

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХ)
Электростальский институт (филиал)
Московского политехнического университета

Методические указания
**«Конструирование, расчёт и сертификация прокатных
станов»**

Направление подготовки

22.03.02 «Металлургия

Квалификация (степень) выпускника
Бакалавр

Форма обучения
Очная, очно-заочная, заочная

Электросталь 2021

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями ФГОС ВО по направлениям подготовки: 22.03.02 «Металлургия»

Автор: Таупек И.М.

Методические указания одобрены на заседании кафедры «Машиностроительные и металлургические технологии» 03.06.2021 протокол №10

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа №1 Паспортизация прокатного стана	4
Лабораторная работа №2 Определение напряжений в рабочих валках прокатного стана	11
Лабораторная работа № 3 Изучение основных параметров и технологии сборки валков опор на подшипниках жидкостного трения	20
Лабораторная работа 4 Определение напряжений и деформаций в станине прокатного стана	27
Лабораторная работа №5 Исследование упругой деформации прокатной клетки	36
Лабораторная работа №6 Изучение способов получения баллонов	45
Лабораторная работа №7 Паспортизация установки для закатки баллонов и расчет элементов её конструкции	52

Лабораторная работа №1
Паспортизация прокатного стана
(4 часа)

1. Цель работы

Составить паспорт прокатного стана ДУО-180, включающий характеристику стана и его отдельных узлов.

2. Введение

Общая характеристика стана ДУО-180.

Прокатные станы различают по трём признакам: по числу и расположению валков в рабочей клетке, по числу и расположению рабочих клеток и по назначению.

Реверсивность означает, возможно ли вращение валков только в одну сторону (нереверсивный) или в обе стороны (реверсивный).

Назначение стана определяется видом прокатываемых на нём изделий (лента, листы, сортовой прокат), а также способом прокатки (горячая или холодная прокатка).

Характеризуют листопрокатные и лентопрокатные станы по длине бочки валков. Максимальную ширину листового проката определяют по формуле:

$$B_{\text{макс}} = 0,85 \cdot L, \text{ мм}$$

где L - длина бочки валка, мм.

Скорость вращения валков можно определить хронометрированием по числу оборотов в минуту бочки валка.

При измерении габаритных размеров стана длину измеряют вместе с подающим и приёмным столами, а высоту – от уровня пола до наиболее высокой точки стана.

Окружную скорость валков (скорость прокатки) вычисляют по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}, \text{ м/с}$$

где: D - диаметр валка, м;

n - скорость вращения валка, об/мин.

Привод

Данные об электродвигателе можно взять с бирки, закреплённой на статоре двигателя.

Возможны следующие типы электродвигателей: шунтовой, серийный, компаунд, асинхронный или синхронный. Необходимо также указать, возможно ли регулирование скорости вращения и в каких пределах.

Характеризуя редуктор, предназначенный в большинстве случаев для снижения скорости вращения элементов головной линии стана и увеличения крутящего момента, указывают тип и схему расположения шестерён в нём. Передаточное отношение редуктора можно определить, зная скорость вращения двигателя и валков.

Шестерённая клеть

Шестерённая клеть служит для деления крутящего момента на два вала. Указывают тип клетки (открытая или закрытая) и тип зуба (шевронный, косой, прямой).

Непосредственным измерением определяют наружный и средний диаметр шестерён, высоту зуба, длину шестерни, диаметр и длину шейки, диаметр и длину тrefa.

Шпиндели

Для передачи крутящего момента от шестерённой клетки к прокатным валкам служат шпиндели. В данном стане профиль шпинделей – квадратный.

Валки

Материалом валков может являться чугун или сталь. Шероховатость поверхности бочки – шлифовка или полировка.

Размеры вала – диаметр и длину бочки, шейки, тrefa – определяют непосредственным измерением.

Подушки

Указывают материал и размеры подушек. Подушки служат для размещения подшипников, на которые опираются шейки валков.

Подшипники

Указывают тип подшипников: радиальные, радиально-упорные, упорные; по конструкции: открытые – трения скольжения, закрытые – жидкостного трения, качения; материал подушек (сталь, чугун), способ осевого регулирования подушек (скобами, болтами, накладками).

Вкладыши подшипников скольжения могут быть изготовлены из бронзы или чугуна.

Охлаждение вкладыша может быть наружное (т.е. между шейкой или вкладышем) и внутреннее (внутри вкладыша).

Смазка может быть густая или жидкая циркуляционная того или иного состава.

Станина

Материал станины – чугун или сталь.

Тип станины может быть открытый (со съёмной крышкой) или закрытый.

Общую высоту станины измеряют от основания лап, опирающихся на фундаментную плиту, до верхнего уровня станины (без нажимного устройства).

Непосредственным измерением определяют ширину и высоту окна станины.

Нажимное устройство

В данном стане нажимное устройство предназначено для вертикального перемещения верхнего валка.

Тип резьбы винта обычно бывает трапецеидальным, квадратным, метрическим.

Привод нажимного устройства может быть электромеханическим или ручным. Передаточное число показывает, во сколько раз уменьшается число оборотов при переходе от электродвигателя или штурвала к нажимному винту.

Размеры винта определяют непосредственным измерением.

Значение одного оборота штурвала устанавливают по величине опускания валка за один оборот штурвала по формуле:

$$\frac{h_H}{i},$$

где: h_H – шаг нажимного винта, мм;

i – передаточное число от привода к нажимному винту.

Уравновешивающее устройство

Уравновешивающее устройство предназначено для прижатия подушки верхнего валка к пяте нажимного винта. Оно может быть пружинное, грузовое (с противовесом), гидравлическое.

3. Перечень материалов и оборудования, необходимых для выполнения работы

- прокатный стан ДУО-180,
- штангенциркуль,
- кронциркуль,
- линейка.

4. Порядок выполнения работы и указания по технике безопасности

Выполнить измерения основных узлов прокатного стана, результаты занести в табл. 1.

Сделать эскиз прокатного стана ДУО-180.

Измерение геометрических размеров станков производить при выключенном напряжении главного привода.

К работе на станах допускаются только учебные мастера, прошедшие инструктаж по технике безопасности.

Запрещается самостоятельная работа студентов на стане.

5. Обработка результатов измерений

Таблица 1. Паспорт прокатного стана ДУО-180

1. Общие сведения	
Тип Реверсивность Назначение Максимальная ширина проката, мм Число клетей Скорость вращения рабочих валков, об/мин Окружная скорость рабочих валков, м/с	
Габариты Длина, м Ширина, м Высота, м	
2. Привод	
Электродвигатель Род тока Тип Напряжение, В Сила тока, А Мощность, кВт Скорость вращения, об/мин Реверсивность Регулировка оборотов	

2.1 Шестерённая клеть	
Шестерённый валок Тип зуба Диаметр наружный, мм Высота зуба h , мм Диаметр средний D_c , мм Длина шестерни L , мм Диаметр шейки d , мм Длина шейки l , мм Диаметр трёфа d_l , мм Длина трёфа l_l , мм	
2.3 Шпиндели	
Материал Тип Размеры: длина, профиль поперечного сечения	
3. Валок	
Материал Шероховатость поверхности бочки Диаметр бочки D , мм Длина бочки L , мм Диаметр шейки d_0 , мм Длина шейки l , мм Размер поперечного сечения приводного конца вала d_l , мм Длина трёфа l_l , мм Внутренний диаметр трёфа d_2 , мм	
4. Подушки	
Материал Регулировка вдоль оси	
5. Подшипники	
Тип	
5.1 Вкладыши	
Материал Охлаждение Смазка	

6. Станина	
Материал Тип Ширина окна, мм Высота окна, мм Общая высота станины, мм	
7. Нажимное устройство	
Винт Тип резьбы Шаг h , мм Наружный диаметр d_H , мм Привод вращения винта Число пар шестерён Общее передаточное число Значение одного оборота штурвала	
8. Уравновешивающее устройство верхнего валка	
Тип Максимальный подъём валка, мм	

6. Содержание отчёта

Отчёт должен содержать общие сведения о прокатных станах, данные измерений, сведённые в таблице 1 и 2, и эскиз прокатного стана ДУО-180.

7. Литература

1. Гулидов И.Н. Оборудование прокатных цехов. М.: Интермет Инжиниринг, 2004, 315с.
2. Целиков А.И., Полухин П.И. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов, том 3. – М.: Металлургия, 2005, 576с.

8. Контрольные вопросы

1. Как определяется тип и размеры различных прокатных станов?
2. Назначение редуктора и шестерённой клетки прокатного стана.
3. Почему в шестерённой клетке зубчатое зацепление – шевронное?
4. Назначение и основные виды шпинделей.
5. Как определить максимальный подъём верхнего валка?
6. Факторы, определяющие тип подшипника и его долговечность.
7. Принцип действия нажимного механизма.
8. Как определить передаточное число зубчатой передачи нажимного механизма?
9. Как определить число оборотов ведущего штурвала нажимного механизма для изменения зазора между валками на 2 мм?
10. Принцип действия уравнивающего устройства.
11. Как определить момент опрокидывания шестерённой рабочей клетки?

Лабораторная работа №2

Определение напряжений в рабочих валках прокатного стана

(4 часа)

1. Цель работы

Теоретическое и экспериментальное определение напряжений в валках прокатного стана.

2. Введение

Рабочим инструментом каждого прокатного стана являются валки, опирающиеся на подшипники, установленные в подушках, установленных в рабочих клетях.

Валки прокатных станов выполняют основную операцию прокатки – деформацию (обжатие) металла с целью придания ему требуемой формы поперечного сечения. Валки по назначению разделяют на две группы: листовые и сортовые. Листовые валки предназначены для прокатки полос или лент, имеют цилиндрическую форму бочки. Сортные валки служат для прокатки различного сортового профиля и имеют на поверхности ручьи, соответствующие профилю прокатываемого металла.

Основные размеры валков – их диаметр и длину бочки – выбирают на основании практических данных, в зависимости от типа и назначения прокатного оборудования. Затем эти размеры уточняют соответствующим теоретическим расчётом с учётом прочности валков на изгиб, кручение и допустимого прогиба при прокатке.

В процессе прокатки валки воспринимают усилие со стороны металла, которое через шейки рабочих валков, подшипники, подушки, нажимные винты и гайки передаётся станине рабочей клетки. Это усилие вызывает деформацию узлов рабочей клетки стана, в том числе и деформацию валков.

Крутящий момент, приложенный со стороны привода стана, вызывает деформацию кручения валков и деталей соединительного механизма в главной линии прокатного стана. В результате совместного действия изгибающего и крутящего моментов в различных сечениях рабочего валка возникают напряжения, величина которых не должна превышать допустимые. Допустимые напряжения в рабочих валках без учёта явления усталости, принимают исходя из пятикратного запаса прочности по пределу прочности материала валков [1].

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_3} \quad (1)$$

где: $n_3 = 5$ – коэффициент запаса прочности;

σ_B – предел прочности материала валков;

$[\sigma] = 120-180$ МПа – кованая сталь;

$[\sigma] = 100-120$ МПа – стальное литьё;

$[\sigma] = 100-110$ МПа – легированный чугун;

$[\sigma] = 160-180$ МПа – кованая легированная сталь.

Напряжение изгиба в бочке валка:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_B} = \frac{M_{изг}}{\frac{\pi D_B^3}{32}}, \quad (2)$$

где: $M_{изг}$ – изгибающий момент в рассматриваемом сечении бочки валка;

W_B – момент сопротивления изгибу поперечного сечения бочки валка диаметром D .

У валков листовых станов опасное сечение может быть по середине длины бочки или на границе между шейкой и бочкой, границе бочки и шейки, у калиброванных – также, или в одном из калибров в зависимости от диаметра валка и величины изгибающего момента.

Максимальный изгибающий момент, соответствующий середине бочки валка для листовых станов (рис. 1):

$$M_{изг.махБ} = P \left(\frac{a}{4} - \frac{b}{8} \right), \quad (3)$$

где: P – усилие прокатки;

a – расстояние между опорами валка;

b – ширина листа.

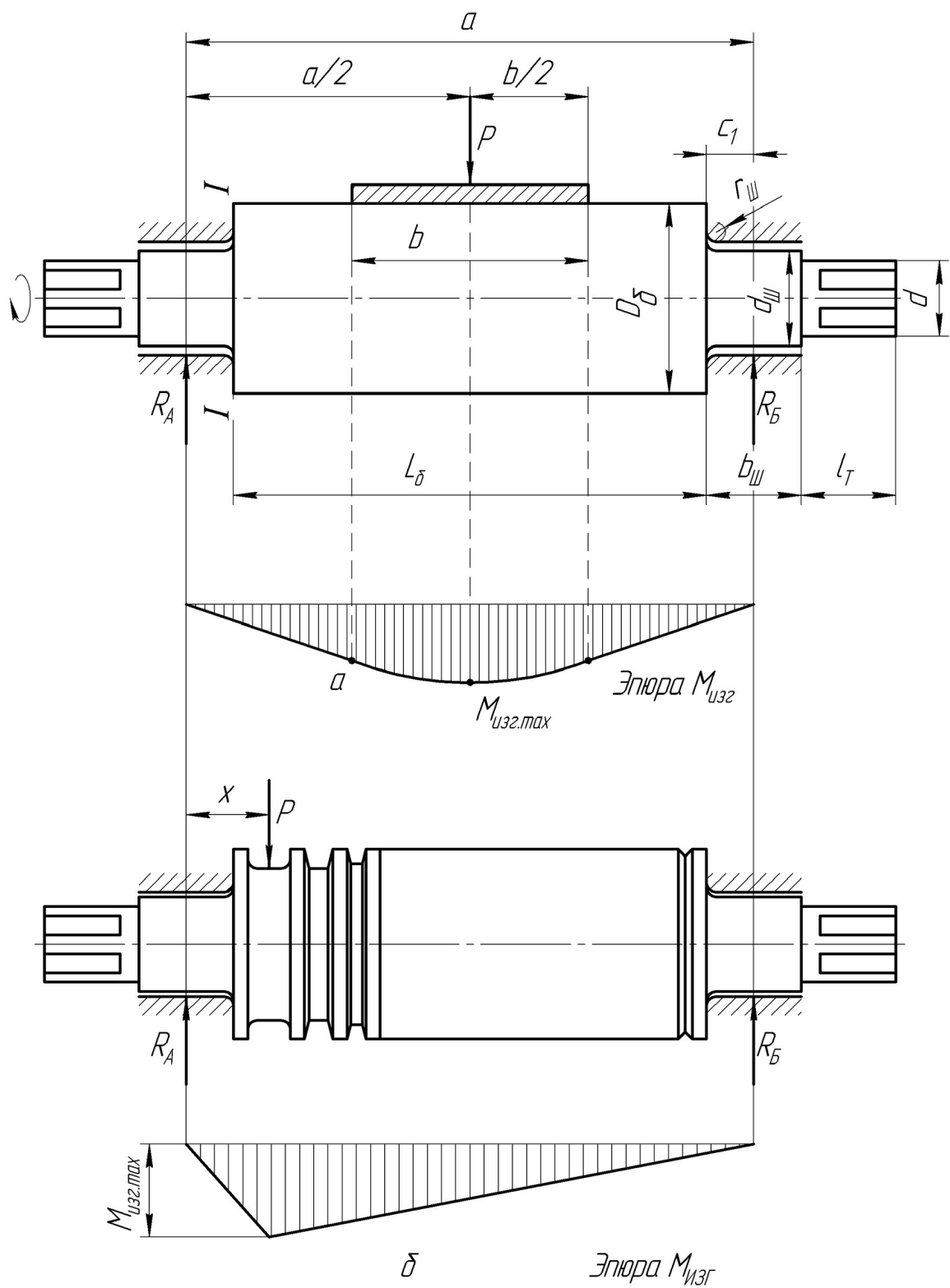


Рис. 1. Расчётные схемы нагружения рабочих валков
а) листового (полосового);
б) ручьевого (калиброванного);

где: P – полное усилие прокатки;
 a – расстояние между опорами валка;
 b – ширина листа.

