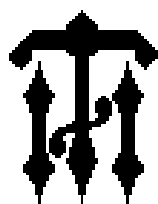


**О. Д. АФОНИН**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ  
ПРАКТИКУМ  
ПО ПРИКЛАДНОЙ  
МЕХАНИКЕ**



**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2011**

Министерство образования и науки Российской Федерации

---

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
Санкт–Петербургский государственный  
технологический институт  
(технический университет)

---

Кафедра теоретических основ химического машиностроения

О. Д. АФОНИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ  
ПО ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ

Учебное пособие

Издание 2-е, переработанное и дополненное

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2011

УДК 539.3/ 4 + 621.81

Афонин О. Д. Лабораторный практикум по прикладной механике : учебное пособие / О. Д. Афонин, А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев, О. В. Сташевская ; под ред. Н. А. Марцулевича. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – СПб. : СПбГТИ (ТУ), 2011. – 144 с.

Учебное пособие является сборником лабораторных работ по программам учебных дисциплин «Прикладная механика», «Техническая механика», «Механика материалов и основы конструирования» для студентов по направлениям подготовки бакалавров (240100, 240700, 280700, 241000, 150100, 230100, 220400, 151000). Лабораторные работы данного пособия могут также использоваться при изучении студентами учебных дисциплин «Сопротивление материалов» и «Детали машин» (направление подготовки бакалавров 270800, и др.). Учебное пособие соответствует требованиям государственных образовательных стандартов третьего поколения и формирует у студентов следующие профессиональные компетенции (ПК):

- способность выполнять испытания на установках и оборудовании (ПК-6);
- умение использовать технические средства для измерения параметров и оформлять отчеты по результатам исследований (ПК-7);
- способность использовать методы расчетов элементов технологического оборудования по критериям работоспособности (ПК-3).

Подготовлено к изданию под редакцией д-ра техн. наук, профессора Н. А. Марцулевича (зав. кафедрой теоретических основ химического машиностроения С.-Петербургского государственного технологического института (технического университета)).

Рис. 81, табл. 22, библиогр. 19 назв.

Рецензенты:

М.М. Сычев канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой теоретических основ материаловедения СПбГТИ (ТУ)

О.Г. Агошков доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой стрелково-пушечного, артиллерийского и ракетного оружия СПбГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Утверждено на заседании учебно-методической комиссии механического факультета СПбГТИ (ТУ), протокол № 1 от 02.06.2011 г.

Рекомендовано к изданию РИСо СПбГТИ(ТУ)

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие .....	4
Основные условные обозначения .....	6
1. Физико-механические свойства материалов .....	7
1.1 Лабораторная работа 1. Испытание металлов на растяжение.....	8
1.2 Лабораторная работа 2. Испытание материалов на сжатие .....	18
1.3 Лабораторная работа 3. Определение модуля продольной упругости стали .....	24
1.4 Лабораторная работа 4. Определение модуля сдвига стали при кручении .....	30
1.5 Лабораторная работа 5. Испытания материалов на твердость . . .	35
1.6 Лабораторная работа 6. Испытания пластмасс на релаксацию напряжений .....	44
2. Работоспособность типовых элементов аппаратов .....	51
2.1 Лабораторная работа 7. Прочность и жесткость стержней при поперечном изгибе .....	51
2.2 Лабораторная работа 8. Прочность и жесткость балки при косом изгибе .....	57
2.3 Лабораторная работа 9. Устойчивость стержней при продольном изгибе .....	63
2.4 Лабораторная работа 10. Термопрочность элементов теплообменника.....	70
2.5 Лабораторная работа 11. Прочность оболочек аппаратов, нагруженных внутренним давлением .....	80
2.6 Лабораторная работа 12. Изучение конструкций и герметичности фланцевых соединений .....	86
3. Типовые конструкции и работоспособность элементов привода машин .....	98
3.1 Лабораторная работа 13. Изучение конструкций и определение параметров зубчатых передач .....	100
3.2 Лабораторная работа 14. Изучение конструкций и определение параметров червячных передач .....	112
3.3 Лабораторная работа 15. Виброустойчивость валов быстроходных мешалок .....	118
3.4 Лабораторная работа 16. Изучение конструкций и потерь на трение подшипников качения .....	124
3.5 Лабораторная работа 17. Герметичность сальникового уплотнения .....	131
Литература.....	137
Приложение А. Указания к проведению работ и оформлению отчетов.....	139
Приложение Б. Обозначения элементов кинематики в схемах.....	140

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Глубина освоения большинства общепрофессиональных дисциплин в значительной степени зависит от содержания и методической проработки лабораторного практикума. Настоящее учебное пособие предназначено для студентов химико-технологических направлений подготовки при выполнении ими лабораторных работ в рамках важнейшей учебной дисциплины общепрофессионального цикла – «Прикладной механики». Содержание лабораторного практикума составлено на базе одноименного курса, который в течение нескольких десятилетий читается в Санкт-Петербургском государственном технологическом институте (техническом университете). Методика проведения каждой из предлагаемых работ учитывает многолетний опыт работы профессорско-преподавательского коллектива кафедры теоретических основ химического машиностроения (ТОХМ) названного учебного заведения.

Основные цели лабораторного практикума состоят в практическом изучении устройства и особенностей работы типовых элементов химического оборудования, в экспериментальной проверке ряда теоретических положений лекционного курса по «Прикладной механике», в приобретении студентами навыков инженерного расчета типового химического оборудования по главным критериям работоспособности (прочности, жесткости, устойчивости, герметичности, виброустойчивости и др.), а также в ознакомлении с методиками проведения испытаний конструкционных материалов в соответствии с действующими стандартами.

Учебное пособие включает 16 лабораторных работ и состоит из трех разделов:

1. Физико-механические свойства материалов.
2. Работоспособность элементов аппаратов.
3. Типовые конструкции и работоспособность элементов привода машин.

Подбор лабораторных работ и формирование тематических разделов полностью соответствуют структуре и содержанию лекционного курса. В каждой лабораторной работе кратко сформулированы исходные теоретические положения, приведены принципиальные схемы испытательной машины, экспериментальной установки и измерительных приборов, изложена методика проведения опыта и обработки результатов измерений. Приложение содержит рекомендации по анализу полученных результатов и оформлению отчета по выполненной работе.

Предлагаемое руководство подготовлено на основе учебного пособия «Лабораторный практикум «Особенности расчета типовых элементов химического оборудования» (ЛТИ им. Ленсовета, 1983 г.), написанного доц. О.Д. Афониним под редакцией проф. А.И. Мильченко при активном участии

других преподавателей кафедры ТОХМ. Однако настоящее издание полностью переработано и в значительной степени дополнено. Введен ряд новых работ. При этом возможности учебного пособия по методическому обеспечению лабораторного практикума существенно расширились. Так, работы, входящие в два первых раздела, могут быть использованы в лабораторном практикуме по «Сопротивлению материалов», а работы последнего раздела будут полезны при изучении курса «Детали машин». В целом, можно с полным основанием ожидать, что «Лабораторный практикум по прикладной механике» поможет студентам познакомиться с практической стороной курса, закрепить теоретические знания и лучше подготовиться к будущей профессиональной деятельности.

Н. А. Марцулевич

### Предисловие ко второму изданию

Подготовка рукописи ко второму изданию осуществлялась, к сожалению, без Афонина О. Д. его коллегами по работе на кафедре ТОХМ. В этом издании добавлена одна лабораторная работа и переработаны несколько работ с учетом многолетнего опыта проведения лабораторного практикума, изменений в государственных образовательных стандартах третьего поколения, а также пожеланий, предложений и замечаний преподавателей. Особую благодарность следует выразить тем, кто помогал в становлении лабораторных работ от идеи до проектирования и конструктивного оформления оригинальных установок: А. И. Мильченко, О. Д. Афонину, В. З. Борисову, Е. Г. Матюшину, Д. А. Бартеневу, Г. Н. Коваленко, А. С. Тимошуку, Л. К. Севастьянову, а также заведующей лабораторией Л. Д. Алексеевой, поддерживающей оборудование в рабочем состоянии.

Н. А. Марцулевич

## Основные условные обозначения

- $A$  — площадь сечения стержня, мм<sup>2</sup>;  
 $b$  — ширина прямоугольного сечения стержня, мм;  
 $d$  — диаметр круглого стержня (вала), мм;  
 $E$  — модуль продольной упругости материала, МПа;  
 $F$  — сила (общее обозначение), Н;  
 $G$  — модуль сдвига материала, МПа;  
 $H$  — число твердости материала;  
 $h$  — высота прямоугольного сечения стержня, мм;  
 $I$  — момент инерции сечения, мм<sup>4</sup>;  
 $\ell$  — длина расчетного участка стержня, мм;  
 $M$  — момент силы, момент пары сил, Н·мм;  
 $M_z$  — изгибающий момент, Н·мм;  
 $N$  — мощность, Вт;  
 $p$  — давление среды, МПа;  
 $s$  — толщина оболочки (пластины), мм;  
 $T$  — вращающий момент (нагрузка), Н·мм;  
 $T_x$  — крутящий момент, Н·мм;  
 $u$  — передаточное число механизма;  
 $W$  — моменты сопротивления сечения, мм<sup>3</sup>;  
 $y(x)$  — прогиб стержня, мм;  
 $\varepsilon$  — линейная деформация (относительная);  
 $\eta$  — коэффициент полезного действия;  
 $\sigma$  — нормальное напряжение, МПа;  
 $\tau$  — касательное напряжение, МПа;  
 $\omega$  — угловая скорость, рад/с;  
П — показание на шкале прибора, дел.

### Индексы

- |                 |                   |
|-----------------|-------------------|
| и — изгибающий; | кр — критический; |
| о — начальный;  | р — полярный;     |
| оп — опытный;   | х, у, z — осевой. |

### Символы

- $\Delta$  — приращение величины (абсолютное);  
 $\delta$  — относительное расхождение, погрешность;  
[ ] — допускаемое значение величины.

# 1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ

Экономичность и надежность химического оборудования в значительной мере зависят от правильного учета при его проектировании и эксплуатации физико-механических свойств материалов конструкций [1, 14, 15].

Количественную оценку механических характеристик материалов получают при помощи лабораторных испытаний [2 – 5].

Для того чтобы получаемые результаты обладали сопоставимостью, основные методы испытаний материалов стандартизованы [5]. К механическим характеристикам материалов относятся: прочность, пластичность, упругость, твердость и другие.

Характеристики прочности материалов: предел прочности  $\sigma_{пч}$ , предел текучести  $\sigma_T$ , определяемые в лабораторных работах 1 и 2, используют в инженерных расчетах для оценки допускаемого напряжения [1 – 6]:

$$[\sigma] = \sigma_{пч} / n_{пч} \quad \text{или} \quad [\sigma] = \sigma_T / n_T,$$

где  $n_{пч}$ ,  $n_T$  — значения коэффициентов запаса прочности, выбираемые в соответствии с нормами [9] или на основе опыта эксплуатации соответствующего оборудования [6, 11, 12, 16 - 18].

Характеристики пластичности материалов: относительное удлинение  $\delta$ , относительное сужение  $\psi$ , определяемые в работе 1, позволяют установить наиболее целесообразный метод изготовления деталей. В частности, при достаточной пластичности материала становится возможным использование таких высокопроизводительных операций, как штамповка, гибка, вальцовка деталей из листового проката.

Значения модуля продольной упругости  $E$ , модуля сдвига  $G$ , определяемые в работах 3 и 4, характеризуют упругие свойства материалов и необходимы для выполнения расчетов элементов оборудования на жесткость, устойчивость, виброустойчивость [1, 6, 11, 12, 17, 18].

Определение чисел твердости (работа 5) позволяет судить о контактной прочности деталей машин, контролировать качество термообработки материалов [5, 12].

Изучение реономных свойств пластмасс (работа 6) дает представление о таких характерных для них явлениях, как ползучесть и релаксация напряжений [1].



## 1.1 Лабораторная работа 1. Испытание материалов на растяжение

**Общие сведения.** Механические свойства материалов, зависящие от большого числа факторов, могут быть определены только в результате статических или динамических испытаний образцов материалов. Статическое нагружение позволяет избежать влияния сил инерции. При статических испытаниях образец, форма и размеры которого регламентированы стандартами, плавно нагружается со скоростью деформации не более 20 мм/мин вплоть до разрушения – разрыва. Статические испытания являются основными, по которым определяются механические характеристики материалов: характеристики прочности и пластичности.

**Прочность** — свойство материалов твердых тел сопротивляться разрушению, а также необратимому изменению формы (пластической деформации) тела под действием нагрузок или от других воздействий (неоднородные температурные или магнитные поля).

**Пластичность** — свойство материалов необратимо деформироваться под действием нагрузок или от других воздействий.

**Хрупкость** — практическое отсутствие пластичности материала.

**Образец материала**, согласно стандартам, может быть плоский толщи-

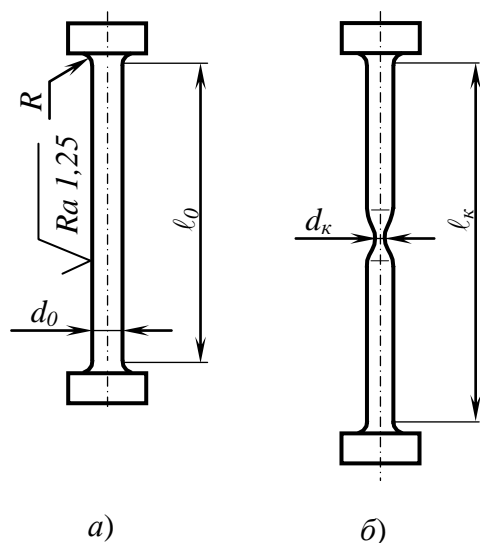


Рисунок 1.1 – Образец для испытаний на растяжение

ной от 0,5 мм и более, или цилиндрический (рис. 1.1, а) диаметром  $d_0$  от 3 мм и более. Расчетная длина образца  $\ell_0$  отмечается рисками или кернением. Используют короткие ( $\ell_0 = 5d_0$ ) и длинные ( $\ell_0 = 10d_0$ ) цилиндрические образцы. Для крепления в захватах испытательной машины образцы изготавливают с утолщениями, которые сопрягаются с рабочей частью скруглениями – галтелями радиусом  $R$  (рис. 1.1). Поверхность образца на рабочей длине обрабатывается с высоким классом шероховатости (среднеквадратическая высота микронеровностей  $R_a \leq 1,25$  мкм).

Образцы подвергают растяжению до разрушения. Зависимость удлинения образца  $\Delta\ell$  от величины растягивающей силы  $F$  автоматически фиксируется диаграммным аппаратом испытательной машины в виде графика. Полученную запись (рис. 1.2) обрабатывают: определяют начало координат диаграммы растяжения  $F = f(\Delta\ell)$ , отмечают характерные точки диаграммы, по которым вычисляют механические характеристики материала.

С целью исключения влияния на механические характеристики материала размеров образца: начальной площади поперечного сечения  $A_0$  и перво-

начальной длины  $\ell_0$ , силу  $F$  пересчитывают в механическое напряжение

$$\sigma = F/A_0, \quad (1.1)$$

а удлинение  $\Delta\ell$  – в линейную деформацию

$$\varepsilon = \Delta\ell/\ell_0. \quad (1.2)$$

Получаемые по формуле (1.1) значения напряжений  $\sigma$  оказываются несколько меньше *действительных* значений  $\sigma_0$ , так как действующую силу относят к начальной площади  $A_0$  поперечного сечения образца, не учитывая уменьшения сечения при растяжении.

На рисунке 1.2 представлена диаграмма растяжения, характерная для малоуглеродистых сталей.

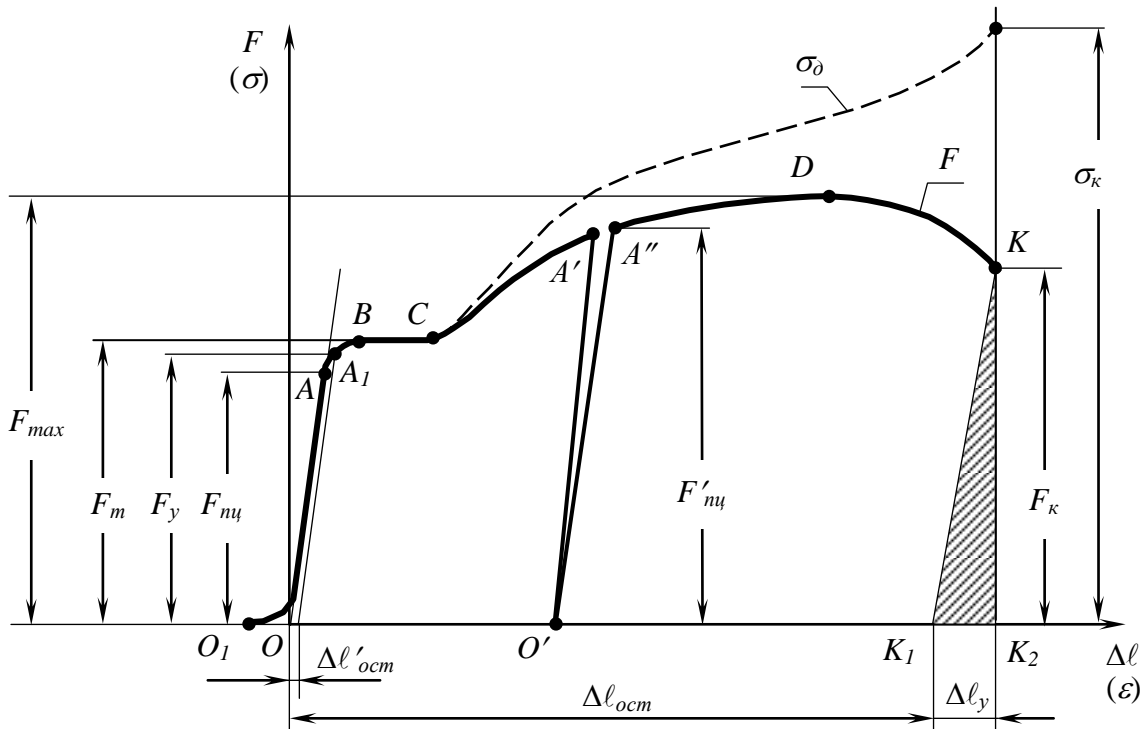


Рисунок 1.2 – Диаграмма растяжения пластичного материала

Поскольку при пуске машины (точка  $O_1$  рис. 1.2) в захватах происходит устранение зазоров, скольжение головок образца, а также их обмятие, то в начальный момент запись диаграммы идёт с искажением в виде небольшого криволинейного участка, от точки  $O_1$  – точки начала испытаний, до участка в виде наклонной прямой линии. Для устранения данного искажения, начало координат диаграммы переносят в точку  $O$  (см. построение на рис. 1.2).

В процессе испытания вид зависимости между удлинением  $\Delta\ell$  образца и растягивающей силой  $F$  несколько раз существенно изменяется, что позволяет выделить на диаграмме несколько характерных участков.

Участок  $OA$  – *участок пропорциональности (упругости)*; на этом участке деформация образца подчиняется закону Гука, согласно которому в области упругих деформаций напряжения  $\sigma$  прямо пропорциональны относительному удлинению  $\varepsilon$ . Если на этом участке прекратить испытания, и разгрузить образец, то деформации исчезнут, а линия графика при обратном ходе совпадёт с отрезком  $OA$ .

Максимальное напряжение, до которого материал подчиняется закону Гука, называется *пределом пропорциональности*

$$\sigma_{mц} = \frac{F_{mц}}{A_0}, \quad (1.3)$$

где  $F_{mц}$  — сила, соответствующая пределу пропорциональности;

$A_0$  — начальная площадь поперечного сечения.

Участок  $AB$  — *участок появления малых остаточных деформаций*; на этом участке нарушается линейная зависимость между нагрузкой и удлинением образца. Если в какой-либо точке, например  $A_1$ , остановить нагружение, а затем разгрузить образец, то линия обратного хода пойдёт параллельно  $OA$ , а сам образец не вернётся к прежним размерам: появится небольшое остаточное удлинение  $\Delta l'_{ост}$ .

Напряжение, при котором материал получает ничтожно малую остаточную деформацию порядка  $0,01 \div 0,03\%$ , называется *пределом упругости*

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A_0}, \quad (1.4)$$

где  $F_y$  — сила, соответствующая пределу упругости.

Предел упругости  $\sigma_y$  по величине практически совпадает с пределом пропорциональности  $\sigma_{mц}$ , поэтому эти два параметра в ряде случаев условно отождествляют.

Участок  $BC$  – *площадка текучести*; на этом участке материал «течёт» т.е. получает значительные остаточные деформации без увеличения усилия.

Напряжение, при котором материал течёт, т.е. деформируется без заметного увеличения нагрузки, называется *пределом текучести*

$$\sigma_T = \frac{F_T}{A_0}, \quad (1.5)$$

где  $F_T$  — сила, соответствующая пределу текучести.

При достижении предела текучести на полированной или шлифованной поверхности образца может наблюдаться помутнение из-за появления тонких

тёмных линий – линий Людерса-Чернова (или линий деформации). Линии ориентированы примерно под углом  $45^\circ$  к оси образца (рис. 1.3). Направление указанных линий соответствует наклонным площадкам, на которых при растяжении образца возникают наибольшие касательные напряжения, вызывающие сдвиги между слоями материала.

При испытании *малопластичных* материалов диаграмма растяжения не имеет заметно выраженной площадки текучести (рис. 1.4, а). Для таких материалов определяют *условный предел текучести*, т.е. напряжение, при котором остаточная деформация  $\varepsilon$  равна 0,2%

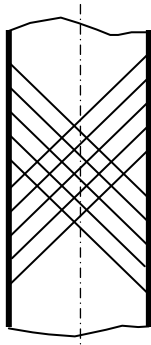
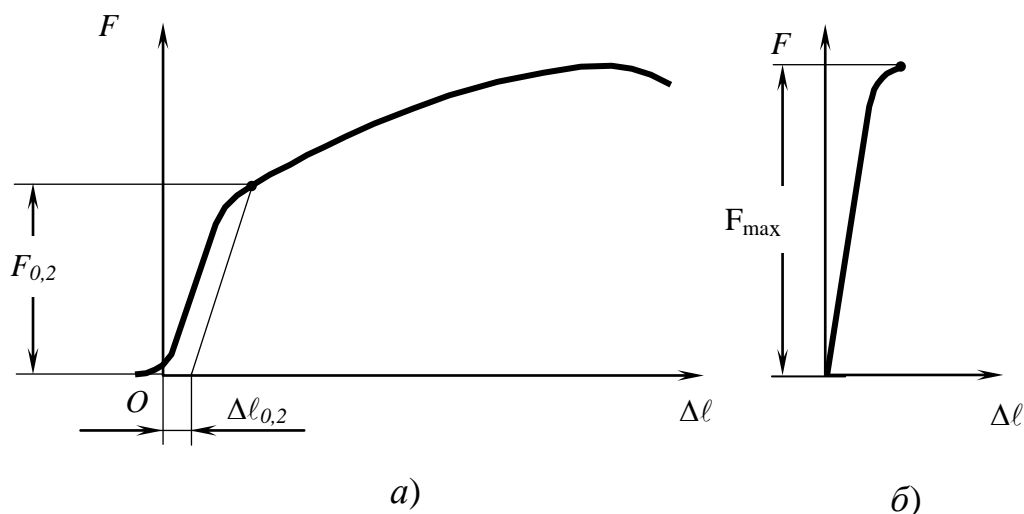


Рисунок 1.3 – Линии Людерса-Чернова

$$\sigma_{0,2} = \frac{F_{0,2}}{A_0}, \quad (1.6)$$

где  $F_{0,2}$  — сила, соответствующая условному пределу текучести.

Участок CD (рис. 1.2) – *зона упрочнения*; на этом участке удлинение образца сопровождается возрастанием нагрузки, но в сотни раз более медленным, чем на участке пропорциональности.



а – малопластичный материал; б – хрупкий материал

Рисунок 1.4 – Диаграммы растяжения

В точке *D* диаграммы образец испытывает максимальную нагрузку  $F_{max}$ . Напряжение, при котором образец испытывает максимальную нагрузку  $F_{max}$ , предшествующую разрушению, называется *пределом прочности*  $\sigma_{нч}$  или *временным сопротивлением*  $\sigma_\sigma$

$$\sigma_{нч} = \sigma_\sigma = \frac{F_{max}}{A_0}. \quad (1.7)$$

Если процесс нагружения образца остановить в какой-либо точке участка упрочнения, например, в точке  $A'$ , разгрузить, а затем повторно нагрузить образец, то линии обратного ( $A'O'$ ) и прямого ( $O'A''$ ) хода практически совпадут и будут прямыми (рис. 1.2), что свидетельствует о сохранении упругих деформаций и после пластического деформирования.

Сила,  $F'_{nc}$  существенно превышает силу  $F_{nc}$ , соответствующую пределу пропорциональности (рис. 1.2), т.е.  $F'_{nc} > F_{nc}$ , что свидетельствует о повышении предела пропорциональности материала после получения им остаточной деформации. Данное явление, при котором расширяется область работы материала в зоне упругих деформаций, называется *наклёпом* (*нагартовкой*) или *деформационным упрочнением*. Это свойство, связанное с механическим изменением структуры материала, широко используется для получения более прочных деталей путём механического упрочнения заготовок, например, штамповкой, волочением, вытяжкой, скручиванием.

Если под нагрузкой, обеспечивающей наклёп, выдержать образец в течение 100 и более часов, то при этом повысится и предел прочности. Это явление называется *естественным старением*. Наклёп, вызванный растяжением, снижает  $\sigma_{nc}$  и  $\sigma_T$  при сжатии. Данное явление называется *эффектом Баушингера*.

Следует отметить, что при наклёпе снижается пластичность и вязкость материала, что выражается в уменьшении протяжённости диаграммы, начиная с точки  $O'$  (рис. 1.2). В нежелательных случаях, например, при необходимости глубокой штамповки заготовки её проводят в несколько этапов, периодически восстанавливая пластичность материала устранением получающегося наклёпа, термообработкой заготовки – отжигом.

Участок диаграммы  $A'O'A''$  – *петля гистерезиса*. *Гистерезис* (от греч. hysteresis – отставание, запаздывание) – разность удлинений детали (перемещений точек детали) в условиях непрерывного нагружения и последующего разгружения при одной и той же нагрузке. Упругий гистерезис связан с внутренним (консервативным) трением в материале, т.е. трением между микроскопическими зёрнам материала (*кристаллитами*). Величину гистерезиса учитывают при изготовлении различных упругих элементов, например, пружин измерительных приборов.

Следует отметить, что временное сопротивление  $\sigma_e$  меньше *предела длительной прочности* – напряжения, при котором происходит разрушение образца через заданный промежуток времени ( $10 \div 10^4$  ч).

Участок ДК – участок появления на образце местной остаточной деформации – *шейки* (рис. 1.1, б). После достижения образцом максимальной нагрузки деформация, которая до этого равномерно распределялась по длине образца, сосредотачивается на каком-то небольшом участке его длины. Образец получает местное сужение, что приводит к падению нагрузки (рис. 1.2). В результате развития множественного скольжения в шейке образуется высокая плотность дефектов кристаллической решётки (*дислокаций*), возникают зародышевые несплошности, укрупнение которых приводит к

возникновению пор. Сливаясь, поры образуют трещину, которая распространяется поперёк образца до его разрушения (точка  $K$  на рисунке 1.2).

Напряжение в момент разрыва образца рассчитывается как действительное напряжение, т.е. как отношение силы, при которой произошёл разрыв, к истинной площади сечения в месте разрыва (в шейке). Напряжение в момент разрыва называется *сопротивлением разрыву*

$$\sigma_{\kappa} = \frac{F_{\kappa}}{A_{\kappa}}, \quad (1.8)$$

где  $A_{\kappa} = \pi d_{\kappa}^2 / 4$  — площадь шейки цилиндрического образца.

Из-за постоянного уменьшения площади поперечного сечения растягиваемого образца *действительные напряжения*  $\sigma_{\delta}$  непрерывно нарастают (пунктирная линия на рисунке 1.2) вплоть до разрушения, а напряжение в момент разрыва  $\sigma_{\kappa}$  оказывается максимальным напряжением, которое может выдержать материал.

Пять напряжений: *предел пропорциональности, предел упругости, предел текучести, предел прочности и сопротивление разрыву* – характеристики прочности материала.

Абсолютное остаточное удлинение  $\Delta \ell_{ост}$  можно получить сравнением первоначальной длины образца  $\ell_0$  и конечной длины  $\ell_{\kappa}$ , складывающейся из длин двух половинок разорванного образца (рис. 1.1, б), или же по отрезку  $OK_1$  диаграммы (рис. 1.2) с учётом масштаба записи. Для получения точки  $K_1$ , из точки  $K$  диаграммы проводят отрезок  $KK_1$  параллельный  $OA$ . Отрезок  $K_1K_2$  в масштабе соответствует упругой деформации образца  $\Delta \ell_y$ , однако, если для измерения (записи) удлинения не использовались специальные тензометры закрепляемые на образце, то на диаграмме отрезок  $K_1K_2$  будет соответствовать сумме упругой деформации образца и упругих деформаций частей машины.

Для численной оценки пластичности материала используют две характеристики пластичности: *относительное остаточное удлинение*

$$\delta = \frac{\ell_{\kappa} - \ell_0}{\ell_0} 100\% = \frac{\Delta \ell_{ост}}{\ell_0} 100\%, \quad (1.9)$$

и *относительное остаточное поперечное сужение*

$$\psi = \frac{A_0 - A_{\kappa}}{A_0} 100\%. \quad (1.10)$$

Диаграмма растяжения (рис. 1.2) позволяет определить работу, затраченную на разрыв образца. Работа (в Джоулях) пропорциональна

площади диаграммы  $F = f(\Delta\ell)$  с учётом масштабов записи – по оси абсцисс размерность длины в метрах (м), а по оси ординат размерность силы в Ньютонах (Н).

Полная работа, затраченная на разрыв образца, соответствует площади  $OABCDKK_2$  (рис. 1.2), а работа, затраченная только на пластическую деформацию – площади  $OABCDKK_1$ . Площадь треугольника  $KK_1K_2$  соответствует работе расходуемой на упругие деформации образца, частей машины.

Удельная работа разрыва (Дж / м<sup>3</sup>), т.е. количество работы, затраченной на разрыв единицы объёма образца, вычисляется по приближённой формуле

$$a_p = \frac{0,85F_{max}\Delta\ell_{ocm}}{V_0} = \frac{0,85F_{max}\Delta\ell_{ocm}}{A_0\ell_0}, \quad (1.11)$$

где 0,85 — опытный коэффициент, учитывающий заполнение диаграммы в виде прямоугольника со сторонами  $F_{max}$  и  $\Delta\ell_{ocm}$ ;  $V_0$  — начальный объём образца.

Удельная работа характеризует вязкость материала, сопротивление динамическим нагрузкам. Чем больше работы необходимо затратить на разрушение образца (чем больше площадь диаграммы), тем больше энергии может поглотить материал, не разрушаясь, тем лучше он может сопротивляться ударным нагрузкам, поглощая кинетическую энергию удара.

По диаграмме испытания образцов из хрупких материалов (рис. 1.4, б) определяют пределы пропорциональности и прочности. На диаграммах растяжения таких материалов отсутствует площадка текучести, а также ниспадающий участок после достижения  $F_{max}$ , т.к. не происходит образование шейки, т. е. местного сужения образца.

Значения  $\sigma_m$  ( $\sigma_{0,2}$ ),  $\sigma_{нч}$ ,  $\delta$ ,  $\psi$  регламентируются государственными стандартами. По механическим характеристикам, найденным при статических испытаниях образцов материала на растяжение, можно судить о его марке и области рационального применения.

В таблице 1.1 приведены механические характеристики некоторых материалов. Можно отметить значительное влияние содержания углерода С (%) на прочность и пластичность сталей, что широко используется в современном машиностроении.

#### **Цели работы:**

- ознакомление с испытательной машиной и измерительными приборами;
- получение диаграммы растяжения образца;
- определение основных механических характеристик материала по диаграмме растяжения;
- определение марки испытываемого материала.

**Описание экспериментальной установки.** Для проведения работы используются: испытательная машина ИМ-4Р; образец материала; штангенциркуль.

Таблица 1.1 Механические характеристики некоторых материалов

Марка материала	Содержание углерода, %	Характеристики				Твёрдость по Бринеллю
		Прочности		пластичности		
		$\sigma_T$	$\sigma_{лч}$	$\delta$	$\psi$	НВ
		МПа		%		
Сталь углеродистая обыкновенного качества						
Ст 0	≤ 0,23		≥ 310	≥20	-	-
Ст 1	0,06 - 0,12	180	310 - 420	≥32	-	-
Ст 2	0,09 - 0,15	190 - 220	330 - 440	≥29	-	-
Ст 3	0,14 - 0,22	200 - 250	370 - 490	27 - 23	58-65	150
Ст 4	0,18 - 0,27	230 - 270	410 - 540	25 - 21	-	170
Ст 5	0,28 - 0,37	260 - 290	500 - 640	21 - 17	45-56	200
Ст 6	0,38 - 0,49	300 - 320	≥600	15-12	36-57	-
Сталь углеродистая качественная конструкционная						
10		210	310	31		143
20		250	420	25		163
30		300 - 350	500	21		179
40		340 - 380	580	19		200
45		360	610	16		215
65Г		440	750	9		230
Сталь низколегированная						
16ГС		320 - 330	490 - 500	21		
09Г2С		360 - 270	500 - 440	21		
Сталь легированная качественная						
12ХМ		225	380	21		179
15ХМ		250	400	21		179
15ХА		500	700	21		179
30ХМА		700	900	12		229
40Х		800	950	12		207
45ХН		850	1050	10		207
Стали и сплавы высоколегированные						
15Х5М		220	400	22		250
20Х13		450	660	16		126
12Х18Н10Т		200	500	35		210
06ХН28МДТ		220	360	40		140
Чугун и цветные металлы						
СЧ 15	(серый чугун)	-	150/320сж	-		170
АД0, АД1	(алюм. технич.)	35	60	25		-
АЛ8	(алюм. сплав)	-	290	9		60
МЗр	(медь)	50	200 - 300	35 - 50		40
ЛМцЖ	(латунь)	300	500	20		100
БрОЦ4-3	(бронза)		300 - 400	35 - 45		50 - 70



Машина ИМ-4Р с максимальной нагрузкой 40 кН (4 тс) предназначена главным образом для испытаний материалов на растяжение.

