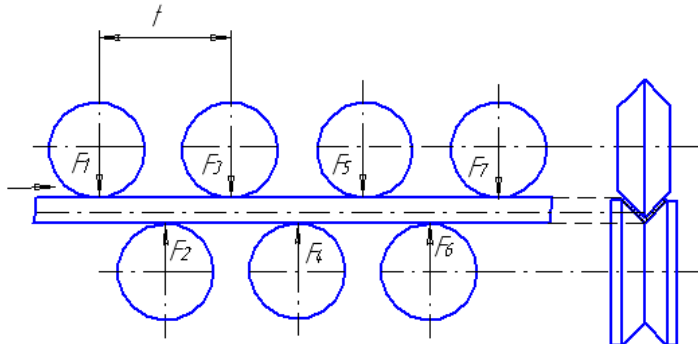


Рис. 3.21. Схема роликовой одноплоскостной сортоправильной машины

2) Двухплоскостные – исправляют кривизну в двух плоскостях. Такие машины имеют две группы роликов – для правки в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Качество правки в таких машинах значительно выше.

3) Многоплоскостные машины – изгиб изделий на таких машинах производится во многих плоскостях перпендикулярно поперечному сечению полосы. К таким машинам относятся:

- косовалковые;
- косовалковые с вращающимися калибрами;
- роликовые с качающимися обоймами.

При правке сортового проката круглой формы поперечного сечения с двумя группами роликов, вращающихся в разных плоскостях, могут быть заменены более простыми и компактными *косовалковыми машинами* (рис. 3.22).

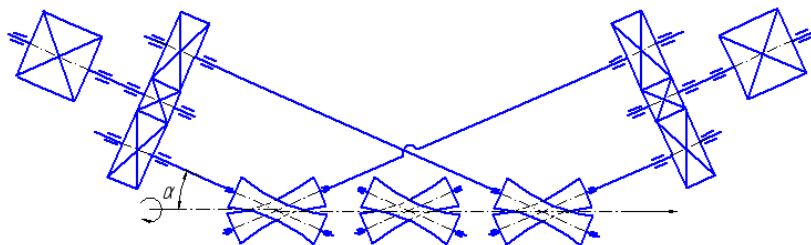


Рис. 3.22. Схема правильной машины с косорасположенными гиперболоидными роликами

Основными рабочими органами этих машин являются вращающиеся рабочие валки, установленные под некоторым углом один относительно другого. При правке на этих машинах металл, кроме поступательного, совершает также вращательное движение. Благодаря этому перегибы металла между роликами непрерывно изменяют своё направление, в результате чего достигается более точная правка по длине (прямолинейность) и по сечению.

3.3. Моталки и разматыватели

Моталки применяют для сматывания прокатанного металла в рулоны (полоса, лента, штрипс) и бунты (катанка, мелкий сорт). По назначению и конструкции моталки делят на 4 группы:

- 1) роликобарабанные моталки для горячей полосы;
- 2) барабанные моталки для холодной полосы;
- 3) свертывающие машины для горячего штрипса;
- 4) моталки для смотки катанки и мелкого сорта.

3.3.1. Роликовые барабанные моталки для горячей полосы

Моталки являются весьма ответственными машинами непрерывного широкополосного стана. От их работы зависит успешная эксплуатация всего стана и качество готовой полосы. Скорость прокатки до 25 м/с, масса рулона 30-50 т.

Конструкция моталок должна обеспечить следующие технологические и эксплуатационные требования:

- 1) Рулон должен быть плотным без телескопических витков.
- 2) Сматывание полосы на барабан моталки в плотный рулон можно осуществить двумя способами:

- барабаном моталки, создающим натяжение (без прижима к полосе деформирующих роликов);
- формирующими роликами, плотно прижатыми к полосе на барабане моталки, но без натяжения полосы барабаном моталки.

Первый способ обычно применяют для сматывания тонкой (1-4мм) полосы.