Напряжение кручения в бочке валка:

$$\tau_{\text{б}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр.б.}}}, \quad (4)$$

где: M – крутящий момент, прикладываемый к валку со стороны привода; $M_{\text{кр}}$

– момент сопротивления кручению поперечного сечения бочки валка, $W_{\text{кр.б.}} = \frac{\pi D^3}{16}$.

Шейку валка рассчитывают на совместное действие изгиба и кручения:

$$M_{\text{изг.ш.}} = R_{A(B)} \cdot C_1, \quad (5)$$

где: C_1 – расстояние от оси нажимного винта до края бочки;

$R_{A(B)}$ – наибольшая величина опорной реакции.

Напряжения изгиба в шейке валка:

$$\sigma_{\text{изг.ш.}} = \frac{M_{\text{изг.ш.}}}{W_{\text{изг.ш.}}}, \quad (6)$$

где: $W_{\text{изг.ш.}}$ – момент сопротивления изгибу шейки валка;

$$W_{\text{изг.ш.}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{16};$$

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шейки валка.

Напряжение кручения в опасном сечении шейки валка:

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр.ш.}}}, \quad (7)$$

где: $W_{\text{кр.ш.}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{16}$ – момент сопротивления кручению поперечного сечения шейки,

где: $d_{\text{ш}}^3$ – диаметр шейки.

Результирующее напряжение от совместного действия изгиба и

кручения:

для стальных валков – по 4-ой теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad (8)$$

для чугуновых валков на основании теории Мора

$$\sigma_p = 0,375\sigma + 0,625\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

Напряжение кручения в приводном конце вала:

$$\tau_K = \frac{M_{KP}}{W_{KP.TP.}}, \quad (9)$$

где: $W_{KP.TP.}$ – момент сопротивления поперечного сечения приводного конца вала кручению.

$$W_{KP.TP.} = 0,07 \cdot d_{mp}^3, \quad (10)$$

где: d_{mp} – диаметр тrefa (по впадинам).

В случае, если концевая часть вала имеет сечение прямоугольника

$$W_{KP.TP.} = \beta \cdot b^3, \quad (11)$$

где: b – минимальная сторона сечения;

β – коэффициент формы приводного конца, $\beta = 0,208$.

Фактический запас прочности в бочке вала

$$n_{\Phi.Б.} = \frac{\sigma_{Б.}}{\sigma_{p.б.}}, \quad (12)$$

Фактический запас прочности в шейке вала

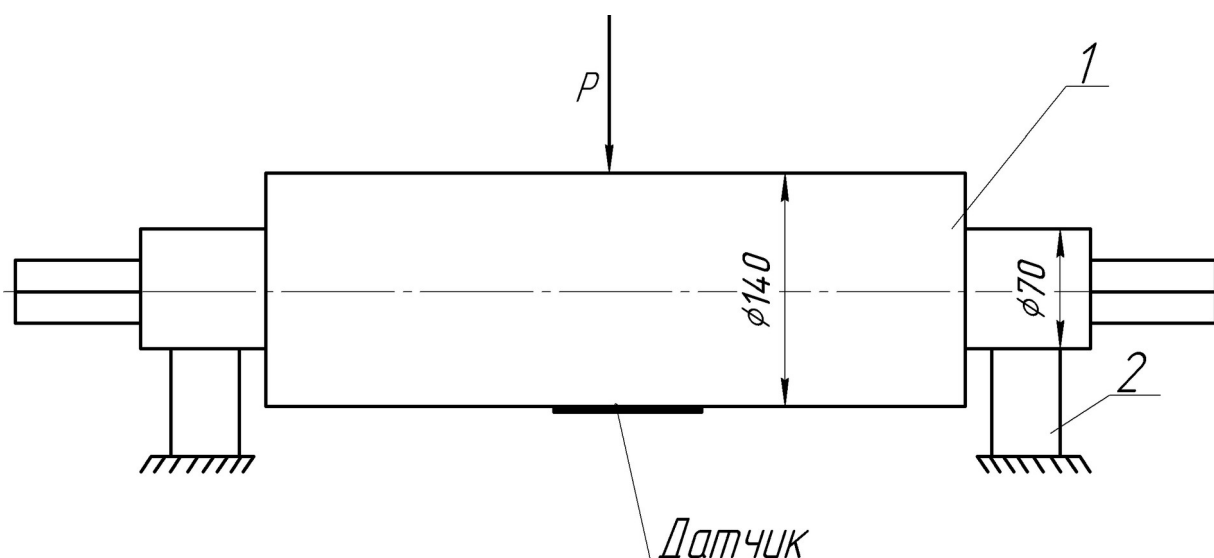
$$n_{\Phi.Ш.} = \frac{\sigma_{Ш.}}{\sigma_{p.ш.}}, \quad (13)$$

Расчет и экспериментальное определение напряжений посередине длины бочки валка производится при прокатке полос в валках с гладкой бочкой.

Определение фактической величины напряжений, действующих в валках стана при прокатке, осуществляется при деформации валка дублера на прессе (рис. 2).

3. Перечень материалов и оборудования, необходимых для проведения работы

- пресс усилием 50 тс,
- стан ДУО-180,
- персональный компьютер,
- образцы стальные (ст.10) $2 \times 30 \times 200$ мм,
- усилитель 8АНЧ-7М,
- валок-дублер,
- штангенциркуль.



1 – валок; 2 – опорные призмы
Рис. 2. Тарировка валка-дублера

4. Порядок выполнения работы и указания по технике

безопасности Подготовить аппаратуру к работе.

Произвести измерение образцов штангенциркулем до прокатки.

Прокатать образцы с относительными обжатиями 10, 30 и 50%.

К работе за пультом управления прессом допускается преподаватели и лаборанты, прошедшие инструктаж у зав. лабораторией.

При работе на прессе обязательно ставить сетчатое ограждение.

Запрещается самостоятельная работа студентов на стане и на прессе.

Задачу металла в валки производить только деревянным брусом.

Произвести запись усилия прокатки и крутящих моментов.

Произвести измерение образцов ($h_1 \times v_1$) после прокатки.

На дисплее компьютера определить значения усилия прокатки и крутящих моментов по проходам.

Произвести нагружение вала-дублера на прессе $P=50$ тс до усилий, равных усилиям прокатки при $\sigma = 10\%, 30\%, 50\%$ и на дисплее компьютера зафиксировать напряжения посередине длины бочки вала при этих нагрузках.

Измерение геометрических параметров вала стана ДУО-180 производить при выключенном напряжении главного привода.

Запрещается включение стана при открытом кожухе шестеренной клетки.

При проведении экспериментов студенты должны находиться на расстоянии не менее 1 метра от стана и прессы.

5. Обработка результатов опытов

Данные занести в табл. 1, 2.

По значениям усилия прокатки и крутящего момента выполнить проверочный расчет рабочих валков на прочность, а также построить эпюры изгибающих и крутящих моментов.

По наибольшим значениям напряжений определить фактический запас прочности в бочке и шейке вала. Построить график зависимости экспериментальных и расчетных напряжений в шейке и приводном конце вала от степени деформации образцов.

6. Содержание отчета

Отчет должен содержать 3-4 страницы текста по общим сведениям, таблицы и графики. Рисунки и графики выполнять в соответствии с требованиями ЕСКД и в соответствии с размерностями СИ.

Сделать выводы о прочностных резервах рабочих валков.

7. Литература

1. Гулидов И.Н. Оборудование прокатных цехов. М.: Интермет Инжиниринг, 2004, 315с.
2. Целиков А.И., Полухин П.И. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов, том 3. – М.: Металлургия, 2005, 576 с.

Таблица 1 – Опытные и расчетные данные параметров прокатки

Номер прохода	Толщина полосы после прокатки, мм	Δh , мм	$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0} \cdot 100\%$	b_0 , мм	b_1 , мм	Ширина после прокатки	Показания левой меслозы	$P_{л}$, кН	$P_{пр}$, кН	Усилие прокатки	$M_{кр}$, кН•м	Расчетные данные напряжений																
												Нормальные напряжения в бочке вальца	$\sigma_6^{изз}$, МПа	τ_6 , МПа	Напряжения кручения в бочке вальца	Результатирующие напряжения в бочке вальца	$\sigma_{p.б.}$, МПа	$\sigma_u^{изз}$, МПа	Напряжения изгиба в шейке вальца	τ_u , МПа	Результатирующие напряжения в шейке вальца	$\sigma_{p.ш.}$, МПа	τ_{np} , МПа	Напряжения кручения в приводном конце вальца				

Таблица 2 – Экспериментальные напряжения изгиба в бочке валка-дублёра

Номер прохода	Усилие прокатки (усилие пресса) Р, тс	Напряжения изгиба в бочке валка $\sigma_{B}^{изг}$, МПа		
1				
2				
3				

8. Контрольные вопросы

1. Из каких материалов изготавливаются валки прокатных станов?
2. Каков наименьший запас прочности валков?
3. Какие напряжения возникают в валках при прокатке?
4. Какое сечение наиболее опасное в валках с калибрами и на валках с гладкой бочкой?
5. Как рассчитывают напряжения в валках?
6. Где расположены опасные сечения валков?
7. Какие напряжения рассчитываются для шейки валка?
8. Как рассчитывают на прочность приводной конец валка?
9. Почему для измерения напряжений в валках используется валок-дублёр?

Лабораторная работа № 3

Изучение основных параметров и технологии сборки опор валков на подшипниках жидкостного трения

(4 часа)

1. Цель работы

Изучить основные параметры и принципы монтажа подшипников жидкостного трения.

2. Введение

Валковые опоры на подшипниках жидкостного трения (ПЖТ) применяют при трех системах смазки: гидродинамические, гидростатодинамические и гидростатические.

Валковые опоры на подшипниках качения применяют при двух системах смазки: с жидкой системой смазки, густой. Удельная нагрузка на проекцию площади подшипника равна $q = \frac{P_1}{d \cdot l}$, для ПЖТ $q = 10 \div 20$ МПа,

для подшипников качения $q = 3 \div 7$ МПа, где: P_1 – радиальная нагрузка на подшипник, d и l – диаметр и длина подшипника – основные размеры (рис.1).

Подшипник жидкостного трения прокатных станков, рассматриваемый в данной работе, относится к подшипникам гидродинамического типа.

Благодаря высокой степени точности обработки, высокой чистоте поверхности втулки-вкладыша и втулки-цапфы, а также высокой степени отчистки масла трущиеся поверхности в подшипнике разделены тонким слоем смазки. Сопротивление вращению цапфы оказывает только вязкость самого масла, поэтому коэффициент трения ПЖТ весьма незначителен и составляет 0,001-0,005. Долговечность ПЖТ составляет 10–20 лет, особенно хорошо они работают при высоких скоростях вращения, т. к. с увеличением скорости возрастает их несущая способность.

Несущая способность ПЖТ определяется по формуле:

$$P_1 = q \cdot l \cdot d = 0.4 \cdot \eta \cdot u \cdot l^2 \cdot d \cdot \frac{\delta^{\frac{\delta}{h_{\min}} - 1}}{\delta^2}$$

где: P_1 – несущая способность ПЖТ, Н;

l – длина втулки-вкладыша, м;

d – диаметр втулки-цапфы, м;

η – вязкость масла, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$;

u – окружная скорость скольжения цапфы: $u = \frac{d_{\text{с-ц}}}{D_{\delta}} \cdot \frac{V}{\pi} \cdot \frac{d_{\text{с-ц}}}{D_{\delta}}$, м/с;

δ – номинальный радиальный зазор между втулкой–цапфой и вкладышем, м;

h_{\min} – минимальная толщина масляного слоя, м.

При проектном расчете ПЖТ обычно заданы: внешняя нагрузка P_1 , размеры подшипника d и l , скорость вращения втулки-цапфы, δ , $\frac{\delta}{h_{\min}}$. Расчет

сводится к выбору сорта масла, его вязкости при рабочей температуре 50-60°C, условного коэффициента грузоподъемности C [1/м²], номинального радиального зазора δ и h_{\min} , необходимого для устойчивой работы ПЖТ.

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

Наиболее эффективными являются гидростатодинамические ПЖТ, которые являются подшипниками комбинированного типа: смазка под высоким давлением (14÷16 МПа) подается в подшипник только в период переходных режимов работы (пуска, торможения, при скорости 2-3 м/с), при установившемся режиме работы стана (при больших скоростях) высокое давление смазки автоматически выключается и жидкостное трение в подшипнике обеспечивается масляным гидродинамическим клином, образующимся при подаче смазки под давлением (0,4÷0,6 МПа).

3. Перечень материалов и оборудования, необходимых для выполнения работы.

- ПЖТ 220-165,
- штангенциркуль,
- линейка.

4. Порядок выполнения работы и указания по технике безопасности

1. Определить основные параметры ПЖТ 220-165 и свести в табл.1.

Внешнюю нагрузку P_1 определяют по формуле (1), при этом принять вязкость масла УТ $\eta = 0,02 \text{ Н} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}^2}$, П28 $\eta = 0,2 \text{ Н} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}^2}$, а окружную скорость

скольжения $u = \frac{\text{м/с}}{12}$, $\delta = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\frac{\delta}{h_{\min}} = 6$.

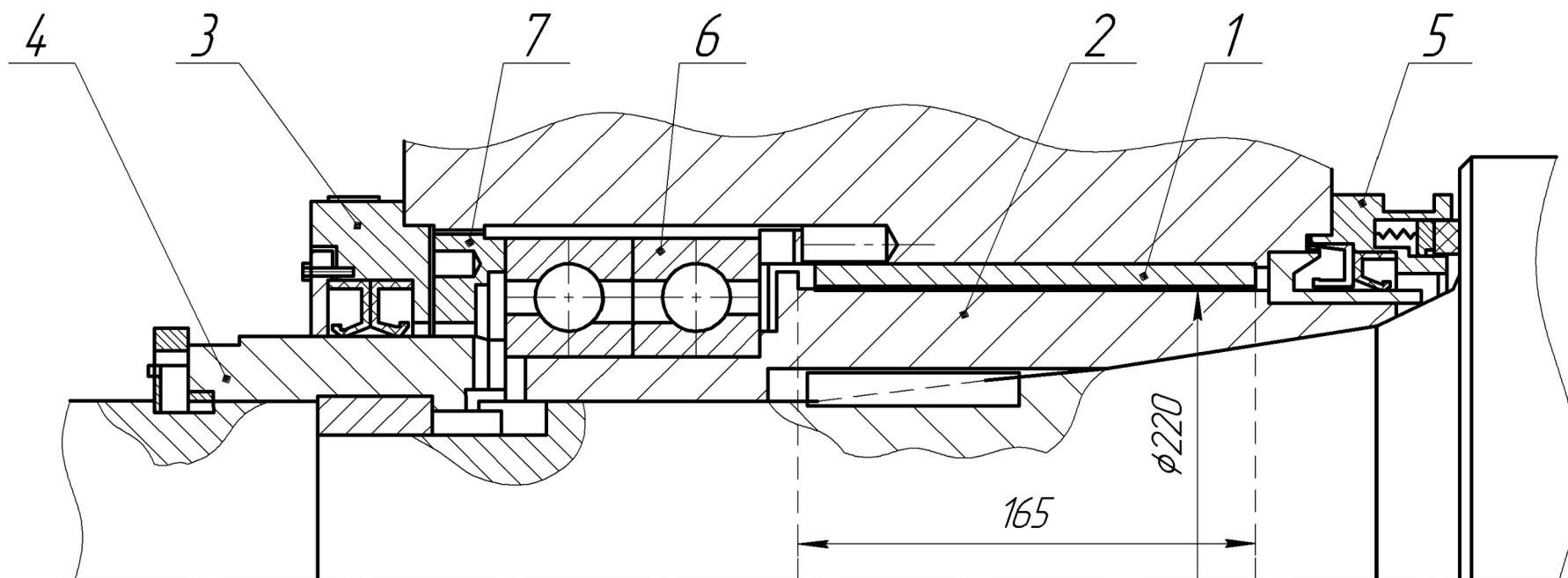


Рис. 1. Подшипник жидкостного трения 220-165 с упорным узлом качения
 1 – втулка-вкладыш, 2 – втулка цапфа, 3 – узел передней крышки, 4 – узел крепления подшипника по шейке вала, 5 – узел задней крышки, 6 – подшипник качения, 7 – гайка.