Схема машины показана на рисунке 1.5. Нагружение исследуемого образца 7 осуществляется от электродвигателя 1, который через две пары червячных передач 2 и цилиндрическую зубчатую передачу 3 вращает зубчатое колесо-гайку. Так как колесо-гайка ограничено от осевых перемещений шарикоподшипниками 4, то при его вращении происходит вертикальное перемещение тягового винта (с трапецеидальной резьбой) 5, который с помощью захвата 6 создает растягивающую нагрузку на образце 7.

Для определения величины растягивающей нагрузки в машине предусмотрено рычажно-маятниковое силоизмерительное устройство. Оно включает: верхний захват 8, рычаг первого рода 10 с опорой 9, тягу 11 и маятник 12 с грузом 13. С маятником 12 жестко связана кулиса 14, которая вызывает перемещение каретки 15 с пером диаграммного аппарата.

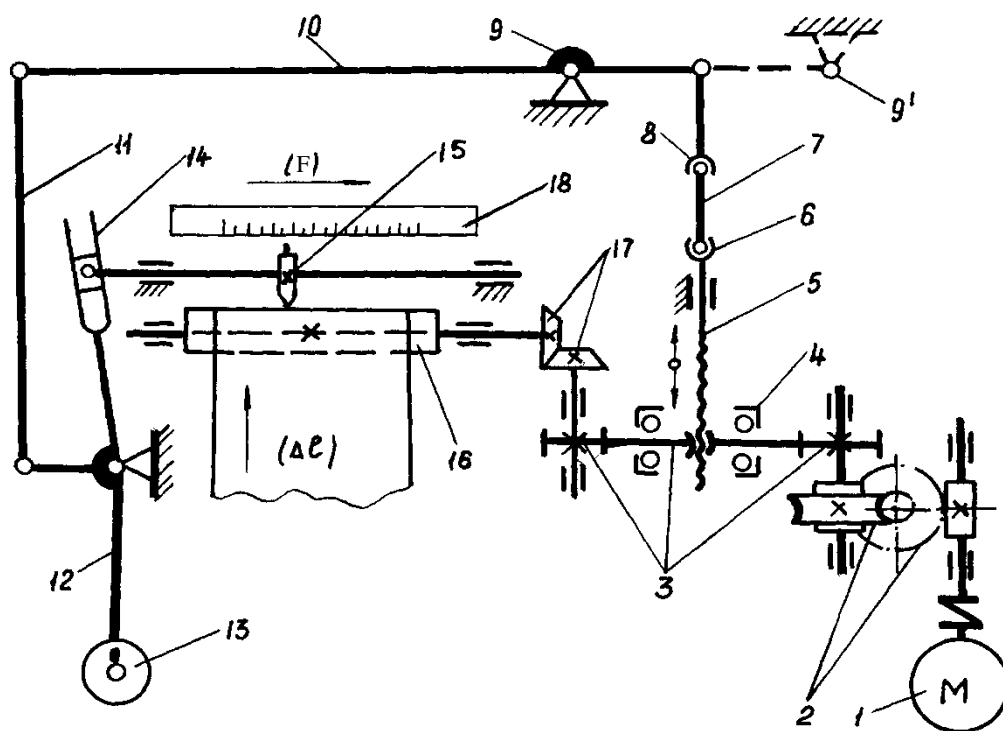


Рисунок 1.5 – Кинематическая схема испытательных машин ИМ-4Р, ИМ-4А (обозначения элементов кинематики по приложению Б)

Таким образом, в зависимости от величины растягивающей нагрузки происходят отклонение от вертикального положения маятника 12 и горизонтальное перемещение пера диаграммного аппарата. Величину нагрузки можно контролировать по шкале 18.

Диаграммный аппарат фиксирует, кроме того, удлинение образца, так как барабан 16, на который наматывается бумага с миллиметровой сеткой, получает вращение через пару конических зубчатых колес 17 от приводного колеса-гайки. Удлинение образца фиксируется на диаграмме в масштабе 100 : 1. Масштаб диаграммы и шкалы 18 по нагрузке зависит от веса дисков

– грузов на маятнике и составляет: 50 Н в 1 мм при установке 1 диска; 100 Н в 1 мм при установке 2 дисков.

Электродвигатель привода управляется пакетным переключателем на три положения: растяжение — останов — сжатие.

Следует отметить, что получаемые на испытательной машине ИМ-4Р диаграммы из-за особенностей конструкции отличаются от диаграммы, представленной на рисунке 1.2, так например, начало координат расположено справа; угол наклона участков пропорциональности ( $OA$  и  $O'A'$ ) к вертикали существенно больше истинного значения из-за влияния упругой деформации частей машины; петля гистерезиса имеет перехлест из-за выборки зазоров в сочленениях машины при её реверсе, т.е. при нагружении-разгрузении.

Штангенциркуль ШЦ-1 (рис. 1.6, а) с ценой деления нониуса (нижней вспомогательной шкалы) 0,1 мм (рис. 1.6, б) используется для обмера образцов до и после испытаний. По левому штриху шкалы нониуса определяют целое число миллиметров, составляющих измеряемый размер, а количество десятых долей миллиметра – по «номеру» штриха, совпадающего со штрихом основной (верхней) шкалы (рис.1.6, б).

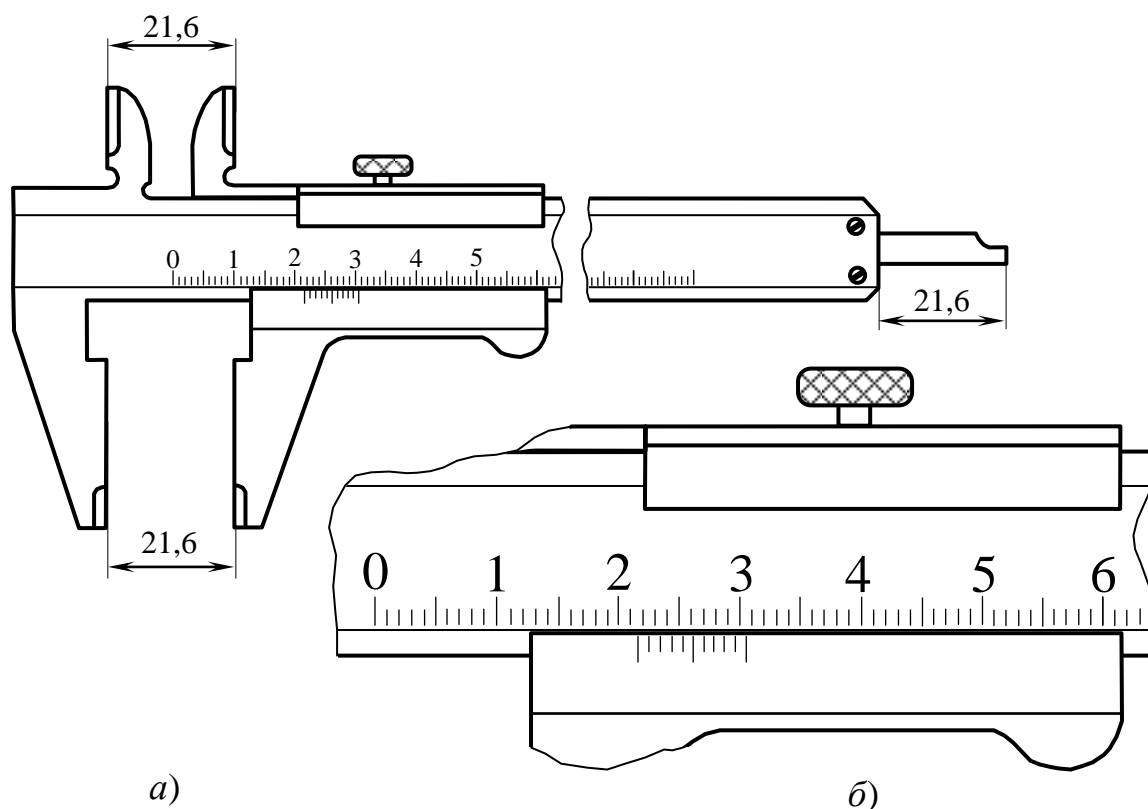


Рисунок 1.6 – Штангенциркуль ШЦ-1

При выполнении работы необходимо соблюдать правила техники безопасности, в частности, запрещается пользоваться неисправной техникой,

отклоняться от установленного порядка испытаний, прикасаться к движущимся частям машины, заходить в плоскость хода маятника, испытывать хрупкие материалы без защитного экрана. Устранять возникшие неполадки могут только квалифицированные специалисты.

#### **Порядок выполнения работы.**

а) Изучить цель и методику выполнения работы. Ознакомиться с устройством испытательной машины, а также с правилами техники безопасности. Получить разрешение преподавателя на проведение работы.

б) Подготовить бланк отчёта. В отчет записать: тип машины и дать её описание, указать масштабы диаграммы по нагрузке  $F$  и удлинению  $\Delta\ell$ . Измерить диаметр образца  $d_0$  и расчетную длину  $\ell_0$ . Закрепить образец в захватах машины. Установить диаграммную бумагу и перо для записи.

в) Включить электродвигатель машины и наблюдать за процессом растяжения образца. После разрушения образца выключить электродвигатель, освободить из захватов машины обе части образца и приступить к обработке результатов испытания.

г) Обе части разрушенного образца сложить вместе; измерить расстояние  $\ell_k$  между рисками и диаметр  $d_k$  (или размеры сечения плоского образца) в месте разрыва.

*Примечание.* Испытания материала, при которых разрыв образца произошел вне расчетной длины, или по риску (кернарию), считаются недействительными, и их повторяют на другом образце.

д) Произвести обработку диаграммы – определить все характерные нагрузки (рис. 1.2 и 1.4).

е) Выполнить расчеты характеристик материала по формулам (1.3) – (1.11) и составить отчет по работе согласно Приложению А.

## **1.2 Лабораторная работа 2. Испытание материалов на сжатие**

**Общие сведения.** При статических испытаниях пластмасс по ГОСТ 4651-82, металлов по ГОСТ 25.503-97 цилиндрические или призматические образцы, высота которых в полтора-два раза больше поперечного размера, сжимают между плоскими плитами (или опорами) испытательной машины. Образцы большей высоты не используют, т.к. при сжатии они могут искривляться, т.е. терять устойчивость.

При сжатии образца силой  $F$  (рис. 1.7, а) в поперечном сечении (А) образца будет действовать нормальное напряжения  $\sigma$ , а по произвольному наклонному сечению ( $A_\alpha$ ) – полное напряжение  $P$ . Из равновесия элемента (рис. 1.7, б) следует, что

$$F = \sigma A = P A_\alpha$$

где  $A$  — площадь поперечного сечения;

$A_\alpha$  — площадь наклонной площадки.

Таким образом, полное напряжение на наклонной площадке

$$P = \sigma \frac{A}{A_\alpha} = \sigma \cos \alpha.$$

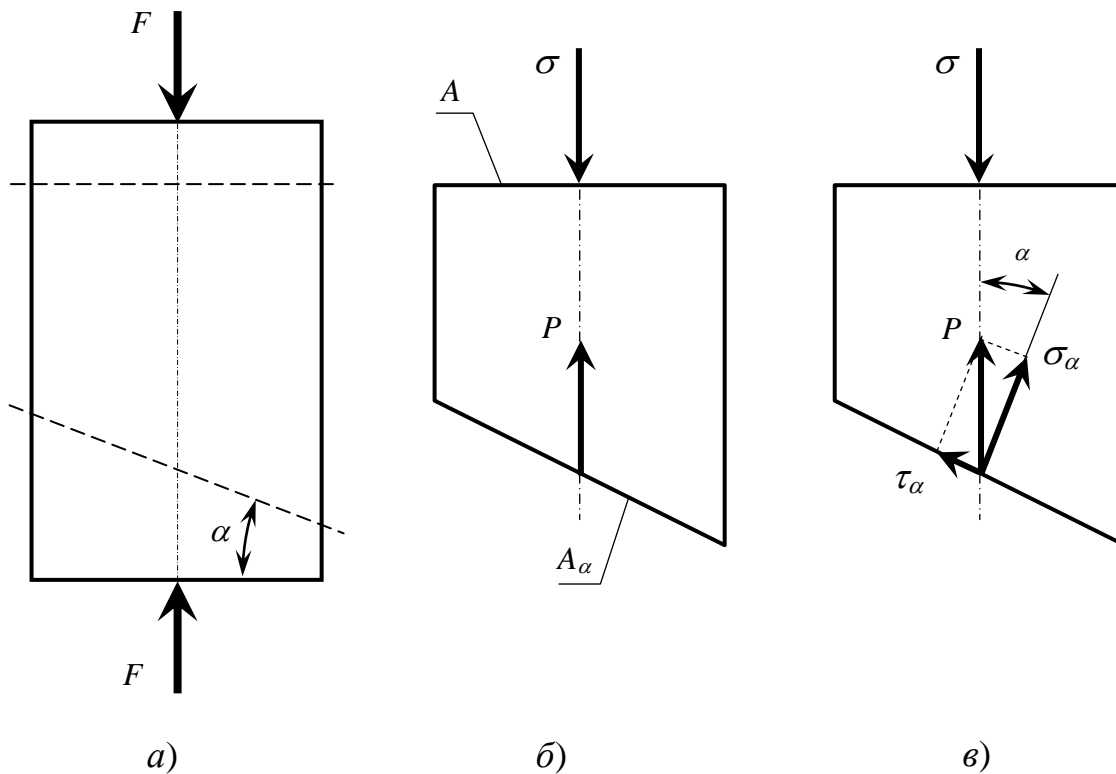


Рисунок. 1.7 – Напряжения на наклонной площадке сжатого стержня

Вектор полных напряжений  $P$  на наклонной площадке может быть разложен на две составляющих: нормальное  $\sigma_\alpha$  и касательное  $\tau_\alpha$  напряжения (рис. 1.7, в)

$$\sigma_\alpha = P \cos^2 \alpha = \sigma \cos^2 \alpha,$$

$$\tau_\alpha = P \sin \alpha = \sigma \sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha.$$

Из последнего уравнения следует, что при сжатии (растяжении) касательное напряжение  $\tau_\alpha$  обращаясь в ноль в продольных и поперечных сечениях, имеет максимальное значение на площадках, наклоненных под углом  $45^\circ$  к оси стержня

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}.$$

Это обстоятельство объясняет особенности разрушения хрупких материалов при сжатии. Поперечный размер сжимаемого образца, изготовленного из однородного материала, увеличивается из-за стремления сохранить объём. При этом цилиндрический образец из пластичного материала (рис. 1.8, а) принимает бочкообразную форму (рис. 1.8, б). Неравномерность расширения по высоте объясняется тем, что между торцами образца и плитами машины возникает сила внешнего трения, которая больше сил внутреннего трения между микрочастицами материала.

Если внешнее трение устранить смазкой, сплюснутый образец сохранит цилиндрическую форму (рис. 1.8, в). Образцы из малопластичных материалов при сжатии получают остаточную деформацию, но на поверхности появляются трещины (рис. 1.8, г).

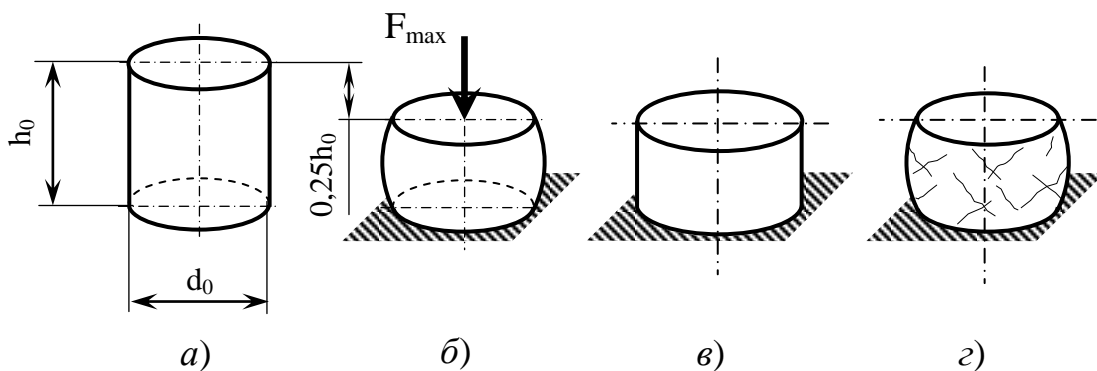


Рисунок 1.8 – Схемы образцов пластичных материалов при их испытании на сжатие

На диаграмме сжатия пластичного материала (рис. 1.9, а) наиболее чётко выделяется участок пропорциональности и участок упрочнения. Эти два участка разделены очень небольшой площадкой текучести. Участок пропорциональности ( $OA$ ) свидетельствует о подчинении материала закону Гука вплоть до нагрузки  $F_{mц}$  (рис. 1.9, а). Небольшой, часто не ясно выраженной, площадке текучести (окрестность точки  $B$ ) соответствует усилие  $F_T$ .

Участок упрочнения – участок от точки  $B$  представляет собой кривую обращённую выпуклостью вниз. Форма кривой объясняется увеличением площади поперечного сечения образца при сжатии. Поскольку разрушения пластического материала при сжатии не происходит – он лишь плющится, то диаграмма сжатия теоретически может продолжаться бесконечно.

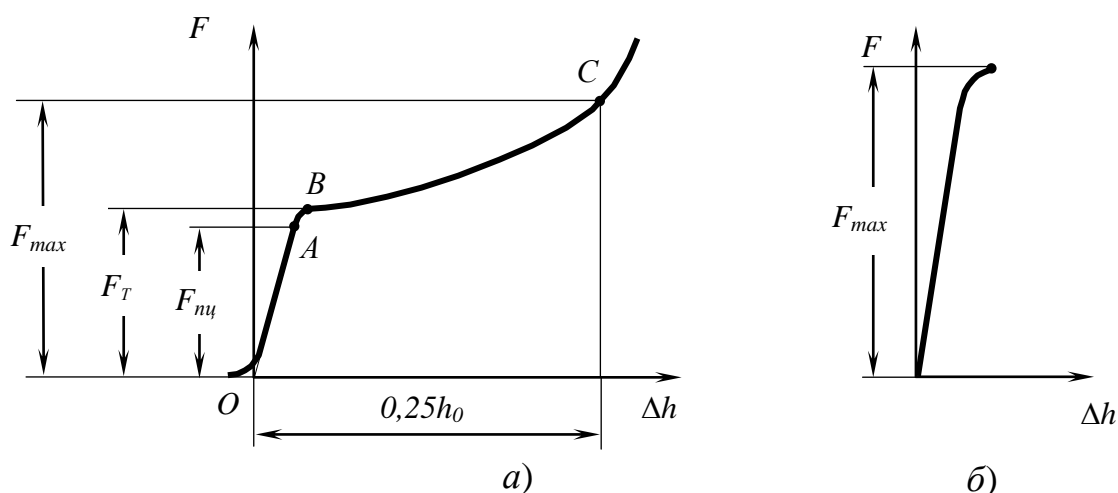
При испытании пластичного материала на сжатие предел пропорциональности  $\sigma_{mц}$  и предел текучести  $\sigma_T$  определяют по тем же

формулам что и при испытаниях на растяжение (1.3) и (1.5). Характерно, что величины пределов пропорциональности и текучести при растяжении и сжатии пластичного материала примерно равны.

Предел прочности при испытаниях на сжатие пластичного материала не определяют (из-за недостижимости максимальной нагрузки). При необходимости оценки предела прочности материала по результатам испытаний на сжатие, максимальной *условно* считают нагрузку  $F_{max}$ , соответствующую сжатию образца на 1/4 его первоначальной высоты (рис. 1.9, б). В этом случае, условный предел прочности при сжатии на установленную деформацию (25 %) определяется по формуле

$$\sigma_{нч,д}^c = \frac{F_{max}}{A_0}, \quad (1.12)$$

где  $A_0$  — начальная площадь поперечного сечения.



а – пластичный материал; б – хрупкий материал

Рисунок 1.9 – Диаграммы сжатия

Остаточное укорочение при сжатии пластичных материалов

$$\Delta h_{ост} = h_0 - h_k, \quad (1.13)$$

где  $h_0, h_k$  — соответственно высота образца до и после снятия нагрузки, мм.

Образцы из хрупких материалов (на рисунке 1.10, а представлен образец призматической формы) практически не получают остаточной деформации. Такие образцы из изотропных материалов (чугун, стекло, кирпич, бетон и др.) при достижении максимальной силы разрушаются вдоль трещин, которые появляются под углом  $45^\circ$  (рис. 1.10, б, в, г), т.е. по линиям действия максимальных касательных напряжений.

Характер разрушения зависит от сил трения: если при помощи смазки (например, парафиновой или графитовой) устранить трение между торцами образца и плитами машины, то образец из хрупкого материала (например, бетона) разрушаются с образованием продольных трещин из-за больших растягивающих деформаций сжимаемого образца (рис. 1.10, д).

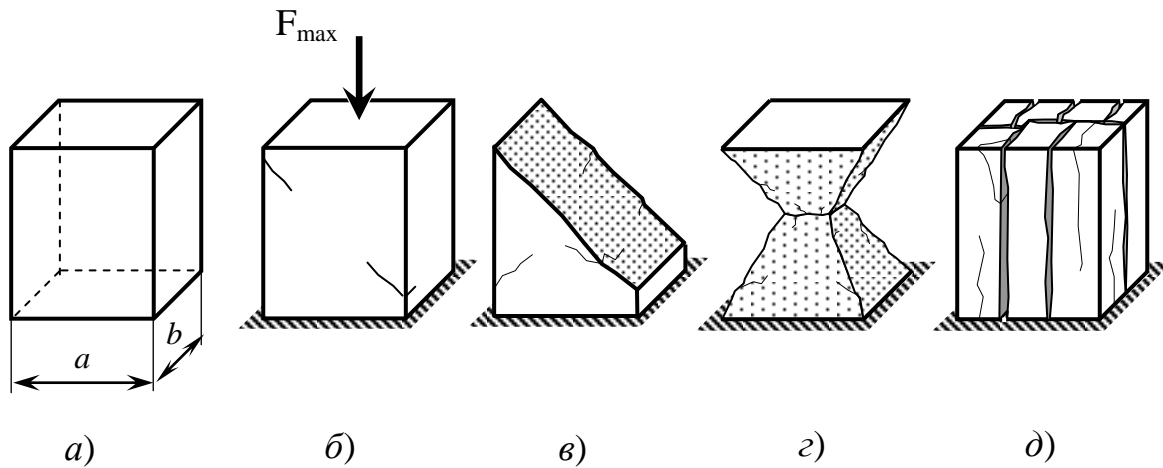


Рисунок 1.10 – Схемы образцов хрупких материалов при их испытании на сжатие

Анизотропные материалы (дерево, текстолит, слоистые пластики и др.) при сжатии в разных направлениях ведут себя не одинаково, что сказывается на механических характеристиках. Образцы из дерева до и после испытания на сжатие вдоль волокон показаны на рисунке 1.11, а, б, а поперёк волокон – на рисунке 1.11, в, г. Дерево, сжимаемое вдоль волокон, получает небольшие остаточные деформации, и разрушается с образованием продольных и наклонных трещин, поперечных складок (рис. 1.11, б). При сжатии деревянного образца поперёк волокон деформации быстро нарастают почти без увеличения нагрузки – образец спрессовывается, принимая форму толстой книги (рис. 1.11, г).

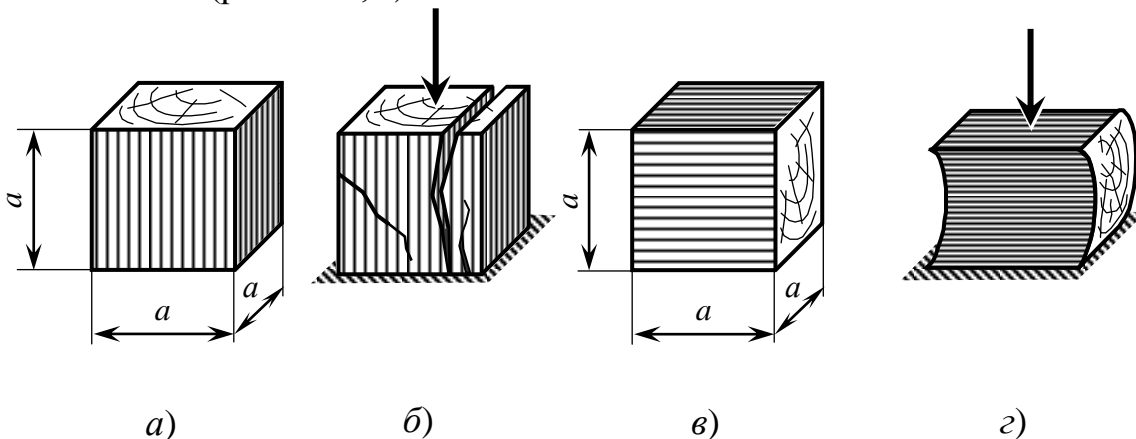


Рисунок 1.11 – Схемы испытания образцов из анизотропных материалов

По диаграмме сжатия хрупкого материала (рис. 1.9, б) обычно определяют только предел прочности  $\sigma_{nc}$  по формуле (1.7). Сравнение механических характеристик хрупких материалов показывает, что предел прочности при сжатии значительно (в 3-5 раз) больше, чем при растяжении (например, для бетона превышение достигает 10-20 раз). Рациональной областью применения таких материалов являются сжатые элементы конструкций.

**Цель работы** – ознакомление с методами испытаний и определение механических характеристик пластичных и хрупких материалов при сжатии.

**Описание установки.** Для проведения работы используются: испытательная машина ИМ-4А; образцы материалов; штангенциркуль (рис. 1.6).

*Испытательная машина ИМ-4А*, предназначенная для проведения испытания на сжатие (максимальное усилие сжатие 4 тс), повторяет почти полностью устройство машины ИМ-4Р (рис. 1.5). Отличие машины ИМ-4А состоит в замене рычага 10 первого рода на рычаг второго рода соответствующим перемещением опоры 9' (рис. 1.5). Кроме того, применяется специальное устройство в виде *пуансона* и *матрицы*, упрощающее установку и центральное сжатие образцов.

Машина имеет ограждение, предупреждающее разлет осколков образца.  
**РАБОТА БЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ЗАПРЕЩАЕТСЯ!**

*Образцы материалов* (рис. 1.8, 1.10 и 1.11) изготавливаются в форме цилиндра или параллелепипеда (куба).

#### **Порядок выполнения работы.**

а) Ознакомиться с устройством испытательной машины. Определить масштабы диаграммы по нагрузке и деформации. Измерить штангенциркулем характерные размеры образцов (для пластичных материалов до и после нагружения).

б) Поочередно испытать предложенные образцы материалов. Образец разместить между опорными подушками пуансона и матрицы; установить ограждение. Включить электродвигатель машины и записать диаграмму сжатия. Хрупкие материалы нагружать до разрушения. Испытания пластичных материалов завершается после уменьшения их высоты на 25%, что может быть проконтролировано по диаграмме или по высоте контрольного образца (высота  $0,75h_0$ ) размещённого рядом с испытуемым. После завершения испытаний машину выключить.

в) Произвести обработку диаграммы – определить все характерные нагрузки (рис. 1.9).

*Примечание.* Если определяется только предел прочности, то можно не записывать диаграмму, а определять максимальную нагрузку по шкале 18 силоизмерительного устройства (рис. 1.3).

г) Обработать результаты измерений по формулам (1.12) и (1.13) и составить отчет (Приложение А).



### 1.3 Лабораторная работа 3. Определение модуля продольной упругости стали

**Общие сведения.** Модуль продольной упругости  $E$  является физико-механической константой материала, характеризующей его сопротивление упругой деформации, и используется в инженерных расчетах элементов оборудования на жесткость, устойчивость и виброустойчивость.

Следует отметить, что появление пластических деформаций для большинства элементов химического оборудования недопустимо во избежание аварийных последствий. Поэтому действующие напряжения обычно не превосходят предел пропорциональности

$$\sigma \leq \sigma_{пц}. \quad (1.14)$$

При удовлетворении этого неравенства поведение материала хорошо описывается законом Р. Гука (1678 г.). В современной трактовке закон Гука отражает пропорциональность напряжения и относительной деформации (*в области упругих деформаций нормальные напряжения  $\sigma$  прямо пропорциональны относительному удлинению  $\varepsilon$* ) и для случаев растяжения (сжатия) записывается в виде

$$\sigma = E \varepsilon. \quad (1.15)$$

Если рассматривать растяжение стержня постоянного сечения площадью  $A$  на участке длиной  $l$  под действием осевой нагрузки  $F$ , то закон Гука (1.15) в развернутом виде можно записать так:

$$F/A = E \Delta l / l, \quad (1.16)$$

откуда

$$E = F l / A \Delta l. \quad (1.17)$$

Выражение (1.17) используют для экспериментального определения модуля продольной упругости материалов (ГОСТ 1497-84, 25601-83), измеряя нагрузку  $F$  и удлинение образцов  $\Delta l$ . Очевидно, что при проведении экспериментов должно выполняться условие (1.14), а нагрузка, соответственно, не должна превышать значение (см. работу 1)

$$F_{пц} = \sigma_{пц} A \approx 0,8 \sigma_T A. \quad (1.18)$$

**Цель работы** — опытная проверка закона Гука и определение величины модуля продольной упругости стали.

**Описание установки.** Для проведения работы используются: испытательная машина ЦДМ-10 (или ИМ-4Р); образец материала (рис. 1.1); два тензометра Мартенса или МИЛ; штангенциркуль (рис. 1.4).

Универсальная машина ЦДМ-10 (рис. 1.12) с предельной нагрузкой 100 кН (10 тс) при установке соответствующих захватов может использоваться для испытаний образцов материалов на растяжение, сжатие, изгиб.

Механизм машины, нагружающий образец 7, приводится в действие электродвигателем 1 через редуктор 2 и червячную передачу 3. Червячное колесо передачи 3 имеет центральную гайку, при вращении которой тяговый винт с траверсой 5 перемещается вверх или вниз, создавая с помощью нижнего захвата 6 сжатие или растяжение образца 7 (в зависимости от направления вращения вала электродвигателя 1).

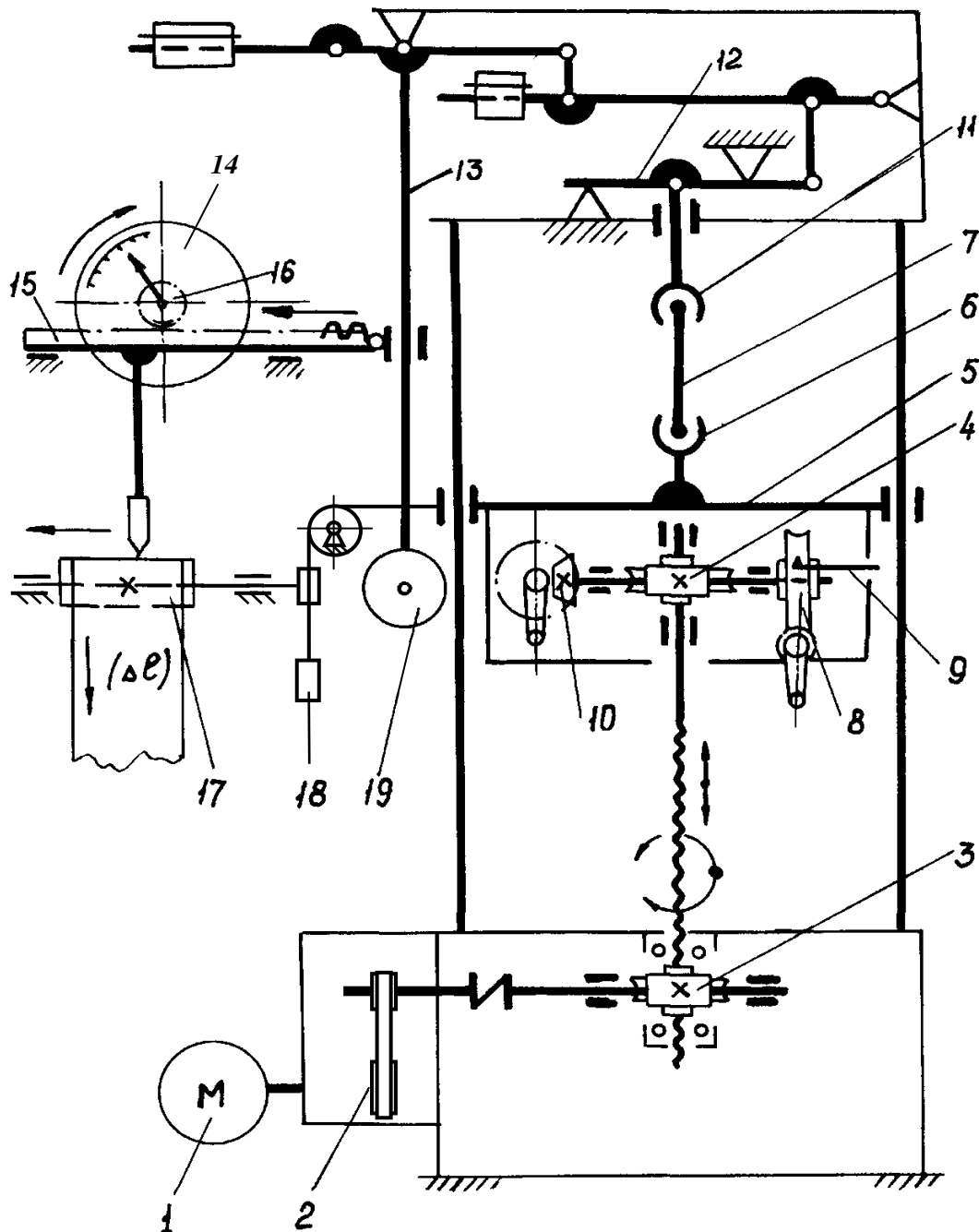


Рисунок 1.12 – Кинематическая схема испытательной машины ЦДМ-10

В коробке траверсы 5 размещена червячная передача 4, колесо которой жестко закреплено на тяговом винте, а червяк связан с передачами ручного привода – конической 10 (быстрый ход) и червячной 8 (рабочий ход). Ручной привод включается или отключается вытяжной шпонкой 9.

Верхний захват 11 связывает образец 7 с рычагом 12 силоизмерительного механизма. Благодаря двум опорным призмам, рычаг 12 поворачивается по часовой стрелке как при сжимающей, так и при растягивающей нагрузке. Приложенная к рычагу 12 нагрузка через систему рычагов передается на маятник 13 с грузом 19, при отклонении которого создается уравновешивающий момент.