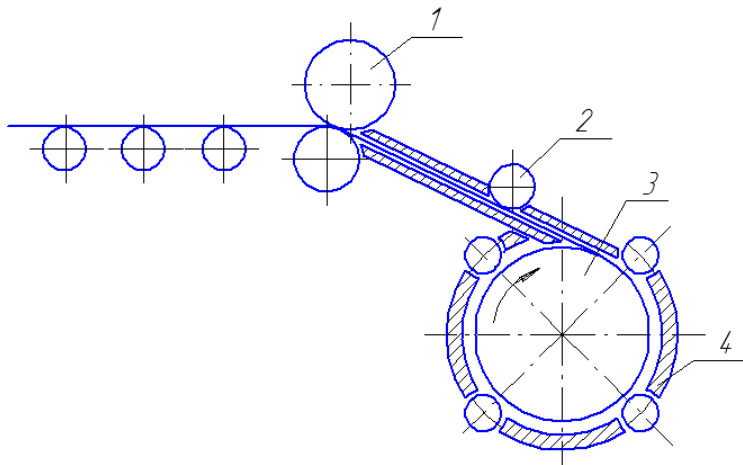


Рис. 3.23. Схема роликовой барабанной моталки для горячей полосы:

1 – подающие ролики; 2 – формирующие ролики; 3 – барабан; 4 – проводки

После образования первых 2-3 витков формирующие ролики отводятся от рулона, и дальше полоса сматывается с натяжением барабаном моталки. Верхние тянущие ролики при этом работают в генераторном (тормозном) режиме или имеют зазор.

Сматывание толстой полосы (>4 мм) можно осуществить по этому способу, но требуется большая мощность привода. Обычно толстые полосы сматывают следующим образом. После захвата переднего конца полосы барабаном моталки прижимные ролики остаются прижатыми к

полосе в процессе всего времени сматывания. Такие моталки оснащают 2-3 парами прижимных роликов жесткой конструкции.

На непрерывных широкополосных станах горячей прокатки обычно устанавливают моталки двух типов:

- 1) для тонких полос;
- 2) для толстых полос.

Вторые моталки удалены от первых на 30 – 50 м для охлаждения более толстой полосы.

3.3.2. Барабанные моталки для сматывания холодной полосы

Барабанные моталки для сматывания холодной полосы применяют для сматывания в рулоны холоднокатаных полос и лент (рис. 3.24.).

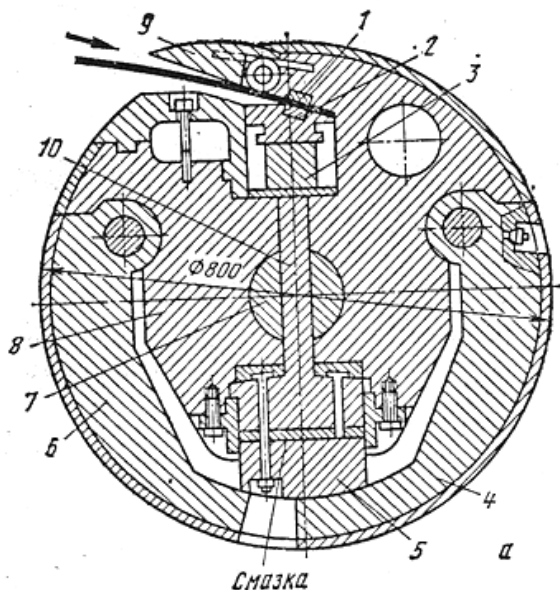


Рис. 3.24. Схема барабанной моталки для холодной полосы

Зажим переднего конца полосы губками 1 и 2 и разжатие сегментов 6 и 4 осуществляются одним пружинно-гидравлическим устройством, воздействующим на шток 7 и ползунок 10, последний перемещает верхний клин 3 и зажимает полосу губками; в то же время происходит раздвижение сегментов 4 и 6 клином 5. При обратном ходе штока с ползуном зажим полосы освобождается, и сегменты сближаются (перед съемом рулона с барабана моталки 8). Козырек 9 предназначен для облегче-

ния ввода переднего конца полосы в губки и закрытия щели при наматывании полосы на барабан моталки.