2. Монтаж подшипников жидкостного трения

Сборку подшипника Ø 220-165 мм в подушку начинают со сборки его узлов (рис. 2).

- передней крышки,
- задней крышки,
- втулки-цапфы.

Узел передней крышки необходимо собирать в следующей последовательности. В манжетные уплотнения вставить распорные кольца, проверив при этом состояние рабочих кромок. Надеть пружины, предварительно отрегулировав их длину. Собранные таким образом уплотнения установить в кольцевую выточку крышки. Нормально установленные уплотнения должны выступать за торец крышки на величину сжатия, но не менее 1 мм. После этого установить крышку и завернуть болты.

Узел задней крышки собирается в следующей последовательности. Подготовленную заднюю крышку положить на стол выточкой под уплотнительные кольца вверх. В гнезда крышки установить пружины, предварительно смазав их густой водостойкой смазкой. В кольцевую канавку вставить уплотнительное кольцо, совместив отверстие в кольце со штифтом крышки. В этом случае канавка для сброса жидкости, имеющаяся в текстолитовом кольце, должна располагаться внизу, т. е. напротив сливных пазов, имеющих на самой крышке. Утопить уплотнительное кольцо и установить ограничитель хода, затем закрепить их винтами. После этого проверить осевой ход уплотнительного кольца. Повернуть крышку на 180° и установить радиальные уплотнения, а затем вставить кольцо.

Сборка узла втулки-цапфы заключается в установке подшипников качения (для восприятия осевых нагрузок) на ее цилиндрической шейке. При этом необходимо помнить, что подшипники качения изготавливаются парными комплектами «дуплекс», которые друг к другу подогнаны и замаркированы. Разукомплектование этого комплекта не допускается.

Технологическая схема ПЖТ в подушке следующая.

Перед началом сборки подшипника необходимо поставить на стеллаж подушку в вертикальное положение. В отверстие подушки забить штифт, предназначенный для фиксации втулки вкладыша и дистанционного кольца в определенном положении. Проверить длину выступающей части. Смазанную рабочим маслом втулку вкладыша установить в подушку, совмещая при этом паз на бурте втулки со штифтом. Вставить в подушку дистанционное кольцо. При этом необходимо следить за тем, чтобы его пазы для слива масла совпали со сливными карманами подушки. Собранный и смазанный рабочим маслом узел втулки-цапфы осторожно опустить во внутрь втулки вкладыша.

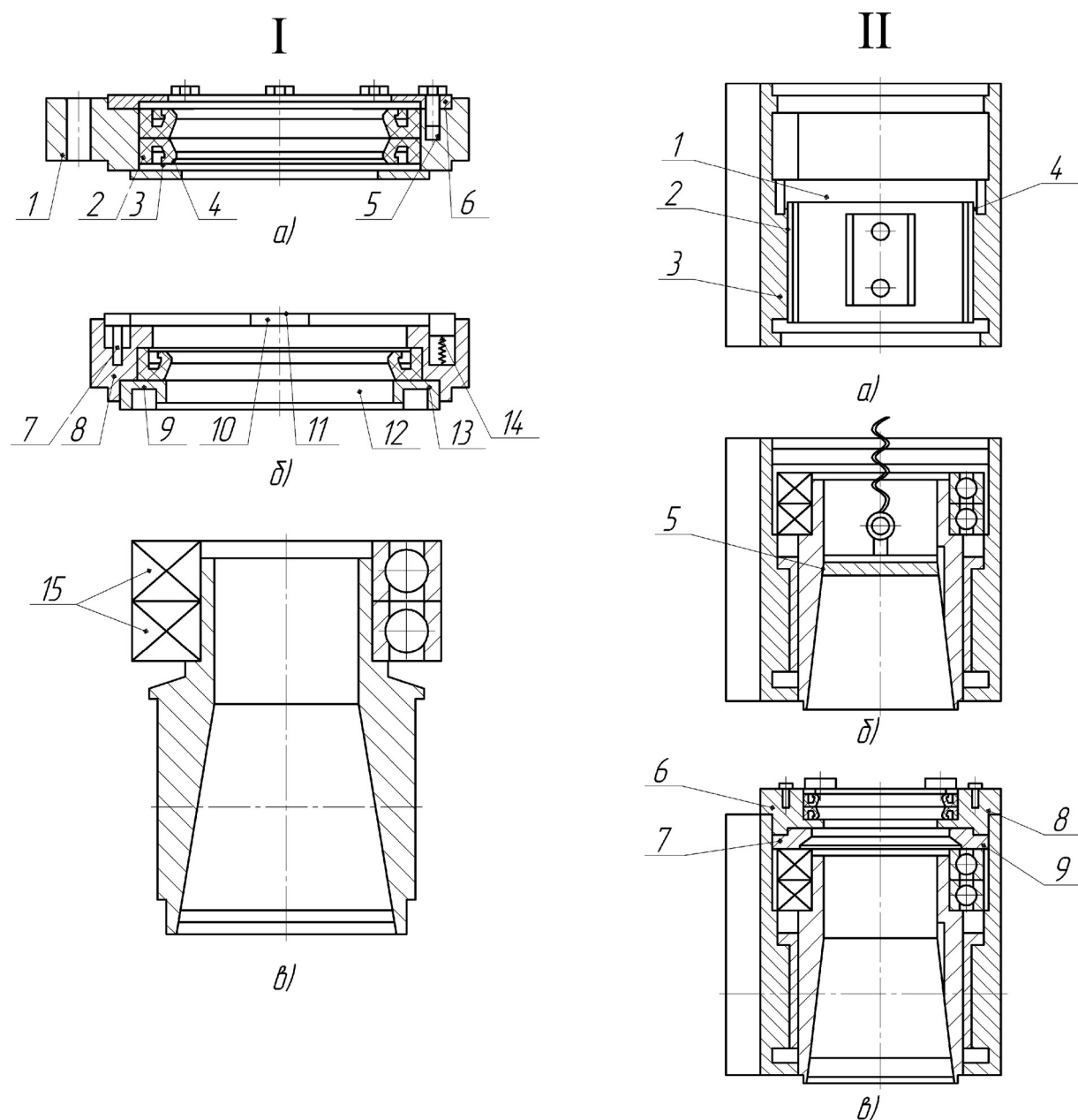


Рис. 2. I. Сборочные узлы подшипника 220-165.

- а) узел передней крышки: 1 – крышка, 2 – манжетное уплотнение, 3 – кольца распорные, 4 – пружина, 5 – болт, 6 – крышка.
 б) узел задней крышки: 7 – штифт, 8 – крышка задняя, 9 – уплотнения, 10 – ограничитель, 11 – винт, 12 – кольцо, 13 – пружина, 14 – кольцо уплотнительное.
 в) узел втулки-цапфы: 15 – подшипники качения.

II. Технологическая схема сборки подшипника в подушку:

- 1 – кольцо дистанционное, 2 – втулка вкладыша, 3 – подушка,
 4 – штифт, 5 – специальное приспособление, 6 – передняя крышка,
 7 – гайка, 8 – шнур уплотнительный, 9 – штифт.

При этом необходимо следить, чтобы не повредить рабочие поверхности. После этого гайку подшипника завинтить до упора в наружное кольцо подшипника качения, а затем отпустить назад на одно отверстие.

Вложить уплотнительный шнур в кольцевую выточку передней крышки. Закрывать подшипник передней крышкой таким образом, чтобы фиксирующий штифт попал в одно из отверстий гайки. Повернуть подушку на 90° или 180°. В кольцевую проточку насадки установить резиновый шнур. Насадку надеть на посадочное место втулки-цапфы и зафиксировать штифтом. В кольцевую канавку задней крышки вставить уплотнительный шнур. Закрывать подшипник крышкой, следя за нормальной посадкой уплотнения, и затянуть болтами.

Если собранный подшипник не устанавливается сразу на шейку вала, то необходимо торцы подушки закрыть специальными металлическими щитами, а сливные и маслоподводящие отверстия - пробкой.

При установке подшипника на валок вкладывается уплотнительный шнур в кольцевую канавку втулки-цапфы, устанавливается шпонка в паз шейки вала. Затем устанавливают резьбовые полукольца в кольцевую выточку шейки вала и закрепляют пружинами. Установленный на коническую шейку вала подшипник с подушкой затягивают при помощи гайки, следя за правильностью посадки манжетных уплотнений. В кольцевую выточку гайки вкладывают уплотнительный шнур, нажимное кольцо, шпонку, надевают крышку и затягивают болтами.

Разборка подшипника производится в обратном порядке.

Все работы, связанные с монтажом и демонтажом подшипников жидкостного трения (при весе отдельных деталей и узлов свыше 16 кг), должны быть обеспечены грузоподъемными средствами, гарантирующую безопасность при выполнении работ. При монтаже и демонтаже подшипников необходимо пользоваться только исправным инструментом. Работающие с легковоспламеняющимися веществами должны пройти инструктаж по безопасным методам работы. Открытые вращающиеся детали ПЖТ после установки в рабочую клетку должны быть закрыты кожухами.

5. Обработка результатов опыта

Таблица 1 – Основные параметры ПЖТ 220-165

d , м	l_{B-B} , м	δ , м	$\frac{\delta}{h_{\min}}$	u , м/с	P_1 , Н
		$0,3 \cdot 10^{-3}$	6		

6. Содержание отчета

Отчет содержит 3-4 страницы текста по общим сведениям, данные, сведенные в таблицу 1, сведения по монтажу и демонтажу ПЖТ, эскиз одной детали.

7. Литература

1. Гулидов И.Н. Оборудование прокатных цехов. М.: Интермет Инжиниринг, 2004, 315 с.
2. Королев А. А. Механическое оборудование прокатных цехов черной и цветной металлургии: Металлургия, 2003 г. С. 112-128.

8. Контрольные вопросы

1. Типы подшипников жидкостного трения.
2. Принцип работы ПЖТ с гидростатодинамической системой смазки.
3. Основные достоинства ПЖТ.
4. Факторы, влияющие на несущую способность ПЖТ.
5. Конструктивные особенности исполнения ПЖТ.
6. Порядок сборки ПЖТ в подушку.
7. Порядок сборки ПЖТ на прокатный валок.
8. Порядок разборки ПЖТ.
9. Допустимые удельные нагрузки на ПЖТ и подшипники качения.
10. Величина коэффициента трения в ПЖТ и подшипниках качения.

Лабораторная работа №4

**Определение напряжений и деформаций в станине
прокатного стана**

(4 часа)

1. Цель работы

Экспериментальная проверка методики расчета напряжений и деформаций станины прокатного стана.

2. Введение

Станины рабочей клетки, как наиболее ответственные детали прокатного стана, должны обладать достаточной прочностью и жесткостью. От их прочности и жесткости во многом зависят надежность работы стана, его производительность и точность проката.

Необходимые прочность и жесткость станины рабочей клетки прокатного стана обеспечивают соответствующим выбором ее основных размеров и расчетов на прочность.

Станины закрытого типа ввиду сложности конфигурации не поддаются точному расчету. Тем не менее расчет станины приближенным методом все же позволяет судить о правильности выбора ее размеров при конструировании.

На станину рабочей клетки стана в общем случае могут действовать как вертикальные, так и горизонтальные усилия. Однако станину рассчитывают на прочность при действии лишь вертикального усилия, так как горизонтальные усилия незначительны по сравнению с вертикальными и ими обычно пренебрегают.

Под действием силы в углах жесткой рамы возникают статически неопределимые (реактивные) изгибающие сосредоточенные моменты M_0 (рис. 1). Эти моменты будут изгибать стойки внутрь окна станины, а поперечины – против действия сил P_1 .

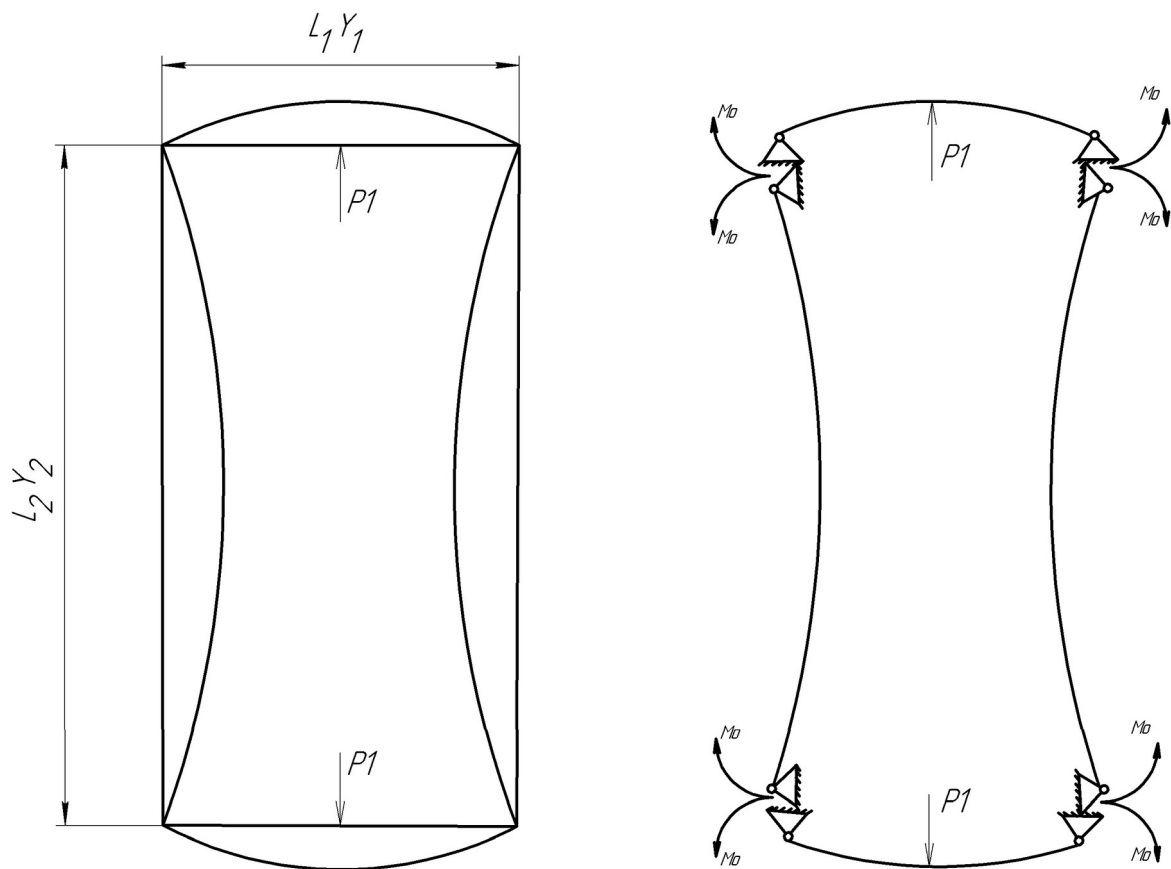


Рис. 1. Расчетная схема станины

Каждая стойка станины растягивается под действием силы $\frac{P_1}{2}$ и изгибается постоянным по всей высоте стойки моментом M_0 .

Статически непреодолимый момент M_0 определяется из условия, что жесткую раму представляют разрезанной в углах и образующей четыре свободные двухопорные балки. Для учета влияния жестких углов в соединениях поперечин со стойками приложены к разрезанным балкам в опорах моменты M_0 , направленные, как показано на рис.1. Такая система становится статически определимой и момент M_0 при условии одинаковых моментов инерции сечений верхней и нижней поперечен равен:

$$M_0 = \frac{P_1 \cdot l_1}{4 \cdot \left(1 + \frac{l_1^2}{l_2^2} \cdot \frac{I_1}{I_2} \right)} \quad (1)$$

где: l_1 – длина поперечины;
 l_2 – длина стойки;
 I_1, I_2 – моменты инерции поперечины и стойки.