Нагрузка  $F$  фиксируется на круговой шкале 14 стрелкой, закрепленной на оси шестерни 16, получающей вращение от рейки 15, которая связана с рычагом маятника 13. Силоизмерительное устройство имеет три шкалы для разных диапазонов нагружения:

- при усилии от 0 до 20 кН цена деления шкалы 50 кН;
- при усилии от 0 до 50 кН цена деления шкалы 100 кН;
- при усилии от 0 до 100 кН цена деления шкалы 200 кН.

Машина имеет диаграммный аппарат, барабан 17 которого приводится во вращение с помощью передаточного механизма 18, связанного с траверсой 5.

*Зеркальный тензометр Мартенса* (рис. 1.13) относится к группе оптико-механических приборов для измерения малых линейных деформаций  $\Delta l$  (измерение упругой деформации образца по диаграмме растяжения невозможно из-за влияния деформаций элементов испытательной машины).

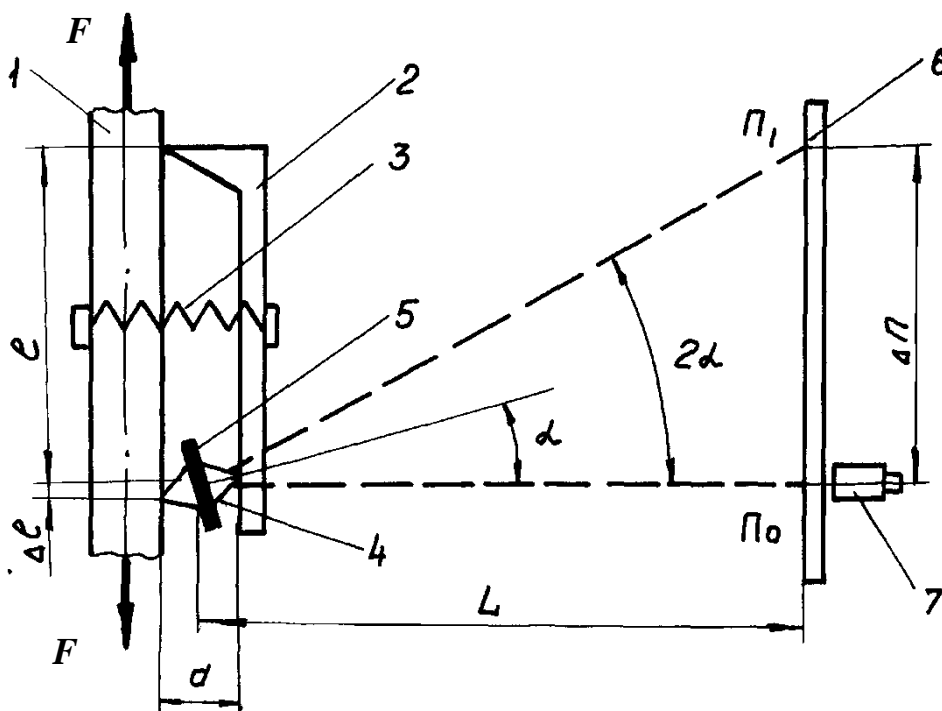


Рисунок 1.13 – Схема тензометра Мартенса

Основной частью тензометра является призма 4, которая с помощью скобы 2 крепится струбциной 3 к рабочей части образца 1.

Удлинение образца  $\Delta\ell$  вызывает поворот оси призмы 4 и закрепленного на ней зеркальца 5 на угол  $\alpha$ . При этом изображение участка шкалы на вертикальной линейке 6, видимое через зрительную трубу 7, перемещается на расстояние

$$\Delta\Pi = | \Pi_1 - \Pi_0 |, \quad (1.19)$$

где  $\Pi_0, \Pi_1$  — отсчеты показаний по положению визирного волоска на шкале линейки, мм.

Из схемы на рисунке 1.13 видно, что перемещение  $\Delta\Pi$  по шкале пропорционально расстоянию  $L$  от зеркальца 5 до линейки 6 и составляет

$$\Delta\Pi = L \operatorname{tg} 2\alpha,$$

а удлинение образца  $\Delta\ell$  связано с размером большой диагонали призмы  $a$  соотношением

$$\Delta\ell = a \sin \alpha.$$

Следовательно, с учетом малости угла  $\alpha$ , коэффициент увеличения тензометра

$$k_T = \Delta\Pi / \Delta\ell = (L \operatorname{tg} 2\alpha) / (a \sin \alpha) \approx 2L / a. \quad (1.20)$$

Нагружение образца рекомендуется выполнять равными ступенями  $\Delta F$  и для получения средних по сечению деформаций использовать два тензометра. При этом значение приращения удлинения на каждой ступени нагружения

$$\Delta\ell_i = (\Delta\Pi_{Ai} + \Delta\Pi_{Bi}) / (2 k_T), \quad (1.21)$$

где  $\Delta\Pi_{Ai} = \Pi_{A(i+1)} - \Pi_{Ai}$ ,  $\Delta\Pi_{Bi} = \Pi_{B(i+1)} - \Pi_{Bi}$  — разность отсчетов по шкалам первого ( $A$ ) и второго ( $B$ ) тензометров, мм.

Среднее по всем ступеням

$$\Delta\ell_{cp} = (\sum \Delta\ell_i) / n, \quad (1.22)$$

где  $n = 4 \div 6$  — число ступеней нагружения.

В соответствии с формулой (1.17), расчетную зависимость для модуля упругости получаем в виде

$$E = \Delta F \ell / A \Delta \ell_{cp}, \quad (1.23)$$

где  $\ell$  — база тензомера (рис. 1.13), мм.

Тензомер МИЛ (рис. 1.14) относится к группе рычажно-стрелочных. К образцу 1 прижимают неподвижный нож 8 и подвижную призму 3. Расстояние между ножом и призмой является базой тензомера  $\ell = 100$  мм. При растяжении участка образца на величину  $\Delta \ell$  изменится расстояние между ножами, и подвижная призма 3 повернет жестко связанный с ней рычаг 5. Отклонение рычага 5 через тягу 9 передается на стрелку 6 шкалы 2. Оси вращения рычагов закреплены на неподвижной раме 4. До начала испытаний вращением винта 7 стрелку 6 устанавливают в нужное положение.

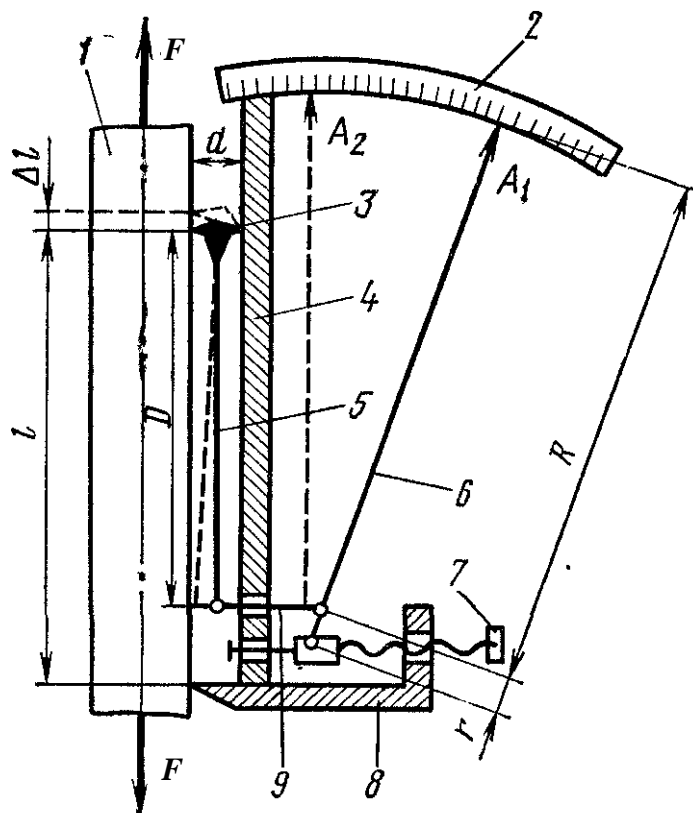


Рисунок 1.14 – Схема тензомера МИЛ

Коэффициент увеличения тензомера  $k_T$ , т.е. отношение отсчета по шкале к изменению расстояния между ножами, зависит от соотношения плеч рычагов 3, 5, 6:

$$k_T = D (R + r) / (a r), \quad (1.24)$$

где  $a$ ,  $D$ ,  $r$  и  $R$  — размеры плеч рычагов, отмеченных на схеме.

Тензометры этого типа дают увеличение примерно в 500 раз. Точное значение коэффициента увеличения тензометра указывается в его паспорте.

### Порядок выполнения работы.

а) Ознакомиться с устройством испытательной машины и тензометров.

Записать в отчет марку материала и размеры сечения образца  $d$  ( $b \cdot h$ ), характерные размеры тензометров  $a$ ,  $\ell$ ,  $L$ .

б) Определить по формуле (1.18) предельную нагрузку  $F_{nc}$  и рассчитать величину ступени нагружения  $\Delta F$ :

$$\Delta F \approx (0,5 \div 0,7) F_{nc} / n. \quad (1.25)$$

в) Включить ручной привод машины и установить (для выборки люфтов и обжатия головок образца) предварительную нагрузку  $F_0 \approx (1 \div 2) \Delta F$ . Записать в таблицу опытных данных (табл. 1.2) нагрузку  $F_0$  и показания по шкалам тензометров  $П_A$  и  $П_B$ .

г) Провести ряд нагружений равными ступенями  $\Delta F$ , фиксируя показания приборов. Закончив испытания, образец разгрузить.

д) Обработать результаты испытания. Выполнить расчеты по формулам (3.8) – (3.10) и построить диаграмму нагружения  $F - \Delta \ell$  (рис. 1.15), для чего аппроксимировать экспериментальные точки прямой линией так, чтобы визуально суммарное отклонение точек по горизонтали от прямой линии (положительные и отрицательные значения) имело бы минимальное значение.

е) Вычислить модуль продольной упругости для испытанного материала и сравнить его со справочными данными; составить отчет по работе.

Таблица 1.2 – Результаты испытаний образца

Наименование, марка материала	Нагрузка $F$ , Н	Отсчеты, дел		Приращения отсчетов, дел		Сумма $(\Delta П_A + \Delta П_B) / 2$ , дел	Удлинение $10^3 \Delta \ell$ , мм
		$П_A$	$П_B$	$\Delta П_A$	$\Delta П_B$		

## 1.4 Лабораторная работа 4. Определение модуля сдвига стали при кручении

**Общие сведения.** Сдвиг – простейшая деформация твердых тел, вызываемая касательными напряжениями  $\tau$ . Деформация сдвига (рис. 1.15, а) возникает в тех случаях, когда внешние перерезывающие силы  $F$ , действующие на стержень, расположены на очень малом расстоянии друг от друга ( $h \rightarrow 0$ ). При деформациях сдвига в поперечном сечении стержня возникают касательные напряжения, определяемые формулой  $\tau = Q / A$ , ( $Q$  – поперечная сила,  $Q = F$ ;  $A$  – площадь поперечного сечения стержня).

При сдвиге может происходить разрушение, называемое *срезом*.

*Чистым сдвигом* называется напряжённое состояние, при котором на гранях выделенного элемента (рис. 1.15, б) действуют только касательные напряжения. Сдвиг характеризуется угловой деформацией  $\gamma$  (рад), называемой *углом сдвига* и *абсолютным сдвигом*  $\Delta S$ . *Относительная деформация сдвига* определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \gamma = \Delta S / h.$$

Для малых углов  $\operatorname{tg} \gamma \approx \gamma$ .

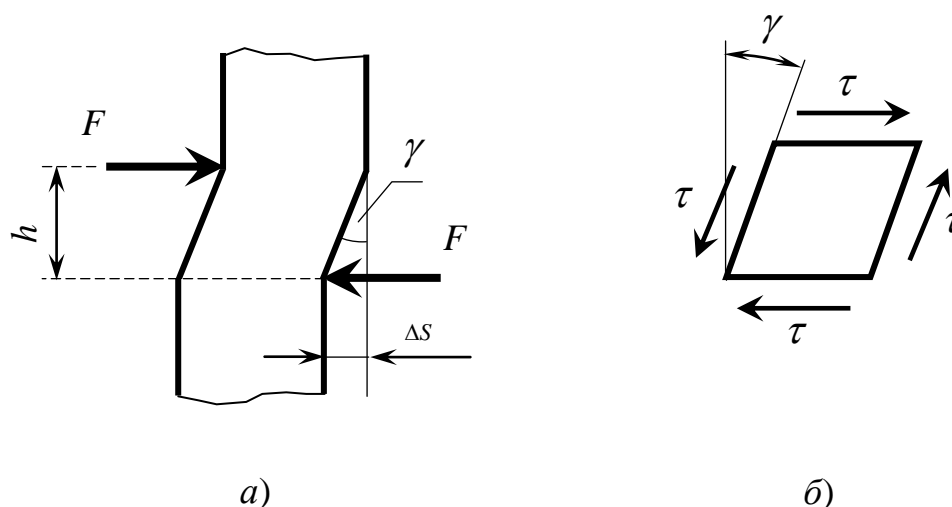


Рисунок 1.15 – Образование сдвига (а) и деформация элементарного объема (б)

В пределах упругих деформаций материала применим закон Гука при сдвиге (в области упругих деформаций касательные напряжения  $\tau$  прямо пропорциональны углу сдвига  $\gamma$ ):

$$\tau = G \gamma, \quad (1.26)$$

где  $G$  — модуль упругости второго рода или *модуль сдвига*, МПа.

Модуль сдвига – важнейшая характеристика упругих свойств материала определяемая экспериментально. Модуль сдвига связан с модулем продольной упругости материала (для углеродистой стали  $E = (1,96 \div 2,06)10^5$  МПа) приблизительным соотношением [6]:

$$G = E / [2(1 + \nu)], \quad (1.27)$$

где  $\nu$  — коэффициент Пуассона (для сталей  $\nu = 0,22 \div 0,29$ ), определяющий соотношение поперечной  $\varepsilon_2$  и продольной  $\varepsilon_1$  деформаций:  $\varepsilon_2 = -\nu \varepsilon_1$ .

Сдвиг в материале присутствует при кручении круглых стержней, валов. Однако в случае кручения удобнее фиксировать не угол сдвига  $\gamma$ , а связанный с ним геометрически угол закручивания  $\varphi = \gamma \ell / (0,5d)$  участка стержня (рис. 1.16):

$$\varphi = \varphi_A - \varphi_B,$$

где  $\varphi_A, \varphi_B$  — углы поворота сечений стержня A и B, рад.

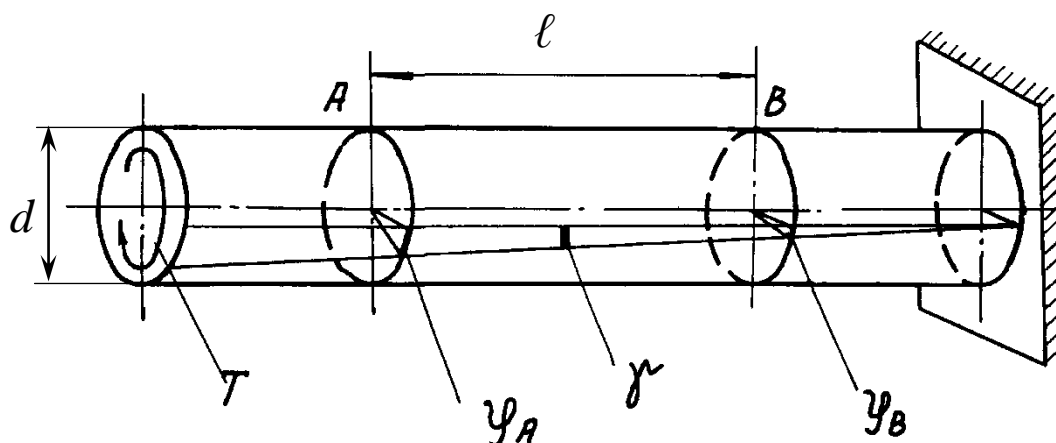


Рисунок 1. 16 – Деформации при кручении стержня

В пределах упругих деформаций угол закручивания участка стержня длиной  $\ell$  определяется по формуле [1]:

$$\varphi = T_x \ell / (I_p G), \quad (1.28)$$

где  $T_x$  — крутящий момент на расчетном участке, Н·мм;

$I_p = \pi d^4 / 32$  — полярный момент инерции круглого сечения, мм<sup>4</sup>.

Из формулы (1.28) можно получить зависимость для экспериментального определения модуля сдвига (ГОСТ 3565-80) в виде

$$G = \Delta T \ell / (I_p \Delta \varphi_{cp}), \quad (1.29)$$

где  $\Delta T$  — приращение вращающего момента при ступенчатом нагружении образца материала, Н·мм;  $\Delta \varphi_{cp}$  — среднее приращение угла закручивания при



ступенчатом нагружении на расчетном участке  $\ell$  образца, рад.

Очевидно, что при проведении экспериментов максимальные касательные напряжения образца

$$\tau_{max} = T_{max} / W_p,$$

где  $W_p = \pi d^3 / 16$  — полярный момент сопротивления круглого сечения,  $\text{мм}^3$ , не должны превосходить предел пропорциональности материала  $\tau_{nc}$ .

Таким образом, максимальная расчетная нагрузка по крутящему моменту для образца из стали ( $\tau_{nc} \approx 70 \div 80$  МПа)

$$T_{max} \leq \tau_{nc} W_p \approx (14 \div 16) d^3. \quad (1.30)$$

**Цель работы** — установление зависимости угла закручивания стержня от крутящего момента и определение модуля сдвига стали.

**Описание установки.** Для проведения работы используются: испытательная машина МК-6; образец материала из стали (рис. 1.1); два угломера Мартенса; штангенциркуль (рис. 1.4) и измерительная линейка.

*Испытательная машина МК-6* (рис. 1.17) предназначена для испытаний образцов материалов на кручение. Нагружение образца 5 на машине выполняется вручную вращением рукоятки 1, насаженной на вал червяка. Через червячную 2 и зубчатую цилиндрическую 3 передачи скручивающий момент передается на левый захват 4, в котором жестко крепится образец 5.

Правый захват 6 закреплен на валу с маятником 7, который создает уравновешивающий момент. Значение крутящего момента, пропорциональное углу отклонения маятника, фиксируется с помощью зубчатой рейки 8 и шестерни 9 на круговой шкале.

Измерение углов поворота сечений образца выполняется двумя угломерами (на рис. 1.17 угломеры не показаны).

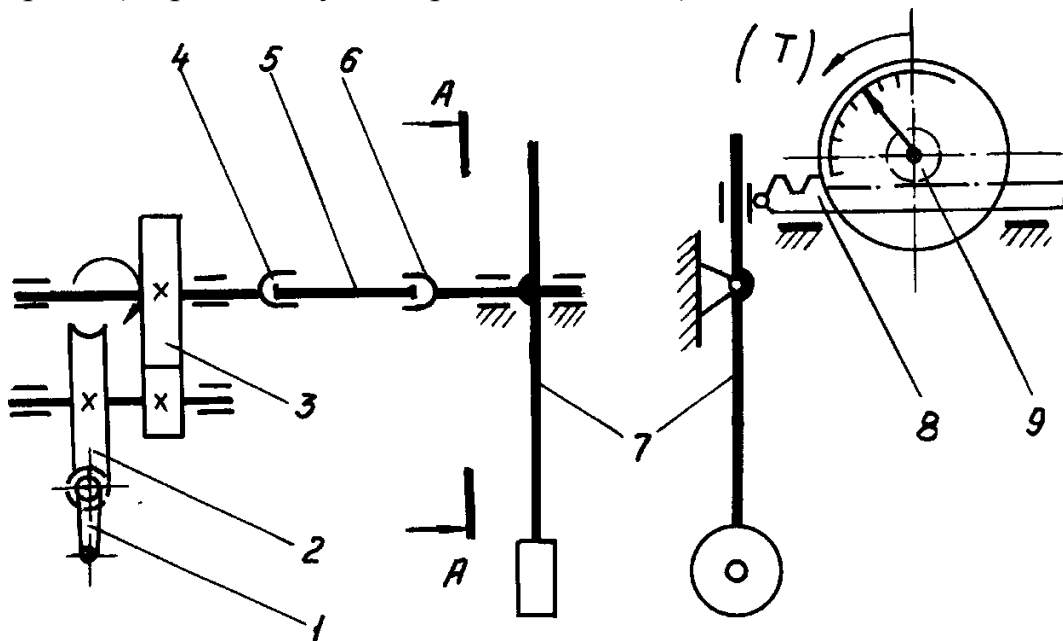


Рисунок 1.17 – Схема машины МК-6

Зеркальный угломер Мартенса (рис. 1.18) состоит из зеркальца 1, которое с помощью скобы 2 крепится на образце 3, линейки со шкалой 4 и зрительной трубы 5.

При повороте поперечного сечения образца 3 вместе с зеркальцем 1 на угол  $\varphi_A$ , луч отражения от зеркальца отклонится на угол  $2\varphi_A$ , а видимое в трубу 5 изображение визирного волоска переместится по отношению к шкале 4 соответственно на величину  $\Delta\Pi = |\Pi_I - \Pi_0|$ . Так как угол поворота сечения достаточно мал, можно считать, что  $\text{tg } 2\varphi_A = 2\varphi_A$  и

$$\Delta\Pi = L \text{tg } (2\varphi_A) \approx 2L\varphi_A, \quad (1.31)$$

где  $L$  — расстояние от зеркальца до шкалы, мм.

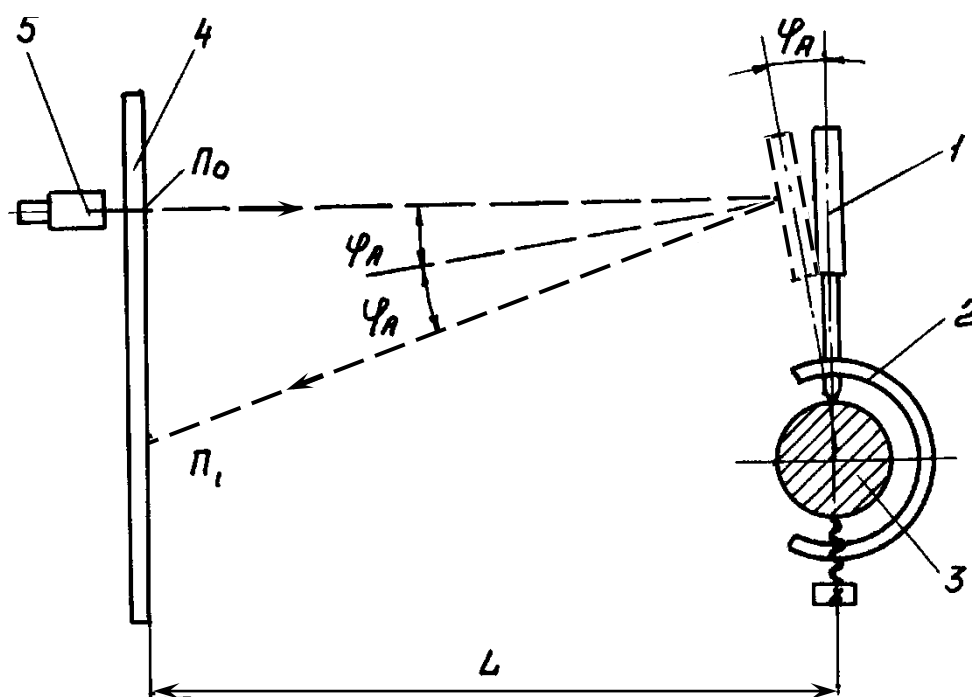


Рисунок 1.18 – Схема угломера Мартенса

Следовательно, измеряемый угол поворота сечения  $A$  будет определяться по формуле, рад:

$$\varphi_A = \Delta\Pi / 2L. \quad (1.32)$$

При установке второго угломера в сечении  $B$  (рис. 1.17) угол закручивания образца на участке длиной  $\ell$  для ступени нагружения:

$$\Delta\varphi_i = (\Delta\Pi_{Ai} - \Delta\Pi_{Bi}) / 2L, \quad (1.33)$$

где  $\Delta\Pi_{Ai} = |\Pi_{A(i+1)} - \Pi_{Ai}|$ ,  $\Delta\Pi_{Bi} = |\Pi_{B(i+1)} - \Pi_{Bi}|$  — разность отсчетов по шкалам первого ( $A$ ) и второго ( $B$ ) угломера, мм.

При нагружении образца равными ступенями среднее приращение угла закручивания

$$\Delta\varphi_{cp} = (\Sigma \varphi_i) / n, \quad (1.34)$$

где  $n = 4 \div 6$  — число ступеней нагружения образца скручивающим моментом.

### Порядок выполнения работы.

а) Ознакомиться с устройством испытательной машины и угломеров. Записать в отчет марку материала и диаметр образца  $d$ , установочные размеры угломеров  $\ell, L$ .

б) По формуле (1.30) рассчитать предельную нагрузку для образца и определить величину ступени нагружения:

$$\Delta T = (0,5 \div 0,7) T_{max} / n. \quad (1.35)$$

в) Установить предварительную нагрузку  $T_0 = (1 \div 2) \Delta T$  и записать начальные показания на шкалах угломеров  $P_A$  и  $P_B$  в таблицу опытных данных (табл. 1.3).

г) Провести  $n$  нагружений образца ступенями  $\Delta T$ , фиксируя крутящий момент и показания угломеров  $P_{Ai}$  и  $P_{Bi}$ .

д) Обработать результаты испытаний по формулам (1.33), (1.34). Построить диаграмму кручения  $T - \Delta\varphi$  (рис. 1.20), для чего аппроксимировать экспериментальные точки прямой линией так, чтобы визуальное суммарное отклонение точек по горизонтали от прямой линии (положительные и отрицательные значения) имело бы минимальное значение.

е) Определить опытное значение модуля сдвига (1.29) и сравнить его с рассчитанными значениями  $G_{max}$  и  $G_{min}$  с учетом диапазона изменения справочных параметров, входящих в формулу (1.27); составить отчет по работе.

Таблица 1.3 – Результаты испытаний образца

Наименование, марка материала	Момент на образце $T$ , Н·мм	Отсчеты, мм		Приращения отсчетов, мм		Разность отсчетов $\Delta P_A - \Delta P_B$ , мм	Угол закручивания $10^3 \Delta\varphi$ , рад
		$P_A$	$P_B$	$\Delta P_A$	$\Delta P_B$		

## 1.5 Лабораторная работа 5. Испытания материалов на твердость

**Общие сведения.** Под *т в е р д о с т ь ю* понимают свойство материала сопротивляться местной пластической деформации на его поверхности. Под термином «местная пластическая деформация» понимают вмятины, образующиеся на поверхности тела.

Твердость материалов имеет первостепенное значение для работоспособности изделий, детали которых испытывают действие местных контактных напряжений – для зубчатых передач, шарикоподшипников. *Контактные напряжения* образуются в месте соприкосновения двух тел в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров).

Испытания материалов на твердость отличаются быстротой и простотой, возможностью проведения измерений на готовых изделиях без их разрушения. Вместе с тем, испытания на твердость позволяют судить об объемной прочности материала, контролировать результаты его термообработки. Все это обеспечило широкое применение методов испытаний материалов на твердость для оценки их механических свойств.

Наиболее распространены следующие методы:

а) статическое испытание стальным или твердосплавным шариком по ГОСТ 9012-59 (метод Бринелля);

б) статическое испытание алмазным конусом или стальными шариками диаметром 1,588 и 3,175 мм по ГОСТ 9013-59 (метод Роквелла);

в) статическое испытание алмазной пирамидой по ГОСТ 2999-75 (метод Виккерса);

г) динамическое испытание методом упругого отскока бойка с алмазным наконечником по ГОСТ 18661-73 (метод Шора).

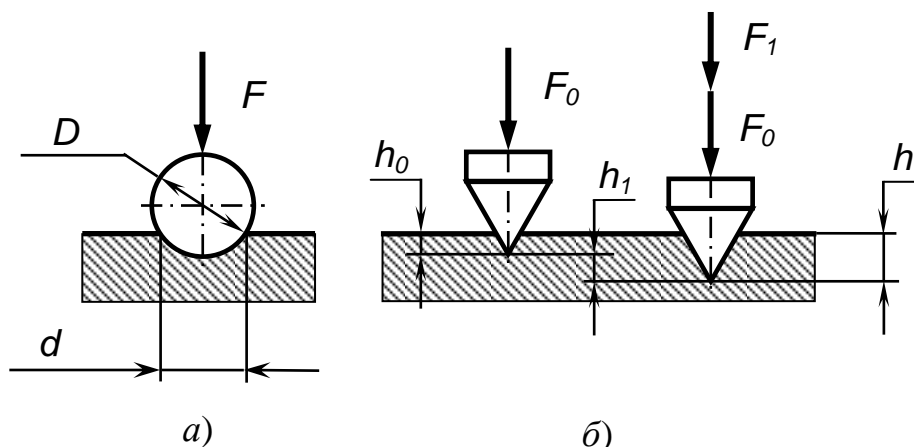
Испытания металлов обычно выполняют по методам Бринелля и Роквелла, согласно которым твердость оценивают по местной пластической деформации образца (детали), возникающей при внедрении в него более твердого тела – индентора (рис. 1.19).

*Твердость по методу Бринелля* (рис. 1.19, а) оценивается по площади сферического отпечатка, образующегося у образца после вдавливания шарика из закаленной стали или твердого сплава.

Число твердости определяют как условное нормальное напряжение по формуле

$$HB (HBW) = 0,102 F / A \quad (1.36)$$

где  $HB$  – твердость по Бринеллю при применении стального шарика;



$a$  – по Бринеллю;  $b$  – по Роквеллу

Рисунок 1.19 – Схемы определения твердости

$HBW$  — твердость по Бринеллю при применении шарика из твердого сплава;

$F$  — испытательная нагрузка, Н.

Площадь поверхности отпечатка  $A$  рассчитывают через его диаметр:

$$A = 0,5\pi D [D - (D^2 - d^2)^{0,5}], \quad (1.37)$$

где  $D$  — диаметр шарика, мм;

$d$  — диаметр отпечатка, мм.

Диаметр шарика  $D$  (от 1,0 до 10,0 мм), нагрузку  $F$  (от 15,6 до 3000 кгс), время нахождения под нагрузкой  $t$  (от 10 до 60 с) выбирают по ГОСТ 9012-59 в зависимости от толщины и материала образца. Так, при испытаниях черных металлов (сталь, чугун) толщиной более 6 мм используют шарик диаметром  $D = 10$  мм, нагрузку  $F = 30D^2 = 3000$  кгс (29420 Н), время  $t = 10$  с. В этом случае после числа твердости пишут символ  $HB$  или  $HBW$ , например, 230  $HB$ .

При других условиях измерений символ  $HB$  или  $HBW$  дополняется индексом, который указывает диаметр шарика, нагрузку (кгс) и выдержку. Например, для цветных металлов толщиной менее 3 мм ...  $HB$  2,5/750/30. Для более точного определения твердости, особенно для материалов с крупнозернистой структурой, рекомендуется применять шарик наибольшего диаметра  $D = 10$  мм.

Экспериментальным путем было установлено соотношение между числом твердости по Бринеллю и пределом прочности сталей [1, 2]:

$$\sigma_{нч} = k \cdot HB, \quad (1.38)$$

где  $\sigma_{nc}$  — предел прочности при растяжении, МПа;  
 $k$  — коэффициент пропорциональности ( $k = 3,6$ ).

Зная число твердости по Бринеллю, можно также определить величину предельных контактных напряжений для циклически нагружаемых деталей [12]. Например, для стальных зубьев механических передач с твердостью не более 350 *HB*

$$\sigma_{H \lim} = 2 \cdot HB + 70, \quad (1.39)$$

где  $\sigma_{H \lim}$  — предел контактной выносливости, МПа.

Использование метода Бринелля ограничено твердостью индентора (твердость стального закаленного шарика не менее 650 *HB*) и большой глубиной отпечатка. Поэтому, для материалов с ожидаемой твердостью не более 450 *HB*, рекомендуется применять метод Бринелля с использованием стального шарика, а для материалов большей твердости – с шариком из твердого сплава.

Толщина образца  $s$  должна не менее чем в 8 раз превышать глубину отпечатка  $h$ :

$$h = 0,5[D - (D^2 - d^2)^{0,5}], \quad (1.40)$$

*Твердость по методу Роквелла* (рис. 1.19, б) оценивается по глубине проникновения в материал алмазного конуса с углом при вершине  $120^\circ$  или стального шарика диаметром 1,588 (3,175) мм при последовательном приложении нагрузок – предварительной  $F_0$  и основной  $F_1$ . В расчет принимается глубина отпечатка  $h_1$ , полученная от основной нагрузки:

$$h_1 = h - h_0,$$

где  $h$  — глубина отпечатка под действием общей нагрузки  $F = F_0 - F_1$ , замеренная после снятия основной нагрузки  $F_1$ , мм;

$h_0$  — глубина отпечатка под действием предварительной нагрузки  $F_0$ , мм.

Твердость по Роквеллу измеряется в условных единицах, соответствующих перемещению индентора на глубину 0,002 мм. Расчетное проникновение индентора в материал определяется по формуле

$$\Delta = h_1 / 0,002. \quad (1.41)$$

Для измерения перемещения индентора в существующих приборах Роквелла используют индикатор часового типа с предельными значениями на шкале от 0 до 100 единиц при работе с алмазным конусом и от 30 до 130 единиц при работе с шариком.

С учетом того, что твердость материала тем больше, чем меньше

глубина отпечатка, числа твердости по Роквеллу  $HR$  определяют по формулам:

для алмазного конуса

$$HRA (HRC) = 100 - \Delta; \quad (1.42)$$

для стального шарика

$$HRB = 130 - \Delta. \quad (1.43)$$

Величины нагрузок, обозначения шкал и чисел твердости по Роквеллу представлены в таблице 1.4.

В таблице 1.4 приведены основные шкалы для метода Роквелла. ГОСТ 9013-59 допускает испытания стальным шариком диаметром 3,175 мм (шкалы  $E, H, K$ ) и диаметром 1,588 мм (шкалы  $F, G$ ) с другими нагрузками.

Таблица 1.4 – Условия определения твердости по Роквеллу

Вид материала	Индентор	Нагрузки, Н (кгс)		Шкала	Обозначение твердости
		$F_0$	$F_1$		
Твердые сплавы	Алмазный конус	98 (10)	490 (50)	$A$	$HRA$
Незакаленные детали	Шарик $\varnothing 1,588$ мм	98 (10)	882 (90)	$B$	$HRB$
Закаленные детали	Алмазный конус	98 (10)	1373 (140)	$C$	$HRC$

Измерение твердости по Роквеллу выполняют для оценки качества термообработки деталей и определения предельного контактного напряжения материала  $\sigma_{H \text{ lim}}$ . Согласно [12], для углеродистых и легированных сталей после поверхностной закалки (40 ... 56  $HRC$ )

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 17 \cdot HRC + 200. \quad (1.44)$$

Для сравнения чисел твердости по Роквеллу и Бринеллю можно использовать таблицу 1.5.