Моталки одновременно сообщают полосе натяжение, что необходимо для устойчивого процесса прокатки, получения плотного бунта, снижения давления металла на валки.

Известно несколько схем расположения моталки:

1) Реверсивные одноклетевые станы. Моталки устанавливаются по обе стороны стана.

2) Непрерывные станы. На этих станах имеется по одной передней моталке (рис. 3.25).

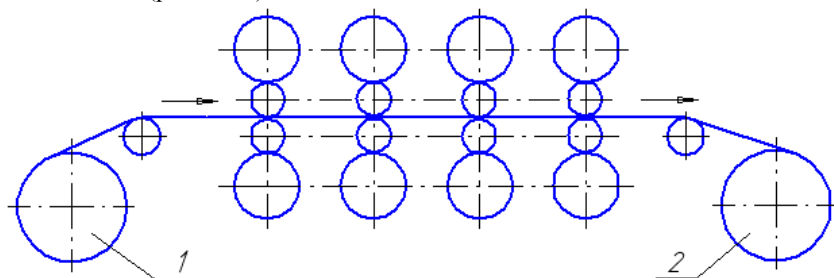


Рис. 3.25. Схема установки моталки на непрерывном стане:

1 – разматыватель; 2 – моталка

3.3.3. Свертывающие машины

Для сматывания узкой горячей полосы, движущейся с большой скоростью, применяются свертывающие машины (рис. 3.26). Они не сматывают, а свертывают полосу. Они просты по конструкции и в эксплуатации. Ширина полос до 400 мм, масса рулона до 4 т, скорость сматывания до 20 м/с.

Машина состоит из двух сегментов 2, установленных на концах приводных роликов 1. В верхней части сегменты под действием контргрузов прижимаются друг к другу холостыми роликами.

Полоса подается по желобу 5 и с помощью гибочных роликов 4 направляется внутрь машины. Для получения плотного рулона в моталке предусмотрена рычажно-грузовая система, которая с увеличением диаметра рулона обеспечивает прижатие к нему боковых сегментов. По окончании сматывания рулон скобой извлекают из машины.

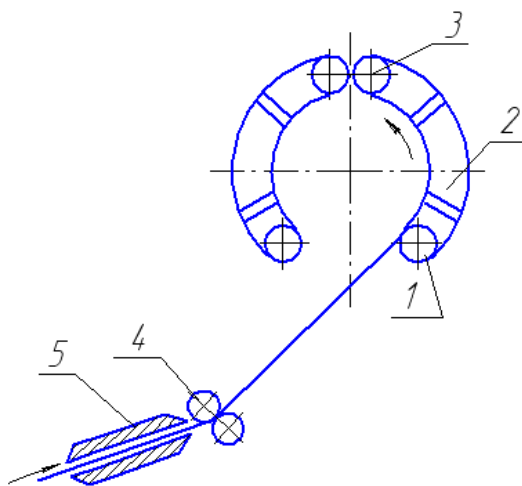


Рис. 3.26. Схема свертывающей машины:
1 – приводные ролики; 2 – боковые сегменты; 3 – холостые ролики;
4 – подающие гибочные ролики; 5 – подающий желоб

3.3.4. Разматыватели

Предназначены для установки и закрепления прокатываемого рулона, его центровки, создания заднего натяжения полосы при прокатке. Разматыватели оснащаются специальными устройствами для отгибания переднего конца полосы.

Двухконусные разматыватели применяют при натяжении полосы не более 30 кН (рис. 3.27).

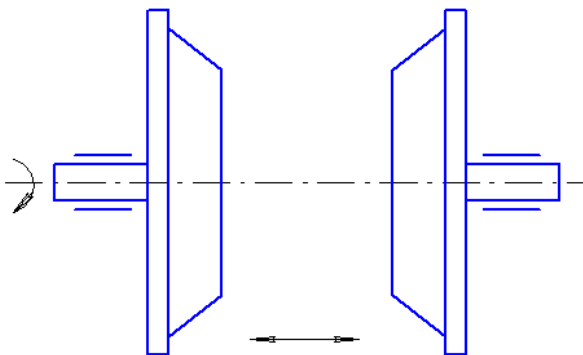


Рис. 3.27. Схема двухконусного разматывателя

Консольные разматыватели позволяют надвигать рулон большей массы до 40 – 50т. В этом случае барабаны имеют клиновые механизмы раздвижения сегментов (рис 3.28).