Каждая поперечина станины подвергается только изгибу от действия силы P_1 и момента M_0 . Реактивный момент M_0 , приложенный в углах

станины, будет уменьшать изгибающее действие силы P_1 . В результате максимальный момент в середине поперечины определяется по формуле:

$$M_{\Pi} = \frac{l_1 \cdot P_1}{4} - M_0, \quad (2)$$

Растягивающие напряжения на внутреннем волокне стойки станины будут складываться из напряжения от растягивающего действия силы $\frac{P_1}{2}$ и

напряжения от момента M_0 :

$$\sigma_{\text{ст.}} = \frac{P_1}{2 \cdot F_2} + \frac{M_0}{W_2}, \quad (3)$$

где: F_2 – площадь поперечного сечения стойки, мм^2 ;

W_2 – момент сопротивления изгибу сечения стойки, мм^3 .

Максимальное растягивающее (или сжимающее) напряжение в середине поперечины, возникающее в результате действия изгибающего момента, будет равно:

$$\sigma_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{W_1}, \quad (4)$$

где: W_1 – момент сопротивления изгибу сечения поперечины, мм^3 .

Моменты инерции сечений поперечины и стойки относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения (см. рис. 2), определяются соответственно по формулам:

$$I_1 = \frac{b \cdot h^3}{12}, \text{ мм}^4; \quad I_2 = \frac{h_{\text{ст.}}^3}{12}, \text{ мм}^4 \quad (5)$$

Моменты сопротивления изгибу сечений соответственно стойки и поперечины равны (рис.2):

$$W_2 = \frac{I_2}{y_C}$$

$$, \text{ mm}^3; W$$

$$x_c = \frac{e_c}{2}, \text{ mm}; y_c = \frac{h_{\Pi}}{2}, \text{ mm} \quad (6)$$

Станины обычно выполняют с большим запасом прочности ($n_3 = 10 - 15$). Напряжения, возникающие в отдельных сечениях стоек и поперечин станин, не должны превосходить допускаемые $[\sigma]$, которые рекомендуют принимать при $n_3 =$ в следующих пределах:

10

а) для станин из стального литья с

$$\sigma_s = 500 \div 600 \text{ МПа}$$

$$[\sigma] = 50 \div 60 \text{ МПа}$$

б) для станин, выполненных из высокопрочного чугуна с

$$\sigma_s = 400 \div 500 \text{ МПа}$$

$$[\sigma] = 45 \div 50 \text{ МПа}$$

Для станов холодной прокатки имеет значение не только прочность станины, но и их жесткость, т. е. величина их упругой деформации при прокатке. Общая деформация станины f в вертикальном направлении складывается из деформации изгиба поперечин ($f_2 + f_3$) и удлинения стоек f_1 :

$$f = f_1 + 2 \cdot (f_2 + f_3); \quad (7)$$

При этом деформация растяжения стойки станины:

$$f_1 = \frac{P \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot F_2}, \quad (8)$$

где: E – модуль упругости материала станины, равный $2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ (для стали 40Л).

Деформация прогиба одной поперечины от действия силы P_1 :

$$f_2' = \frac{P_1 \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1}; \quad (9)$$

Деформация прогиба одной поперечины от момента M_0 :

$$f_2' = \frac{M_0 \cdot l_1^2}{8 \cdot E \cdot I_1}; \quad (10)$$

Суммарный прогиб одной поперечины: $f_2 = f_2' - f_2'$;

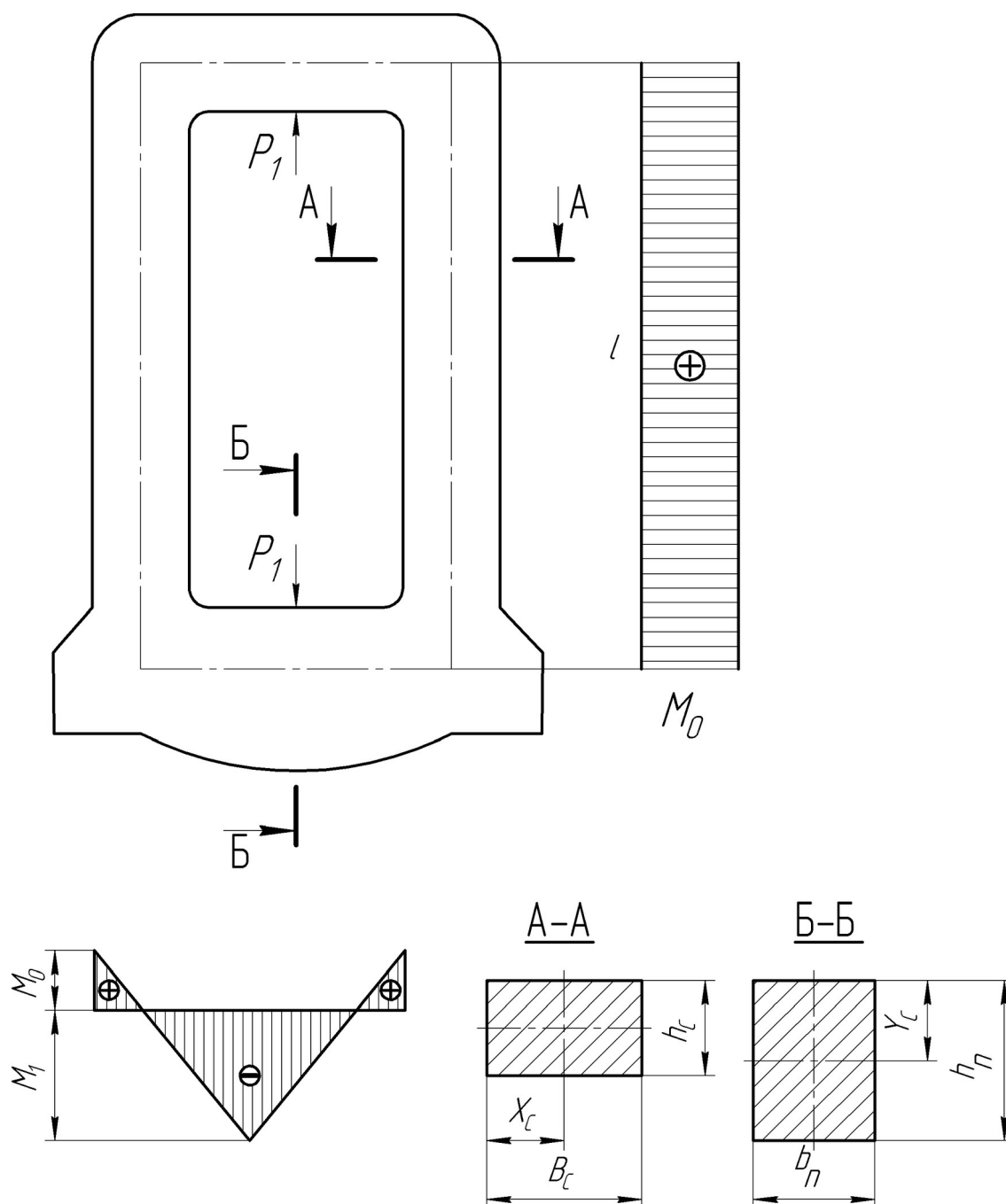


Рис. 2. Сечения стойки и поперечин станины

Деформация одной поперечины от действия поперечных сил:

$$f = K \cdot \frac{P \cdot l_1}{4 \cdot G \cdot F_1},$$

где: G – модуль сдвига материала станины равный $8.2 \cdot 10^3$ кг/мм² (сталь 40Л);

K – коэффициент формы сечения (для прямоугольного сечения 1,2).

Исследования напряжений в узлах машин, в том числе в механизмах и машинах прокатных станов, необходимо для уточнения расчетов на прочность, так как теоретические формулы напряжения, полученные в результате определенных допущений, в ряде конкретных случаев могут дать существенное различие между теоретическими и экспериментальными данными. Для измерения напряжения в станине прокатного стана на ее поверхности выбирают участок (на стойке станины), на котором наклеивается датчик (проволочный тензометр) (рис. 3). Изменение линейных размеров датчика, а значит, напряжения после преобразования и усиления регистрируют компьютером.

Тензометром непосредственно определяются только нормальные растягивающие напряжения на поверхности стойки станины. При известном направлении наибольшего из главных нормальных напряжений базу тензометра располагают по направлению главного нормального напряжения (рис. 3).

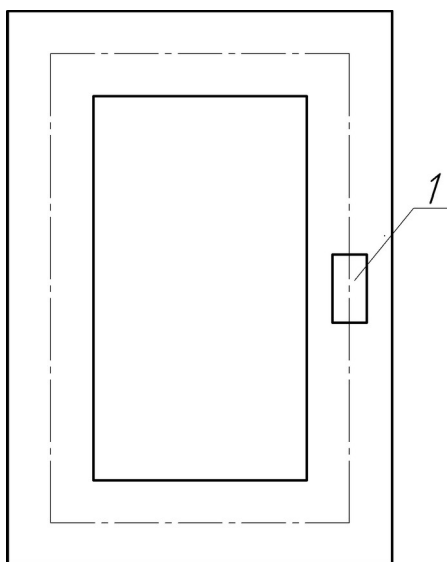


Рис. 3. Расположение датчика для определения напряжений в станине:
1 – датчик

3. Перечень материалов и оборудования, необходимых для проведения работы

- стан ДУО-180,
- компьютер,
- усилитель 8АНЧ-7М,
- штангенциркуль, линейка.

4. Порядок выполнения работы и указания по технике

безопасности Подготовить аппаратуру к работе.

Подобрать три образца из стали 10 с размером $h_0 \times b_0 \times l_0 = 2 \times 30 \times 200$ мм.

Произвести штангенциркулем измерение образцов до прокатки. Данные заносятся в табл. 1.

Произвести замер в середине длины стойки размеров станины и её длины l_1 , определить площадь F , момент инерции и момент сопротивления изгибу сечения.

К работе на стане допускаются только лаборанты, прошедшие инструктаж у зав. лабораторией.

Запрещается самостоятельная работа студентов на стане.

Задачу металла в валки производят только с помощью деревянных брусков.

При проведении экспериментов студенты должны находиться на расстоянии не менее 1 метра от стана.

Прокатать образцы относительным обжатием $\varepsilon = 10, 30, 50 \%$. Одновременно записать усилия прокатки и напряжение на стойке в месте наклейки датчика. Данные занести в табл.3.

Произвести измерения образцов после прокатки (h_1, b_1, l_1). Данные занести в табл.1.

Измерение геометрических параметров стойки и поперечины стана ДУО-180 производить при выключенном напряжении главного привода. Данные занести в табл. 2.

5. Обработка результатов опытов

Рассчитать моменты инерции и моменты сопротивления изгибу для стойки и поперечины и занести в табл.2.

Рассчитать изгибающие моменты в стойке и поперечине, а также напряжения в точке N1 и занести в табл.4,5.

Произвести расчет напряжений и деформаций в стойке и поперечине станины по полученным экспериментальным значениям P и σ_{N1} , данные занести в табл. 5.

Построить график зависимости $\sigma_N = f(P)$.

Таблица 1. Размеры образцов до и после прокатки, материал: сталь 10

До прокатки			После прокатки		
Высота h_0 , мм	Ширина b_0 , мм	Длина l_0 , мм	Высота h_1 , мм	Ширина b_1 , мм	Длина l_1 , мм

Таблица 2. Геометрические размеры сечения стойки станины в место наклейки датчика и поперечин

Ширина сечения b_c , мм	Высота сечения h_c , мм	Площадь сечения F , мм ²	Момент инерции сечения I , мм ⁴	Момент сопротивления изгибу сечения W , мм ³	Длина, мм
Стойка					
Поперечина					

Таблица 3. Экспериментальное значение P_L, P_{II}, P_{Σ} в функции усилий относительного обжатия

Относительное обжатие ε , %	P_L , кН	P_{II} , кН	Усилие прокатки P_{Σ}

Таблица 4. Расчетно-экспериментальные значения напряжений в стойке станины

Относительное обжатие ε , %	Усилие прокатки P_{Σ} , кН	Изгибающий момент в стойке станины M_0 , кН · м	Изгибающий момент в поперечине станины M_1 , кН · м	Экспериментальные напряжение в точке σ_{M1}

Таблица 5. Расчетные значения напряжений и деформаций в стойке станины

Напряжение в стойке – месте наклейке датчика σ_N , МПа	
Максимальное напряжение в поперечине $\sigma_{\text{ПОП.МАХ}}$, МПа	
Деформация растяжения стойки f_1 , мм	
Деформация поперечин от действия изгибающих моментов f_2 , мм	
Деформация от действия поперечных сил f_3 , мм	
Полная деформация f , мм	

6. Содержание отчета

Отчет должен содержать 3-4 страницы текста по общим сведениям, таблицы графики и расчёты. Рисунки и графики должны быть приведены в соответствие с требованиями ЕСКД.

7. Литература

1. Гулидов И.Н. Оборудование прокатных цехов. М. Интермет Инжиниринг, 2004, 315 с.
2. Целиков А.И., Полухин П.И. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов, том 3. - М.: Металлургия, 2005, 576 с.

8. Контрольные вопросы

1. Как производят расчет на прочность станины закрытого типа?
2. Какие напряжения действуют в стойках станины ?
3. Каков запас прочности станины ?
4. Из каких материалов изготавливают станины?
5. Как рассчитывается станина закрытого типа?
6. Как рассчитываются станины открытого типа?
7. Усилия, действующие на поперечину.
8. Усилия, действующие на стойку.
9. Построить эпюр изгибающих моментов поперечины.
10. Построить эпюру нормальных напряжений в стойке.

Лабораторная работа №5

Исследование упругой деформации прокатной клетки

(4 часа)

1. Цель работы

Определение расчетным путем и экспериментальными методами упругой деформации клетки в зависимости от усилия прокатки.

2. Введение

Одной из основных задач развития прокатного производства является обеспечение максимальной экономии металла за счет снижения отходов на переделах, уменьшения допусков на размеры прокатной продукции и расширения выпуска тонкостенных экономических профилей. Как показала практика, значительного экономического эффекта можно достигнуть на тех станах, где получают прокат повышенной точности.

Прокатку фасонных и сортовых профилей по суженным допускам трудно осуществить на станах, рабочей клетки которых имеют значительную упругую деформацию. При прокатке металла возникающие усилия пытаются раздвинуть валки, вследствие чего зазор между валками увеличивается.

Это изменение зазора называется упругой деформацией клетки или «пружиной» клетки.

Величина упругой деформации клетки складывается из упругих деформаций: изгиба валков, сжатия подушек, подшипников, нажимных винтов и гаек, изгиба и растяжения станин. В зависимости от конструкции клетки и величины приложенных сил упругая деформация может колебаться в весьма широких пределах: от десятых долей миллиметра в листовых и проволочных станах до 5÷10 мм на блюмингах и других обжимных станах.

Для определения упругой деформации рабочей клетки существуют несколько методов.

а) Эмпирический метод.

Упругая деформация клетки при сравнительно больших обжатиях приблизительно равна 1% от диаметра валка:

$$f_k = 0,01 \cdot D ,$$

где: D – диаметр валка, мм.

Этот метод является сугубо ориентировочным и не применим для чистовых клеток сортовых станков, для которых рекомендуется формула:

$$f_k = 0,002 - 0,004 \cdot D$$

б) Прокатка свинцовых полос.

Упругую деформацию клетки определяют по разности высот свинцовых полос, прокатанных в одном том же калибре на холостом ходу и полной нагрузке стана. Прокатку полос на холостом ходу желательно вести с обжатием, достаточным для устранения зазоров и люфтов между соприкасающимися деталями.

Общую упругую деформацию клетки можно определить как:

$$f_k = h_2 - h_1,$$

где: h_1 – средняя высота полос, при холостом ходе стана, мм;

h_2 – средняя высота полос, прокатанных одновременно с основным профилем, мм.

К недостаткам этого метода следует отнести трудности при устранении зазоров и люфтов между деталями, что значительно снижает точность замеров.

в) Метод нагружения валков клиновым устройством.

Упругую деформацию определяют при установке клетки на стенде или непосредственно на стане. Нагружение клетки производится перемещением клина между рабочими валками при помощи винтового и гидравлического устройства. Величину нагрузки замеряют с помощью месдоз, установленных под нажимными винтами. По мере перемещения клина нагрузка на клеть возрастает, следовательно, увеличивается высота зазора между рабочими валками.