**Цель работы** – практическое изучение способов определения твердости по методам Бринелля и Роквелла с оценкой прочности образцов материала.

Таблица 1.5 – Соотношение чисел твердости [5]

По Бринеллю		По Роквеллу			По Бринеллю		По Роквеллу		
Диаметр отпечатка, мм	НВ	Шкалы			Диаметр отпечатка, мм	НВ	Шкалы		
		C	A	B			C	A	B
2,8	477	49	76	—	4,4	187	—	57	91
2,9	444	46	74	—	4,5	179	—	56	88
3,0	415	44	72	—	4,6	170	—	—	86
3,1	388	41	71	—	4,7	163	—	—	84
3,2	363	39	70	—	4,8	156	—	—	82
3,3	341	37	68	—	4,9	149	—	—	80
3,4	321	35	67	—	5,0	143	—	—	76
3,5	302	33	67	—	5,1	137	—	—	75
3,6	286	30	66	—	5,2	131	—	—	72
3,7	269	28	65	—	5,3	126	—	—	69
3,8	255	26	64	—	5,4	121	—	—	67
3,9	241	24	63	100	5,5	116	—	—	65
4,0	228	22	62	98	5,6	110	—	—	62
4,1	217	20	61	97	5,8	103	—	—	57
4,2	207	18	60	95	6,0	96	—	—	51
4,3	196	15	58	93					

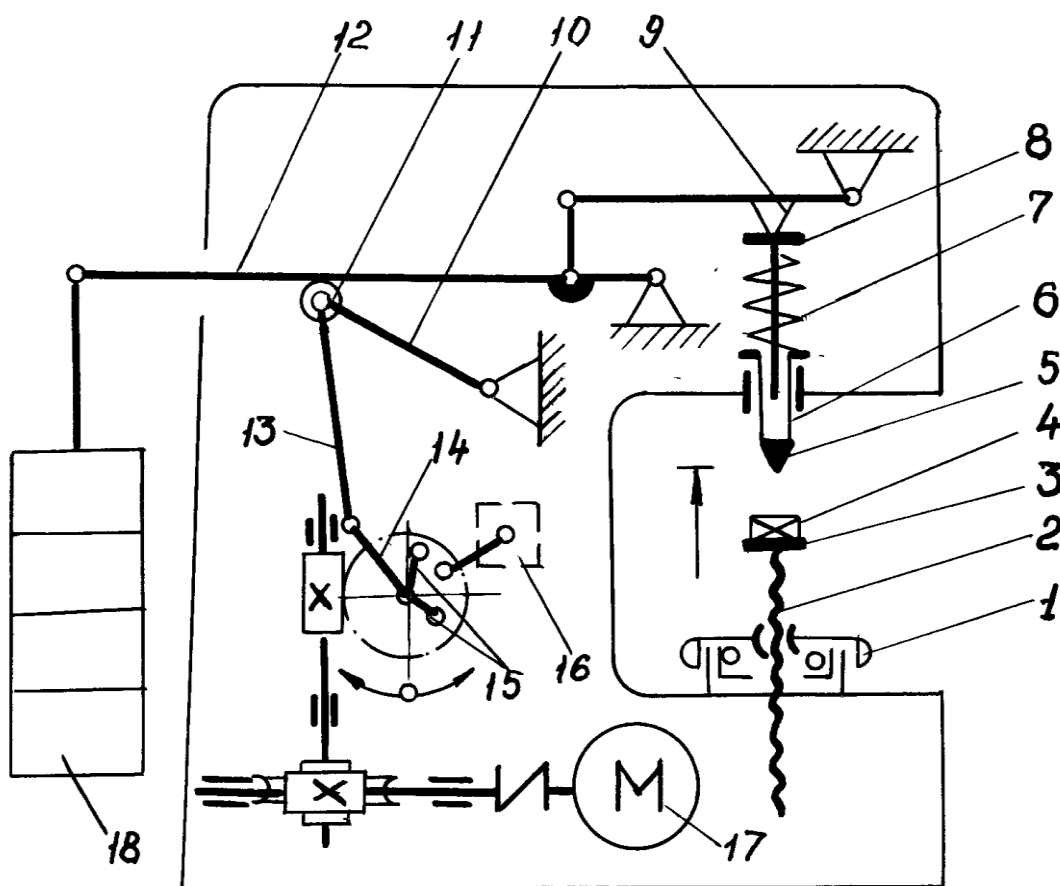
**Описание приборов.** Для проведения работы используются: прибор ГЗИП для измерения твердости по Бринеллю; микроскоп МПБ-2; прибор типа РБ для измерения твердости по Роквеллу; образец материала.

*Прибор ГЗИП* (рис. 1.20) предназначен для измерения твердости по методу Бринелля образцов и деталей с цилиндрической или плоской поверхностью.

Для приведения прибора в исходное положение образец 4 устанавливается на столик 3, и вращением маховика с гайкой 1 по часовой стрелке винт 2 со столиком и образцом поднимается к наконечнику 5 с шариком. Подъем образца 4 ведут до тех пор, пока втулка 6, сжимая пружину 7, не дойдет до упора в нижний торец штока 8. В этом положении на образец действует предварительная нагрузка от сжатия пружины.

Рабочий цикл начинается при нажатии кнопки на щитке управления 16. При этом включается электродвигатель 17 и автоматически совершается





процесс нагружения, выдержки под нагрузкой и разгрузки образца.

Рисунок 1.20 – Схема прибора для измерения твердости по Бринеллю

Нагружение образца 4 осуществляется рычажной системой с грузом 18. Электродвигатель 17 через двухступенчатый червячный редуктор поворачивает кривошип 14 против часовой стрелки. В результате перемещаются вниз шатун 13 и коромысло 10 с роликом 11, который служит второй опорой грузового рычага 12. Грузовой рычаг опускается, и нагрузка через малый рычаг и призму 9 передается на шпindelь 8. Шпindelь через наконечник 5 с шариком передает рабочую нагрузку на образец 4.

Выдержка образца под нагрузкой определяется положением рычагов 15, закрепленных на валу червячного колеса привода. По истечении времени выдержки, нижний рычаг 15 поворачивает ручку щитка управления 16 и происходит переключение электродвигателя на обратный ход. При окончании обратного хода привода снимается рабочая нагрузка и верхний из рычагов 15 отключает электродвигатель от сети. Вращением маховика 1 против часовой стрелки образец освобождается для измерения диаметра отпечатка.

Прибор снабжается сменными наконечниками 5 с шариками  $D = 2,5; 5; 10$  мм. Требуемая рабочая нагрузка  $F$  от 156 Н (15, 6 кгс) до 30 кН (3000 кгс) обеспечивается подбором дисков-грузов 18 с учетом передаточного отношения рычажной системы 50 : 1. Время выдержки ( $t = 10; 30; 60$  с)

устанавливается перемещением рычагов 15.

Микроскоп МПБ-2 (рис. 1.21, а) применяется для измерения диаметров отпечатков, полученных на приборе Бринелля. Микроскоп устанавливают на образец над отпечатком, повернув вырезом на корпусе к свету. Настраивается резкость изображения отпечатка и шкалы. Перемещая микроскоп по поверхности образца, совмещают один край отпечатка с началом шкалы, а по другому краю делают отсчет (рис. 1.21, б). Цена деления шкалы – 0,05 мм.

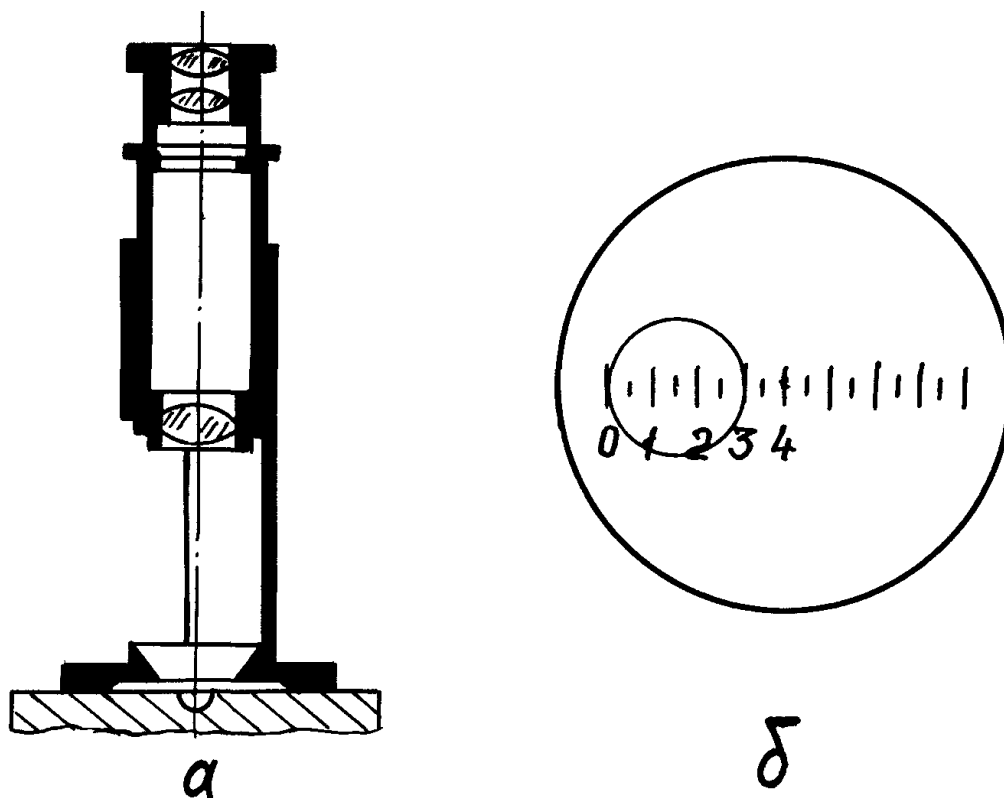


Рисунок 1.21 – Микроскоп МПБ-2 и схема измерения диаметра отпечатка

Прибор для определения твердости по Роквеллу (рис. 1.22) типа РБ имеет полуавтоматический цикл измерений.

Вначале вручную создается предварительная нагрузка на образец. Так же, как и в приборе Бринелля, вращением маховика 1 образец 2 поднимается к индентеру в наконечнике 3 до расчетного сжатия пружины 5. Контроль за нагружением осуществляется по индикатору 6, который измеряет перемещение штока 4 с опорной площадкой пружины. При достижении величины предварительной нагрузки  $F_0 = 98\text{Н}$  (10 кгс), когда маленькая стрелка на циферблате индикатора (рис. 1.23) останавливается напротив красной точки, а большая стрелка индикатора при этом встает вертикально против деления «0» шкал С и А и деления «30» на шкале В, сжатие пружины 5 необходимо прекратить.

Далее выполняется рабочее нагружение. Поворачивая рукоятку 8, освобождают грузовой рычаг 9, который благодаря масляному демпферу 10, плавно передает основную нагрузку  $F_1$  через втулку 7 с призмой на шток 4 и индентор 3. После выдержки ( $t = 4 - 8$  с) автоматически снимается основная нагрузка, и затем производят отсчет числа твердости по циферблату индикатора. Шкала для отсчета выбирается в соответствии с видом индентора (алмазный конус или шарик) и массы грузов 11 по их маркировке (табл. 1.4).

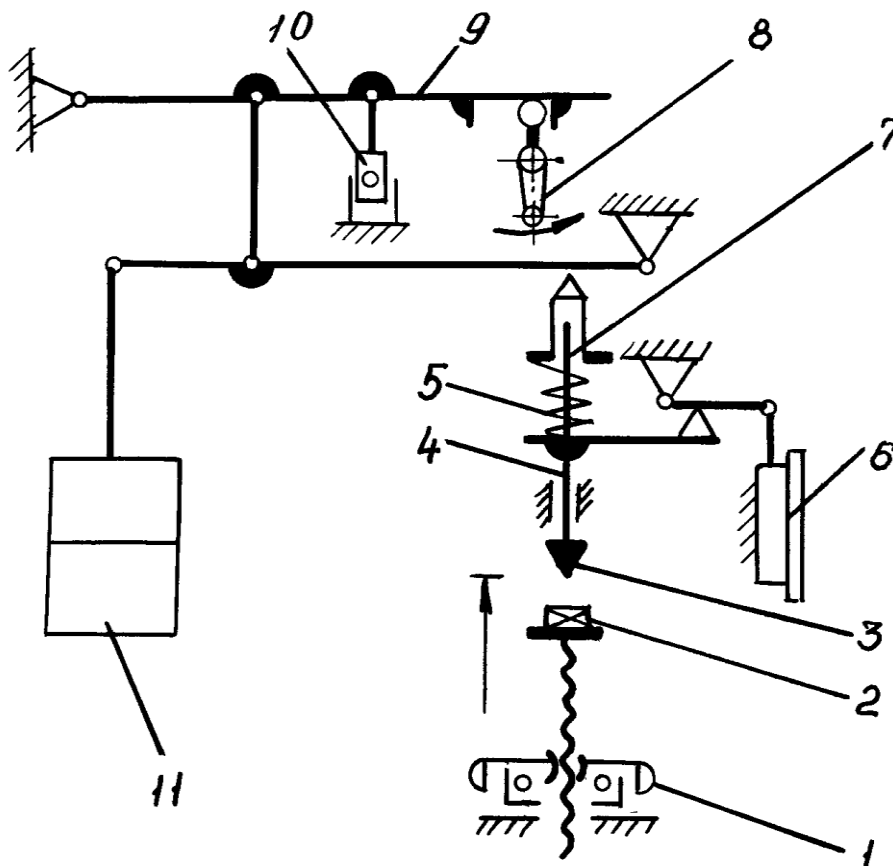


Рисунок 1.22 – Схема прибора типа РБ для измерения твердости по Роквеллу

Образец материала для испытаний на твердость должен иметь сухую чистую поверхность без следов краски, ржавчины и т.п. Испытуемая поверхность должна быть при измерениях перпендикулярна к оси наконечника прибора, а расстояние между центрами отпечатков и до края образца – не менее  $4d$ , что составляет для метода Бринелля примерно 20 мм, для метода Роквелла – 3 мм.

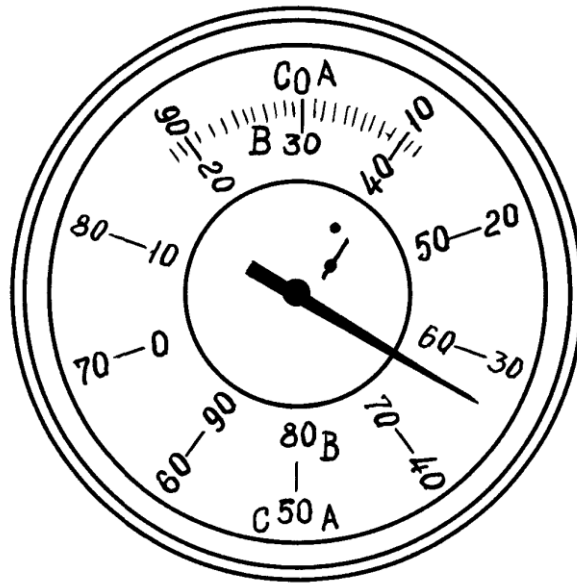


Рисунок 1.23 – Циферблат индикатора

**Порядок выполнения лабораторной работы.**

а) Ознакомиться с устройствами измерительных приборов и методами измерения твердости.

б) Провести испытание образца материала на приборе Бринелля. Микроскопом МПБ-2 измерить по двум перпендикулярным направлениям диаметр отпечатка и по среднему значению с помощью таблицы 1.5 установить число твердости *HB*.

в) Провести два измерения числа твердости *HRB* на приборе Роквелла. Определить среднее значение *HRB* и, пользуясь таблицей 1.5, пересчитать его на число твердости *HB*.

г) По формулам (1.38) и (1.39) определить предел прочности и предел контактной выносливости материала. Ориентировочно определить марку материала, используя данные таблицы 1.1.

д) Составить таблицы результатов (табл. 1.6 и 1.7) и оформить отчет по работе.

Таблица 1.6 – Результаты измерений на приборе Бринелля

Наименование, марка материала	Диаметр шарика <i>D</i> , мм	Нагрузка <i>F</i> , Н (кгс)	Выдержка <i>a</i> , <i>t</i> , с	Диаметр отпечатка, мм			Число твердости <i>HB</i>
				<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>ср</sub>	

Таблица 1.7 – Результаты измерений на приборе Роквелла

Наименование, марка материала	Индентор	Нагрузка $F$ , $H$ (кгс)	Выдержка $t, c$	Число твёрдости $HR$	Соответствует $HB$

## 1.6 Лабораторная работа 6.

### Испытание пластмасс на релаксацию напряжений

**Общие сведения.** Такие механические характеристики материалов, как модуль упругости, модуль сдвига и т.п., весьма эффективно применяются для расчета деталей и конструкций, изготавливаемых из металлов [1, 6, 11]. Одной из причин этого является высокая стабильность подобных характеристик в достаточно широком диапазоне температур и нагрузок.

Пусть стальной стержень растянут силой, создающей в нем напряжения ниже предела текучести. При обычных температурах его длина в последующем будет оставаться неизменной. При этом испытании нагружающая сила такова, что образец не разрушается, и при обычных температурах в дальнейшем разрушения не наступает. В то же время при повышенных температурах длина стержня будет со временем возрастать (это явление называют *ползучестью*), а затем стержень разрушится.

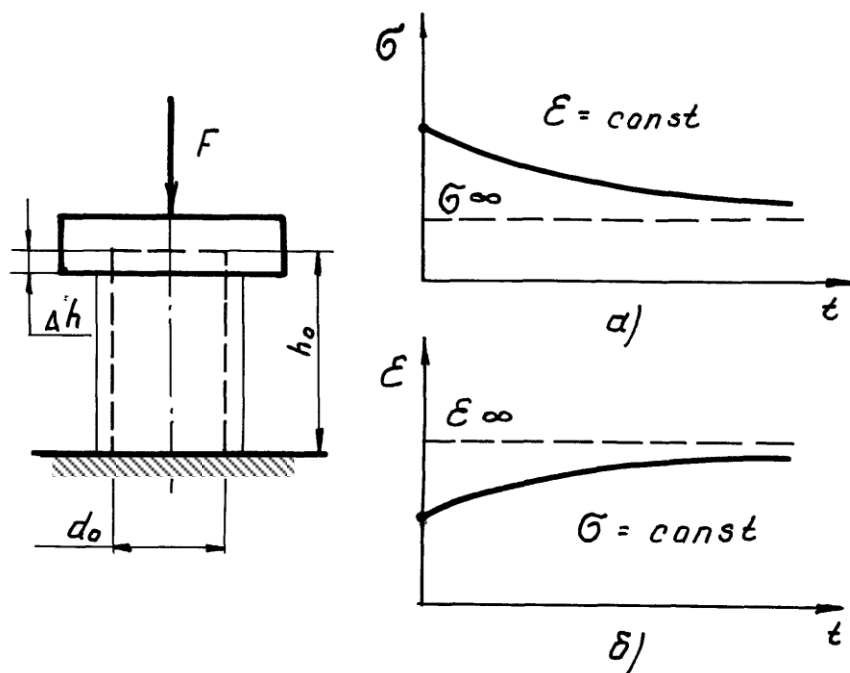
Описанные испытания для металлов стандартизованы: Метод испытаний на ползучесть (ГОСТ 3248-81); Метод испытаний на длительную прочность (ГОСТ 10145-81).

Существует класс материалов, демонстрирующий заметные *реомные* (т.е. изменяющиеся во времени) свойства и при обычных температурах. Это полимерные материалы (пластмассы). Они все более широко применяются в современной технике, в том числе и в химическом машиностроении, что, в частности, объясняется их высокой коррозионной стойкостью, особенно важной для этой отрасли промышленности.

Если полимерный цилиндр деформировать на определенную величину, а затем обеспечить условие постоянства деформации, то в дальнейшем нагрузка, а, следовательно, и напряжение в образце начнут уменьшаться (рис. 1.24).

Явление падения напряжения в условиях постоянства деформации называется *релаксацией* (рис. 1.24, а). В связи с изложенными фактами понятно, что расчет деталей из полимеров должен отражать указанные особенности их механического поведения.

Для иллюстрации данного положения рассмотрим работу уплотнительного элемента из полимерного материала во фланцевом



соединении (рис. 1.25).

*a* – релаксация напряжений; *б* – ползучесть напряжений

Рисунок 1.24 – Реономные свойства полимерных материалов

Обеспечение герметичности этого соединения достигается затягиванием болтов при монтаже до усилия  $F_{\sigma 1}$ . В результате при рабочих условиях в болтах создается растягивающее усилие  $F_{\sigma 2}$ , а на поверхности контакта уплотнительного элемента с материалом фланца будет действовать сжимающее напряжение, которое препятствует проникновению рабочей среды, находящейся внутри под давлением  $p$ , в атмосферу. Таким образом, фактором определяющим герметичность фланцевого соединения является напряжение на контактной поверхности, пропорциональное силе на прокладке  $F_2$ :

$$F_2 = F_{\sigma 2} - F,$$

где  $F$  — сила давления внутренней среды на крышку.

Вследствие протекания в материале прокладки характерных для полимеров релаксационных процессов (а прокладки из полимерных материалов получили большое распространение в химической технике, благодаря их высокой коррозионной стойкости) с течением времени давление на контактной поверхности будет падать. Поэтому, если начальное усилие затяга болтов при монтаже  $F_{\sigma 1}$  было рассчитано без учета релаксационных явлений, возникает угроза потери герметичности, хотя вначале она и будет

обеспечена.

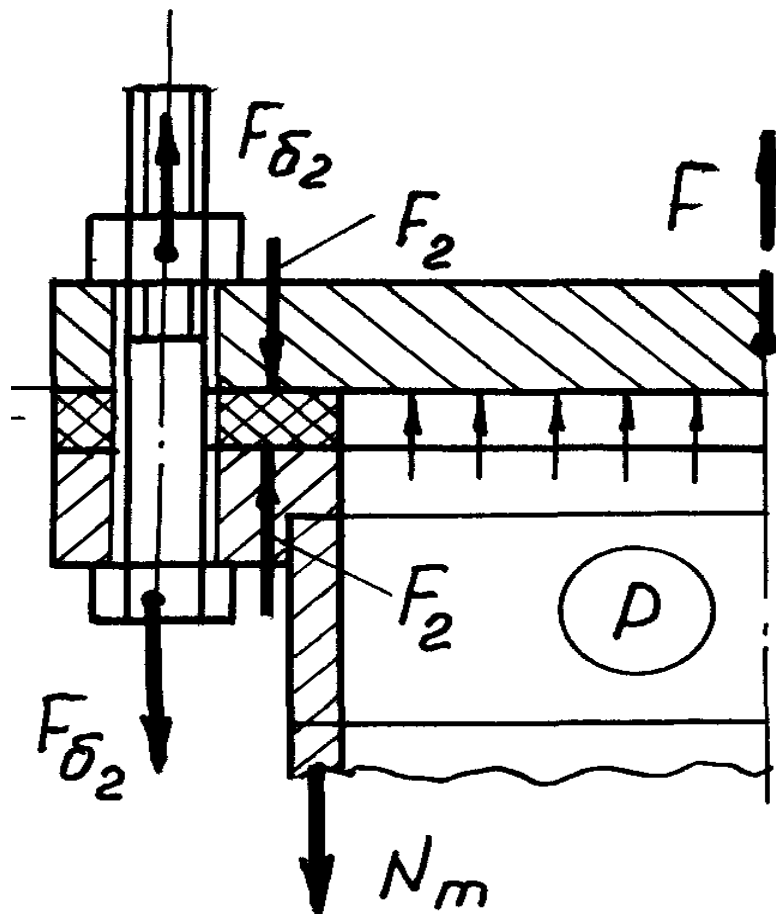


Рисунок 1.25 – Схема силового нагружения фланцевого соединения

Следует отметить, что явление релаксации напряжений связано с перестройкой внутренней структуры материала под действием внешнего механического поля. Это справедливо и для металлов, у которых происходит перестройка кристаллической решетки.

Рассмотрим другой пример, иллюстрирующий практическую важность рассматриваемых вопросов. Для ряда материалов кривая ползучести, представленная на рисунке 1.24, б, не имеет горизонтальной асимптоты, соответствующей конечному значению деформации, а непрерывно растет. Очевидно, что в этом случае через некоторое время будет достигнуто предельное значение деформации, после чего наступает нарушение работоспособности конструкции. Это обстоятельство может служить основой для расчета времени, в течение которого конструкция будет сохранять свою работоспособность (подобные соображения используются при оценке ресурса работы химических аппаратов, изготовленных из полимерных материалов).

Заметим также, что механическое поведение полимерных материалов сочетает в себе свойства идеально упругих и идеально вязких сред. Если к образцу из полимерного материала приложить осевую нагрузку  $F$ , а в момент времени  $t_1$  разгрузить его полностью, то кривая изменения относительной линейной деформации будет иметь вид, изображенный на рисунке 1.26.

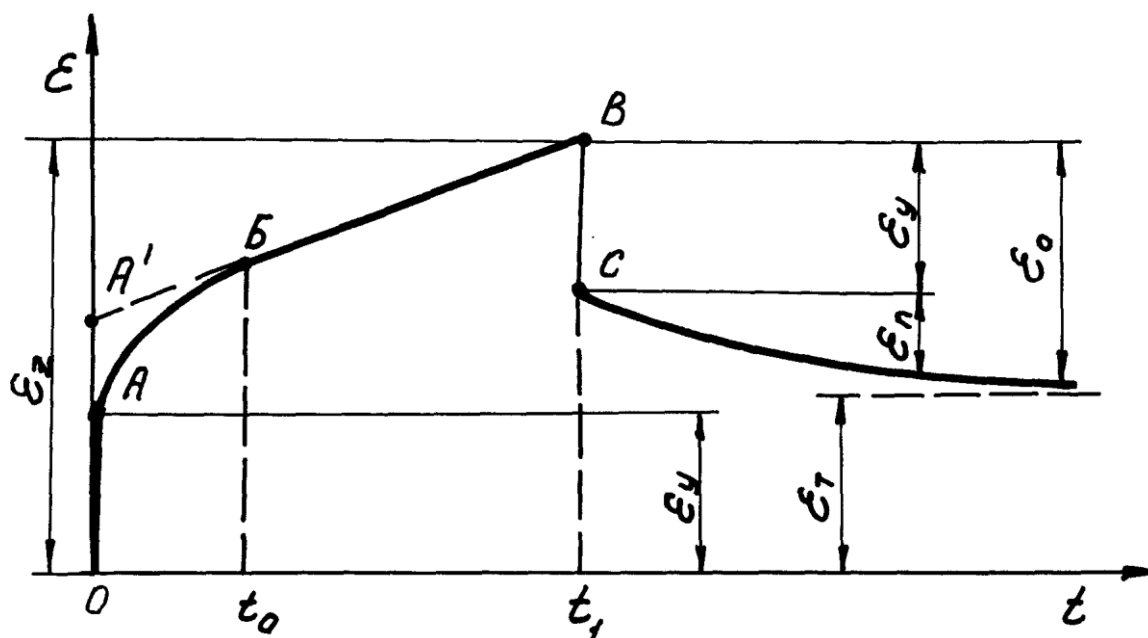


Рисунок 1.26 – Кривая ползучести и восстановления после приложения и снятия нагрузки

Отрезок  $OA$  соответствует мгновенной упругой деформации материала. Именно так реагирует на мгновенное нагружение идеально упругое тело. Со временем деформация продолжает увеличиваться. Участок  $AB$  кривой соответствует моментам времени, когда одновременно развивается и запаздывающая упругая (высокоэластическая) деформация, и пластическая деформация течения. В точке  $B$  упругая деформация достигает предельного значения, и на участке  $BB'$  материал течет.

В момент времени  $t_1$  производится разгрузка образца. Вертикальный участок кривой соответствует сокращению длины образца на величину, определяемую значением упругой мгновенной деформации  $\varepsilon_y$ . Затем значение деформации продолжает убывать, асимптотически стремясь к линии  $\varepsilon = \varepsilon_r$ , где  $\varepsilon_r$  — необратимая (пластическая) деформация. Заметим, что  $\varepsilon_n$  — деформация упругого последствия, которую можно рассматривать как проявление *релаксации деформаций*.

Таким образом, наличие высокоэластичной деформации является характерной особенностью механического поведения полимерных



материалов, отражающей специфику их молекулярного строения.

Математическим аппаратом, позволяющим проводить расчет напряжений в вязкоупругом теле, является линейная теория вязкоупругости. Для осевой деформации цилиндрического образца она дает следующее соотношение:

$$\sigma(t) = E \varepsilon(t) + \int_0^t \Gamma(t-s) \varepsilon(s) ds, \quad (1.45)$$

где  $\sigma(t)$  — напряжение в рассматриваемый момент времени  $t$ ;

$\varepsilon(t)$  — относительная деформация образца.

Параметр  $E$  и функция  $\Gamma(t-s)$  определяются экспериментально. В условиях, когда деформация постоянна  $\varepsilon(t) = \varepsilon = const$ , получаем

$$\sigma(t) = \left[ E + \int_0^t \Gamma(t-s) ds \right] \varepsilon. \quad (1.46)$$

Выражение в квадратных скобках, умноженное на  $\varepsilon$ , имеет смысл переменного во времени модуля упругости материала.

В лабораторной работе предлагается ограничиться одним временем релаксации  $t_R$  и описать экспериментально получаемую кривую релаксации напряжения в виде

$$\Gamma(t) = (E - E_\infty) \exp(-t/t_R). \quad (1.47)$$

Подставив выражение (1.47) в уравнение (1.45), получим

$$\sigma(t) = E_\infty \varepsilon + (E - E_\infty) \varepsilon \exp(-t/t_R).$$

При  $t = 0$  имеем

$$\sigma(0) = \sigma_0 = E \varepsilon; \quad \sigma(\infty) = \sigma_\infty = E_\infty \varepsilon$$

и формулу (1.45) можно переписать в виде

$$\sigma(t) = \sigma_\infty + (\sigma_0 - \sigma_\infty) \exp(-t/t_R), \quad (1.48)$$

где  $\sigma_0$  и  $\sigma_\infty$  — значения напряжений в начальный момент испытания и в момент его окончания;

$t_R$  — время релаксации.

Момент завершения испытаний выбирается соответствующему практическому окончанию процесса изменения нагрузки.

**Цель лабораторной работы** – ознакомление с особенностями механического поведения полимерных материалов, экспериментальное получение релаксационной кривой и ее математическая обработка.

**Описание установки.** Для выполнения работы используются: испытательная машина ИМ-4А; образцы материалов, штангенциркуль.

*Испытательная машина* ИМ-4А используется так же, как и при проведении работы 2 (испытание материалов на сжатие), при выполнении которой студент уже получил необходимые сведения об этой машине.

*Образцы материалов* представляют собой пластмассовые цилиндры, высота которых  $h_0$  примерно равна  $1 \div 2$  их диаметра  $d_0$ .

**Порядок выполнения работы.**

а) Ознакомиться с устройством испытательной машины (лабораторная работа 2). Определить масштаб диаграммы по нагрузке при установке на маятнике одного диска. Измерить штангенциркулем характерные размеры образца:

$d_0$  — диаметр поперечного сечения, мм;

$h_0$  — высоту, мм.

б) Поместить образец между опорными подушками и, включив электродвигатель машины, обеспечить указанную преподавателем нагрузку на образец. Затем электродвигатель отключить.

в) Провести измерение величины нагрузки  $F$  на образец в заданные преподавателем моменты времени  $t_i$ . Полученные величины нагрузки свести в таблицу 1.8 по приведенной ниже форме ( $\Pi$  — показание на шкале силоизмерительного устройства).

Таблица 1.8 – Результаты измерений и расчетов

$t$ , мин	$\Pi$ , мм	$F_i$ , Н	$\sigma_i$ , МПа	$\sigma_i - \sigma_\infty$ , МПа	$\ln(\sigma_i - \sigma_\infty)$	$\sigma_{pi}$ , МПа	$\delta_\sigma$ , %

*Примечание.* Первые три столбца таблицы заполняются в процессе проведения эксперимента, остальные – после его окончания. Момент прекращения испытаний задается преподавателем. Текущие значения напряжений  $\sigma_i$  определяют по формуле:

$$\sigma_i = F_i / A_0, \quad (1.49)$$

где  $A_0$  — начальная площадь поперечного сечения образца, мм<sup>2</sup>.

Последнее значение напряжения принимается за  $\sigma_\infty$ ; затем заполняются остальные столбцы, кроме двух последних.

г) Представить экспериментальные данные в графическом виде, для чего на координатную сетку нанести точки с координатами  $t_i, \ln(\sigma_i - \sigma_\infty)$  и провести прямую, аппроксимирующую экспериментальные данные (ее следует проводить так, чтобы сумма положительных и отрицательных значений отклонений экспериментальных точек от аппроксимирующей прямой линии, измеренных по вертикали, равнялась нулю).

д) Определить тангенс угла наклона этой прямой к оси  $t$ , численно равный  $\lambda$ , и время релаксации  $t_R = 1/\lambda$ .

е) Заполнить два последних столбца таблицы 1.8. При этом руководствоваться формулой

$$\sigma_{pi} = \sigma_\infty + (\sigma_0 - \sigma_\infty) \exp(-\lambda t_i), \quad (1.50)$$

ж) В последний столбец таблицы вносят результаты подсчета погрешности аппроксимации:

$$\delta_\sigma = [(\sigma_i - \sigma_{pi})/\sigma_i]100\%. \quad (1.51)$$

При обработке опытных данных и выполнении расчетов возможно использование типовых программ аппроксимации и ЭВМ [7]. В ряде случаев для описания механического поведения материала недостаточно одного времени релаксации. В такой ситуации берут большее число членов в формуле (1.46). Например, если взять два члена, то формула (1.48) примет вид

$$\sigma(t) = \sigma_\infty + A_1 \exp(-\lambda_1 t) + A_2 \exp(-\lambda_2 t). \quad (1.52)$$

Если  $\lambda_1 > \lambda_2$ , то для достаточно больших значений времени  $t$  точки кривой, представленной на рисунке 1.24, а, будут с высокой степенью точности аппроксимироваться функцией

$$\sigma'(t) = \sigma_\infty + A_2 \exp(-\lambda_2 t),$$

а начальный участок будет соответствовать

$$\sigma''(t) = A_1 \exp(-\lambda_1 t).$$

Вся кривая аппроксимируется выражением

$$\sigma(t) = \sigma'(t) + \sigma''(t). \quad (1.53)$$

## 2 РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АППАРАТОВ

В инженерной практике оценка работоспособности машины или аппарата выполняется путем расчленения конструкций на отдельные типовые элементы с последующим их расчетом на прочность, жесткость, устойчивость и по другим критериям в соответствии с конкретными условиями эксплуатации [1, 6, 9 – 13].