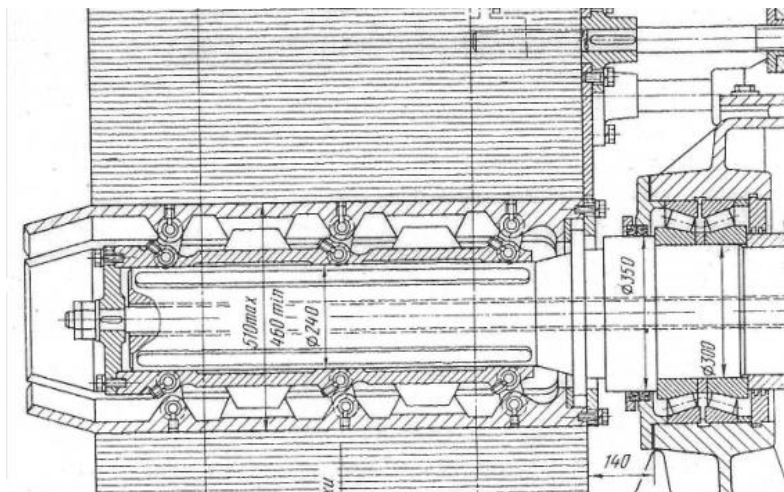


Рис. 3.28. Схема консольного разматывателя

Расчет мощности двигателя моталки

При сматывании полосы в рулон материал полосы испытывает по всей ширине напряжения, близкие к пределу текучести, т.е. получает пластический изгиб, момент которого определяется как

$$M_{\Pi} = \sigma_T W_{\Pi} = \sigma_T \frac{bh^2}{4},$$

где σ_T – предел текучести;

W_{Π} – пластический момент сопротивления сечения.

Так как момент изгиба полосы действует в плоскости, перпендикулярной оси барабана моталки, его можно переносить в пределах этой плоскости и считать, что он приложен к валу барабана.

Сматывание происходит с постоянным натяжением, поэтому необходимо учесть момент, возникающий от усилия натяжения T :

$$M_{нат} = TR = \sigma_h hbR,$$

где σ_T – удельное натяжение полосы:

при $h > 1$ мм $\sigma_h = (0,1 - 0,3) \sigma_T$;

при $h < 1$ мм $\sigma_h = (0,3 - 0,8) \sigma_T$;

R – радиус барабана моталки.

Мощность электродвигателя моталки

$$N = (M_{\text{п}} + M_{\text{нат}}) \frac{2V}{D} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где V – скорость смотки полосы;

D – диаметр барабана моталки;

η – КПД привода.

3.3.5. Проволочные и мелкосортные моталки

Предназначены для сматывания в бунты горячей катанки 6-10 мм и круглой стали 10-40 мм.

По конструкции моталки делятся на два типа: с вращающимся и неподвижным бунтом.

Моталки первого типа (рис. 3.29) применяют для сматывания катанки со скоростью до 10 м/с из-за больших и неуравновешенных масс (бунт, барабан). Преимущество их в том, что можно сматывать и мелкие квадратные профили.

В моталках второго типа (рис. 3.30) катанка подается по вращающейся трубке и витками укладывается на основание. По окончании сматывания бунт сбрасывается в приемник или одевается на крюк транспортера.