Этот зазор замеряют щупом или индикаторным нутромером. Фиксируя периодически давление и соответствующее ему перемещение валков, находят общую упругую деформацию клетки.

Этот метод определения общей деформации клетки дает более точные результаты по сравнению с другими методами.

г) Метод разделения воздушных люфтов и упругой деформации элементов клетки.

В общем случае при прокатке увеличение зазора между валками $f_{\Sigma K}$ происходит за счёт выборки воздушных люфтов $f_{\text{люфт}}$ в силовой цепи

«валок–нажимной механизм» (подшипники, нажимной винт, гайка, подушка) и за счёт упругой деформации $f_{\text{упр.к}}$ всех элементов силовой цепи передачи усилия от валков до станины:

$$f_{\Sigma K} = f_{\text{люфт}} + f_{\text{упр.к}}$$

При достаточно плотном контакте всех перечисленных звеньев силовой цепи верхнего вала выборка воздушных люфтов происходит за счёт уравнивающего механизма, усилие которого составляет:

$$Q_{yp} \approx (1,3 \div 1,5) \cdot G_B, \text{ Н},$$

где: G_B – сила веса вала с подушками, Н.

Однако в целом ряде случаев за счёт различных перекосов сопрягаемых деталей усилия уравнивающего механизма для выборки абсолютно всех воздушных зазоров недостаточно, в т.ч. и на лабораторном стане ДУО 250. Поэтому для точного определения воздушных люфтов $f_{\text{люфт}}$ на стане ДУО 140 используется следующий приём.

Прокатываемая полоса зажимается между валками вращением ручного штурвала нажимного механизма до момента появления записи усилия правой и левой мездоз на дисплее компьютера. При этом фиксируется положение штурвала (на штурвале отмечается метка), а показания индикатора, установленного на верхнюю образующую верхнего вала, устанавливается на «0». Далее, вращая штурвал, полосу освобождают от действия валков и возвращают штурвал в положение, когда полоса была зажата между валками. При этом фиксируют показания индикатора. В этом положении штурвала валок “провиснет” на величину воздушных люфтов $f_{\text{люфт}}$. Эту величину зафиксирует индикатор. $f_{\text{люфт}}$ заносится в табл.1.
Значение

Перед прокаткой полос с обжатыми 10, 30 и 50% верхний валок последовательно опускается до образования зазора, соответствующего требуемому обжатию. При этом головка индикатора доводится до касания с валком, а шкала индикатора за счёт вращения лимба стрелка индикатора выводится на “0”. При прокатке индикатор покажет суммарное увеличение зазора между валками:

$$f_{\Sigma K} = f_{\text{люфт}} + f_{\text{упр.к}},$$

откуда определяется суммарная упругая деформация клетки:

$$f_{\text{упр.к}} = f_{\Sigma K} - f_{\text{люфт}}$$

и заносится в табл. 1.

д) Расчетный метод.

Упругая деформация отдельных узлов и деталей клетки может быть определена приближенно по нижеприведенным расчетным формулам. Общую деформацию клетки находят суммированием упругих деформаций

всех ее деталей, воспринимающих усилие прокатки:

$$fk_{ynp} = \sum_{i=1}^n \hat{f}_{i,ynp}.$$

Рабочие валки.

Стрелу прогиба валка определяют по формуле (рис. 1):

$$f_{\text{в}} = f_1 + f_2,$$

где: f_1 – стрела прогиба от действия изгибающих моментов;

f_2 – стрела прогиба от действия поперечных сил.

$$f_1 = \frac{P}{18,8ED} \left\{ 8a^3 - 4ab^3 + b^3 + 64c^2 \left[\frac{(D)^4}{d^4} - 1 \right] \right\},$$

где: D – диаметр бочки, мм;

d – диаметр шейки, мм;

P – усилие прокатки, Н;

E – модуль упругости материала валка, 210 000 Н/мм²;

a – расстояние между точками приложения реакций обоих подшипников, мм;

b – ширина прокатываемой полосы, мм;

$$f_2 = \frac{P_2}{\pi G D^2} \left\{ a - \frac{b}{2} + 2c \left[\frac{D}{d} \right] - 1 \right\},$$

где: G – модуль сдвига, 80 000 Н/мм².

Стрела прогиба двух валков равна

$$f_{\text{в}} = 2(f_1 + f_2).$$

Станина

Упругая деформация станин закрытого типа с учетом изгибающих моментов и поперечных сил определяется по формуле (рис. 1):

$$f_c = f_1 + f_2 + f_3,$$

где: f_1 – деформация обоих поперечин от действия изгибающих моментов;

f_2 – деформация стоек от действия продольных сил;

f_3 – деформация обеих поперечин от действия поперечных сил;

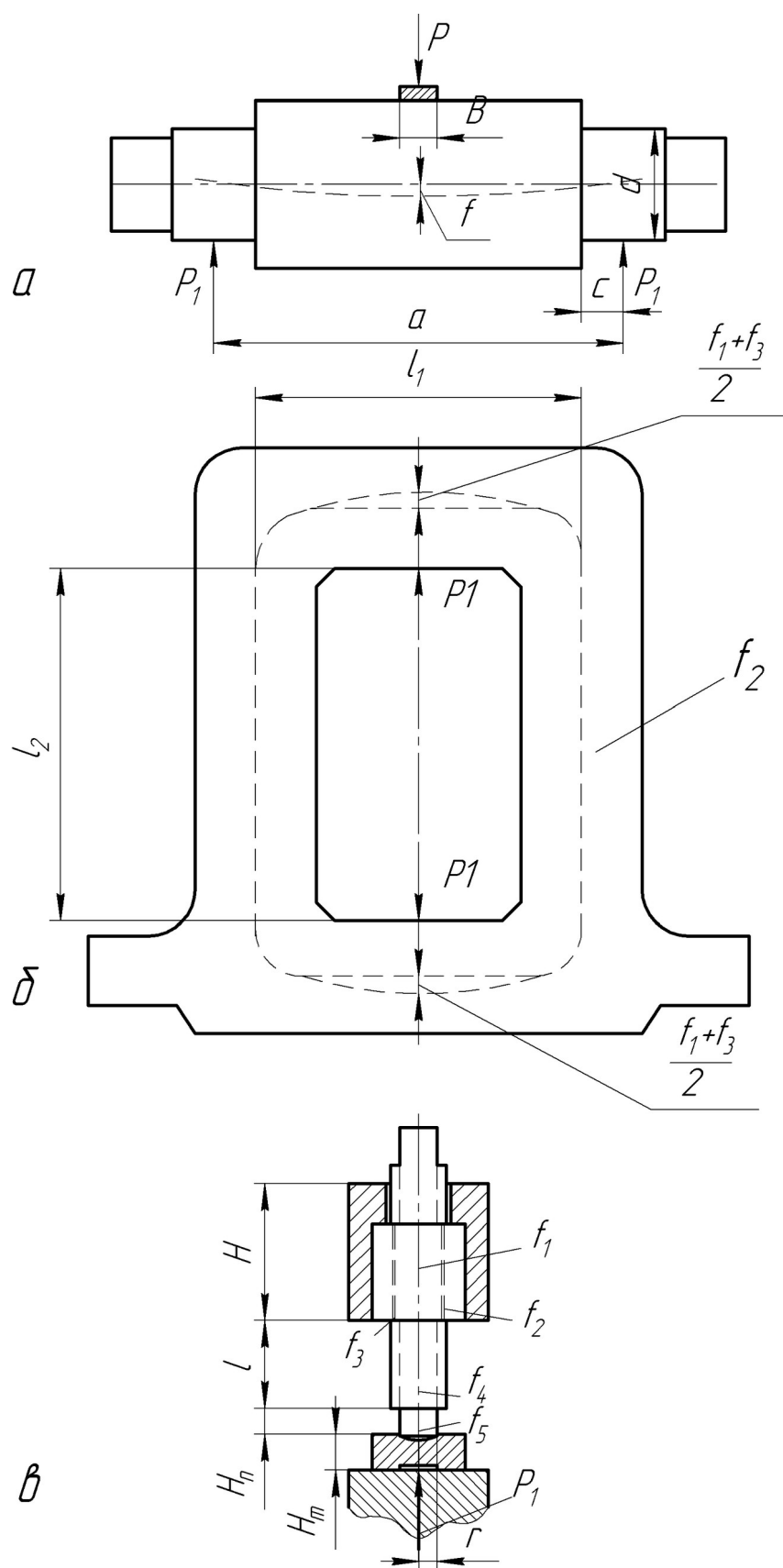


Рис. 1. Схема упругой деформации узлов рабочей клетки
 а) рабочий валок, б) станина, в) нажимной винт
 c – расстояние от точки приложения равнодействующей реакции подшипника до края бочки, мм.

$$f_1 = \frac{Pl^3}{24EI_1} - \frac{Ml^2}{4EI_1};$$

$$f_2 = \frac{Pl^3}{2EF_2};$$

$$f_3 = \frac{1,2P_1l_1}{2GF_1};$$

где: $I_1 = \frac{nl^3}{12}$; $I_2 = \frac{cl^3}{12}$;

$$M_0 = \frac{Pl_1}{4} \cdot \frac{1}{(1 + \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{I_1}{I_2})};$$

$$P_1 = \frac{P}{2} - \text{усилие, растягивающие станину, кг};$$

l_1 ; – длина поперечин и стоек, считая между нейтральными осями, мм;
 l_2

M_0 – изгибающий момент и момент инерции сечения поперечин,
 I_1

Н•мм² и мм⁴;

I_2 – момент инерции сечения стоек, мм⁴;

F – площадь сечения поперечин и стойки, мм²;

E – модуль упругости материала станины, 200 000 Н/мм² (для стали 40Л);

G – модуль сдвига, 80 000 Н/мм² (для стали 40Л);

Нажимное устройство.

Общую деформацию винтовой пары (рис.1) в вертикальном направлении можно определить по формуле:

$$f_{\text{в.п.}} = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5,$$

где: f_1 – деформация тела винта на участке сопротивления с гайкой;

f_2 – деформация тела гайки;

f_3 – деформация витков резьбы винта и гайки;

f_4 – деформация тела винта на участке между гайкой и пятой;

f_5 – упругое сжатие пяты нажимного винта.

$$f_1 + f_2 + f_3 = \frac{2P_1H}{E_r(2F_e + F_r)};$$

где $P = \frac{P}{\text{—}}$ – давление на шейку валка, Н;

H – высота гайки, мм;
 E_I – модуль упругости материала гайки, 80 000 Н/мм²;

F_{ϵ}, F_{Γ} – площади поперечного сечения винта и гайки, мм².

$$f_4 = \frac{P_1 l}{E_{\epsilon} F_{\epsilon}},$$

где: E_{ϵ} – модуль упругости материала винта, 210 000 Н/мм²;
 l – расстояние от гайки до пяты.

$$f_5 = 0,77^3 \sqrt{\frac{P^2}{r} \left(\frac{1}{E_{\epsilon}} + \frac{1}{E_{cm}} \right)^2},$$

где: r – радиус винта по пяте, мм;
 E_{cm} – модуль упругости материала станины, 200 000 Н/мм².

Подушки валков.

Упругая деформация подушек валков (рис.1) определяется по формуле:

$$f_n = \frac{P_1 H_n}{F_n E_n},$$

где: P_1 – давление на шейку вала, Н;
 H_n, F_n – высота и поперечное сечение подушки, мм и мм²;
 E_n – модуль упругости подушки, 210 000 Н/мм².

Месдоза.

Упругая деформация месдозы (рис.2) определяется:

$$f_M = \frac{P_1 H_M}{F_M E_M},$$

где: P_1 – давление на шейку вала, Н;
 H_M, F_M – высота и поперечное сечение месдозы, мм и мм²;
 E_M – модуль упругости месдозы, 210000 Н/мм².

3. Перечень материалов и оборудования, необходимых для выполнения работы

- стальные образцы 2×40×200 мм,
- прокатный стан ДУО-180,
- компьютер, усилитель,
- штангенциркуль,
- микрометр – индикатор.

4. Порядок выполнения работы и указания по технике безопасности

1. Подготовить инструмент и аппаратуру к работе.
2. Подобрать плоские стальные образцы 2х40х200 мм.
3. Определить сумму воздушных люфтов $f_{\text{люфт}}$ клетки
4. Воспрещается трогать руками станки и машины, на которых он не работает.
5. Перед началом работы необходимо проверить и осмотреть стан.
6. Запрещается стоять на линии прокатки.
7. Все инструменты должны находиться на своих.
8. Прокатать образцы при обжатиях $\varepsilon = 10, 30, 50\%$ с тензометрированием усилия металла на валки. Данные занести в табл.1.
9. Зафиксировать показания индикатора при прокатке образцов по п.8 и занести в табл.1.

5. Обработка результатов опытов

1. Произвести теоретический расчет упругой деформации клетки при 3-х усилиях металла на валки, зафиксированных в процессе прокатки образцов. Заполнить табл.2.
2. Построить графики зависимости $f_{\text{упр.к}} = \phi(P)$ – упругой деформации клетки от усилия металла на валки по расчетным и экспериментальным данным.

6. Содержание отчета

Отчет должен содержать цель данной работы, конспект краткого теоретического введения, порядок выполнения работы. Заполнить табл.1 и 2. По полученным данным построить график зависимости упругой деформации клетки.

Таблица 1. Экспериментальные данные упругой деформации клетки

	Относительное обжатие, $\varepsilon, \%$	Давление на левую месдозу, P_l , кН	Давление на правую месдозу, P_n , кН	Усилие прокатки P , кН	Величина воздушных люфтов $f_{\text{люфт}}$, мм	Суммарное увеличение зазора между валками $f_{\Sigma K}$, мм	Упругая деформация клетки f_K , мм
1	10						
2	30						
3	50						

Таблица 2. Расчетные данные упругой деформации клетки

	Относительное обжатие, $\varepsilon, \%$	Усилие прокатки P , кН	Упругая деформация деталей клетки					Упругая деформ. клетки
			валка f_v , мм	станины f_c , мм	нажимного устройства $f_{вп}$, мм	подушки валков f_n , мм	месдозы f_m , мм	
1	10							
2	30							
3	50							

7. Литература

1. Целиков А.И., Полухин П.И. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов, том 3. - М.: Металлургия, 2001. С.213-260.

8. Контрольные вопросы

1. Что называется упругой деформацией клетки?
2. Из чего складывается величина упругой деформации клетки?
3. Методы определения упругой деформации рабочей клетки.
4. Как упругая деформация клетки зависит от усилия металла на валки?
5. Для чего необходимо знать величину упругой деформации клетки?
6. Максимальная составляющая упругой деформации клетки.
7. Факторы, влияющие на упругую деформацию клетки.
8. Методы повышения жесткости рабочих клетей.
9. Как определить величину воздушных люфтов рабочей клетки?

Лабораторная работа №6
Изучение способов получения баллонов
(4 часа)

1. Цель работы

Ознакомление со способами получения баллонов.

2. Введение

Для хранения и перевозки различных газообразных и сжиженных веществ, находящихся под высоким давлением, применяют цилиндрические или шарообразные баллоны. Производство баллонов организовано, в основном, на трубопрокатных заводах. В настоящее время в отечественной промышленности используют около 50 различных профилеразмеров баллонов, поэтому задача их получения является особенно актуальной.