Прочность, жесткость, устойчивость относятся к главным критериям работоспособности для большинства элементов конструкций. Расчеты по указанным главным критериям работоспособности основаны на анализе напряженно-деформированного состояния элементов оборудования и сводятся к сопоставлению действующих (расчетных) нагрузок, напряжений или деформаций с их допускаемыми значениями [1, 6, 12].

В качестве типовых элементов химического оборудования могут выступать отдельные детали и их соединения, вплоть до таких соединений, как корпус аппарата. Выбор той или иной расчетной схемы элемента конструкции определяется, с одной стороны, его геометрией (различают расчетные схемы в виде стержня, пластины или оболочки, массива), и с другой – условиями его нагружения.

Следует подчеркнуть, что теоретическому анализу подвергается не сам объект, а его упрощенная расчетная схема, составляемая на основе гипотез и допущений, справедливость которых устанавливается опытным путем [1, 6].

Указанные особенности инженерных расчетов по главным критериям работоспособности определяют направленность содержания лабораторных работ данного раздела на сопоставление опытных и расчетных данных, оценку допустимости для безопасной эксплуатации напряжений и деформаций в типовых элементах химического оборудования.

### 2.1 Лабораторная работа 7.

#### Прочность и жесткость стержней при поперечном изгибе

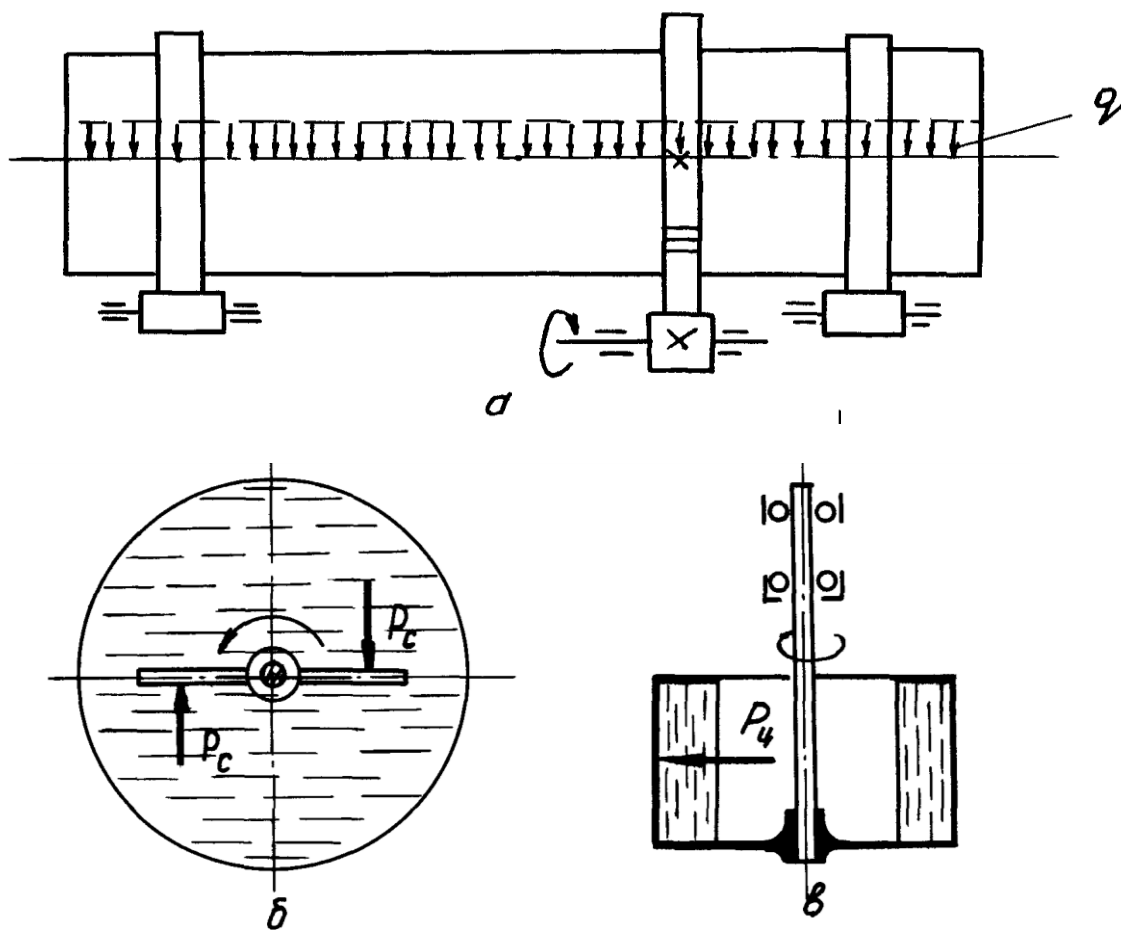
**Общие сведения.** Напряженно-деформированное состояние изгиба довольно часто встречается в элементах оборудования химических предприятий. На рисунке 2.1 представлен ряд примеров поперечного изгиба элементов конструкций, которые могут быть сведены к расчетной схеме стержня.

Изгиб корпуса барабанной сушилки (рис. 2.1, а) вызывается распределенной нагрузкой  $q$  от собственного веса корпуса, веса футеровки и обрабатываемого материала. Лопастей мешалки (рис. 2.1, б) изгибаются под действием сил гидродинамического сопротивления  $F_c$ . Вал центрифуги (рис. 2.1, в) испытывает поперечный изгиб от центробежной силы  $F_u$ , возникающей

вследствие несбалансированности барабана и неравномерности распределения осадка твердой фазы.

Нагрузки при изгибе вызывают появление в элементах конструкций нормальных изгибных напряжений  $\sigma_u$ , которые могут привести к их разрушению. Кроме того, возникают перемещения стержня, которые характеризуются прогибами  $y(x)$  и углами поворота сечений  $\theta(x)$  – рисунок 2.2.

Перемещения при изгибе одного элемента конструкции могут нарушить работоспособность ее соседних узлов и деталей. Так, значительный прогиб или угол поворота сечений корпуса барабанной сушилки могут нарушить нормальное зацепление зубчатой передачи привода (рис. 2.1, а), а чрезмерный угол поворота сечений вала центрифуги в местах установки подшипников (рис. 2.1, в) приведет к их заклиниванию или разрушению.



а – корпус барабанной сушилки;

б – лопасть мешалки;

в – вал центрифуги

Рисунок 2.1 – Элементы оборудования, испытывающие поперечный изгиб

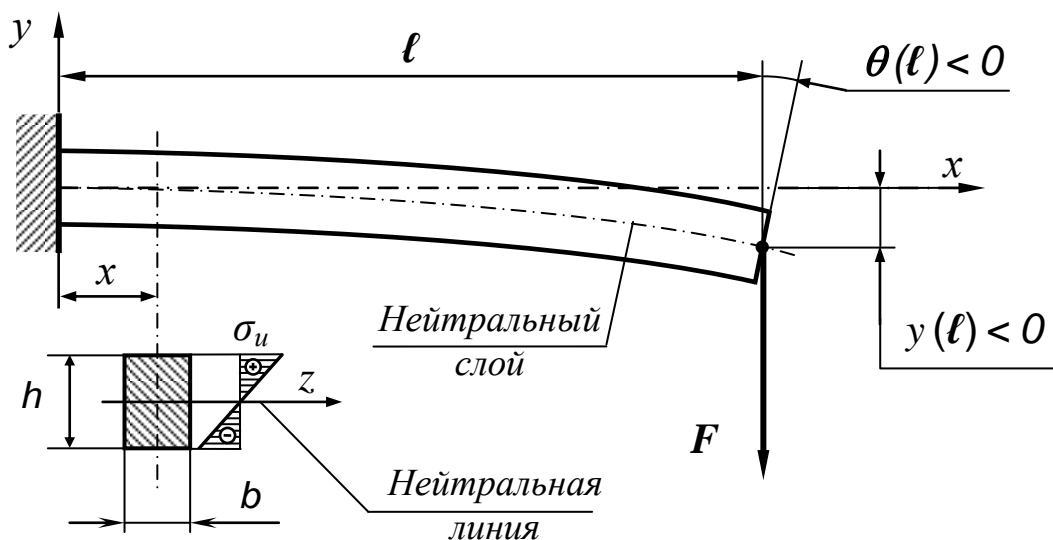


Рисунок 2.2 – Перемещения при изгибе консольного стержня

Таким образом, работоспособность элементов конструкций при поперечном изгибе определяется следующими условиями прочности и жесткости:

$$\sigma_u \leq [\sigma]; y(x) \leq [y(x)]; \theta(x) \leq [\theta(x)].$$

Напряжения и перемещения при изгибе можно найти расчетным путем [6]. По формуле Навье напряжения  $\sigma_u$  в поперечном сечении стержня пропорциональны изгибающему моменту  $M_z$  и расстоянию  $y$  от расчетной точки до нейтральной оси  $z$  (рис. 2.2):

$$\sigma_u = M_z y / I_z. \quad (2.1)$$

В крайних точках поперечного сечения, где  $y = y_{max}$  и  $I_z / y_{max} = W_z$ , действуют максимальные напряжения:

$$\sigma_{u,max} = M_z / W_z. \quad (2.2)$$

Для стержня прямоугольного сечения момент инерции  $I_z$  и момент сопротивления  $W_z$  соответственно равны:

$$I_z = bh^3 / 12, \quad (2.3)$$

$$W_z = bh^2 / 6. \quad (2.4)$$

Следует иметь в виду, что при повороте стержня с прямоугольным сечением относительно оси  $X$  из положения, показанного на рисунке 2.2, на угол  $90^\circ$  расчетные геометрические характеристики сечения меняются:

$$I_z' = hb^3 / 12, \quad (2.5)$$

$$W_z' = hb^2 / 6. \quad (2.6)$$

Перемещения при изгибе  $y(x)$  и  $\theta(x)$  находят интегрированием дифференциального уравнения упругой линии (изогнутой оси) стержня:

$$EI_z d^2 y(x) / dx^2 = M_z(x).$$

В результате, для консольного стержня с жесткой заделкой и нагрузкой  $F$  (рис. 2.2) получим при первом интегрировании уравнение угла поворота поперечного сечения, а при повторном – прогиб балки в координате  $x$ :

$$\theta(x) = y'(x) = y'_0 + \frac{1}{EI_z} \int_0^x M_z d(x);$$

$$y(x) = y_0 + y'_0 x + \frac{1}{EI_z} \int_0^x d(x) \int_0^x M_z d(x),$$

где  $y'_0 = 0$ ,  $y_0 = 0$  — угол поворота сечения и прогиб балки в начале координат;  $M_z = -F(\ell - x)$  — изгибающий момент в сечении с координатой  $x$ .

Окончательно после интегрирования изгибающего момента расчетные зависимости при  $x = \ell$  имеют вид:

$$\theta(\ell) = -F\ell^2 / (2EI_z), \quad (2.7)$$

где  $\theta(\ell)$  — угол поворота концевого сечения консольного стержня, рад;

$$y(\ell) = -F\ell^3 / (3EI_z), \quad (2.8)$$

где  $y(\ell)$  — прогиб на конце консольного стержня, мм.

**Цель работы** – сравнение результатов опытного и расчетного значений напряжений и перемещений консольного стержня при поперечном изгибе, оценка прочности и жесткости конструкции.

**Описание установки.** Для проведения работы используются: консольный стержень прямоугольного сечения (балка); индикатор ИЧ-10; тензометр Аистова; штангенциркуль (рис. 1.4) и измерительная линейка.

Консольная балка (рис. 2.3) для опытного изучения поперечного изгиба стержней одним из концов закрепляется с помощью винтов в муфте 5, что соответствует жесткой заделке.

Конструкция муфты 5 позволяет при ослаблении винтов поворачивать балку 3 относительно продольной оси на разные углы, которые фиксируются на круговой шкале 6. К свободному концу балки на расстоянии  $l$  от заделки подвешивается груз 1. Над этим же сечением балки устанавливается индикатор 2. На поверхности балки у заделки закрепляется тензомер Аистова 4.

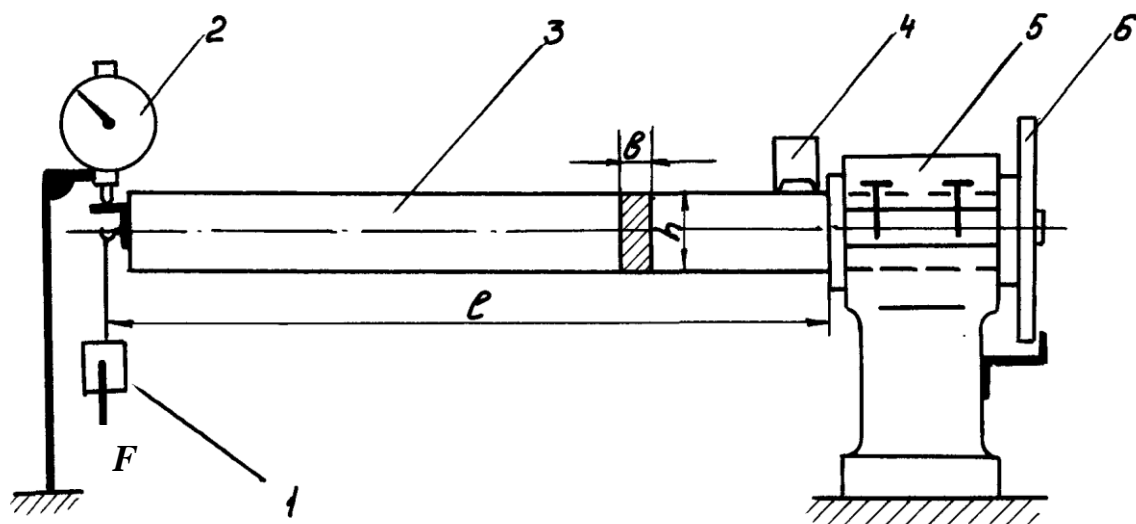


Рисунок 2.3 – Схема балки для опытного изучения поперечного изгиба

Индикатор часового типа ИЧ-10 (рис. 2.4) предназначен для измерения линейных перемещений в интервале (0 – 10) мм. Он представляет собой

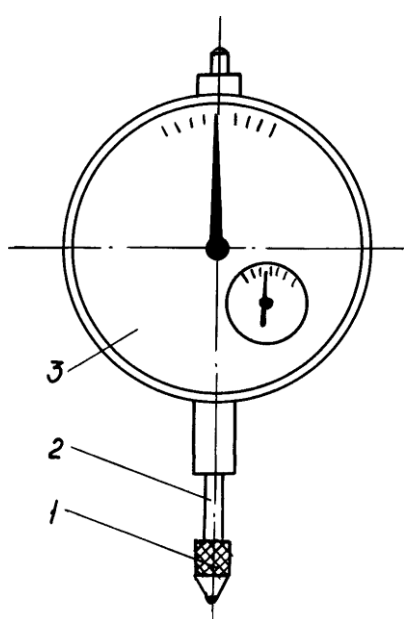


Рисунок 2.4 – Индикатор ИЧ-10

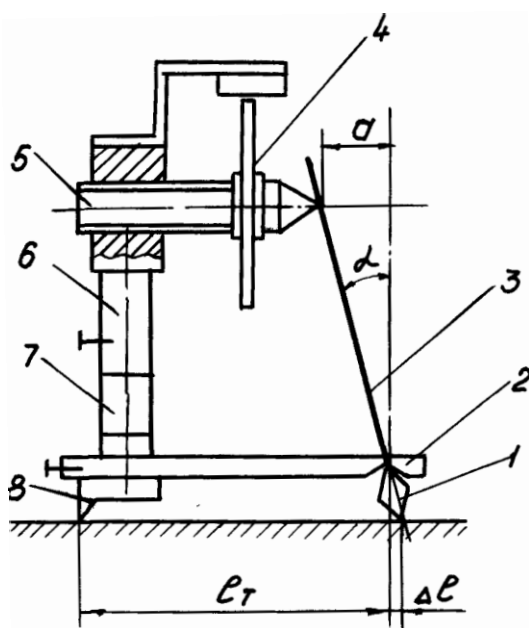


Рисунок 2.5 – Тензомер Аистова



реечно-зубчатый механизм, преобразующий линейное перемещение штока 2 с наконечником 1 во вращательное перемещение стрелок циферблата 3. Циферблат имеет две круговые шкалы: малую – с ценой деления 1 мм; большую – с ценой деления 0,01 мм.

Опытное значение прогиба балки  $y(x)_{\text{оп}}$  определяют из соотношения

$$y(x)_{\text{оп}} = \Delta\Pi_{II} = |\Pi_{II_1} - \Pi_{II_0}|, \quad (2.9)$$

где  $\Pi_{II_1}$  — отсчет по индикатору после нагружения балки, мм;

$\Pi_{II_0}$  — отсчет по индикатору до нагружения балки, мм.

*Тензомер Аистова* (рис. 2.5) предназначен для измерения малых линейных деформаций. Тензомер крепится с помощью струбцины (на рис. 2.5 не показана), которая прижимает его через планку 2, неподвижную опору 8 и призму 1 к балке. В исходном положении призма 1 с рычагом 3 должны занимать вертикальное положение. По шкале лимба 4, закрепленного на микрометрическом винте 5, делается начальный отсчет  $\Pi_{T_0}$ . Отсчет выполняется при касании рычага 3 остриём винта 5, который перемещается при вращении лимба 4. Момент касания фиксируется лампочкой при замыкании электрической цепи, проводники от которой подключают к стойке 6 и планке 2 (в нерабочем положении они разъединены изолирующей вставкой 7).

Перед замером деформации, вращая винт 5 за лимб 4, отводят острие винта от рычага 3. При появлении деформации призма 1 и рычаг 3 повернутся на угол  $\alpha$ . Так как длина рычага в 5 раз больше диагонали призмы, то во столько же раз больше будет перемещение  $a$  конца рычага. В этом положении при касании рычагом 3 острия на винте 5 производят отсчет показания  $\Pi_{T_1}$  по лимбу 4.

Лимб тензомера Аистова имеет круговую шкалу со 100 делениями, а винт 5 – шаг резьбы 0,5 мм. Таким образом, с учетом пятикратного увеличения деформации рычагом с призмой, цена деления на шкале лимба составит 0,001 мм. Если выражать базу тензомера  $\ell_T$  ( $\ell_T = 20 \div 60$  мм) и деформацию  $\Delta\ell$  в миллиметрах, то коэффициент увеличения тензомера  $k_T = 1000$ .

В соответствии с законом Гука (1.15) – см. работу 3, по известной деформации можно вычислить напряжения:

$$\sigma_{\text{он}} = E\varepsilon = E\Delta\ell / \ell_T = E(\Pi_{T_1} - \Pi_{T_0}) / (k_T \ell_T) = E \Delta\Pi_T / (k_T \ell_T). \quad (2.10)$$

Для оценки прочности и жесткости балки следует принять:

$$[\sigma] = 80 \text{ МПа}; \quad [y(x)] = 15 \text{ мм.}$$

### Порядок выполнения работы.

а) Ознакомиться с лабораторной установкой и измерительными приборами. Измерить длину балки  $\ell$  и размеры ее сечения  $b$ ,  $h$ . Результаты измерений записать в отчет. Записать также значения базы тензометра  $\ell_T$  и модуля продольной упругости материала балки (сталь)  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

б) Рассчитать по формулам раздела «Общие сведения» максимальные значения напряжений и прогибов балки при нагрузке  $F = 10$  Н. Проверить удовлетворение условий прочности и жесткости.

в) Закрепить балку в положении «на ребро» и снять начальные показания индикатора  $\Pi_{И0}$  и тензометра  $\Pi_{Т0}$ . Закрепить на конце балки груз  $F = 10$  Н (1 кгс) и снять показания индикатора  $\Pi_{И1}$  и тензометра  $\Pi_{Т1}$ . Результаты измерений, (их выполнить не менее трех раз) занести в таблицу 2.1.

г) Сняв нагрузку и повернув балку на  $90^\circ$ , аналогичным образом выполнить измерения в положении балки «плашмя».

д) Снять нагрузку и по средним значениям показаний приборов определить опытные значения прогибов – формула (2.9) и напряжений – формула (2.10).

е) Определить (в процентах) расхождение теоретических значений прогибов и напряжений с опытными величинами. Составить отчет по работе.

Таблица 2.1 – Результаты измерений деформаций балки

Нагрузка $F$ , Н	Положение балки «на ребро»				Положение балки «плашмя»			
	Отсчеты по индикатору, мм		Отсчеты по тензомеру, дел		Отсчеты по индикатору, мм		Отсчеты по тензомеру, дел	
	$\Pi_{И}$	$\Delta\Pi_{И}$	$\Pi_{Т}$	$\Delta\Pi_{Т}$	$\Pi_{И}$	$\Delta\Pi_{И}$	$\Pi_{Т}$	$\Delta\Pi_{Т}$

## 2.2 Лабораторная работа 8.

### Прочность и жесткость балки при косом изгибе

**Общие сведения.** Косой изгиб – это один из распространенных видов сложного сопротивления, его еще называют изгибом в двух плоскостях. При изучении деформации косого изгиба, как и при изучении других видов сложного сопротивления, исходят из принципов независимости действия сил. Этот принцип может быть использован, если материал подчиняется закону Гука.

Косой изгиб возникает в том случае, когда внешние силы,

перпендикулярные продольной оси  $x$ , не лежат в плоскостях, проходящих через главные оси  $y$  и  $z$  поперечного сечения балки. В этом случае, возникающий в поперечном сечении изгибающий момент, можно разложить на два изгибающих момента, действующих в плоскостях, проходящих через главные оси сечения (рис. 2.6).

Таким образом, кривой изгиб можно рассматривать как сочетание двух плоских изгибов во взаимно перпендикулярных плоскостях. Тогда плоский изгиб относительно оси  $y$  определяется моментом

$$M_y = x F_z, \quad (2.11)$$

а относительно оси  $z$  моментом

$$M_z = x F_y, \quad (2.12)$$

где  $F_y = F \cos \alpha$  и  $F_z = F \sin \alpha$  — вертикальная и горизонтальная составляющие силы  $F$ , действующей на свободном конце стержня;

$\alpha$  — угол наклона плоскости, в которой действует сила  $F$ ;

$x$  — расстояние от свободного конца балки до произвольно выбранного сечения.

При  $x = \ell$ , где  $\ell$  — длина балки, моменты  $M_y$  и  $M_z$  будут принимать по модулю максимальные значения, а, следовательно, опасным будет являться сечение, расположенное в жесткой заделке.

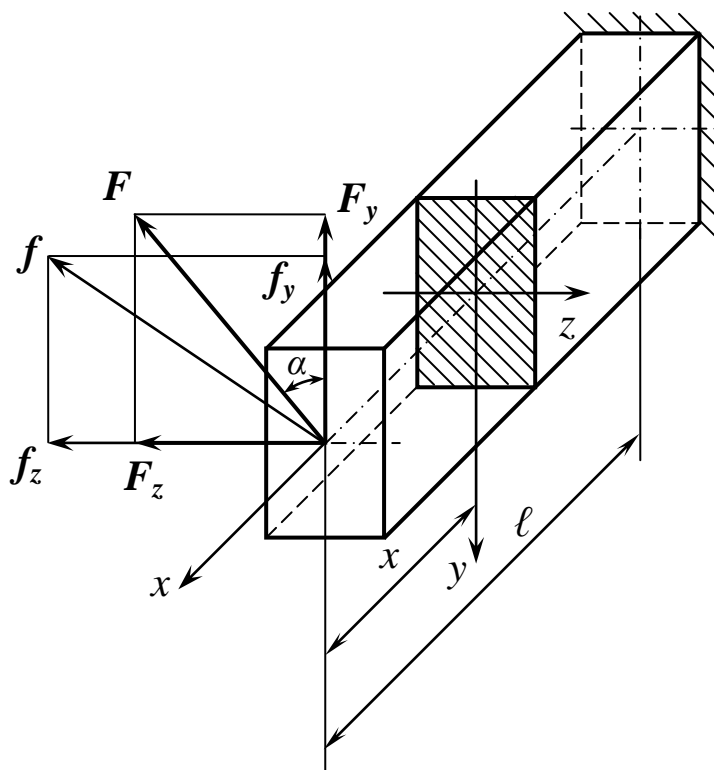


Рисунок 2.6 – Схема нагрузок и прогибов при кривом изгибе балки

Рассмотрим для балки прямоугольного профиля в опасном сечении произвольную точку  $K$  с координатами  $y$  и  $z$  (рис. 2.7).

При изгибе в вертикальной плоскости ( $x y$ ) в поперечном сечении балки, расположенной над осью  $z$ , возникают сжимающие напряжения, под осью – растягивающие, т.к. выпуклая сторона балки будет внизу. Напряжения в точке  $K$  определяются по известной из теории плоского изгиба формуле Навье:

$$\sigma_I = \frac{M_z \cdot y}{I_z}, \quad (2.13)$$

где  $y$  — координата точки  $K$  относительно нейтральной оси  $z$ ;

$I_z = bh^3/12$  — осевой момент инерции прямоугольного сечения балки относительно оси  $z$ .

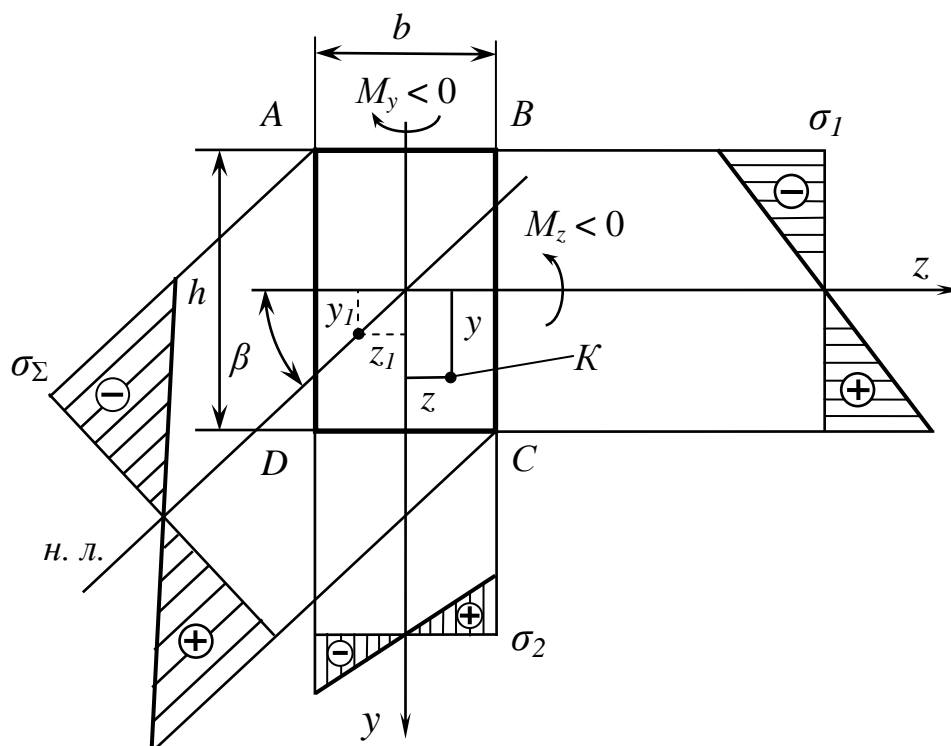


Рисунок 2.7 – Эпюры напряжений

Вследствие изгиба в горизонтальной плоскости ( $x z$ ), в правой половине сечения балки относительно оси  $y$ , а, следовательно, и в точке  $K$  возникают растягивающие напряжения, а в левой половине балки – сжимающие, т.к. выпуклая сторона балки при изгибе в горизонтальной плоскости будет справа. Напряжения в точке  $K$  в этом случае будут определяться по аналогичной формуле:

$$\sigma_2 = \frac{M_y \cdot z}{I_y}, \quad (2.14)$$

где  $z$  — координата точки  $K$  относительно нейтральной оси  $y$ ;

$I_y = hb^3/12$  — осевой момент инерции прямоугольного сечения балки относительно оси  $y$ .

Суммарное напряжение в точке  $K$  определяется по формуле:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{M_z \cdot y}{I_z} + \frac{M_y \cdot z}{I_y}. \quad (2.15)$$

В угловых точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  опасного сечения, в которых значения  $y$  и  $z$  достигают максимума, суммарные напряжения будут иметь следующие значения:

$$\sigma_\Sigma = \pm \frac{M_z}{W_z} \pm \frac{M_y}{W_y}, \quad (2.16)$$

где  $W_z = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{I_z}{0,5h} = \frac{bh^2}{6}$  — осевой момент сопротивления плоского сечения относительно оси  $z$ ;

$$W_y = \frac{I_y}{z_{max}} = \frac{I_y}{0,5b} = \frac{hb^2}{6} \quad \text{— осевой момент сопротивления плоского сечения относительно оси } y.$$

Очевидно, что наиболее опасными будут те угловые точки сечения, где суммируются напряжения одного знака, т.е. в рассмотренном случае, это точки  $A$  и  $C$ ; при этом точка  $C$  находится в растянутой зоне, а точка  $A$  — в сжатой.

Угол  $\beta$  наклона нейтральной линии относительно оси  $z$  (рис. 2.7) для суммарных напряжений  $\sigma_\Sigma$  определяется из условия

$$\sigma_\Sigma = \frac{M_z \cdot y_1}{I_z} + \frac{M_y \cdot z_1}{I_y} = 0, \quad (2.17)$$

тогда 
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y_1}{z_1} = \frac{M_y I_z}{M_z I_y}. \quad (2.18)$$

Условие прочности в опасных точках  $A$  и  $C$

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{|M_z|}{W_z} + \frac{|M_y|}{W_y} \leq [\sigma]. \quad (2.19)$$

**Расчет максимального прогиба балки.**

Прогибы свободного торца балки по направлениям главных осей  $y$  и  $z$  прямоугольного сечения (рис. 2.8):

$$f_z = \frac{F_z \ell^3}{3EI_y} = \frac{F \sin \alpha \ell^3}{3EI_y}; \quad (2.20)$$

$$f_y = \frac{F_y \ell^3}{3EI_z} = \frac{F \cos \alpha \ell^3}{3EI_z}, \quad (2.21)$$

где  $I_y$  и  $I_z$  — осевые моменты инерции, определяемые при расчете напряжений по формулам (2.13) и (2.14);

$E$  — модуль упругости материала балки.

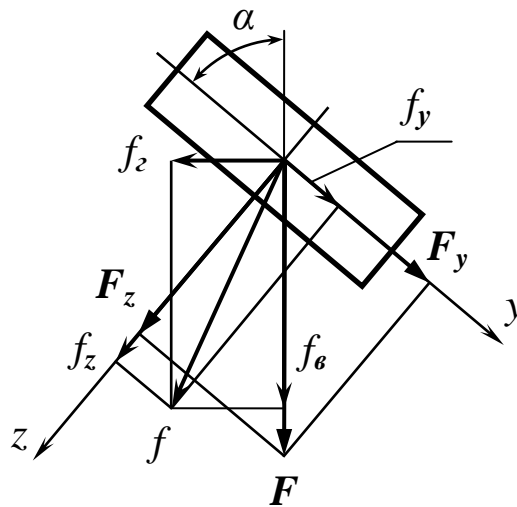


Рисунок 2.8 – Схема определения полного прогиба балки

Максимальный прогиб консоли сравнивается с допустимым значением

$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} \leq [f]. \quad (2.22)$$

**Цель работы** – Экспериментальная проверка допустимости применения принципа независимости действия сил путем сравнения величины прогиба

балки, найденного из опыта, с теоретически вычисленным его значением.

**Описание установки.** Опыты проводятся на установке, используемой в работе 7 (рис. 2.3) с комплектом измерительных инструментов (рис. 2.4).

Консольная балка поворачивается относительно продольной оси на заданный угол и жестко закрепляется в муфте. Во время опыта определяют перемещение центра тяжести концевое сечения балки, под действием подвешенного на консоли груза. Так как при косом изгибе направление прогиба не совпадает с направлением действующей силы, то необходимо измерять как вертикальную  $f_v$ , так и горизонтальную  $f_z$  составляющие прогиба с помощью двух индикаторов часового типа ИЧ-10, которые устанавливаются над свободным концом балки (рис. 2.9).

**Порядок выполнения работы.**

а) Ознакомьтесь с лабораторной установкой и измерительными приборами. Измерить длину балки  $l$  и размеры ее сечения  $b$ ,  $h$ . Результаты измерений записать в отчет. Записать также значение модуля продольной упругости стальной балки  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

б) Рассчитать по формулам (2.19) и (2.22) максимальные значения напряжений и прогиба балки при нагрузке  $F = 10$  Н. Проверить условие прочности и жесткости, приняв  $[\sigma] = 80$  МПа и  $[f] = 15$  мм.

в) Закрепить балку под углом  $\alpha$ , указанным преподавателем, и снять начальные показания индикаторов  $\Pi_{v_0}$  и  $\Pi_{z_0}$ . Установить на конце балки груз  $F=10$  Н и снять показания индикаторов  $\Pi_v$  и  $\Pi_z$ . Прогибы балки определяются по разности показаний индикаторов:  $f_v = |\Pi_{v_0} - \Pi_v|$  и  $f_z = |\Pi_{z_0} - \Pi_z|$ . Такие измерения повторяются не менее трех раз и заносятся в таблицу 2.2.