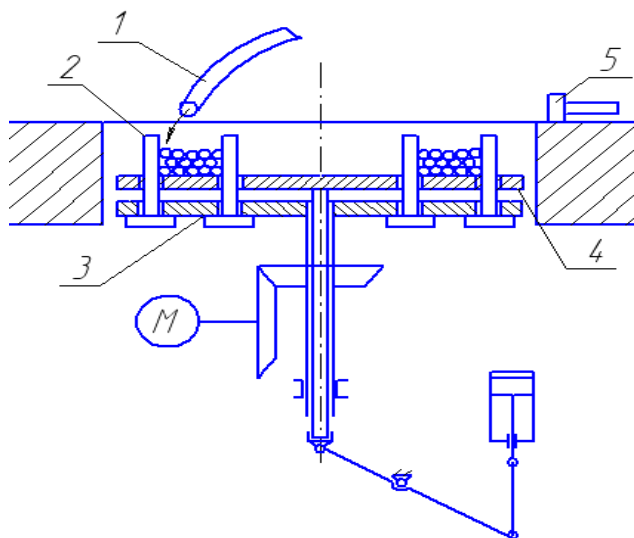


Рис. 3.29. Схема моталки с вращающимся бунтом:

1 – трубка; 2 – штифты; 3 – диск; 4 – выталкиватель; 5 – сталкиватель бунтов

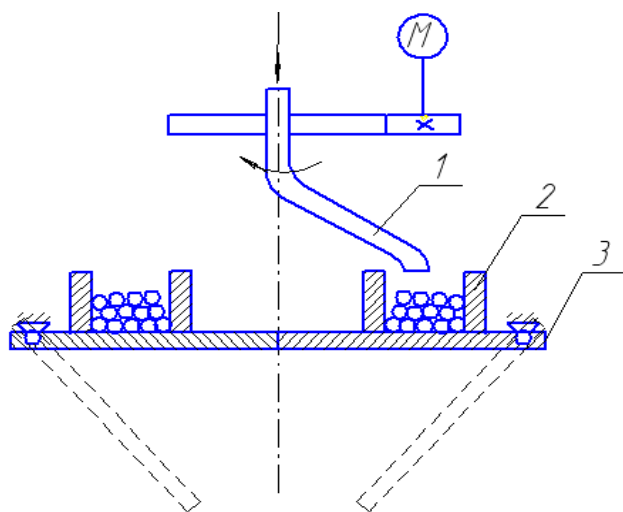


Рис. 3.30. Моталка с неподвижным бунтом:
1 – трубка; 2 – кожух; 3 – створка

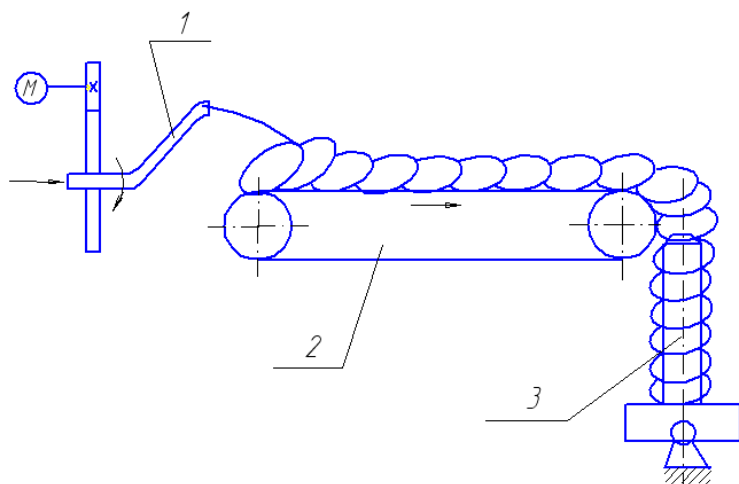


Рис. 3.31. Схема укладки витков на установках двухстадийного охлаждения:
1 – трубка; 2 – сетчатый транспортёр; 3 – виткоукладчик

Достоинства: 1) бунт не вращается, и сматывание может происходить при любой скорости до 50 м/с; 2) сбрасывание бунта осуществляется без остановки привода, благодаря чему повышается производительность.

Недостаток – скручивание полосы. Для квадратных и фасонных сечений это ведет к искажению профиля.

На современных проволочных станах катанка укладывается в бунт не сразу после прокатки, а после прохождения так называемого двухстадийного охлаждения до необходимой температуры. Для этого витки катанки с помощью специального устройства раскладываются на сетчатый транспортер и транспортируются к виткоукладчику (рис. 3.31).