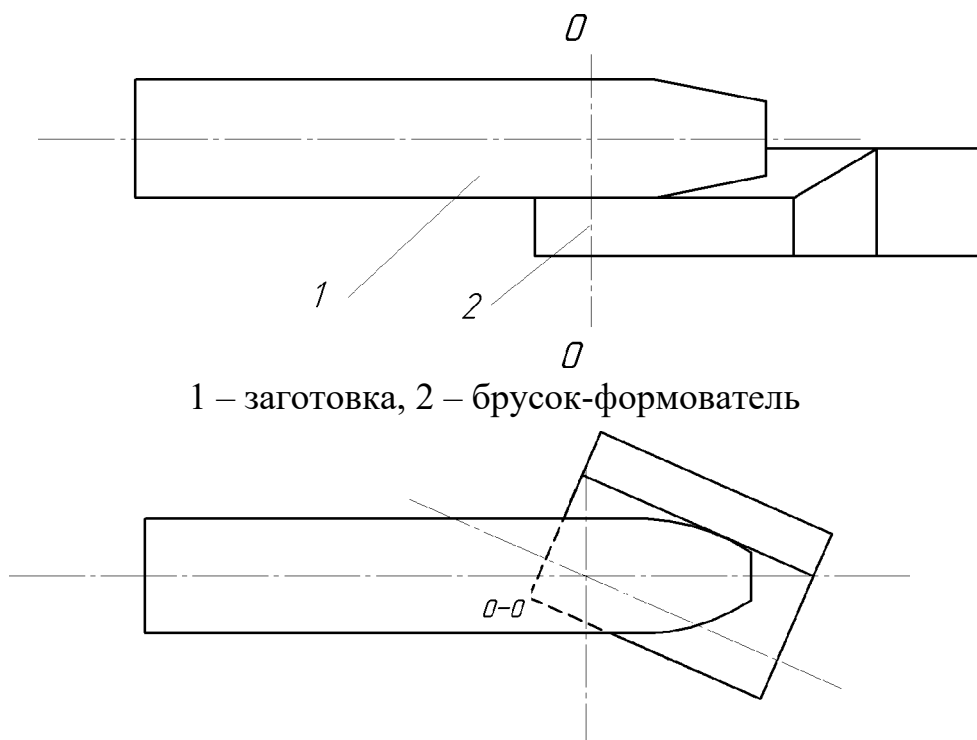
Существует несколько способов изготовления баллонов: прессование из слитков, глубокая вытяжка листов, ковка в полусферических штампах и закатка концов труб на специальных машинах.

В отечественной и зарубежной практике широкое применение нашли три способа получения баллонов: ковка в фигурных бойках, закатка инструментом трения и закатка роликовым инструментом.

Процессковки используется, как правило, для изготовления баллонов большой емкости (55–400 л). Преимущество этого способа – его универсальность, т.к. он позволяет получать днища и горловины практически для всех профилеразмеров баллонов из любых сталей и сплавов». Однако, этот способ имеет ряд существенных недостатков:

- во-первых, процессковки практически неуправляем с точки зрения распределения деформации и осуществляется в одноименной схеме сжатия, требующей больших затрат энергии;
- во-вторых, ковка в последней стадия изготовления горловины из-за смыкания бойков сопровождается большим шумом;
- в-третьих, на каждый тип и размер днища или горловины требуется отдельный штамп, изготовленный из дорогостоящей высокохромистой стали;
- в-четвертых, ковка в данном случае имеет сравнительно низкую производительность, так как 60–70% времени составляют вспомогательные операции;
- в-пятых, качество горловины (днища) из-за образования внутренних продольных складок сравнительно невысокое, что ограничивает возможность использования таких баллонов при высоких давлениях.

Более эффективным по сравнению с ковкой является способ закатки концов трубных заготовок особым образом спрофилированным бруском-формователем (рис. 1).



1 – заготовка, 2 – брусок-формователь

Рис. 1. Закатка трубных заготовок формователем трения

Этот способ используется для изготовления баллонов малой и средней емкости из труб диаметром не более 219 мм преимущественно из углеродистых и низколегированных сталей. Процесс закатки заключается в деформации нагретого конца вращающейся трубной заготовки с помощью инструмента трения – формователя, который поворачивается на 90° вокруг своей оси, перпендикулярной оси заготовки. Во время поворота формователя профиль его формирующего участка постепенно приближается к профилю горловины. Между формователем и металлом имеет место трение скольжения. К основным преимуществам процесса закатки инструментом трения следует отнести:

- непрерывность и быстроту формования, что позволяет увеличить производительность по сравнению с ковкой;
- возможность изменения режимов закатки баллонов благодаря изменению профилировке формователя и скорости его подачи во время формовки;
- значительный деформационный разогрев (на $150\text{--}200^\circ\text{C}$) горловины во время закатки, что снижает энергосиловые параметры процесса закатки.

К недостаткам данного способа закатки следует отнести следующее:

- наличие значительных сил трения между инструментом и металлом вызывает повышенный износ инструмента;

- значительный разогрев металла и контактные силы трения приводят к налипанию металла горловины на инструмент, особенно для налипающих сплавов на основе титана, алюминия;
- асимметрия очага деформации вызывает поперечную разностенность в цилиндрической части горловины, что, в свою очередь, затрудняет сверловку, расточку, нарезку резьбы.

В результате многолетнего исследования существующих способов получения баллонов и поиска новых схем деформирования был разработан новый технологический процесс формообразования днища и горловины баллона с помощью профилированных валков (роликов). Все известные способы закатки труб роликовым инструментом можно разделить на три группы. К первой из них относятся способы, при которых конфигурация формирующего инструмента – ролика – соответствует профилю закатанного конца. Особенностью способов второй группы является получение требуемой конфигурации изделия за счет траектории перемещения ролика в процессе закатки. Третью группу составляют способы, предусматривающие получение требуемого профиля изделия путем сочетания конфигурации ролика с траекторией его перемещения. Почти для всех способов первой группы (рис.2) характерным является наличие осевого взаимного перемещения трубы и деформирующего инструмента, представляющего собой один или несколько неприводных роликов, размещенных в специальной обойме или головке, процессе деформации может вращаться либо труба, либо роликовая головка.

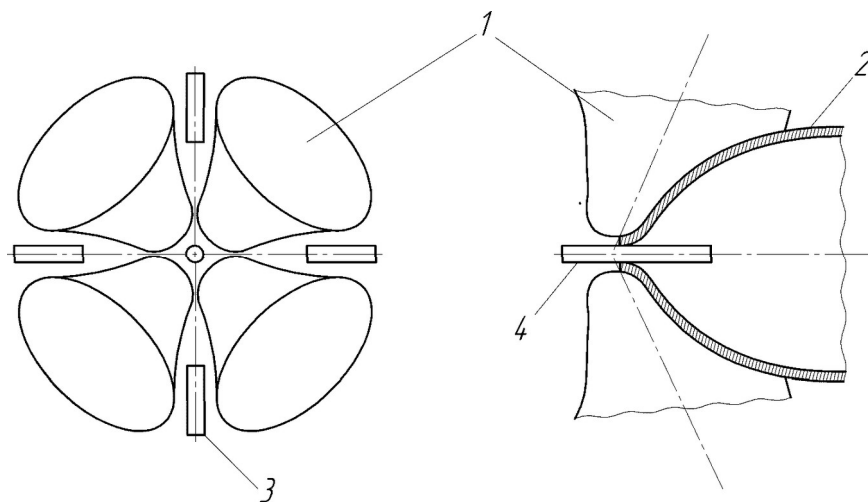


Рис. 2. Формирование горловины баллона роликовым инструментом за счет калибровки инструмента:

- 1 – деформирующие ролики;
- 2 – труба;
- 3 – горелки газовые;
- 4 – центральная горелка.

Наиболее характерным из способов второй группы является способ, представленный схематически на рис. 3, 4. На рис. 3 показана схема закатки днищ баллонов при однократном перемещении ролика.

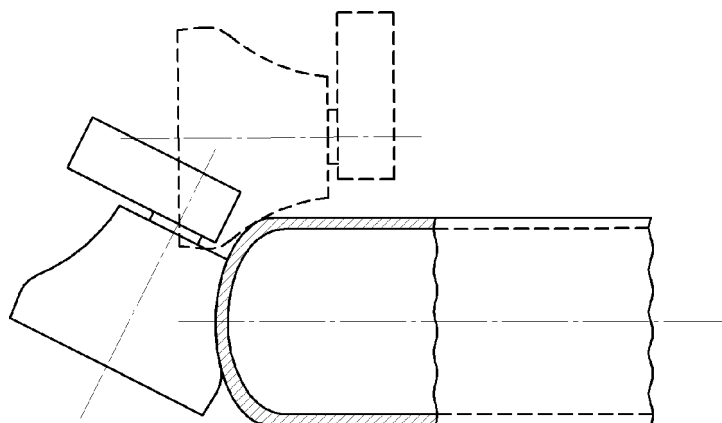


Рис. 3. Формирование днища баллона роликовым инструментом за счет траектории перемещения инструмента при однократном его перемещении

Однако в этом случае энергосиловые параметры закатки достигают значительной величины. Этого недостатка частично лишена схема закатки, представленная на рис. 4, где использована схема многократной закатки, требующая, к сожалению, постоянного подогрева трубы. Следует отметить, что данные схемы закатки эффективно использовать при закатке и днищ и горловин сравнительно тонкостенных ($\frac{D}{S} > 35$) баллонов. А также из налипающих сплавов на основе алюминия или титана.

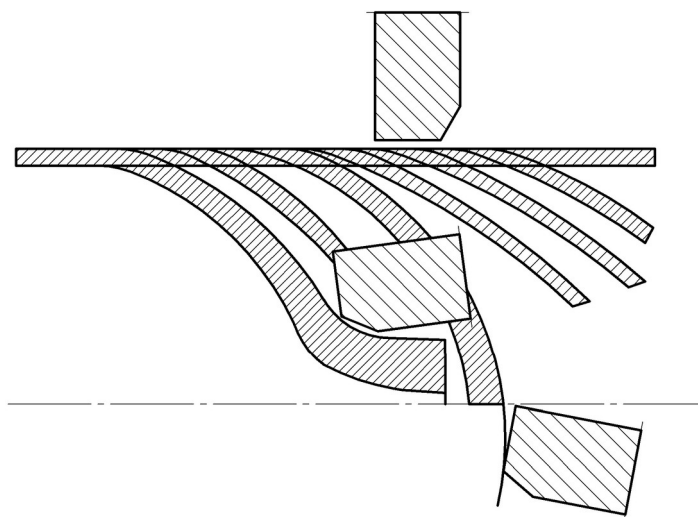


Рис. 4. Формирование днища баллона роликовым инструментом за счет траектории перемещения инструмента при многократном его перемещении

Примером осуществления способа, относящегося к третьей группе, является схема, представленная на рис. 5. Эта схема предусматривает

получение горловины, соответствующей профилю ролика, но не при осевом или радиальном его перемещении, а при повороте на 90° (рис. 5).

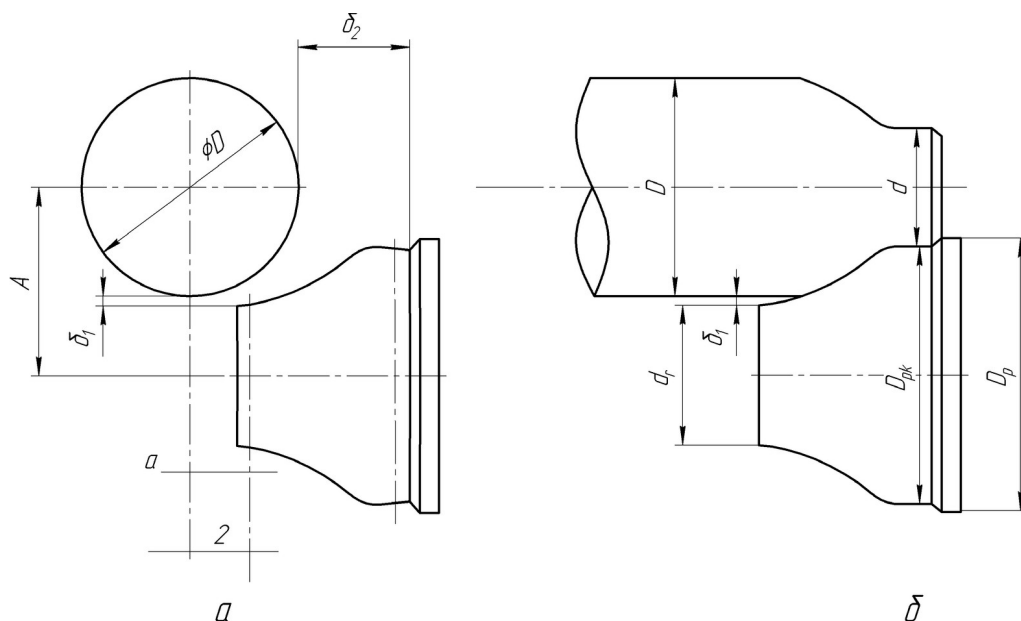


Рис. 5. Схема закатки горловины баллона роликом (начальное положение ролика под углом 90° к оси баллона):

а – исходное положение;

б – конечное положение.

В настоящее время рядом исследований убедительно доказано, что для получения горловины с требуемым утолщением стенки (в 2–2,5 раза) необходимо при формовке горловины создавать подпирющее осевое усилие, сдерживающее течение металла в осевом направлении. Данное требование реализуется при закатке роликами, имеющими, кроме формующей части, участок подпора. Данный участок подпора на ролике может быть конструктивно исполнен различным образом (рис.6).

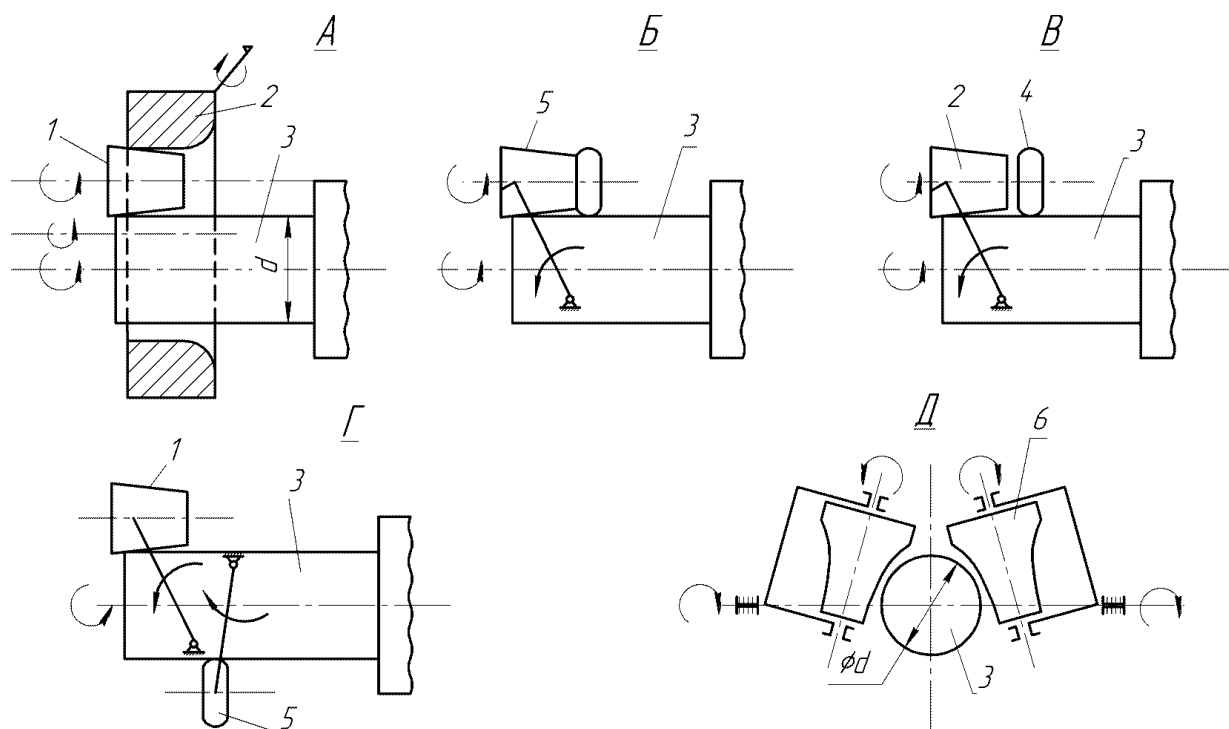


Рис. 6. Технологические схемы закатки горловин баллонов роликовым инструментом с подпором конца трубы:

- А – закатка трубы 3 формующей втулкой 2 с предварительной формовкой роликом 1;
- Б – закатка роликом 5 с совмещенными участками подпора (коническая часть) и окончательной формовки (бочковидная часть);
- В – закатка роликом с отдельными участками подпора 2 и окончательной формовки 4;
- Г – закатка двумя роликами: 1 - ролик подпора, 5 - ролик окончательной формовки;
- Д – закатка двумя симметричными роликами 6 с начальным положением их осей под углом 90 к оси баллона.