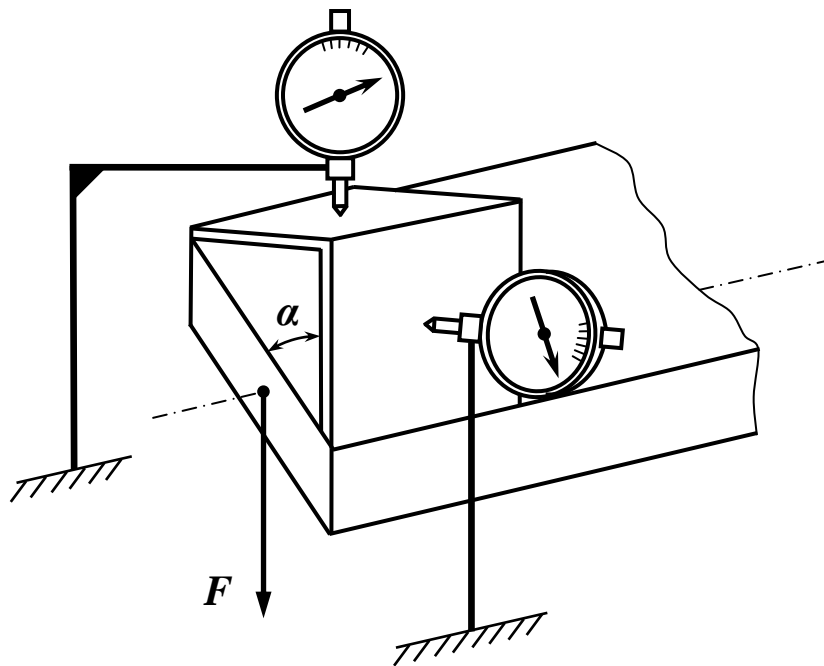


Рисунок 2.9 – Схема измерения прогибов балки

г) Найти по осредненным значениям опытных данных полный прогиб балки  $f_{on} = \sqrt{f_2^2 + f_6^2}$ . Определить (в процентах) расхождение теоретического значения прогиба с опытной величиной. Составить отчет по работе.

Таблица 2.2 – Результаты измерений прогибов балки

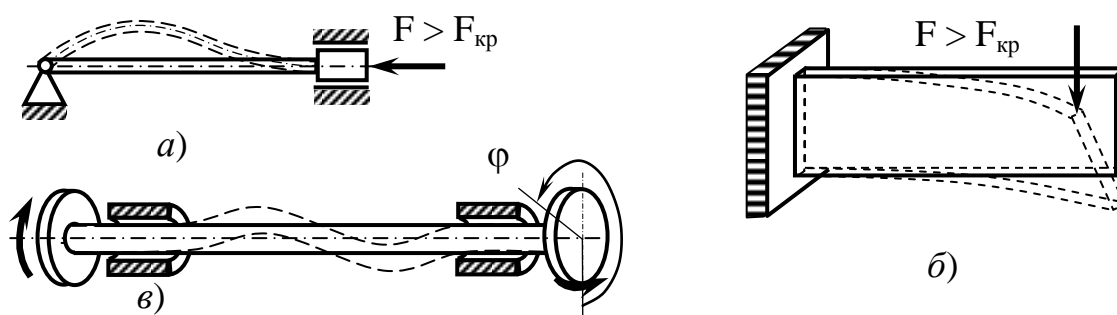
Нагрузка $F, Н$	Угол $\alpha$	Отсчеты по индикатору, мм			
		В вертикальном направлении		В горизонтальном направлении	
		$П_6$	$f_6$	$П_2$	$f_2$

### 2.3 Лабораторная работа 9.

#### Устойчивость стержней при продольном изгибе

**Общие сведения.** В данной работе изучается вопрос устойчивости стержней при нагружении продольной сжимающей силой.

Под устойчивостью упругих тел понимают их способность сохранять при нагружении начальную форму упругого равновесия. При потере устойчивости один вид деформации внезапно переходит в другой вид деформации (рис. 2.10) (например, сжатие – в сжатие с изгибом; изгиб – в изгиб с кручением; кручение – в кручение с изгибом).



$a$  – при сжатии;  $b$  – при изгибе;  $v$  – при кручении

Рисунок 2.10 – Примеры потери устойчивости стержнями

Недостаточная устойчивость при сжатии характерна для элементов конструкций, имеющих малую изгибную жесткость. Так, при сжатии продольной силой штока компрессора (рис. 2.11) может произойти его выпучивание – продольный изгиб. В аппарате с рубашкой (рис. 2.12) давление теплоносителя, сжимая стенки корпуса с днищем, может вызвать внезапное появление вмятин больших размеров. Важно заметить, что потеря



устойчивости происходит при напряжениях меньших, чем предел прочности материала, хотя последствия не менее опасны.

Более подробное рассмотрение явления потери упругой устойчивости приводит к заключению [6], что при превышении рабочей нагрузкой  $F$  ее критического значения  $F_{кр}$ , элемент конструкции переходит к новой форме равновесия, т.к. как первоначальная прямолинейная форма становится неустойчивой. *Критической силой*  $F_{кр}$  называется сила, при которой тело сохраняет устойчивость или теряет её при малейшем воздействии.

При выполнении инженерных расчетов условие устойчивости сжатого стержня записывают в виде

$$F \leq [F]_y = F_{кр} / n_y,$$

где  $[F]_y$  — допускаемая сила сжатия стержня по условию устойчивости;

$n_y = 1,8 \div 3,2$  — нормативный коэффициент запаса устойчивости [1, 6].

Действительный запас устойчивости

$$s_y = F_{кр} / F \geq n_y.$$

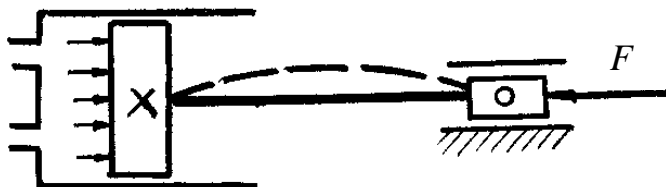


Рисунок 2.11 – Продольный изгиб штока компрессора

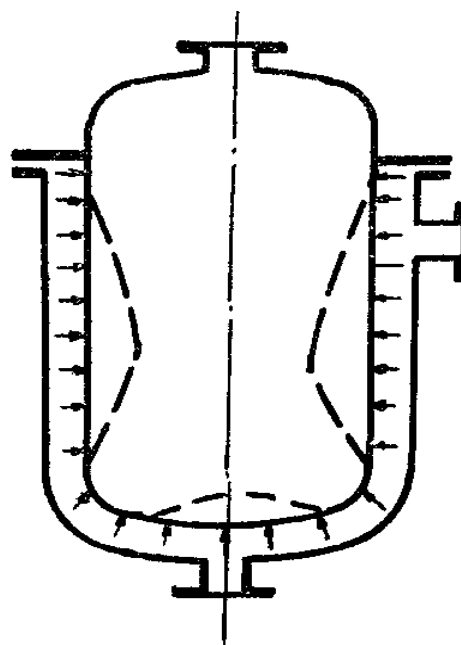


Рисунок 2.12 – Потеря устойчивости корпуса аппарата с рубашкой

Формула для расчета критической силы  $F_{кр}$  сжатого стержня была получена академиком Л. Эйлером (1759 г.):

$$F_{кр} = \pi^2 E I_{min} / (\mu \ell)^2, \quad (2.23)$$

где  $I_{min}$  — минимальный осевой момент инерции поперечного сечения стержня, мм<sup>4</sup>;

$\mu = 1 / n$  — коэффициент приведения длины, зависящий от способа крепления стержня (рис. 2.13);

$n$  — количество полуволен изогнутой оси стержня (полуволен синусоиды)

укладывающихся на его длину.

Зависимость (2.23) применима при напряжениях меньше предела пропорциональности  $\sigma_{ну}$ , что ограничивает гибкость стержней  $\lambda$  условием

$$\lambda \geq \lambda_{нр} = \pi (E / \sigma_{ну})^{0,5}, \quad (2.24)$$

где  $\lambda_{нр}$  — предельная гибкость стержня соответствующая  $\sigma_{кр} = \sigma_{ну}$ .

Гибкость стержней определяется по формуле

$$\lambda = (\mu \ell) / i, \quad (2.25)$$

где  $i = (I_{min} / A)^{0,5}$  — радиус инерции сечения стержня, мм.

В соответствии с выражением (2.25) для стержней из сталей марок: Ст3  $\lambda \geq 100$ ; Ст5  $\lambda \geq 90$ ; 65Г  $\lambda \geq 75$ . При меньших значениях гибкости стержней, когда  $\sigma_{кр} > \sigma_{ну}$ , критическая сила определяется по эмпирической формуле профессора Ф. С. Ясинского (1902 г.):

$$F_{кр} = (a - b\lambda) A, \quad (2.26)$$

где  $a, b$  — коэффициенты, зависящие от материала, МПа.

Для сталей:

Ст3  $a = 310$  МПа;  $b = 1,14$  МПа;

65Г  $a = 589$  МПа;  $b = 3,82$  МПа;

Ст5  $a = 464$  МПа;  $b = 3,62$  МПа.

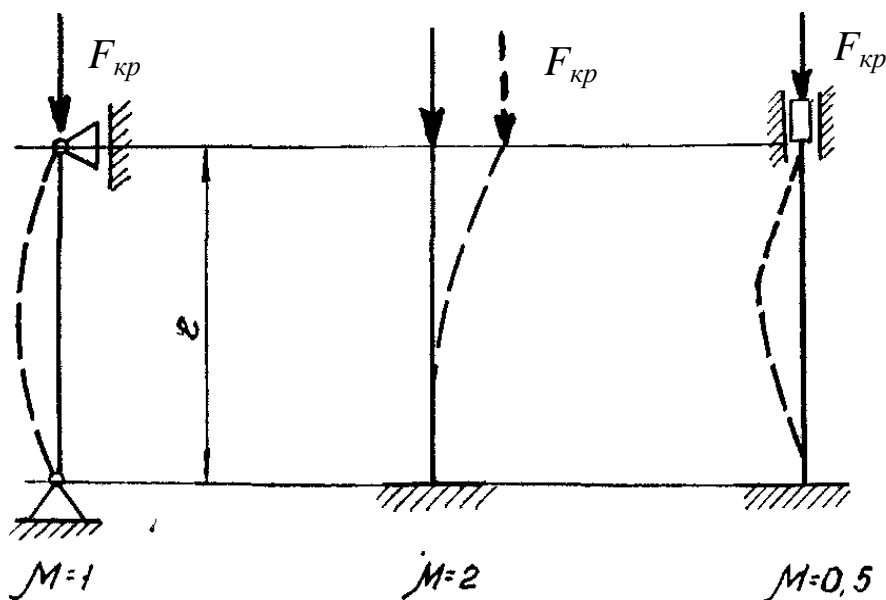


Рисунок 2.13 – Схемы крепления стержней с различными коэффициентами приведения длины  $\mu$

На рисунке 2.14 представлен полный график критических напряжений  $\sigma_{кр} = f(\lambda)$ . Короткие стержни устойчивости не теряют (зона малой гибкости),

и рассчитываются лишь на прочность при сжатии по пределу текучести  $\sigma_T$ .

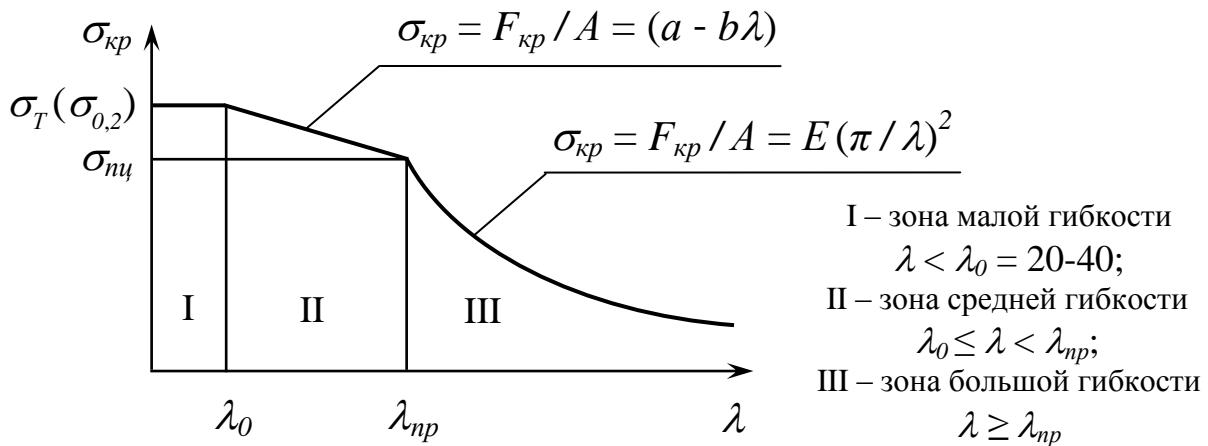


Рисунок 2.14 – Зависимость критических напряжений от гибкости стержня

**Определение критической силы по способу Саусвелла.** Обычно критическую силу определяют путем центрального нагружения прямолинейного стержня, постепенно увеличивая нагрузку до наступления потери устойчивости прямолинейной формы равновесия.

Недостатками такого способа определения критической силы является необходимость обеспечения строго центрального нагружения стержня и применения стержня с прямолинейной продольной осью. Если центральное нагружение стержня удастся осуществить путем устройства опор, то обеспечить строгую прямолинейность достаточно сложно (при многократном использовании стержня может появиться некоторое его остаточное искривление).

При испытаниях на сжатие стержня, имеющего малое начальное искривление, возможно определении критической силы косвенным способом (**способ Саусвелла**) [2]. При определении прогибов стержня, шарнирно закрепленного по концам и нагруженного сжимающей силой  $F$  (рис. 2.11), допустим, что начальная форма оси изогнутого стержня до нагружения описывается уравнением

$$y_0 = f_0 \sin (\pi x / \ell), \quad (2.27)$$

где  $f_0$  — начальная стрела прогиба (стрела – максимальное по длине стержня значение прогиба).

Можно считать, что дополнительные прогибы стержня  $y_1$ , возникающие от действия сжимающей силы  $F$ , также изменяются по его длине по синусоидальному закону

$$y_1 = f_1 \sin (\pi x / \ell), \quad (2.28)$$

где  $f_1$  — дополнительная стрела прогиба стержня.

Используя приближенное дифференциальное уравнение упругой линии

$$E J_z y''(x) = M_z, \quad (2.29)$$

дифференцируя дважды правую часть уравнения (2.28) и подставляя результат в уравнение (2.29), получаем

$$y''(x) = -f_1 (\pi^2 / \ell^2) \sin (\pi x / \ell). \quad (2.30)$$

При данной схеме нагружения (так называемый *продольно – поперечный изгиб*) изгибающий момент в любом сечении

$$M_z = - F y(x) = - F (y_0 + y_1). \quad (2.31)$$

Подставляя значение  $M_z$  в уравнение (2.30), имеем

$$-f_1 (\pi^2 / \ell^2) \sin (\pi x / \ell) = - F (y_0 + y_1) / E I_z.$$

Значения  $y_0, y_1$  берем из уравнений (2.27), (2.28) и получаем

$$-f_1 (\pi^2 / \ell^2) + F f_1 / E I_z = - F f_0 / E I_z.$$

После простых преобразований приходим к выражению

$$f_1 = [F f_0 \ell^2 / (\pi^2 E I_z)] / [1 - F \ell^2 / (\pi^2 E I_z)]. \quad (2.32)$$

Из (2.32) следует, что формулу Эйлера (2.23) для критической силы сжатого стержня с шарнирно закрепленными концами  $F_{кр}$ , можно использовать для выражения стрелы дополнительного прогиба:

$$f_1 = (F f_0 / F_{кр}) / (1 - F / F_{кр}). \quad (2.33)$$

Подставляя в уравнение (2.33) выражение полной стрелы прогиба  $f = f_0 + f_1$ , окончательно получаем

$$f = f_0 / (1 - F / F_{кр}). \quad (2.34)$$

Численное значение критической силы Эйлера  $F_{кр}$  совпадет с величиной критической силы прямолинейного стержня, имеющего те же размеры и материалы, что и стержень с начальной кривизной, при соблюдении следующих условий:

а) начальная кривизна стержня соответствует плоскости его наименьшей жесткости, т.е.  $I_z$  — минимальный момент инерции поперечного сечения стержня;

б) гибкость стержня больше предельного значения (для углеродистых сталей предельная гибкость  $80 \div 100$ ).

Формула (2.34) дает удовлетворительные результаты, когда сжимающая сила  $F$  не превышает  $0,8F_{кр}$ .

Таким образом, если измерить начальную стрелу прогиба стержня  $f_0$ , и нагружая его возрастающей силой  $F$ , определить опытным путем полную стрелу прогиба  $f$ , то можно по уравнению (2.34) установить величину силы Эйлера  $F_{кр}$ .

**Цель работы** – сопоставление опытного и теоретического значений критической силы при продольном изгибе стержней.

**Описание установок.** Для проведения работы используются: установка с жестким креплением стержня; установка с шарнирным креплением стержня; штангенциркуль.

*Установка с жестким креплением стержня* (рис. 2.15), кроме самого стержня 4, имеет коромысло 5 с тягами и поддон 1 для грузов. Как видно из схемы на рисунке 2.15, нижний конец стержня 4 жестко закрепляется в подставке 2, а сжимающая нагрузка прикладывается к свободному верхнему концу. Винт 3 в подставке 2 служит для установки стержня 4 в строго вертикальном положении. Испытываемый на устойчивость стержень изготовлен из стали Ст5, имеет прямоугольное сечение и расчетную длину  $\ell = 1000$  мм.

*Установка с шарнирным креплением стержня* (рис. 2.16) имеет верхнюю неподвижную и нижнюю подвижную опоры. Стержень 6 нагружается маховиком 1 через червячную передачу и винт 2, при вращении которого стакан 3 с гайкой перемещается вверх. От стакана 3 сжимающая нагрузка передается на нижнюю опору стержня 6 через пружину 5, по высоте  $H$  которой судят о величине силы (рис. 2.17). Высота пружины фиксируется на шкале 4. Стержень 6 установки изготовлен из стали 65Г, имеет прямоугольное сечение и расчетную длину  $\ell = 500$  мм.

**Порядок выполнения работы.** Ознакомиться с установками. Измерить и записать в отчет размеры сечения испытываемых стержней  $b$  и  $h$ , длины стержней  $\ell$ .

Провести испытание на устойчивость стержня с жестким креплением:

а) Проверить по отвесу и отрегулировать вертикальность оси стержня.

б) Нагружая стержень ступенями по  $(10 \div 20) H$ , следить за его устойчивостью: до потери устойчивости стержень будет возвращаться к прямолинейной форме после легкого нажатия поперек продольной оси, а при достижении критической силы – изогнется.

в) Записать в отчет величину критической силы и снять нагрузку.

Провести аналогичным путем испытание стержня с шарнирным креплением. Вычислить по формулам раздела «Общие сведения» гибкость стержней на установках и рассчитать теоретические значения критических сил. Определить процент расхождения опытных и теоретических значений критических сил. Оформить отчет по работе.

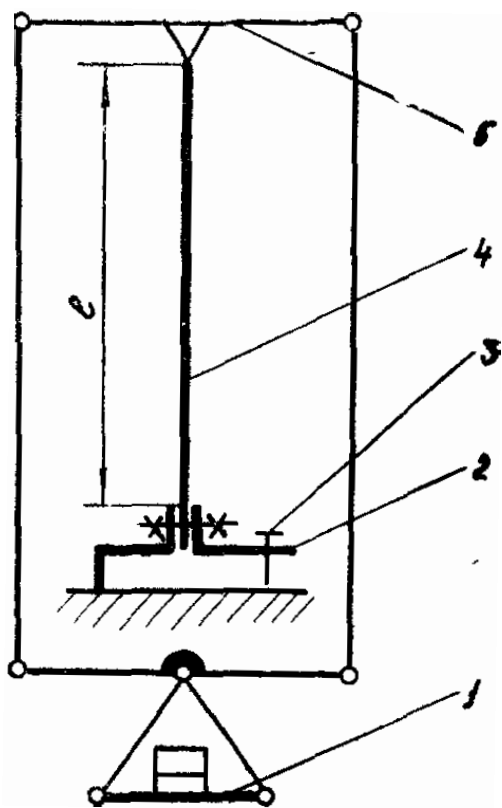


Рисунок 2.15 – Схема установки с жестким креплением стержня

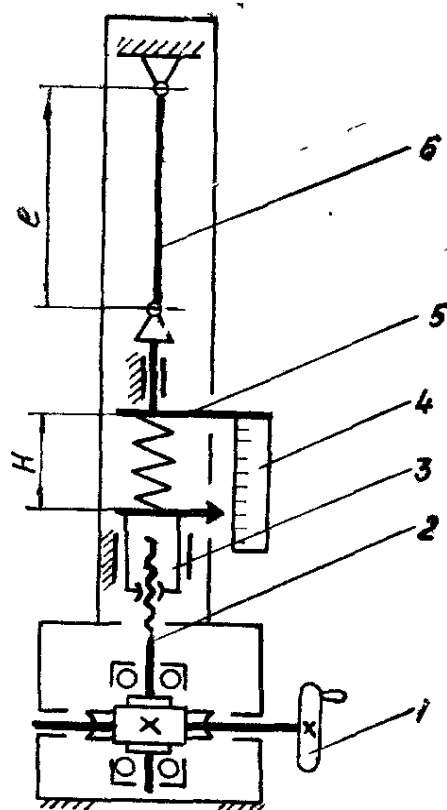


Рисунок 2.16 – Схема установки с шарнирно-закрепленными концами стержня

**Способ Саусвелла.** При наличии значительной начальной кривизны стержня используется зависимость между поперечным прогибом  $f$  и сжимающей силой  $F$  (2.34):

$$f = (f - f_0) F_{кр} / F,$$

где  $f_0$  — начальный прогиб стержня (от которого измеряется  $f$ ).

Согласно этой формуле критическая сила  $F_{кр}$  определяется как угловой коэффициент прямой, построенной по измеренным (посередине стержня) величинам  $f$  (откладываются по оси ординат) и соответствующим значениям  $f/F$  (на оси абсцисс). Прямую линию по точкам следует проводить так, чтобы разброс был минимальным. Начальный прогиб  $f_0$  замерять не нужно. Текущее значение прогиба  $f$  измеряют индикатором ИЧ-10 (работа 7).

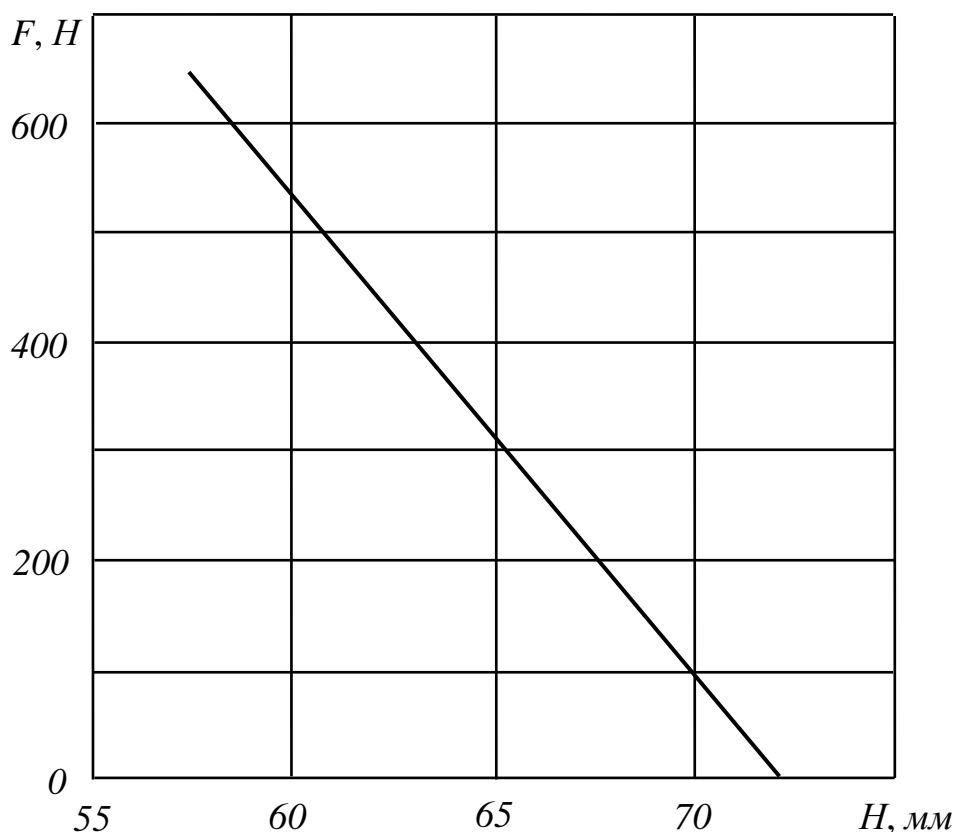


Рисунок 2.17 – Зависимость нагрузки  $F$  от высоты пружины  $H$

## 2.4 Лабораторная работа 10. Термопрочность элементов теплообменника

**Общие сведения.** Многие химико-технологические процессы сопровождаются теплообменом. При эксплуатации соответствующего оборудования следует считаться с возможностью возникновения в его элементах температурных напряжений.

Температурные напряжения в какой либо конструкции возникают вследствие трёх причин: неравномерного распределения температуры в различных её частях (разность температур  $\Delta t$ ); свойства теплового расширения материала (характеризуется коэффициентом линейного температурного расширения  $\alpha_t$  материала); ограничения возможности теплового расширения тела из-за жёсткого (неподвижного) соединения элементов конструкции. Устраняя, (если это возможно) любую из этих трёх причин, например, ограничивая разность температур (скорость нагрева или охлаждения), подбирая соответствующий материал или обеспечивая подвижность соединения элементов, можно устранить или же существенно уменьшить температурные напряжения, которые негативно влияют на работоспособность элементов технологического оборудования.

Следует подчеркнуть, что температурные напряжения могут возникнуть лишь в статически неопределимых конструкциях [1,6], расчет которых требует рассмотрения не только уравнений статического равновесия, но и уравнений совместности перемещений взаимосвязанных элементов.

К примеру, если седловые опоры горизонтального теплообменника – рисунок 2.18, закрепить жестко на корпусе (кожух 1) и фундаменте, то расстояние между опорами  $l_0$  должно оставаться без изменений ( $\Delta l_0 = 0$  – условие совместности перемещений корпуса и фундамента). Соответствующая расчетная схема представлена на рисунке 2.19.

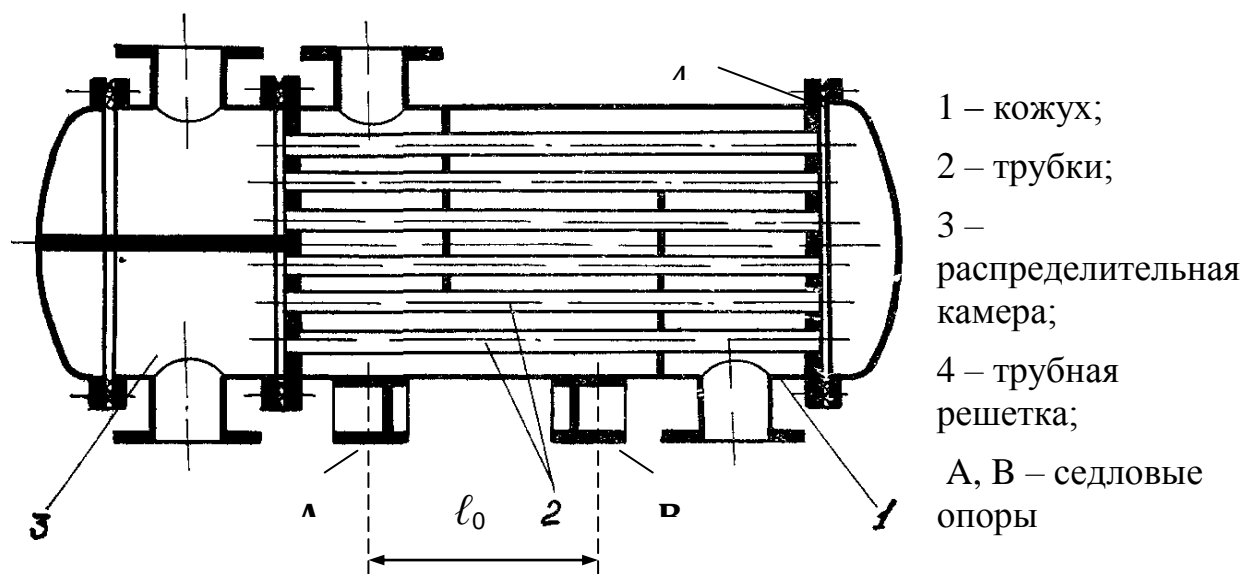


Рисунок 2.18 – Кожухотрубчатый теплообменник

При запуске аппарата температура кожуха вырастет от начальной  $t_0$  до рабочей  $t_p$ . Температурное удлинение  $\Delta l_t$  участка корпуса между опорами должно составить

$$\Delta l_t = \alpha_t l_0 \Delta t, \quad (2.35)$$

где  $\alpha_t$  — коэффициент линейного температурного расширения материала кожуха,  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;

$\Delta t$  — изменение его температуры,  $^{\circ}\text{C}$ .

По условию совместности оно должно быть компенсировано деформацией сжатия от реакций в опорах (рис. 2.19). Таким образом появится температурное напряжение  $\sigma_t$ , которое в соответствии с законом Гука (1.15), будет равно

$$\sigma_t = E \varepsilon = E \alpha_t \Delta t, \quad (2.36)$$



где  $\varepsilon = \Delta l_N / l_0$  — относительная линейная деформация от продольного сжимающего усилия  $N_X$ .

Отметим, что уравнение статики, из которого  $N_X = F_{Ax} = F_{Bx}$ , не дает решения без использования уравнения совместности перемещений  $\Delta l_N = \Delta l_t$ , откуда  $\varepsilon = \varepsilon_t = \alpha_t \Delta t$ .

На практике [10, 11] только одну из седловых опор жестко соединяют с кожухом, а вторую делают «плавающей», т.е. подвижной. Конструкция становится статически определимой и рассмотренные температурные напряжения не возникают.

В конструкциях теплообменников с неподвижными трубными решетками (рис. 2.18, 2.20) значительные температурные напряжения возникают в кожухе 1 и трубках 2. Они появляются вследствие их неодинакового нагрева и расширения.

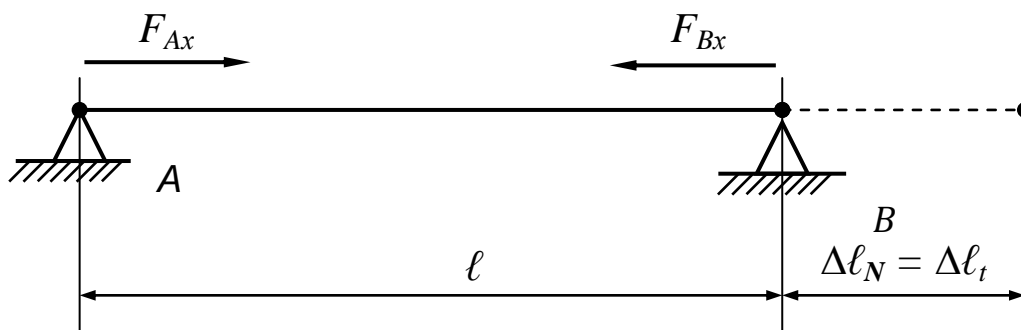


Рисунок 2.19 – Схема к расчету статически неопределимой конструкции

Использование уравнений статического равновесия конструкции приводит к следующему соотношению:

$$N_X^K = -N_X^T = N_X. \quad (2.37)$$

Условие совместности перемещений трубки и кожуха:

$$\Delta l_t^T - \Delta l_N^T = \Delta l_t^K + \Delta l_N^K. \quad (2.38)$$

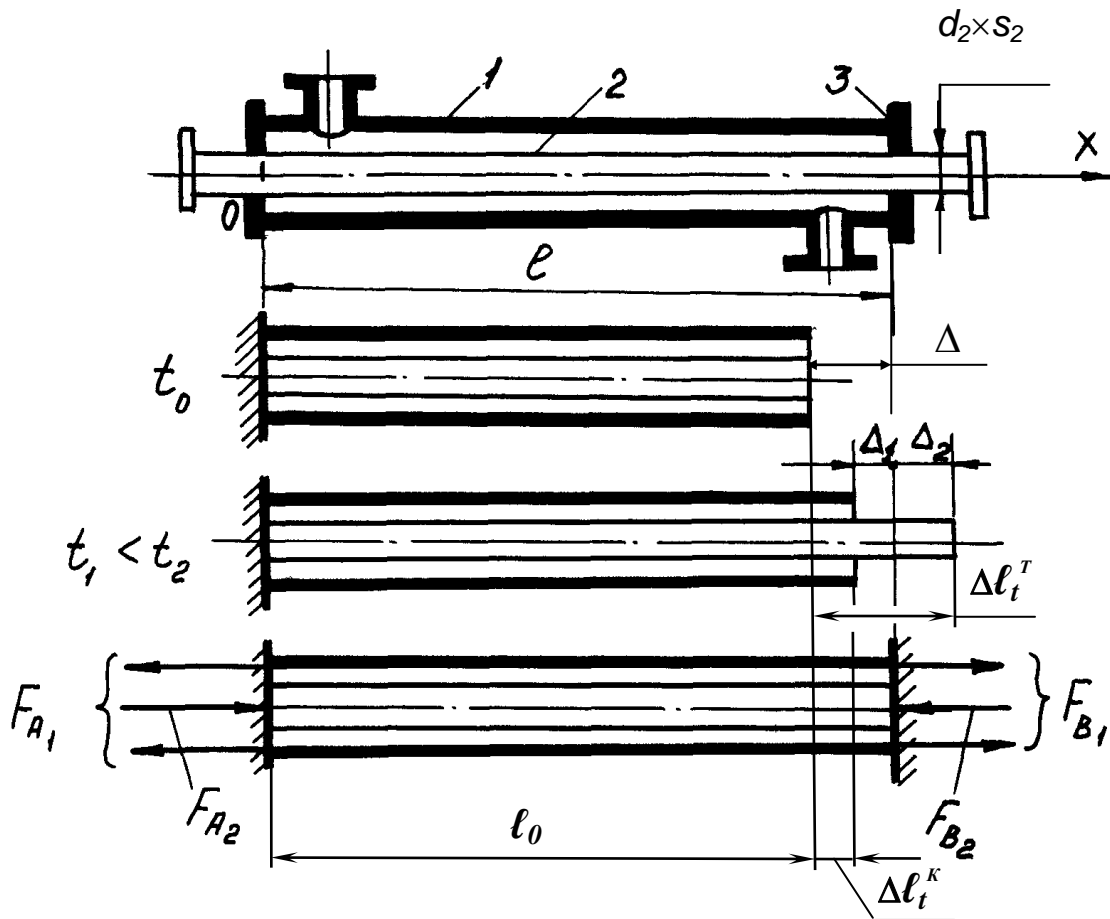
Температурное удлинение трубки и кожуха при нагревании:

$$\Delta l_t^T = \alpha_t^T l_0 (t_T - t_0); \quad (2.39a)$$

$$\Delta l_t^K = \alpha_t^K l_0 (t_K - t_0), \quad (2.39b)$$

где  $\alpha_t^T = \alpha_t^K = \alpha_t$  — коэффициент линейного температурного расширения материала трубки и кожуха;

$t_T = t_2, t_K = t_1$  — температура трубки и кожуха.