Следует отметить, что при сматывании в бунт происходит скручивание проката на 360^0 (на длине πD , где D – диаметр витка) за каждый оборот приводного вала. Это скручивание не имеет существенного значения при сматывании горячей катанки круглого сечения, т.к. профиль ее при этом не изменится, а касательные напряжения в материале катанки будут незначительны. Однако в отличие от моталки с вращающимся бунтом и тангенциальной подачей металла на моталке с неподвижным бунтом нельзя сматывать простые мелкосортные профили некруглого сечения (например, овальную или квадратную катанку), т.к. при скручивании на 360^0 профиль их будет искажен.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется деформацией?
2. Чем пластическая деформация отличается от упругой?
4. Расскажите о механизме пластической деформации.
5. Какие величины характеризуют напряжённое состояние тела?
6. Что обозначают индексы у нормальных и касательных напряжений?
7. Что такое тензор напряжений и на какие составляющие он может быть разложен?
8. Что характеризуют шаровой тензор и девиатор напряжений?
9. Что такое главные нормальные напряжения?
10. Какие схемы главных нормальных напряжений вы знаете?
11. На каких площадках действуют максимальные касательные напряжения и как они определяются?
12. Какие величины характеризуют деформацию тела?
13. Записать энергетическое условие пластичности.
14. Записать условие пластичности при среднем главном напряжении, равном одному из крайних.
15. Каков физический смысл коэффициента Лоде?
16. Сформулировать условие пластичности Треска – Сен-Венана.
17. Прокатный стан. Классификация прокатных станов.
18. Оборудование главной линии прокатного стана.
19. Рабочая линия прокатки. Основные схемы.
20. Основные параметры процесса прокатки.