Схема А обеспечивает хорошую устойчивость трубы 3 во время закатки, однако конструктивно совмещение формующей втулки 2 и подпирающего ролика 1 исполнить достаточно сложно. Схема Б предусматривает на одном ролике 5 совмещение подпирающей и формующей частей. Из-за различия линейных скоростей ролика при формовке горловины и ее сферической части, вызывающего скручивание горловины, схему Б можно рекомендовать для закатки баллонов небольшого диаметра (до 160 мм). Этого недостатка лишена схема В, где подпирающий и формующий участки ролика выполнены отдельно на одной оси и могут вращаться независимо друг от друга. Существенным недостатком схем Б и В является асимметричная (консольная) нагрузка на трубу, что отрицательно сказывается на условиях работы шпинделя и захвата, удерживающего трубу-заготовку во время закатки. Закатка в условиях симметричной нагрузки представлена на схеме Г, где формующая и подпирающая (1 и 5) части ролика расположены на симметрично противоположных сторонах трубы.

Схема Д объединяет преимущества всех известных схем закатки и предлагается впервые для экспериментальной проверки.

3. Порядок выполнения работы

1. Изучить способы закатки баллонов.
2. Составить эскизы схем роликовой закатки баллонов.

4. Содержание отчета

Отчет по данной лабораторной работе должен содержать 4–5 страниц текста и эскизы схем роликовой закатки концов баллонов.

5. Литература

Капорович В.Г. Обкатка металлоизделий в производстве. М.: Машиностроение, 2001.

6. Контрольные вопросы

1. Перечислить известные методы закатки горловин и днищ баллонов с характеристикой преимуществ и недостатков каждой схемы.
2. В чём сущность продольной и поперечной потери устойчивости трубы при закатке?
3. Почему при закатке разрезным роликом уменьшается скручивание горловины?
4. В чём преимущества двухроликовой закатки?
5. Какой из известных способов закатки можно использовать для тонкостенных баллонов?
6. Как частота переменного тока при индукционном нагреве влияет на глубину нагрева трубной заготовки?
7. Какой из факторов закатки горловин баллонов существенно влияет на утолщение стенки горловины в зоне её цилиндрической части?

Паспортизация установки для закатки баллонов и расчет элементов её конструкции

(8 часов)

1. Цель работы

1. Составление типового паспорта закатной установки.
2. Расчет на прочность осей закатных роликов по экспериментальным значениям действующих нагрузок.
3. Определение долговечности подшипников экспериментальной установки по действующим нагрузкам.

2. Техническое описание конструкции закатной установки

При проектировании механизмов металлургических агрегатов коэффициенты запаса прочности выбираются в зависимости от степени ответственности, возможности замены детали, металлоемкости и т.д. Обычно коэффициент запаса прочности выбирается в пределах 5-10 (1). Однако для новых процессов величины нагрузок, задаваемых в расчет прочности деталей, рассчитываются с относительно невысокой точностью: 40-50%. В этом случае коэффициенты запаса прочности могут выбираться и больше 10. То же самое можно сказать и о подшипниках. Тип и размеры подшипников выбираются таким образом, чтобы, кроме схемы восприятия основных нагрузок, обеспечивалась и необходимая долговечность, например, гарантированная стойкость между капитальными ремонтами. Мощность привода также должна быть оптимальной, номинальная мощность двигателя должна быть на 10-15% выше максимально возможной мощности привода. Поэтому для определения действительных нагрузок необходимо создание экспериментальной установки.

Описание существующего процесса закатки горловин и днищ баллонов дано в предыдущей работе №7. При проведении экспериментальных исследований на закатной установке был разработан способ закатки горловин баллонов (рис. 1). Сущность этого способа заключается в следующем. На первой стадии процесса цилиндрический ролик предварительной деформации, расположенный на нижнем (рис.1а) формователе, двигаясь по радиальной траектории вокруг т. 0, поворачивается на угол $\alpha=60\div 65^\circ$ и формирует на нагретом конце трубчатой заготовки 1 полусферический профиль с сомкнутыми на переднем конце заготовки стенками. Это позволяет на второй стадии процесса получить горловину баллона на цилиндрическом её участке без внутреннего отверстия.

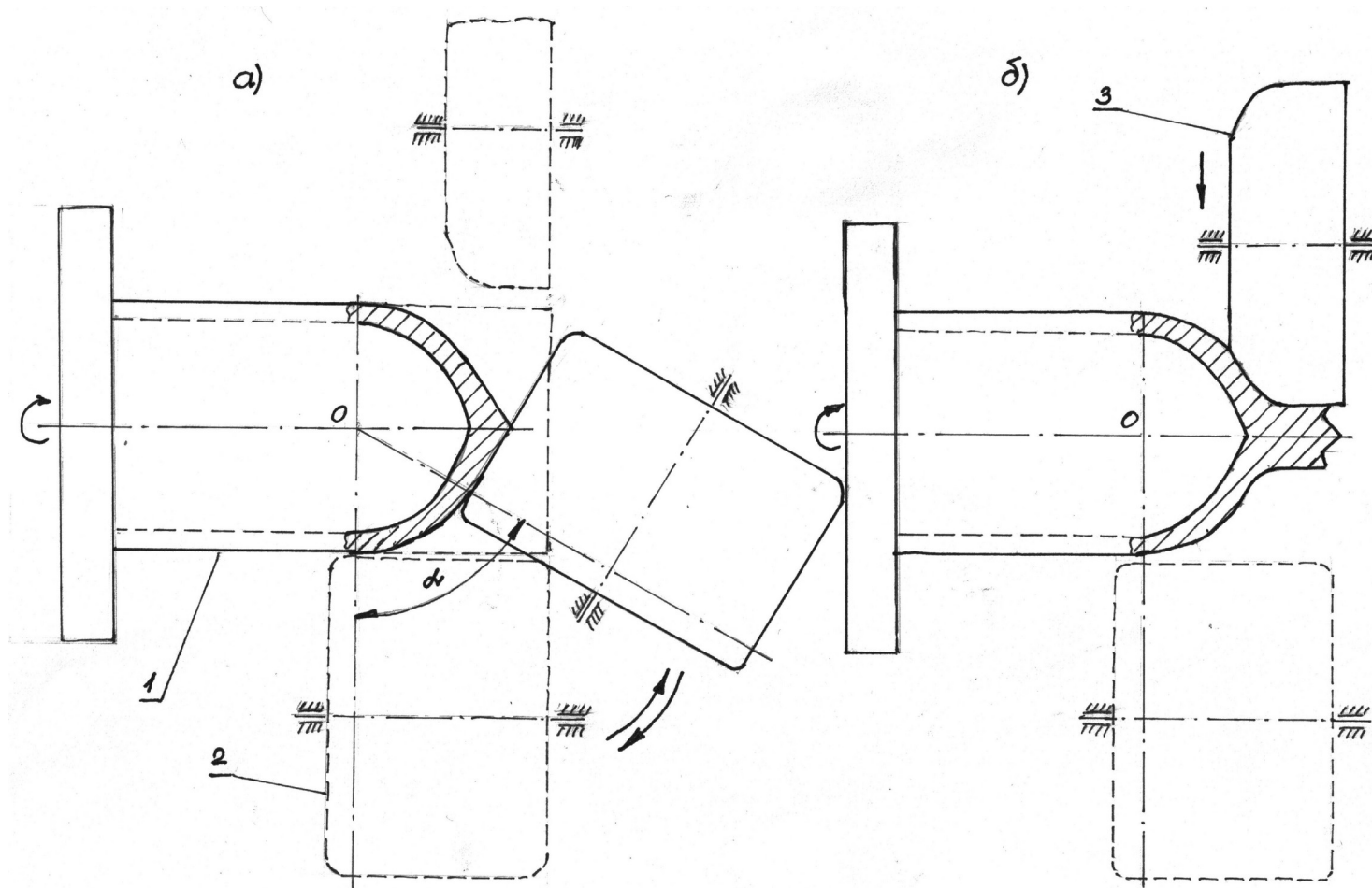


Рис. 1. Схема закатки горловин баллонов:

1 – закатываемая труба,
 2 – ролик предварительной
 деформации, 3 – формующий ролик.

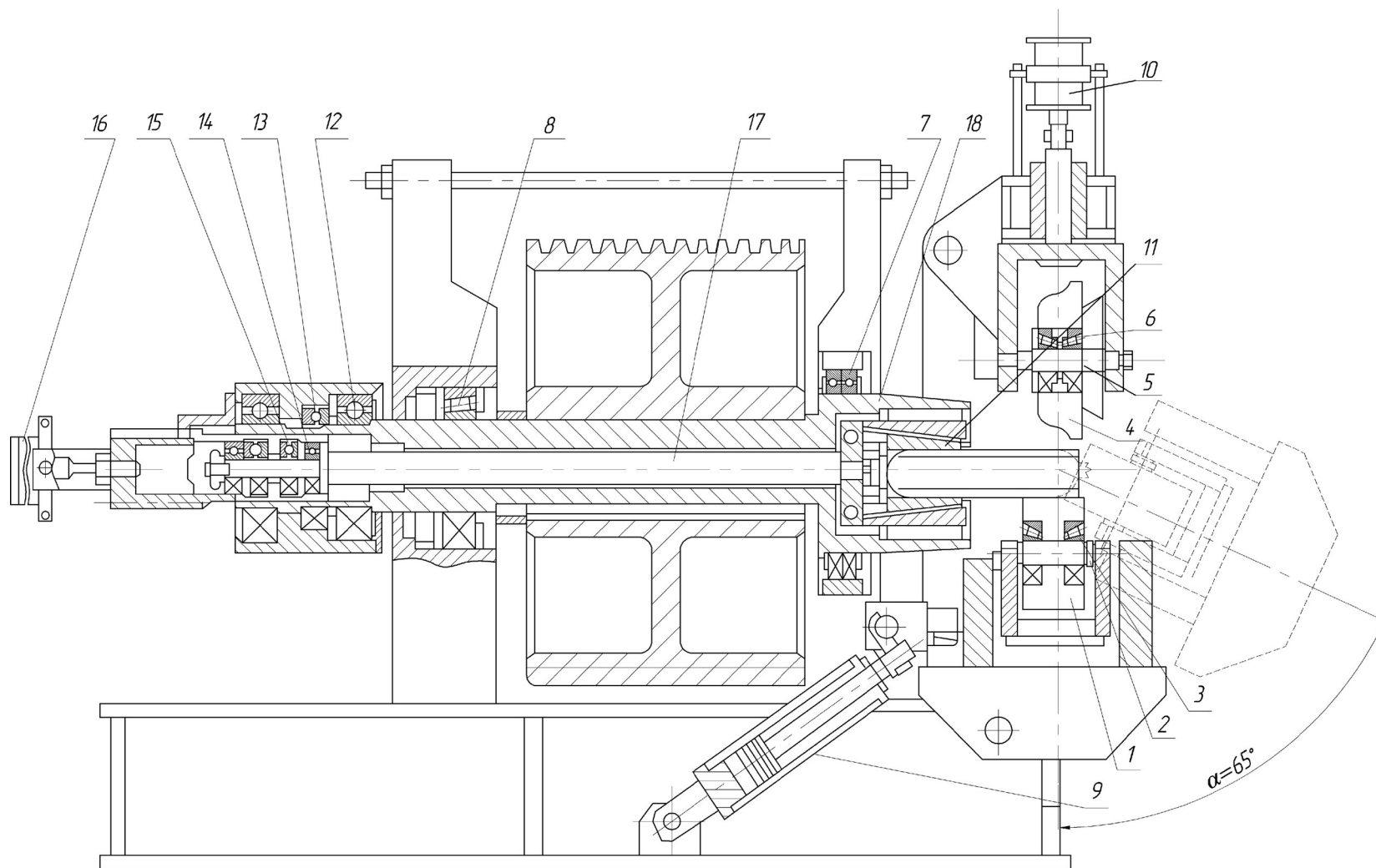


Рис. 2. Общий вид установки для закатки концов баллонов

На второй стадии процесса (рис. 2б) ролик предварительной деформации 2 возвращается в исходное положение, а формующий ролик 3, спрофилированный по профилю горловины, совершает радиальное перемещение и переформовывает конический участок предварительного профиля заготовки соответственно в коневой и цилиндрической участки готовой горловины. Наличие сомкнутых стенок в зоне цилиндрического участка и в коневой зоне значительно упрощает последующее сверление и нарезание резьбы в горловине.

На рис. 2 показан разрез модернизированной экспериментальной установки по оси шпинделя. На плитовине размещены все основные узлы установки: формователь, механизм вращения заготовки (шпиндель) с узлом для затяжки клинового зажима закатываемого баллона. Формователь – двухроликовый. Ролик предварительной деформации 1 вращается на оси 2 на радиально-упорных подшипниках 3 №27310. Формующий ролик 4 вращается на оси 5 на радиально-упорных подшипниках 6 №7212. Перемещение обоих формователей осуществляется от гидроцилиндров: ролик предварительной деформации – от гидроцилиндра 9, формующий ролик – от гидроцилиндра 10. Труба зажимается губками 11 в шпинделе 18. Шпиндель вращается в подшипниках: передние 7 – сдвоенные радиально-упорные шариковые подшипники №46792, задний 8 – радиально-упорный роликовый подшипник №2007144. Клиновый зажим перемещается с помощью тяги 17. Перемещение тяги обеспечивается с помощью гидроцилиндра 16. Для передачи усилия от корпуса неподвижного гидроцилиндра к вращающемуся шпинделю установлен наружный переходный узел с радиальными подшипниками 12 №140 и упорным подшипником 13 №8140. Для передачи усилия от штока гидроцилиндра к штоку шпинделя внутри наружного переходного узла имеется второй переходный узел с радиальными подшипниками 14 №212 и упорными подшипниками 15 №8312. Вращение шпинделя осуществляется от электродвигателя постоянного тока мощностью 75 кВт через клино-ремённую передачу с передаточным отношением $i=1,56$, скоростью вращения шпинделя $n_{\min} = 600$ об/мин.

Некоторые технические данные установки, необходимые для проведения данной лабораторной работы:

- усилие на тягу клинового зажима – 7570 кН;
- максимальное радиальное и осевое усилие возникает при повороте ролика предварительной деформации на угол 60°, максимальные радиальные и осевые нагрузки на ролики показаны на рис. 3,4,5.
- на данной установке возможна закатка концов баллонов диаметром 140÷219 мм и длиной 520÷570 мм.

Расчетные схемы осей роликов и шпинделя представлены на рис. 3,4,5.