$t_0$  – начальная температура;  $t_1$  – температура кожуха;  
 $t_2$  – температура трубы

Рисунок 2.20 – Схема перемещений для элементов теплообменника «труба в трубе»

Перемещения от внутренних усилий  $\Delta l_N^K$  при растяжении кожуха и  $\Delta l_N^T$  при сжатии трубы (на схеме обозначено  $\Delta_1 = \Delta l_N^K$  и  $\Delta_2 = \Delta l_N^T$ ) по закону Гука составят:

$$\Delta l_N^K = N_X^K \ell_0 / (E_K A_K); \quad (2.40a)$$

$$\Delta l_N^T = N_X^T \ell_0 / (E_T A_T), \quad (2.40б)$$

где  $A_K, A_T$  — соответственно, площади сечения кожуха и трубки.

$E_K = E_T = E$  — модуль продольной упругости материала кожуха и трубки.

С учетом выражений для перемещений температурных (2.39) и от внутренних усилий (2.40), при совместном решении уравнений (2.37) и (2.38) получим:

$$\sigma_t^K = N_X^K / A_K = E \alpha_t \Delta t A_T / (A_T + A_K); \quad (2.41)$$

$$\sigma_t^T = N_X^T / A_T = - E \alpha_t \Delta t A_K / (A_T + A_K), \quad (2.42)$$

где  $\Delta t = t_T - t_K$  — разность температур трубки и кожуха, °С.

Следует обратить внимание на то, что более нагретый элемент конструкции (в данном случае при  $t_T > t_K$  — трубка) испытывает сжатие и может потерять устойчивость (работа 9).

При потере устойчивости трубка изогнется, и к действующим напряжениям сжатия  $\sigma_t^T$  будут добавляться напряжения от изгиба  $\sigma_u^T$ ,

$$\sigma^T = \sigma_t^T \pm \sigma_u^T = \sigma_t^T \pm M_z / W_z, \quad (2.43)$$

где  $M_z = N_X^T \cdot y(x)$  — изгибающий момент от сжимающего продольного усилия в трубке, Н·мм;

$N_X^T = \sigma_t^T A_T$  — продольная сила, сжимающая трубку, Н;

$y(x)$  — прогиб трубки, переменный по ее длине  $x$ , мм;

$W_z$  — осевой момент сопротивления сечения трубки, мм<sup>3</sup>.

Зависимость (2.43) для напряжений в трубке  $\sigma^T$  от разности температур  $\Delta t$  будет нелинейной в отличие от случая прямого стержня — формула (2.42). Переход от одного расчетного случая к другому происходит при достижении продольной силой критического значения  $N_X^T = F_{кр}$ , чему соответствует разность температур кожуха и трубки  $\Delta t = \Delta t_{кр}$ ,

$$\Delta t_{кр} = F_{кр} (A_T + A_K) / (E \alpha_t A_T A_K). \quad (2.44)$$

Отметим также, что при наличии начальной кривизны у трубки, испытывающей сжатие, требуется использование модели продольно-поперечного изгиба (работа 9). Предполагая, что изгибающие моменты пропорциональны прогибам, в соответствии с (2.34) можно получить простую приближенную формулу для определения изгибающего момента при продольно-поперечном изгибе в виде [6]:

$$M_n = M_0 / (1 - F / F_{кр}),$$

где  $M_n$  — полный изгибающий момент в сечении трубки;

$M_0 = F \cdot y_0(x)$  — значение момента от начального прогиба  $y_0(x)$ .

Таким образом, величина максимальных напряжений в сечении трубки будет равна

$$\sigma_{max}^T = F / A + M_n / W_z. \quad (2.45)$$

Для растянутых элементов теплообменника, а также для сжатых, удовлетворяющих условию устойчивости, необходима проверка термопрочности:

$$\sigma_t \leq [\sigma]. \quad (2.46)$$

*Примечание.* При наличии значительного избыточного давления в трубках или кожухе ( $p \geq 0,07$  МПа), следует дополнительно учитывать напряжения от давления среды [1, 11].

**Цель работы** – опытное определение температурных напряжений в теплообменнике и сопоставление их с теоретическими значениями.

**Описание установки.** Лабораторная установка (рис. 2.21) состоит из следующих элементов: воздуходувки (пылесос типа ПН-600) 1; лабораторного автотрансформатора (ЛАТР) 2; электронагревателя 3; термометра 4; тензометров сопротивления 5; теплообменника типа «труба в трубе» 6; измерителя деформаций ИД-70 7.

Воздуходувка 1 нагнетает комнатный воздух в трубку электронагревателя 3. Нагретый воздух поступает в теплообменник 6 и выходит наружу.

Температура электронагревателя 3 регулируется изменением напряжения на выходе автотрансформатора 2 в пределах 0 – 60 В. Температура воздуха на входе в трубку теплообменника 6 контролируется термометром 4.

Для измерения температурных напряжений в трубке используются тензометры 5, подключенные к измерителю деформаций 7. Тензометры сопротивления (рис. 2.22) или тензорезисторы служат для экспериментального определения напряжений в деталях конструкций по их деформациям.

Тензорезистор представляет собой плоскую петлеобразную решетку из тонкой нихромовой (константановой) проволоки или фольги, закрепленную с помощью клея между полосками бумаги или лаковой пленки. При ширине решетки  $b_T = 2 - 10$  мм база тензометра  $\ell_T = 5 - 75$  мм.

Тензорезистор наклеивается на деталь так, чтобы его продольная ось совпадала с направлением измеряемой деформации. Деформируясь совместно с поверхностью детали, тензометр изменяет свое сопротивление  $R$ :

$$\Delta R / R = \gamma_T \cdot \varepsilon, \quad (2.47)$$

где  $\gamma_T = 1,8 \div 2,2$  – коэффициент тензочувствительности материала тензометра.

В пределах упругих деформаций детали, в соответствии с законом Гука (1.15), относительное изменение сопротивления тензорезистора будет пропорционально действующему напряжению  $\sigma_{on}$ :

$$\sigma_{on} = E \Delta R / (R \gamma_T). \quad (2.48)$$

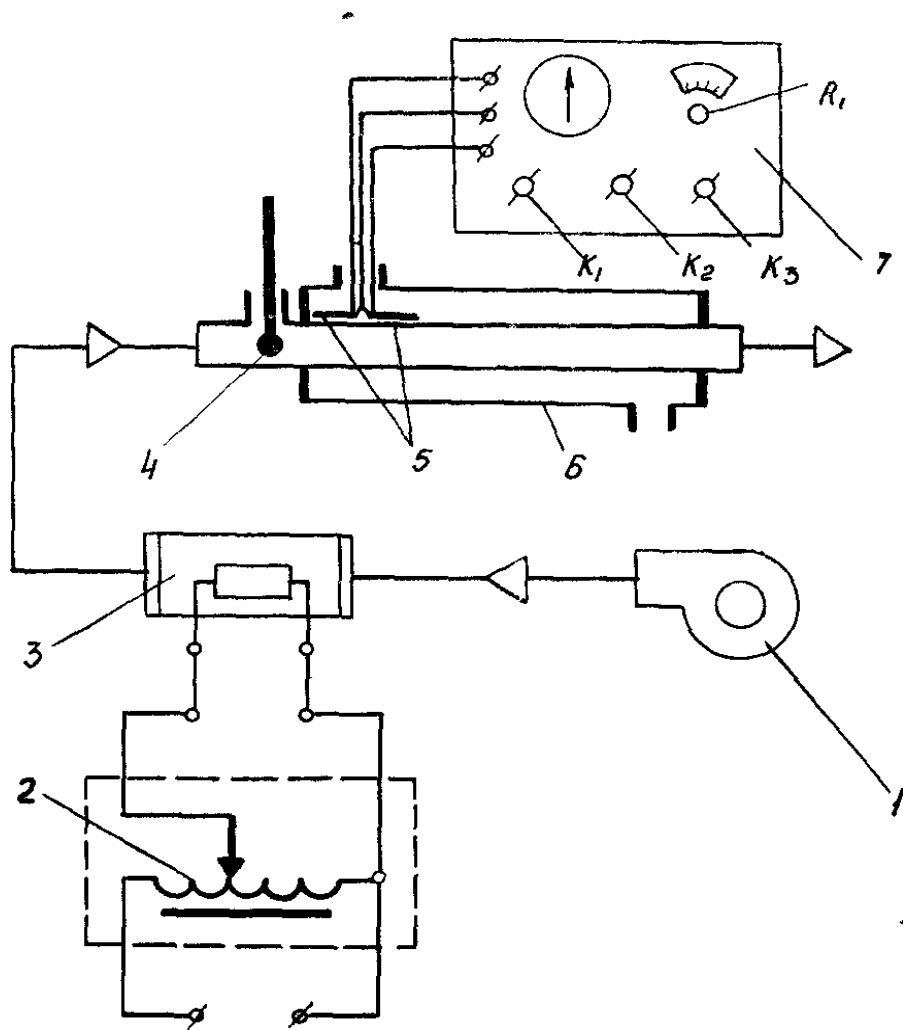


Рисунок 2.21 – Схема установки для определения температурных напряжений в теплообменнике

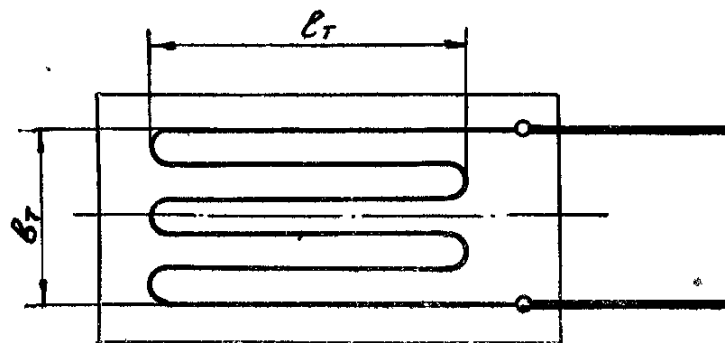


Рисунок 2.22 – Тензометр сопротивления

Для регистрации изменения сопротивления тензорезистора используется прибор ИД-70 с мостовой схемой измерений (рис. 2.23).

К схеме подключаются два тензорезистора – рабочий  $R_p$  и компенсационный  $R_k$ . Компенсационный тензорезистор наклеивается в том месте конструкции, где отсутствуют деформации, а материал и температура те же, что и для рабочего тензометра. Включение компенсационного тензометра  $R_k$  в соседнее плечо моста исключает температурную погрешность при измерениях.

В измерительную диагональ прибора ИД-70 включен усилитель  $Ус$  и стрелочный индикатор тока  $И$ . Усилитель имеет также низкочастотный генератор для питания мостовой схемы напряжением 4 – 6 В.

Измерения осуществляются с отсчетом показаний по нулевому методу.

Предварительно выполняется балансировка мостовой схемы с помощью переменных резисторов  $R_2$  и  $R_3$  и реохорда  $R_1$ . Нулевой баланс моста фиксируется по индикатору  $И$ . При деформации детали, изменение сопротивления рабочего тензометра  $R_p$  компенсируют реохордом  $R_1$ , до получения нулевого тока в измерительной диагонали. Таким образом, разность отсчетов по шкале реохорда  $\Delta\Pi_i = |\Pi_i - \Pi_0|$  дает значения, пропорциональные напряжению в детали.

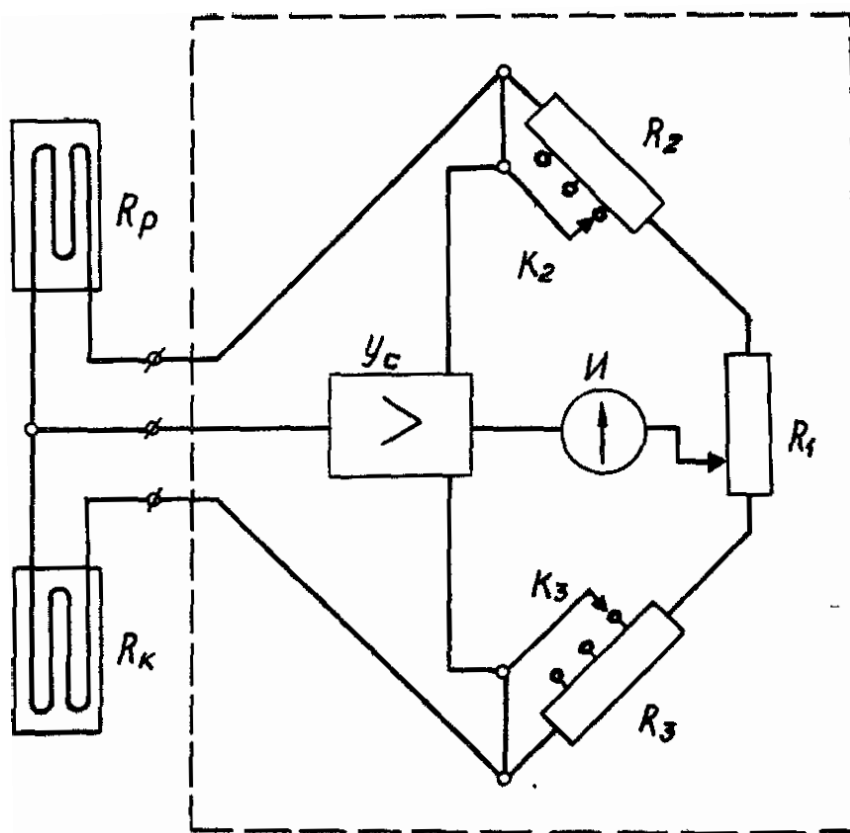


Рисунок 2.23 – Мостовая схема прибора ИД-70

Для тензометров с коэффициентом тензочувствительности  $\gamma_T = 2$ , наклеенных на стальную деталь ( $E = 2,0 \cdot 10^{11}$  Па), цена деления шкалы реохорда составляет:  $a = 0,45$  МПа/дел.

Работа выполняется на модели теплообменника типа «труба в трубе», изготовленной из стали 08Х18Н10Т.

Основные данные модели теплообменника:

$D_T = 12$  мм — наружный диаметр трубки;

$S_T = 2$  мм — толщина стенки трубки;

$A_T = 62,8$  мм<sup>2</sup> — площадь сечения трубки;

$l = 1070$  мм — длина трубки между трубными досками;

$D_K = 57$  мм — наружный диаметр кожуха;

$S_K = 4$  мм — толщина стенки кожуха;

$A_K = 668$  мм<sup>2</sup> — площадь сечения кожуха;

$\alpha_t = 12,6 \cdot 10^{-6}$  1/град — коэффициент линейного расширения стали.

Допущения, рекомендуемые для обработки результатов измерений: кожух сохраняет комнатную температуру; трубка прогревается до температуры поступающего воздуха; крепление трубки в трубных дисках соответствует жесткой заделке.

### Порядок выполнения работы.

1) Ознакомиться с лабораторной установкой. Подготовить таблицу результатов по форме (табл. 2.3).

Таблица 2.3 – Результаты измерений и расчетов

Время $\tau$ , мин	Напряжение на спирали V, В	Температура трубки, °С		Отсчеты по ИД-70, дел		Напряжения в кожухе и трубке, МПа			Расхож- дение $\delta_\sigma$ , %
		$t_T$	$\Delta t_T$	$П_i$	$\Delta П_i$	$\sigma_t^K$	$\sigma_t^T$	$\sigma_{on}^T$	
( $\tau_0$ )	0	( $t_0$ )	—	( $П_0$ )	—	—	—	—	—
	20								
	30								
	....								
	60								

**ВНИМАНИЕ! МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ СПИРАЛИ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЯ — 60 В.**

2) Подготовить установку к работе:

- а) проверить готовность установки – электропитание всех приборов отключено, ручка трансформатора установлена в положение  $V = 0$ ;
- б) включить прибор ИД-70 в сеть и дать ему прогреться 10 мин;
- в) выполнить балансировку измерительной схемы с помощью переключателей  $K_2, K_3$  (грубая настройка) и реохорда  $R_1$  (точная настройка);
- г) записать в таблицу 2.3 начальные данные:  $\tau_0, t_0, \Pi_0$ .

3) Выполнить первый опыт:

- а) установить ручку трансформатора в положение  $V = 20В$ ;
- б) включить воздухоподувку;
- в) подключить трансформатор к сети;
- г) через 5 – 8 мин ручкой реохорда  $R_1$  выполнить балансировку прибора ИД-70, записать в таблицу 2.3 результаты измерений:  $\tau, t_T, \Pi_i$ .

Через каждые 5 – 8 мин, когда температура не меняется, увеличить напряжение на спирали электронагревателя  $V$  на 10 В, повторить измерения.

4) По окончании опытов:

- а) поворотом рукоятки на трансформаторе уменьшить напряжение  $V$  до нуля;
- б) отключить трансформатор от сети;
- в) через 3 – 5 мин выдержки отключить воздухоподувку;
- г) отключить питание прибора ИД-70.

5) Обработать результаты опытов с учетом что  $t_k = t_0 = const$  по формулам:

$$\Delta t_T = t_T - t_0, \quad (2.49)$$

где  $\Delta t_T$  — разность температур трубки и кожуха, °С;

$$\sigma_{on}^T = a \Delta \Pi_i, \quad (2.50)$$

где  $\sigma_{on}^T$  — опытное значение напряжений в трубке, МПа.

б) По формулам работы 9 рассчитать критическую силу при сжатии трубки, жестко закрепленной по концам, и определить критическую разность температур  $\Delta t_{кр}$  для трубки при нагреве.

Осевой момент инерции сечения трубки

$$I_{min} = I_{oc} = \pi D_T^4 \{ 1 - [(D_T - 2S_T) / D_T]^4 \} / 64.$$

Вычислить значения температурных напряжений  $\sigma_i^k$  (2.41) и  $\sigma_i^T$  (2.42). Определить относительное расхождение  $\delta_\sigma$  опытных и расчетных значений напряжений трубки. Построить график  $\sigma = f(\Delta t_T)$  для опытных и расчетных данных (рис. 2.24).

Рассчитать максимальный прогиб трубки  $y_{max}$  при потере ее устойчивости за критической температурой  $\Delta t_{кр}$ , используя формулу (2.43).



Оформить отчет по работе.

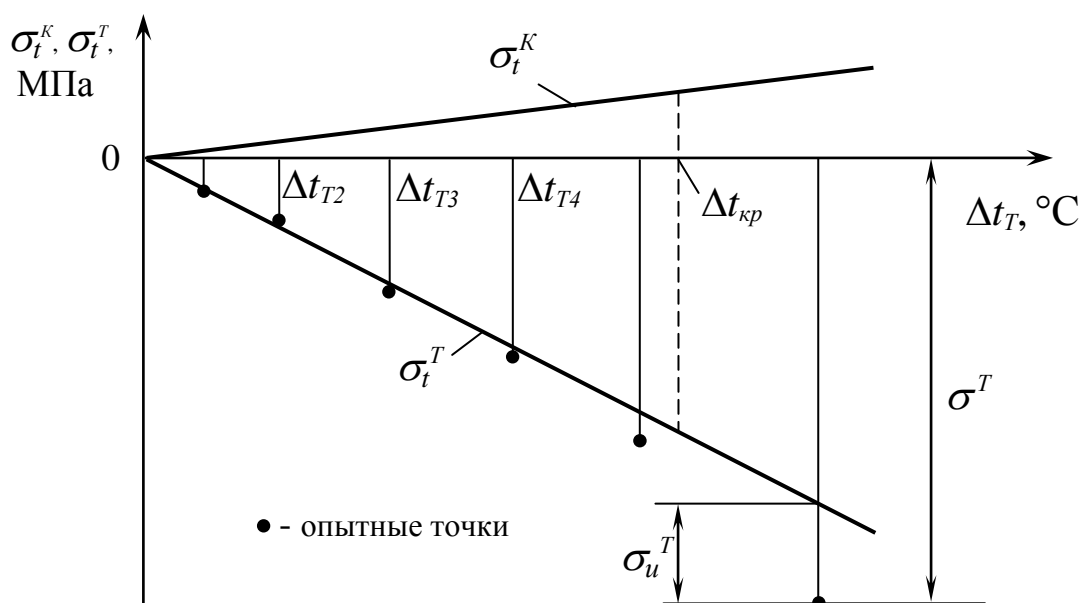


Рисунок 2.24 – График зависимости напряжений в трубке и кожухе теплообменника от температуры

## 2.5 Лабораторная работа 11. Прочность оболочек аппаратов, нагруженных внутренним давлением

**Общие сведения.** На химических предприятиях широко распространены тонкостенные аппараты, работающие под избыточным внутренним давлением до 10 МПа. Основные критерии работоспособности таких аппаратов – прочность и герметичность. Разрушение аппаратов, работающих под давлением, может иметь тяжелые последствия для обслуживающего персонала. Для обеспечения их безопасной эксплуатации были разработаны правила Госгортехнадзора [8] и нормы расчета [9].

Корпуса рассматриваемых аппаратов состоят из элементов, имеющих форму цилиндрических, сферических, эллиптических и конических оболочек вращения и пластин (рис. 2.25, 2.26). Эти оболочки относятся к тонкостенным (толщина стенки не превышает 5% величины радиуса), а их напряженное состояние можно считать двухосным ввиду малости радиальных напряжений.

Для расчета осесимметричных тонкостенных оболочек применяют уравнение Лапласа [1]:

$$\sigma_m/r_m + \sigma_t/r_t = p/s, \quad (2.51)$$

где  $\sigma_m$  — меридиональное напряжение, МПа;

$r_m$  — меридиональный радиус кривизны срединной поверхности оболочки, мм;

$\sigma_t$  — окружное (тангенциальное) напряжение, МПа;

$r_t$  — широтный радиус кривизны срединной поверхности оболочки, мм;

$p$  — внутреннее избыточное давление в аппарате, МПа;

$s$  — толщина стенки оболочки, мм.

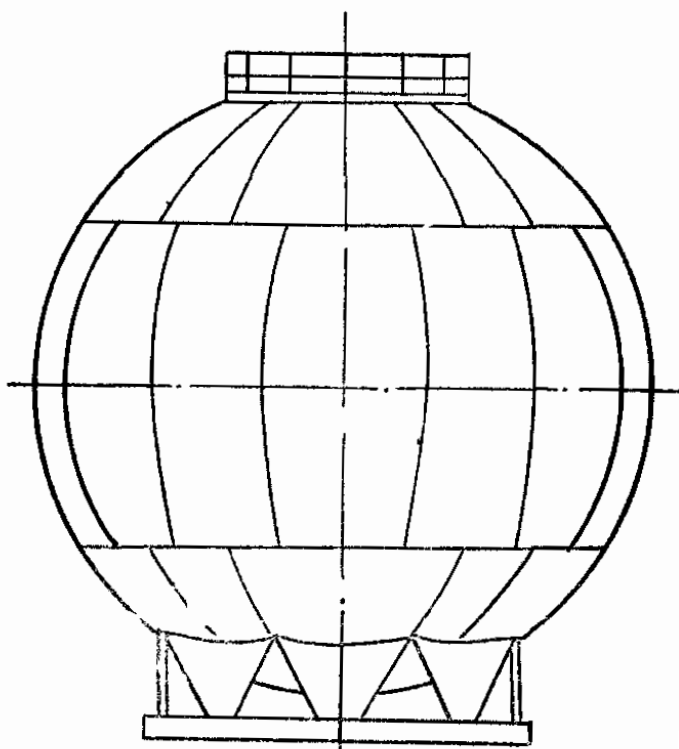
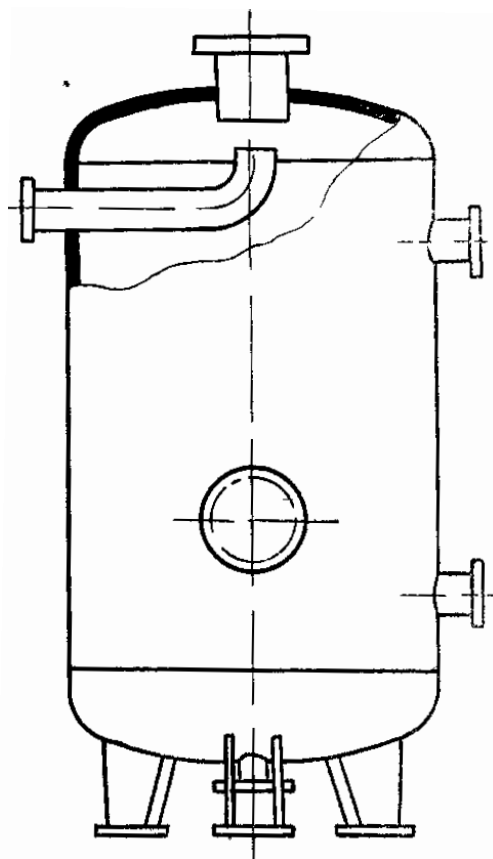


Рисунок 2.25 – Резервуар для газа    Рисунок 2.26 – Хранилище нефтепродуктов

Уравнение (2.51) содержит два неизвестных напряжения. Поэтому необходимо *дополнительное уравнение* [1], которое в принятых обозначениях имеет вид

$$\sigma_m = p r_t / (2s). \quad (2.52)$$

Применение уравнений (2.51) и (2.52) к элементам аппаратов различных форм дает следующие результаты:

а) Сферическая оболочка, полу-шаровое днище ( $r_t = r_m = r$ ):

$$\sigma_m = \sigma_t = p r / (2s). \quad (2.53)$$

б) Цилиндрическая обечайка ( $r_t = r; r_m = \infty$ ):

$$\sigma_m = p r / (2s), \quad (2.54)$$

$$\sigma_t = p r / s. \quad (2.55)$$

в) Эллиптическая крышка или днище (максимальные напряжения в вершине, где  $r_t = r_m = r_{max} = 2r$ ):

$$\sigma_m = \sigma_t = p r / s, \quad (2.56)$$

где  $r$  — радиус срединной поверхности цилиндрической отбортовки, мм.

Оценивая достоверность зависимостей (2.53) – (2.56), следует иметь в виду, что исходные уравнения (2.51) и (2.52) основаны на безмоментной теории оболочек [1]. Эта теория не применима к расчету пластин и мест сопряжения элементов разной жесткости (например, сопряжение «обечайка – фланец»), где возникают, дополнительно к рассмотренным краевые напряжения [1, 11].

Рассматриваемые оболочки находятся в сложном напряженном состоянии и к ним применима третья теория прочности [1]. Учитывая, что для оболочек третье главное напряжение  $\sigma_3 = \sigma_r \approx 0$ , а первое –  $\sigma_1 = \sigma_t$ , условие прочности записывают в виде:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t \leq [\sigma]. \quad (2.57)$$

**Цель работы** – сопоставление опытных и расчетных значений напряжений, возникающих в тонкостенных элементах корпусов аппаратов.

**Описание установки.** Схема лабораторной установки представлена на рисунке 2.27. Она включает следующие узлы и приборы:

Модели сферического 1 и цилиндрического с эллиптическими днищами 2 аппаратов, смонтированных на специальной раме;

систему гидравлического нагружения аппаратов, состоящую из ручного насоса 3, переключающего крана 4, запорных вентилей 5, манометров 6 и 7, вентиля 8 для сброса давления и бака 9 с минеральным маслом;

комплект приборов для измерения напряжений в корпусах аппаратов, который состоит из тензоусилителя 10 типа ИД-70, рабочих тензометров сопротивления 11, наклеенных на исследуемые оболочки аппаратов, компенсационных тензометров 12, наклеенных на консольную балку 13 с платформой 14 для гирь.

На рисунке 2.27 дополнительно под номером 10 показана лицевая панель тензоусилителя ИД-70 и указано положение ручек грубой балансировки 15, ноль-индикатор 16, ручки реохорда 17 и ручки 18 переключения тензометров.

**Примечание:** Возможно использование тензоусилителя с цифровой индикацией и автоматической балансировкой – ИДЦ-1.

Рабочие тензометры в зависимости от номера канала, занимаемого в тензоусилителе ИД-70, и ориентации на оболочке имеют маркировку по форме: 2М (второй канал, меридиональный), 3К (третий канал, кольцевой).

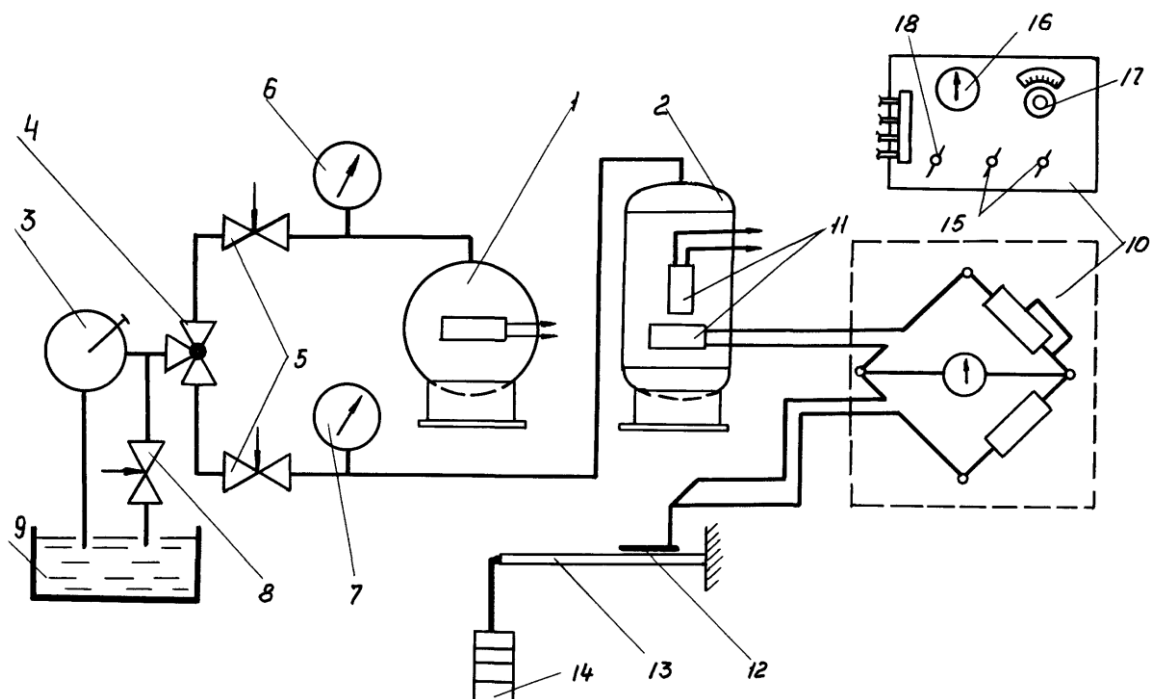


Рисунок 2.27 – Схема установки для определения напряжений в сосудах

Из описания аналогичной измерительной схемы в работе 7 следует, что определение напряжений осуществляется косвенным путем – через деформации, на основе закона Гука. Идентичность рабочих 11 и компенсационных 12 тензометров сопротивления и свойство симметрии мостовой схемы усилителя ИД-70 позволяют выполнять градуировку, нагружая балку 13 при ненагруженном аппарате (тензометры 11 и 12 в этом случае меняются ролями).

При градуировке опытные значения деформации от изгибных напряжений на балке определяются через нагрузку  $F$  по формуле

$$\varepsilon_{\text{оп}} = M_z / (E_c W_z) = 6 \ell F / (E_c b h^2), \quad (2.58)$$

где  $\varepsilon_{\text{оп}}$  — опытное значение деформации;

$F$  — вес гирь, Н;

$\ell$  — плечо нагрузки до места наклейки компенсационного тензометра на балке, мм;

$b, h$  — соответственно ширина и высота сечения балки, мм;

$E_c = 1,9 \cdot 10^5$  МПа — модуль продольной упругости стальной балки.

Так как материал исследуемых оболочек находится в двухосном напряженном состоянии, то деформации следует определять через обобщенный закон Гука [6]:

$$\varepsilon_m = (\sigma_m - \nu \sigma_t) / E, \quad (2.59)$$

$$\varepsilon_t = (\sigma_t - \nu \sigma_m) / E, \quad (2.60)$$

где  $\varepsilon_m, \varepsilon_t$  — деформации в меридиональном и окружном направлениях;

$\nu, E$  — соответственно, коэффициент Пуассона и модуль упругости материала оболочки.

Из формул (2.59) и (2.60) следует, что опытные значения напряжений можно определить как:

$$\sigma_m^{\text{оп}} = E(\varepsilon_m + \nu \varepsilon_t) / (1 - \nu^2), \quad (2.61)$$

$$\sigma_t^{\text{оп}} = E(\varepsilon_t + \nu \varepsilon_m) / (1 - \nu^2). \quad (2.62)$$

При расчетах по формулам (2.61), (2.62) значения  $\nu, E$  должны соответствовать материалу оболочки (сферический аппарат из меди, а цилиндрический — из стали) в соответствии с таблицей 2.4.

### Порядок выполнения работы.

1) Ознакомиться с лабораторной установкой. Записать в отчет исходные данные по установке (табл. 2.4) и подготовить таблицу 2.5 для градуировки.

2) Выполнить градуировку измерительной схемы, для чего:

а) включить тензоусилитель ИД-70 и дать ему прогреться 10 – 15 мин;

б) включить требуемый канал по номеру тензометра и выполнить балансировку моста;

в) записать в таблицу 2.5 начальный отсчет  $\Pi_0$  со шкалы реохорда ИД-70;

г) нагружая балку рядом значений  $F$  от 0 до  $F_{\max} = 60$  Н, записать отсчеты  $\Pi_i$  при нулевом балансе моста;

д) снять нагрузку с балки, рассчитать приращения отсчетов по формуле  $\Delta\Pi = |\Pi_i - \Pi_0|$ ;

е) рассчитать опытные значения деформаций по формуле (2.58);

ж) построить градуировочный график для тензодатчиков в координатах  $\varepsilon$  —  $\Delta\Pi$  (дел).

3) Выполнить, аналогично пунктам а) – д), измерения напряжений в оболочках (цилиндрической и сферической) при нагружении их внутренним давлением (балка должна быть ненагруженной) и занести результаты в таблицу 2.6.