21. Расчет усилия прокатки.
22. Расчет момента и мощности главного привода стана.
23. Прокатная клеть. Устройство.
24. Станины прокатных клетей. Расчёт на прочность и жёсткость.
25. Расчёт прокатной клетки на опрокидывание.
26. Жёсткость прокатной клетки.
27. Особенности работы предварительно напряжённых клетей.
28. Прокатные валки. Назначение и конструкции.
29. Материал прокатных валков.
30. Расчёт прокатных валков на прочность и жёсткость.
31. Особенности расчёта валков станов кварто.
32. Подшипники прокатных валков, конструкции, типы, расчет.
33. Устройство для установки и уравнивания валков в клетки: назначение, типы, конструкции, расчет.
34. Шпиндели: назначение, типы, конструкции шпинделей, смазка, уравнивание. Расчет шпинделей с бронзовыми вкладышами.
35. Шестеренные клетки: назначение и конструкция.
36. Металлургические ножницы и процесс резания металла. Типы ножниц.
37. Определение усилий резания параллельными, наклонными и дисковыми ножами.
38. Летучие ножницы: назначение, режимы работы, регулирование длин отрезков. Типы и схемы летучих ножниц.
39. Правильные машины и прессы. Основы теории правки. Конструкции правильных машин.
40. Моталки, свертывающие машины, разматыватели. Основы расчета моталок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Смирнов В. С. Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1973. 496 с.
2. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1971. 424 с.
3. Громов Н.П. Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1978. 360 с.
4. Томсен Э., Янг К., Кабояши Ш. Механика пластических деформаций при обработке металлов. М.: Машиностроение, 1969. 503 с.
5. Теория обработки металлов давлением / И.Я. Тарновский, А.А. Поздеев, О.А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
6. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
7. Соколовский В.В. Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
8. Литовченко Н.В. Калибровка профилей и прокатных валков. М.: Металлургия, 1990.
9. Полухин П.И. и др. Технология процессов ОМД. М.: Металлургия, 1988. 407 с.
10. Целиков А.И. и др. Теория продольной прокатки. М.: Металлургия, 1980. 319 с.
11. Белан А.К. и др. Основы теории пластичности и механики разрушения: учеб. пособие. Магнитогорск, 2010. 160 с.
12. Денисов П.И., Медведев А.Г. Инженерный метод расчета режимов обжатий на широкополосном стане горячей прокатки: учеб. пособие. Магнитогорск, 1980.
13. Королев А.А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов. М.: Металлургия, 1987. 480 с.
14. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов. М.: Металлургия, 1985. 376 с.
15. Белан А.К., Моторыгин М.Е., Белан О.А. Прикладная механика устойчивости при обработке металлов давлением. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2011. 218 с.
16. Кандауров Л.Е., Белан А.К., Кандауров Е.Л. Устойчивость высоких полос прямоугольного сечения при сортовой прокатке. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2007. 139 с.
17. Салганик В.М., Румянцев М.И. Технология производства листовой стали. Магнитогорск, 2007. 319 с.
18. Анцулов В.П. Изучение, расчёт и исследование приводов прокатных станов. Магнитогорск: МГТУ, 2009. 86 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЁТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ПРОКАТКИ.....	5
1.1. Элементы теории напряжений и деформаций.....	5
1.1.1. Общее представление о механизмах упругой и пластической деформаций.....	5
1.1.2. Величины, характеризующие напряженное состояние тела.....	9
1.1.3. Величины, характеризующие деформацию тела	15
1.1.4. Условие пластичности	20
1.2. Основные закономерности процесса прокатки	24
1.2.1. Очаг деформации и его параметры	24
1.2.2. Условие захвата полосы валками.....	27
1.2.3. опережение и отставание	28
1.2.4. Определение нейтрального угла	29
1.3. Расчет режимов прокатки сортовой стали	31
1.3.1. Расчет ящичных калибров	31
1.3.2. Расчёт системы калибров «ромб – квадрат»	34
1.3.3. Расчет калибровки при прокатке круглой стали	35
1.4. Расчёт режимов обжатия на листовых станах.....	41
1.4.1. Определение допускаемого обжатия в клетки по условию захвата металла валками	42
1.4.2. Выбор толщины раската перед чистовой группой	42
1.4.3. Схемы обжатий в черновой группе клеток	43
1.4.4. Схемы обжатий и скоростной режим прокатки в чистовой группе клеток	45
1.5. Расчет энергосиловых параметров процесса прокатки	48
1.6. Определение производительности прокатных станов.....	53
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА.....	57
2.1. Рабочие клетки прокатных станов	57
2.1.1. Классификация рабочих клеток	57
2.1.2. Станины рабочих клеток.....	62
2.1.3. Валки прокатных станов	67
2.1.4. Подшипники прокатных валков.....	77
2.1.5. Механизмы и устройства для установки и уравнивания валков	81
2.1.6. Жёсткость прокатных клеток	89
2.1.7. Особенности работы предварительно напряжённых клеток (ПНК)	90
2.2. Привод рабочих клеток	93
2.2.1. Шпиндели	93
2.2.2. Шестерённые клетки	96

3. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ.....	100
3.1. Металлургические ножницы	100
3.1.1. Ножницы с параллельными ножами.....	100
3.1.2. Ножницы с наклонными ножами (гильотинные ножницы).....	104
3.1.3. Дисковые ножницы	106
3.1.4. Летучие ножницы	110
3.2. Машины для правки металла	115
3.2.1. Листоправильные машины	116
3.2.2. Сортоправильные машины	122
3.3. Моталки и разматыватели.....	123
3.3.1. Роликовые барабанные моталки для горячей полосы	124
3.3.2. Барабанные моталки для сматывания холодной полосы	125
3.3.3. Свертывающие машины	126
3.3.4. Разматыватели	127
3.3.5. Проволочные и мелкосортные моталки	129
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	131
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	133

Учебное издание

БЕЛАН Анатолий Кириллович

БЕЛАН Ольга Анатольевна

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

Учебное пособие

Редактор Н.П. Боярова

Компьютерная верстка Т.В. Леонтьевой

Подписано в печать 19.09.2014. Рег. № 17-14. Формат 60х84/16. Бумага тип. № 1.
Плоская печать. Усл.печ.л. 8,50. Тираж 50 экз. Заказ 668.



Издательский центр ФГБОУ ВПО «МГТУ»
455000, Магнитогорск, пр. Ленина, 38
Полиграфический участок ФГБОУ ВПО «МГТУ»