Материал осей роликов и тела шпинделя – сталь 40Х, для которой $\sigma_s = 750 \div 850$ МПа, допустимые напряжения имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} [\sigma_p] &= 170 \text{ МПа}, \sigma_{-1} = 400 \text{ МПа} \\ [\tau_{cp}] &= 100 \text{ МПа}, \tau_{-1} = 240 \text{ МПа} \end{aligned}$$

3. Расчетные схемы закатных роликов и шпинделя

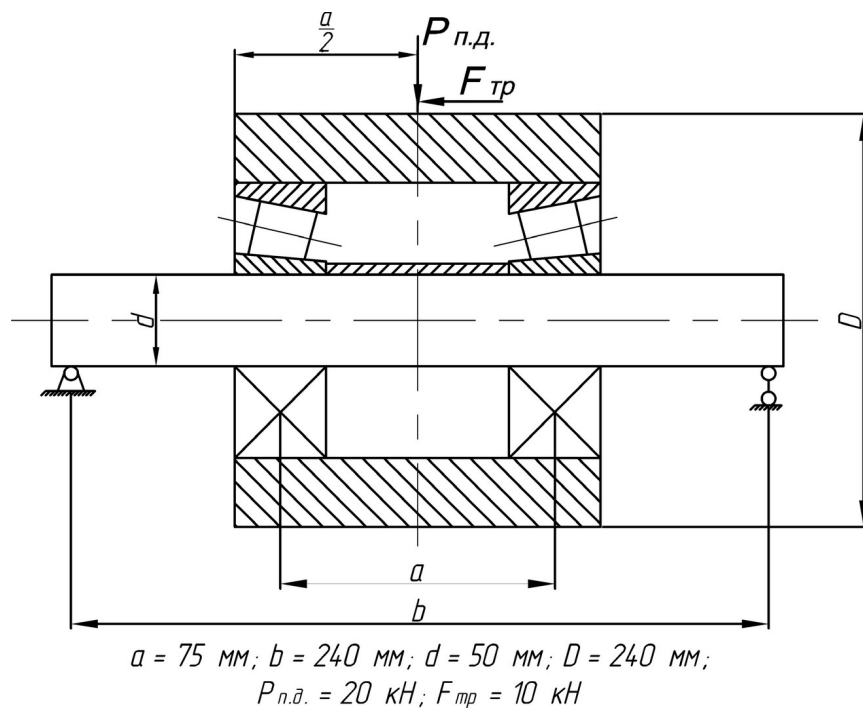


Рис. 3. Расчетная схема ролика предварительной деформации

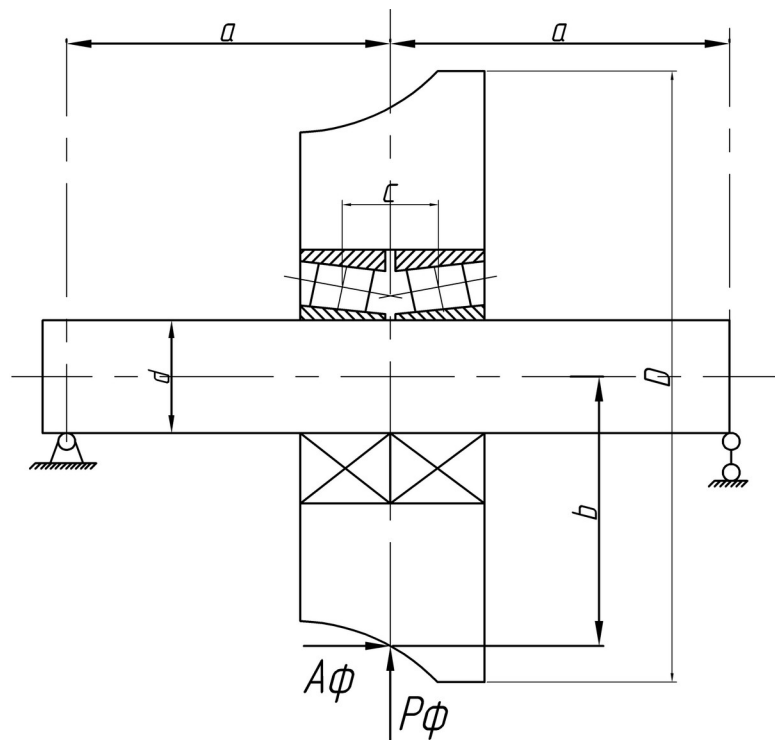
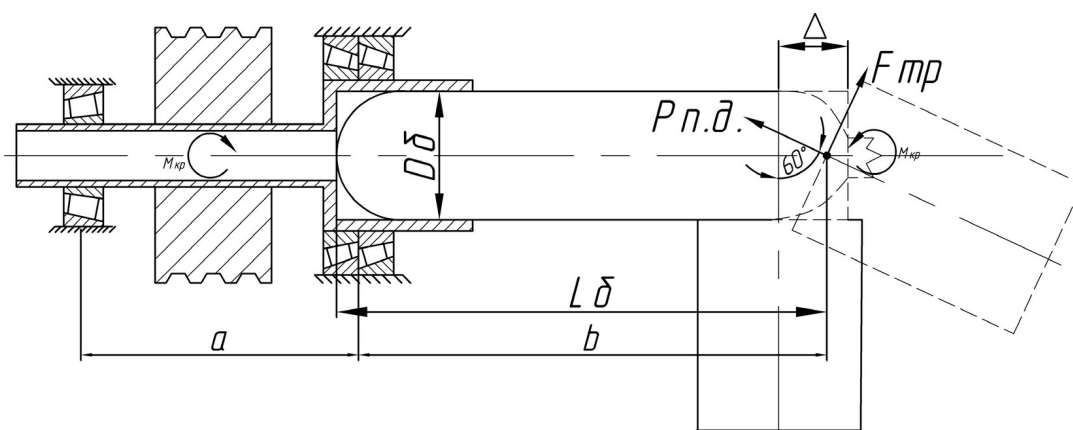


Рис. 4. Расчетная схема формующего ролика



$$D_{\delta} = 219 \text{ мм}; L_{\delta} = 520 \text{ мм}; a = 580 \text{ мм}; b = 550 \text{ мм}$$

$$P_{н.д.} = 20 \text{ кН}; F_{тр} = 10 \text{ кН}; M_{кр} = 0,5 \text{ кН}$$

Рис.5. Расчетная схема шпинделя

4. Методика расчета долговечности подшипников

Долговечность подшипника в часах определяется из выражения :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (1)$$

где: n – число оборотов подшипника в минуту;

C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН (определяется по таблице 1 приложения). Для узла, состоящего из двух и более одинаковых радиально-упорных подшипников, динамическая грузоподъемность узла определяется умножением числа подшипников в степени 0,7 – для шариков и 7/9 – для роликовых подшипников на динамическую грузоподъемность одного однорядного подшипника);

p – для шарикоподшипников $p = 3$, для роликоподшипников $p = 10/3$;

P – эквивалентная нагрузка динамическая, определяемая в общем случае из выражения:

$$P = \frac{(V \cdot X \cdot R + Y \cdot A)}{k_T} \cdot k_{\sigma} \quad (2)$$

где: R и A – соответственно радиальная и осевая нагрузки, кН;

V – коэффициент вращения относительно вектора нагрузки внутреннего ($V = 1.0$) или наружного ($V = 1.2$) колец подшипников. Для упорных шариковых, роликовых радиальных шариковых сферических $V = 1.0$;

X и Y – соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника и величины (таблица 2 приложения)

$$\frac{i \cdot A}{C_0},$$

где: i – число рядов тел качения;

C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, кН;

X и Y определяется по таблице в зависимости от того, больше или меньше в данном случае величина $\frac{A}{V \cdot R}$ в сравнении с постоянной для данного подшипника величиной коэффициента e дается в таблице 2 приложения.

k_T – коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника. Для условий работы закатной установки $k_T = 1,05$.

k_σ – динамический коэффициент, учитывающий влияние динамических условий работы на долговечность подшипника качения. Для условий работы закатной установки $k_\sigma = 1,3 - 1,8$.

При определении величины R и A необходимо тщательно рассмотреть схему действия нагрузок, направление наклона роликов радиально-упорных подшипников.

5. Методика расчета шпинделя на циклическую прочность

В большинстве случаев величина циклических напряжений, при которых наступает усталостное разрушение, значительно меньше предела прочности данного материала. Расчет на выносливость обычно проводят в форме проверки коэффициента прочности [2].

Для осей роликов значение данного коэффициента будет определяться по следующему выражению (1):

$$n_\Sigma = \frac{n_\sigma \cdot n_1}{\sqrt{n_{\sigma T}^2 + v^2}} \geq [n] = 1,3 \div 1,5,$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

$$n_1 = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m},$$

где: σ_{-1} – предел выносливости материала осей при изгибе;

σ_a – амплитуда цикла напряжений при изгибе;

σ_m – среднее напряжение цикла при изгибе;

k_{σ} – коэффициент концентрации напряжений при изгибе (определяется по таблице /2/);

ε_{σ} – масштабный фактор при изгибе, учитывающий влияние размеров сечения валка (определяется по таблице /2/);

β – коэффициент качества обработки поверхности (определяется по таблице /2/);

ψ_{σ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (определяется по таблице /2/).

T_{-1} – предел выносливости материала осей при кручении;

T_a – амплитуда цикла напряжений при кручении;

T_m – среднее напряжение цикла при кручении;

k_{τ} – коэффициент концентрации напряжений при кручении (определяется по таблице /2/);

ε_{τ} – масштабный фактор при кручении, учитывающий влияние размеров сечения валка (определяется по таблице /2/);

β – коэффициент качества обработки поверхности (определяется по таблице /2/);

ψ_{τ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (определяется по таблице /2/).

6. Перечень материалов и оборудования, необходимых для выполнения работы

6.1. Экспериментальная установка для закатки горловин баллонов.

6.2. Кольцевой индуктор для нагрева концов труб перед закаткой.

6.3. Съёмный рольганг для передачи нагретой заготовки в шпиндель закатной установки.

6.4. Труба 180×6×520 мм для закатки.

6.5. Штангенциркуль, линейка масштабная, кронциркуль, радиусомер.

7. Порядок выполнения работы и указания по технике безопасности

1.1. Составить паспорт установки для закатки баллонов:

- индукционная установка для нагрева конца заготовки;
- привод вращения шпинделя (рис.1);
- шпиндель с механизмом клинового зажима заготовки;
- роликовые формователи предварительной и окончательной формовки конца заготовки с приводом его перемещения.

1.2. Произвести расчет на прочность осей формующих роликов.

1.3. Произвести расчет долговечности подшипников роликов.

1.4. Произвести расчет на статическую и циклическую прочность тела шпинделя.

1.5. Произвести расчет долговечности всех подшипников шпинделя.

8. Порядок записи и обработки результатов опытов

Используя измерительный инструмент и данные электрических машин, составить паспорт закатной установки.

1) Индукционная установка для нагрева конца заготовки.

Таблица 1. Данные по индукционной установке

	Название параметра	Значение параметра
Данные генератора ТВЧ		
1.	Мощность генератора, кВт	
2.	Частота ТВЧ	
3.	Потребляемая мощность, А	
4.	Ток индуктора, А	
5.	Тип индуктора	
6.	Диаметр индуктора внутренний, мм	

2) Привод вращения шпинделя

Таблица 2. Данные по приводу вращения шпинделя

	Название параметра	Значение параметра
1.	Двигатель привода	
	- Тип двигателя	
	- Мощность, кВт	
	- Скорость вращения, об/мин	
	- Регулирование скорости вращения	
2.	Тип механической передачи от двигателя к шпинделю	
3.	Передаточное отношение от двигателя к шпинделю	
4.	Количество ремней клиноременной передачи	

3) Шпиндель с механизмом клинового зажима

заготовки Таблица 3. Данные по шпинделю

	Название параметра	Значение параметра
1.	Назначение шпинделя	
2.	Назначение и состав внутренней переходной подшипниковой коробки:	
	- количество и № радиальных подшипников	
	- количество и № упорных подшипников	
3.	Усилие на тягу 17 от гидроцилиндра	
4.	Радиальное усилие на губки клинового зажима при угле клина 7° (расчет)	
5.	Назначение и состав наружной переходной подшипниковой коробки:	
	- количество и № радиальных подшипников	
	- количество и № упорных подшипников	
6.	Давление масла в гидроцилиндре зажима губок при диаметре поршня 160 мм и диаметре штока 60 мм (расчет)	

4) Роликовый формователь предварительной формовки конца заготовки с приводом его перемещения.

Таблица 4. Данные предварительной формовки формователя

	Название параметра	Значение параметра
1.	Формующий ролик:	
	- диаметр ролика	
	- длина ролика	
	- количество, название и № подшипников ролика	
2.	Угол поворота формователя при формовки горловины	
3.	Диаметр и длина оси ролика	

5) Роликовый формователь окончательной формовки горловины баллона.

Таблица 5. Данные формователя окончательной формовки горловины

	Название параметра	Значение параметра
1.	Максимальный диаметр ролика	
2.	Длина ролика	
3.	Количество, название и № подшипников ролика	
4.	Диаметр и длина оси ролика	

9. Содержание отчета

Отчет должен содержать краткое теоретическое введение с формулами, необходимыми для расчета, описание порядка проведения работы, таблицы, расчетные схемы, эпюры, необходимые расчеты и паспортные данные установки с таблицами, выводы по работе. Оформление отчета должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Объем отчета – 7–8 страниц.

10. Литература

1. Капорович В.Г. Производство деталей из труб обкаткой. М.: Машиностроение, 2001.
2. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов. Том 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. М.: Металлургия, 1981.

11. Контрольные вопросы

1. Схема закатки горловин и днищ баллонов.
2. Как изменяется эпюра изгибающих моментов вала при наличии сосредоточенного изгибающего момента?
3. Как выбираются допустимые напряжения материала и чем они определяются?
4. В каком направлении воспринимает осевую нагрузку радиально-упорный подшипник (показать на эскизе)?
5. Как устанавливаются наружные и внутренние кольца подшипников?
6. Чем отличается расчет на циклическую прочность для стальных и чугунных валов?
7. Какая долговечность подшипников считается оптимальной?

8. Как выбираются опасные сечения вала при расчете вала на прочность?
9. Почему при расчете осей роликов не определяются касательные напряжения?
10. Показать схему замыкания усилия зажима заготовки в шпинделе.
11. Рассказать принцип работы закатной установки.

Таблица 1. Исходные данные для расчета подшипников

Место установки подшипника	№ подшипника и назначение	Количество подшипников	Скорость вращения об/мин	Динамическая грузоподъемность С, Н	Статическая грузоподъемность С ₀ , Н
Ролик предварительной деформации	Радиально-упорный 27310	2	450	69300	54200
Формующий ролик	Радиально-упорный 7212	2	175	72200	58400
Передняя стойка шпинделя	Радиально-упорный 46792	2	600	225000	412000
Задняя стойка шпинделя	Радиально-упорный 2007144	1	600	614000	716000
Наружный переходный узел	Радиальный 140	2	600	162000	181000
Наружный переходный узел	Упорный 8140	1	600	184000	581000
Внутренний переходный узел	Радиальный 212	2	600	41100	31500
Внутренний переходный узел	Упорный 8312	2	600	92100	217000

Таблица 2. Численные значения коэффициентов X и Y для подшипников экспериментальной закатной установки

№ подшип- ника	Угол наклона роликов. α, град	$\frac{iA}{C_0}$	X				Y				e
			однорядные		двухрядные		однорядные		двухрядные		
			$\frac{A}{VR} \leq e$	$\frac{A}{VR} \geq e$	$\frac{A}{VR} \leq e$	$\frac{A}{VR} \geq e$	$\frac{A}{VR} \leq e$	$\frac{A}{VR} \geq e$	$\frac{A}{VR} \leq e$	$\frac{A}{VR} \geq e$	
140 212	—	0,014	-	0,56	1,0	0,56	-	2,30	1,0	2,30	0,19
		0,028						1,99		1,99	0,22
		0,056						1,71		1,71	0,26
		0,084						1,55		1,55	0,28
		0,11						1,45		1,45	0,30
		0,17						0,31		1,31	0,34
		0,28						1,15		1,15	0,38
		0,42						1,04		1,04	0,42
		0,56						1,0		1,0	0,44
46792	26	-	-	0,43	1,0	0,67	-	1,0	1,09	1,63	0,57
27310	26	-	1,0	0,4	1,0	0,67	0	0,4	0,45	0,67	1,5
7212 2007144	12-13										
8140 8312	—	-	-	0	-	-	-	1,0	-	-	2,17

Учебное издание

Брюхов Борис Николаевич
Лисовский Александр Владимирович
Чеканова Светлана Борисовна

Конструирование, расчёт и сертификация прокатных станов
Учебно-методическое пособие

Лабораторный практикум для студентов направления, 150201 профиля
«Машины и технология обработки металлов давлением»

Редактор *Г.В. Атмашкина*
Компьютерная вёрстка *И.М. Таупек*

Подписано в печать
Формат 60×90 $\frac{1}{16}$

Бумага офсетная
Печать офсетная
Тираж 100 экз.

Уч.–изд.л. 2,01

Электростальский политехнический
институт – филиал
Федерального государственного
бюджетного образовательного
учреждения высшего
профессионального образования
«Московский государственный
машиностроительный университет
(МАМИ)»
144000, Московская обл., г.
Электросталь,
ул. Первомайская, д.7.
Тел. (496)57–5–36–77