Таблица 2.4 – Параметры элементов установки

Аппарат	Размеры, мм					$E \cdot 10^{-5}$ , МПа	$\nu$
	$r$	$s$	$\ell$	$h$	$b$		
Цилиндрический	150	3,0	275	10	30	1,9	0,28
Сферический	170	1,2	310	10	30	1,3	0,34

Таблица 2.5 – Результаты градуировки тензометров

Нагрузка $F$ , Н	Отсчеты, дел		Деформация $\varepsilon_{on}$
	$\Pi_i$	$\Delta\Pi$	
0	$(\Pi_0)$	–	–
10			
...			
60			

Таблица 2.6 – Напряжения в цилиндрической и сферической оболочках

Тензометр	Давление $p$ , МПа	Отсчеты, дел		Деформация $\varepsilon$	Напряжения		Расхождение $\delta_\sigma$ %
		$\Pi_i$	$\Delta\Pi$		$\sigma^{on}$ , МПа	$\sigma^p$ , МПа	
Цилиндрическая оболочка							
1М	0	$(\Pi_0)$					
	...						
2К	1,6						
	0	$(\Pi_0)$					
2К	...						
	1,6						
Сферическая оболочка							
3М	0	$(\Pi_0)$					
	...						
4К	0,3						
	0	$(\Pi_0)$					
4К	...						
	0,3						

**ВНИМАНИЕ! МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ В СФЕРИЧЕСКОМ АППАРАТЕ НЕ ДОЛЖНО ПРЕВЫШАТЬ 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>), А В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ – 1,6 МПа (16 кгс/см<sup>2</sup>)**

Эти ограничения получены расчетным путем при использовании условия прочности (2.57) стальной цилиндрической и медной сферической оболочек лабораторной установки.

4) Опытные значения напряжений определить по формулам (2.61) и (2.62), подставляя значения деформаций, получаемые из градуировочного графика  $\varepsilon$  —  $\Delta L$ , по результатам измерений  $\Delta L$  таблицы 2.6 испытаний сосудов под давлением.

5) Определить по формулам (2.53) – (2.56) теоретические напряжения  $\sigma^p$  при тех же давлениях в оболочках, что были в опытах. Определить относительное расхождение (в процентах) опытных и расчетных значений напряжений в оболочках  $\delta_\sigma$ . Занести результаты в таблицу 2.6. Составить отчет по работе.

## **2.6 Лабораторная работа 12.**

### **Изучение конструкций и герметичности фланцевых соединений**

**Общие сведения.** Фланцевое соединение – типовой разъемный узел машин и аппаратов. Оно образуется двумя фланцами (обычно в виде плоских колец) с отверстиями для размещения болтов, шпилек или иных элементов соединения.

Фланцевые соединения подразделяют на прочные – не допускающие раскрытия стыка фланцев под нагрузкой, и прочноплотные – обеспечивающие также герметичность.

Герметичные фланцевые соединения используют в конструкциях корпусов аппаратов, работающих под давлением, для соединения участков трубопроводов, арматуры [1, 10 – 13]. Типовые разновидности герметичных фланцевых соединений представлены на рисунке 2.28.

Конструкции фланцев. Большинство применяемых разновидностей фланцев стандартизовано. Фланцы различают по материалу — стальные, чугунные, из алюминия и т. д.; по форме кольца — круглые, квадратные, прямоугольные, овальные; по способу изготовления — кованные, точеные, литые, штампованные; по применению — фланцы сосудов ( $Dy > 400$ ), трубопроводов ( $Dy \leq 800$ ).

Фланцы изготавливают отдельно (рис. 2.28, *a*) или совместно с корпусом сосуда, арматуры (рис. 2.28, *u*). Материал фланцев обычно соответствует материалу соединяемых частей корпуса.

Затяжка фланцевого соединения осуществляется болтами или шпильками (рис. 2.28, *a*, поз. 4) со сквозными отверстиями во фланцах или вворачиваемыми шпильками с резьбовыми отверстиями в одном из фланцев или корпусе (рис. 2.28, *u*, поз. 3).

Плоские приварные фланцы (рис. 2.28, *a*) обладают небольшой

материалоемкостью, но их можно применять при ограниченных условиях: для сосудов при температуре  $t \leq 300$  °С и условном давлении  $p_y \leq 1,6$  МПа, для соединения трубопроводом при  $p_y \leq 2,5$  МПа.

Фланцы с шейкой (рис. 2.28, д) обладают большей жесткостью и прочностью за счет увеличения размеров и меньшей концентрации напряжений в области сварного шва. Но такие фланцы более металлоемки, чем плоские приварные. Их применяют при  $t \geq 300$  °С и  $p_y \geq 1,0$  МПа.

Свободные фланцы (рис. 2.28, е) применяют в следующих случаях:

— при изготовлении аппаратов и трубопроводов из пластичных материалов (медь, алюминий);

— при изготовлении аппаратов и трубопроводов из хрупких материалов (керамика, стекло, графит и др.).

При изготовлении корпуса аппарата из двухслойных и дорогостоящих материалов используют резьбовые фланцы, выполненные из углеродистой стали (рис. 2.28, ж).

Применение свободных и резьбовых фланцев, ввиду их меньшей прочности по сравнению со сварными, ограничено по диаметрам и параметрам рабочей среды.

Конструкции затворов. Затвором называется устройство, сообщающее фланцевому соединению герметичность. Затвор состоит из уплотнительных поверхностей фланцев и зажатой между ними прокладки (поз. 3 на рис. 2.28, а).

Наиболее распространенные конструкции затворов, применяемые во фланцевых соединениях, представлены на рисунке 2.28.

Конструкция с гладкой уплотнительной поверхностью (рис. 2.28, б) наиболее простая, но обеспечивает герметичность соединения только при небольших давлениях среды. Поверхность «выступ-впадина» (рис. 2.28, в) и «шип-паз» (рис. 2.28, г) применяется при давлениях в аппарате от 0,6 до 6,4 МПа. Затвор типа «шип-паз» более сложен в изготовлении, поэтому его применение будет обоснованным, если используется прокладка из материала, обладающего хладотекучестью (фторопласт, полихлорвинил, полиэтилен), а также для герметизации объема, находящегося под разрежением.

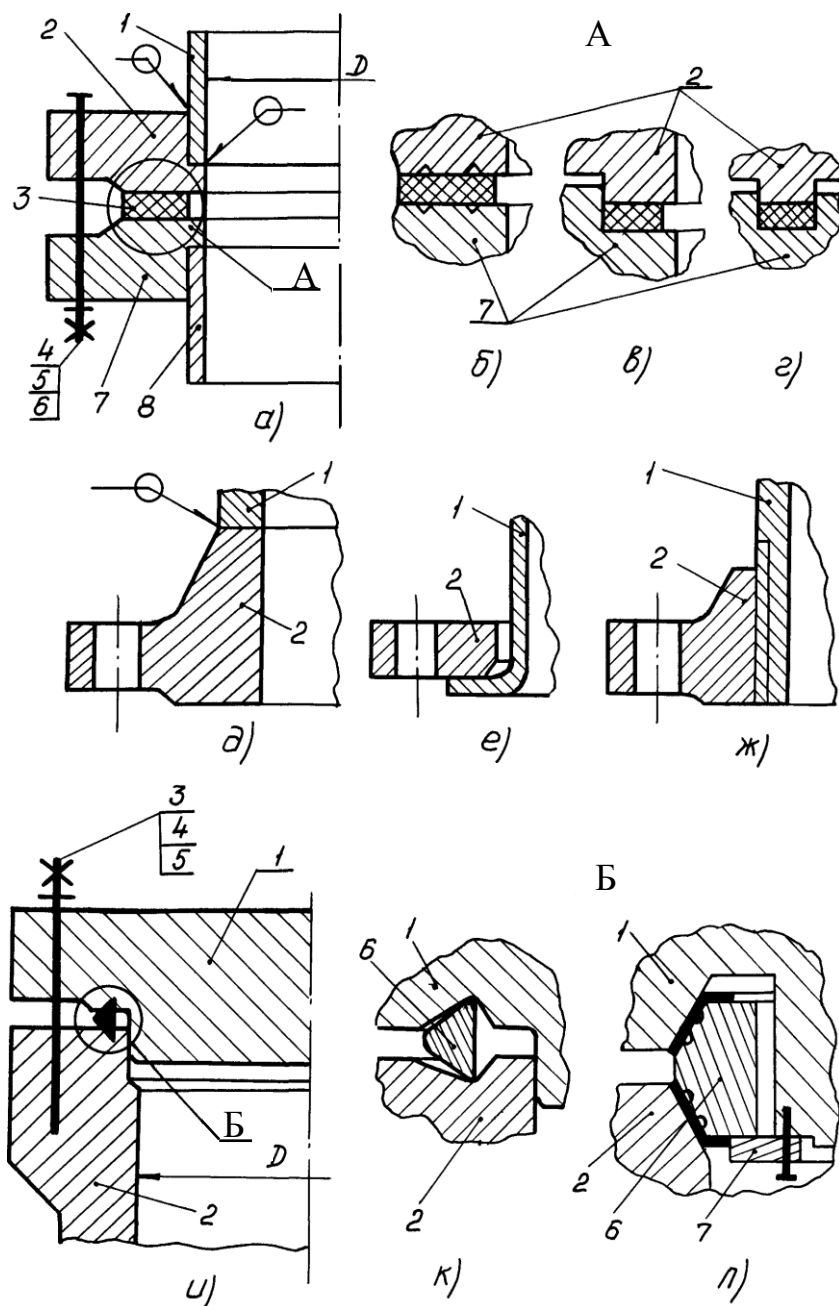
При давлениях более 6,4 МПа, в частности в конструкциях аппаратов высокого давления (АВД), применяют металлические прокладки. Перспективно использование самоуплотняющихся затворов, когда уплотнительные поверхности фланца и прокладки обрабатываются по конусу (рис. 2.28, к, л). Такие затворы требуют сравнительно небольшого усилия затяжки шпилек.

Конструкции прокладок. При затяжке затвора материал прокладки заполняет микронеровности уплотнительных поверхностей фланцев, обеспечивая герметичность соединения.

Свойства, которыми должен обладать материал прокладки:

— упругость, достаточную для компенсации перемещений поверхностей стыка при изменении режима работы соединения;





- Фланцы: *а* – плоский приварной (1 – крышка, 2 – верхний фланец, 3 – эластичная прокладка, 4 – болт (шпилька), 5 – гайка, 6 – шайба, 7 – нижний фланец, 8 – тонкостенная оболочка);  
*д* – с шейкой приварной встык (1 – корпус, 2 – фланец);  
*е* – свободный на отбортовке (1 – корпус, 2 – фланец);  
*ж* – свободный резьбовой (1 – корпус, 2 – фланец);  
*и* – для АВД (1 – плоская крышка, 2 – толстостенный корпус, 3 – шпилька, 4 – гайка, 5 – шайба).
- Затворы: *б* – с плоской соединительной поверхностью;  
*в* – выступ-впадина; *г* – шип-паз;  
*к* – самоуплотняющийся с дельтообразной прокладкой;  
*л* – самоуплотняющийся с двухконусной прокладкой

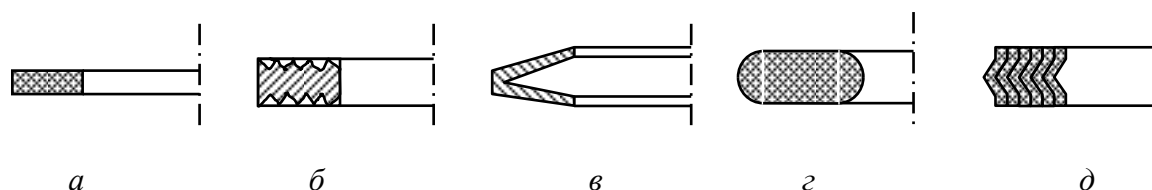
Рисунок 2.28 – Типовые конструкции фланцев и затворов

— высокая пластичность с целью уменьшения усилия затяжки болтов при заполнении микронеровностей рабочих поверхностей фланцев (т.е. в конечном счете, с целью уменьшения размеров и веса фланцев);

— стойкость под действием температуры, агрессивных свойств рабочей среды;

— невысокая стоимость, при обеспечении необходимой долговечности, многократности использования.

В соответствии с конкретными условиями эксплуатации используют различные типы прокладок (рис. 2.28). Конструктивные особенности плоских прокладок представлены на рисунке 2.29.



*a* – гладкая эластичная; *б* – зубчатая металлическая;  
*в* – V-образная стальная; *г* – асбестовая в металлической оболочке;  
*д* – спиральная комбинированная

Рисунок 2. 29 – Типы плоских прокладок

Эластичные прокладки с гладкой поверхностью (рис. 2.29, *a*) изготавливают из резины, паронита, асбеста, фторопласта и других пластмасс. Асбометаллические прокладки с гладкой или гофрированной поверхностью, состоящие из тонкой металлической оболочки заполненной асбестом. Зубчатые прокладки (рис. 2.29, *б*) изготавливают из металлов: меди, алюминия, никеля, стали. V-образная прокладка (рис. 2.29, *в*) обладает свойством самоуплотнения, допускает расхождение фланцев до 0,5 мм. Комбинированная прокладка (рис. 2.29, *г*) может применяться при повышенных температурах в агрессивных средах. Комбинированная прокладка (рис. 2.29, *д*) состоит из спиральной металлической ленты, обычно из высоколегированной стали марки 08X18H10T, и наполнителя – паронитовой ленты. Металлическая изогнутая лента придает прокладке хорошие упругие свойства, а назначение паронитовых слоев – заполнять микронеровности уплотнительных поверхностей.

Расчет фланцевого соединения. В случае применения стандартных фланцев, расчет сводится к определению сил, действующих на болты и прокладку в двух состояниях: при монтаже и в рабочих условиях (при подаче давления в аппарат) [10].

В расчетной схеме фланцевого соединения (рис. 2.30) для рабочих условиях указываются следующие параметры:

$F$  — сила от внутреннего давления  $p$ , Н;

$F_n$  — реакция прокладки (сила, действующая между прокладкой и фланцами), Н;

$F_{\delta}$  — сила затяжки болтов, Н;

$F_t$  — температурное усилие от разного теплового расширения болтов и фланцев, Н;

$D_{n.cр}$  — средний диаметр прокладки, мм;

$S_n, b$  — толщина и ширина прокладки, мм.

Задачу о распределении силы затяжки болтов  $F_{\delta}$  между внешней нагрузкой  $F$  и силой на стыке (уплотнительной поверхности)  $F_n$  будем рассматривать при следующих допущениях:

- изгибающие моменты в соединении отсутствуют;
- температура элементов соединения одинакова;
- жесткость стальных фланцев значительно больше жесткости прокладки из резины или другого полимерного материала;
- прокладка плоская, давление рабочей среды распространяется до середины ширины прокладки.

Последовательная (от исходного до рабочего состояния) схема перемещений и сил в соединении показана на рисунке 2.31.

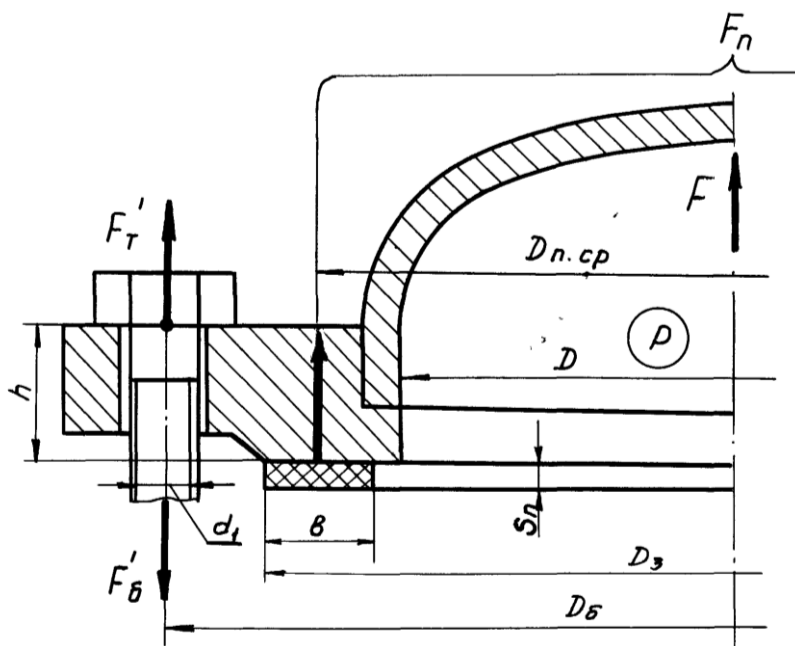
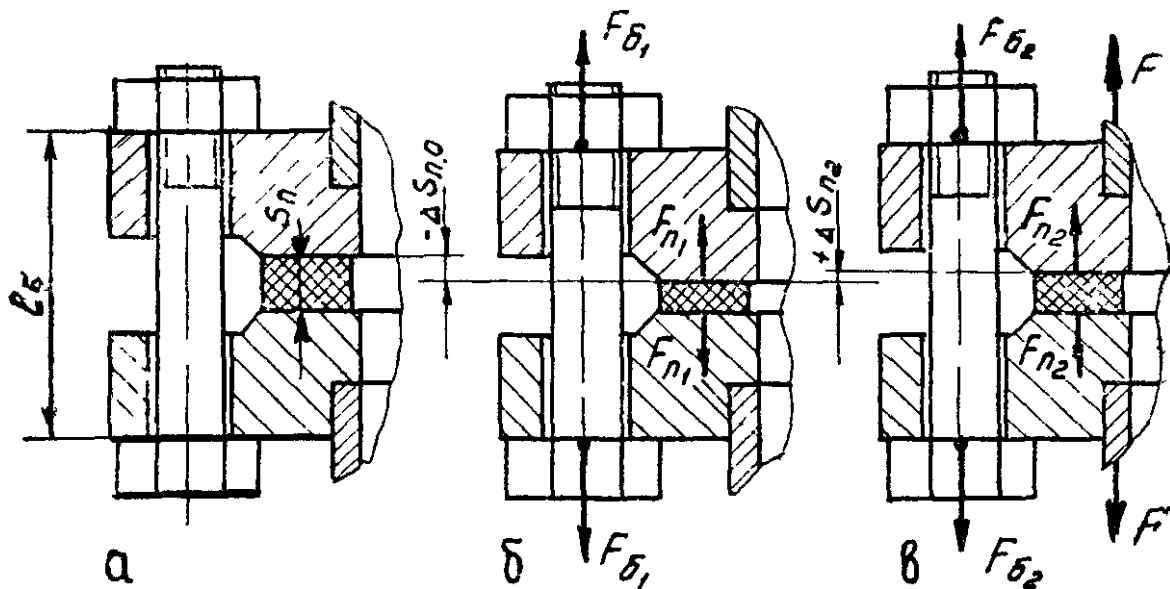


Рисунок 2.30 – Схема к расчету фланцевого соединения в рабочих условиях

На рисунке 2.31, *а* – исходное состояние: болты не затянуты, давление рабочей среды отсутствует, прокладка находится в свободном состоянии.

На рисунке 2.31, *б* – условие монтажа: болты затянуты усилием  $F_{\delta_1}$ , толщина прокладки уменьшилась на величину  $\Delta S_{n_0}$ , и между фланцами возникло усилие  $F_{n_1}$ .



*a* — исходное состояние; *б* — затяжка болтов при монтаже ( $p = 0$ );  
*в* — рабочее состояние (подано давление рабочей среды,  $p \neq 0$ )

Рисунок 2.31 – Последовательная схема перемещений в соединении

На рисунке 2.31, *в* – рабочее состояние: давление среды в аппарате создало усилие  $F$  на крышку, которое стремится раздвинуть фланцы, вызывая дополнительное растяжение болтов на величину  $\Delta \ell_{\delta_2}$  (сила растяжения их возросла до  $F_{\delta_2}$ ). В прокладке, за счет сил упругости, произошло восстановление ее толщины на такую же величину  $\Delta S_{n_2} = \Delta \ell_{\delta_2}$ , а реакция на прокладке уменьшилась и стала равной  $F_{n_2}$ .

Уравнения равновесия сил:  
 для условий монтажа

$$F_{\delta_1} = F_{n_1}, \quad (2.63)$$

для рабочих условий

$$F_{\delta_2} = F_{n_2} + F, \quad (2.64)$$

где  $F$  – равнодействующая сила от внутреннего давления

$$F = 0,25 \pi p D_{n.c.p.}^2 \quad (2.65)$$

При заданной внешней нагрузке  $F$  в уравнениях (2.63) и (2.64) содержится три неизвестные:  $F_{\delta_1}$ ,  $F_{\delta_2}$ ,  $F_{n_2}$ , т.е. задача является статически неопределимой и необходимо дополнительно использовать уравнение

совместности перемещений. Оно составляется на основе пояснений к рисунку 2.31, в, причём используется допущение о большей жесткости фланцев по сравнению с жесткостью прокладки (деформацией фланцев пренебрегаем):

$$\Delta \ell_{\bar{\sigma}2} = \Delta S_{n2}. \quad (2.66)$$

В соответствии с законом Гука (работа 3), из уравнения (2.66) получаем:

$$\ell_{\bar{\sigma}} (F_{\bar{\sigma}2} - F_{\bar{\sigma}1}) / (E_{\bar{\sigma}} A_{\bar{\sigma}}) = S_n (F_{n1} - F_{n2}) / (E_n A_n), \quad (2.67)$$

где  $E_{\bar{\sigma}}, E_n$  — модули упругости материала болтов и прокладки, МПа;

$A_{\bar{\sigma}}$  — суммарная площадь сечения болтов, мм<sup>2</sup>;

$A_n$  — площадь прокладки, мм<sup>2</sup>.

Расчетная площадь прокладки определяется по формуле:

$$A_n = \pi D_{n.c.p} b_0, \quad (2.68)$$

где  $b_0$  — эффективная ширина прокладки (при  $b \leq 15$  мм  $b_0 = b$ ).

Если обозначить:  $\lambda_{\bar{\sigma}}$  — податливость болтов (мм/Н)

$$\lambda_{\bar{\sigma}} = \ell_{\bar{\sigma}} / (E_{\bar{\sigma}} A_{\bar{\sigma}}), \quad (2.69)$$

и  $\lambda_n$  — податливость прокладки (мм/Н)

$$\lambda_n = S_n / (E_n A_n), \quad (2.70)$$

то решение системы уравнений (2.63), (2.64) и (2.67) дает следующий результат:

$$F_{\bar{\sigma}2} = F_{\bar{\sigma}1} + F \lambda_n / (\lambda_{\bar{\sigma}} + \lambda_n), \quad (2.71)$$

$$F_{n2} = F_{n1} - F \lambda_{\bar{\sigma}} / (\lambda_{\bar{\sigma}} + \lambda_n). \quad (2.72)$$

Обозначим

$$\chi = \lambda_n / (\lambda_{\bar{\sigma}} + \lambda_n). \quad (2.73)$$

Тогда уравнения (2.71) и (2.72) приводятся к виду

$$F_{\bar{\sigma}2} = F_{\bar{\sigma}1} + \chi F, \quad (2.74)$$

$$F_{n2} = F_{n1} - (1 - \chi) F. \quad (2.75)$$

Коэффициент  $\chi$  определяет, какая часть внешней нагрузки  $F$  передается на болт, и называется коэффициентом основной или внешней нагрузки. Таким образом, уравнения (2.74) и (2.75) показывают, как при подаче давления в аппарат происходит распределение силы  $F$  между болтами и прокладкой (рис. 2.32).

Условием герметичности соединения является неравенство

$$F_{n2} \geq \pi D_{n.cp} b_0 k_n p, \quad (2.76)$$

где  $k_n$  — прокладочный коэффициент, зависящий от материала и конструкции прокладки, и характеризует связь между давлением на уплотнительной поверхности  $q$  и давлением разгерметизации соединения  $p_{разг}$ :

$$q = k_n p_{разг}.$$

Из уравнений (2.75) и (2.76) получим необходимое расчетное усилие затяжки болтов при монтаже:

$$\begin{aligned} F_{\sigma 1} = F_{n1} = F_{n2} + (1 - \chi) F = \\ = \pi D_{n.cp} b_0 k_n [p] + 0,25 (1 - \chi) \pi D_{n.cp}^2 [p], \end{aligned} \quad (2.77)$$

где  $[p]$  — допускаемое по условию герметичности давление рабочей среды.

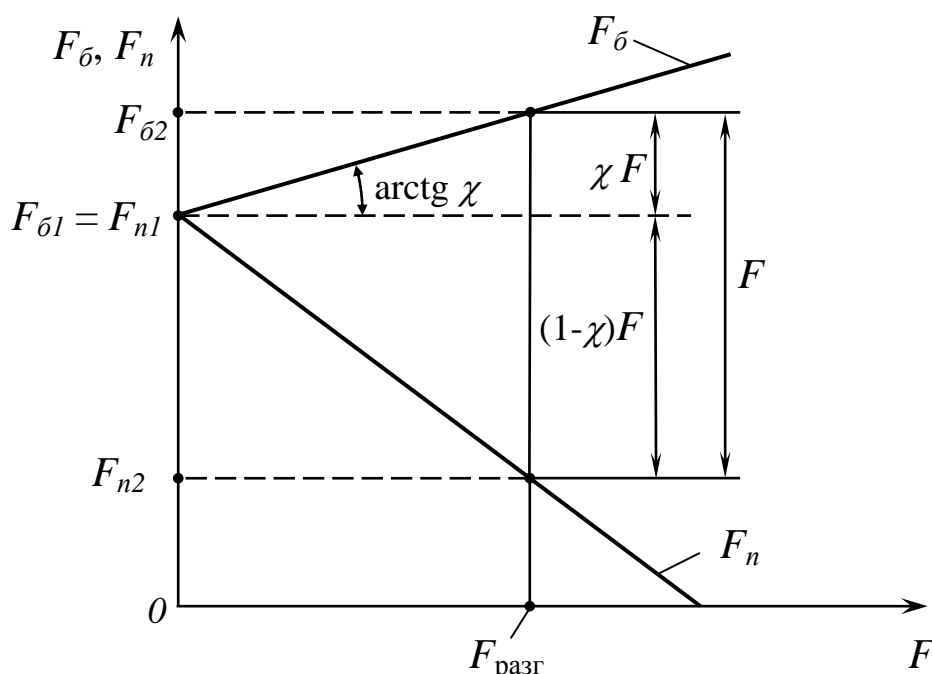


Рисунок 2.32 – Диаграмма сил во фланцевом соединении

Следовательно, при расчете болтовой нагрузки в условиях монтажа необходимо учитывать давление среды в аппарате, свойства материала и

конструкцию прокладки. Отметим, что для прокладок, особенно металлических, необходима проверка их достаточного обжатия:  $q \geq q_{min}$ , где  $q_{min}$  — минимальное давление обжатия плоской прокладки, необходимое для заполнения микронеровности на уплотнительных поверхностях при затяжке болтов соединения, МПа. Поэтому следует дополнительно определить расчетное усилие затяга по формуле:

$$F_{\sigma_1} = 0,5 \pi D_{n.c.p} b_0 q_{min}, \quad (2.78)$$

и из двух значений выбрать наибольшее усилие.

Характеристики прокладок, используемые при расчетах фланцевых соединений, приведены в таблице 2.7.

Для контроля герметичности соединения пользуются различными показателями, например:

объемом среды, протекающей через уплотнение в единицу времени при разности давлений в 1 Па — м<sup>3</sup>/с;

давлением разгерметизации – давление, при котором рабочая среда обнаруживается (например, визуально) за пределами уплотнения.

Таблица 2.7 – Характеристики плоских прокладок [1, 10]

Материал прокладки	Условный модуль упругости при сжатии $E$ , МПа	Коэффициент $k_n$	Давление обжатия $q_{min}$ , МПа
Резина с твердостью по прибору ТШР до 1,2 МПа	3 [1+ b/(2S <sub>п</sub> )]	0,5	2
Резина с твердостью по прибору ТШР выше 1,2 МПа	4 [1+ b/(2S <sub>п</sub> )]	1	3
Паронит при S <sub>п</sub> ≥ 1 мм	2000	2,5	20
Фторопласт при S <sub>п</sub> ≤ 3 мм	2000	2,5	10
Медь	1,1·10 <sup>5</sup>	4,5	90

**Цель работы** – определение параметров фланцевого соединения и сопоставление их с теоретическими значениями.

**Описание установки.** Основной элемент установки (рис. 2.33) – фланцевое соединение, нижний фланец 1 которого одновременно является корпусом пресса. Данная конструкция относится к группе плоских фланцев. На установке могут исследоваться затворы с гладким присоединительным

выступом и затворы типа «выступ-впадина».

Между нижним фланцем 1 и верхним 3 зажимается прокладка 2. Заданное усилие сжатия прокладки создается вращением винта 5. От нажимного винта 5 усилие на верхний фланец 3 передается через динамометр 4. Давление рабочей среды в полости между фланцами создается перемещением поршня в насосе 6 и измеряется манометром 7.

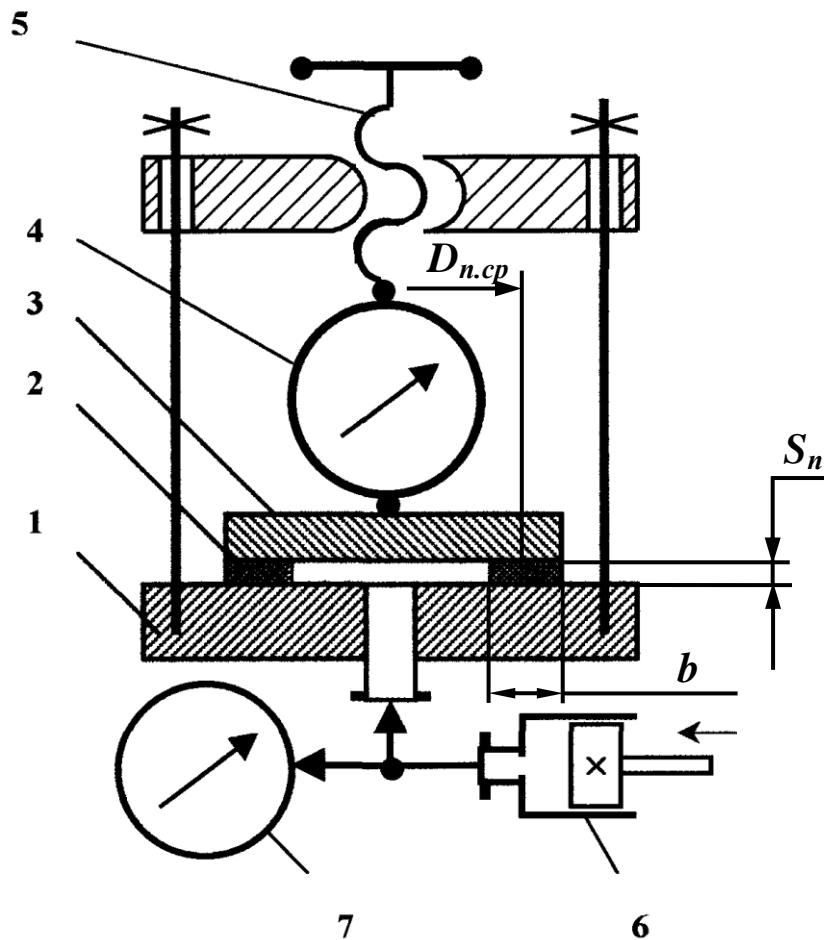
В лабораторной установке болты, стягивающие фланцы, отсутствуют – их заменяют нажимной винт 5 с динамометром 4.

Податливость винта 5 мала в сравнении с большой податливостью кольцевой пружины динамометра. Характеристикой динамометра является коэффициент упругости  $K_{дин} = F / \Delta = 2,62 \cdot 10^3 \text{ Н / мм}$ . Таким образом, при обработке результатов экспериментов расчетную податливость болтов

$$\lambda_{\delta} = \ell_{\delta} / (E_{\delta} A_{\delta})$$

следует выразить через коэффициент  $K_{дин}$ :

$$\lambda_{\delta} = 1 / K_{дин}. \quad (2.79)$$



1 – фланец нижний; 2 – прокладка; 3 – фланец верхний; 4 – динамометр;  
5 – винт для сжатия фланцев; 6 – поршневой насос; 7 – манометр

Рисунок 2.33 – Схема установки



## Порядок выполнения опытов.

1) Ознакомиться с описанием, устройством установки. Определить размеры исследуемой прокладки и записать в журнал исходные данные по установке. Подготовить таблицу параметров, регистрируемых в опытах и рассчитываемых (табл. 2.8).

2) По уравнениям (2.77) и (2.78) определить наибольшее начальное болтовое усилие  $F_{\bar{\sigma}_1}$ . Максимальная величина давления рабочей среды  $[p]$  указывается преподавателем.

3) Проверить чистоту присоединительных поверхностей нижнего и верхнего фланцев. Прокладку положить на нижний фланец и долить в установку рабочую жидкость до нижнего торца прокладки. Закрывать прокладку верхним фланцем, проверив concentricity сборки.

Таблица 2.8 – Результаты измерений и расчетов

Показания индикатора динамометра $\Pi_u$ , дел	Опытные значения нагрузок и запаса герметичности							Расчетные значения нагрузок			Расхождение, %		
	$F_{\bar{\sigma}_1}$ , Н	$F_{\bar{\sigma}_2}$ , Н	$p$		$F$ , Н	$F_{n_2}$ , Н	$n_2$	$F_{\bar{\sigma}_2}$ , Н	$F_{n_2}$ , Н	$n_2$	$\delta_{F_{\bar{\sigma}}}$	$\delta_{F_n}$	$\delta_{n_2}$
			дел	МПа									

4) Установить в исходное положение динамометр. Вращением рукоятки нажимного винта создать усилие затяжки не меньше расчетного  $F_{\bar{\sigma}_1}$ . Записать в таблицу 2.8 принятую в ходе опыта величину  $F_{\bar{\sigma}_1}$  и соответствующее показание индикатора динамометра:

$$F_{\bar{\sigma}_1} = 30 \Pi_u,$$

где 30 — цена деления индикатора динамометра, Н/дел.

5) Подать первое давление рабочей среды  $p_1 = 0,2 [p]$  в полость между фланцами (цена деления на шкале манометра – 0,025 МПа / дел). Записать в таблицу 2.8 показания манометра и динамометра.

6) Ступенями поднимать давление, каждый раз фиксируя показания приборов, до появления признака протечки рабочей среды – остановки в росте и дальнейшего падения давления на манометре. Зарегистрировать давление разгерметизации  $p_{разг}$  фланцевого соединения и максимальное усилие  $F_{\bar{\sigma}_2}$  в момент разгерметизации.

7) Снизить давление рабочей среды и нагрузку на фланцы до нуля.

## Обработка результатов.

1) Вычислить по показаниям индикатора опытные значения болтовой нагрузки  $F_{\sigma_2}$  при подаче давления. По формуле (2.65) определить отжимающее усилие  $F$  при каждом установленном в опытах давлении рабочей среды.

2) Для каждой ступени давлений по формулам (2.74) и (2.75) с использованием (2.68), (2.79), (2.70), (2.73) и таблицы 2.7 определить теоретические значения болтового усилия  $F_{\sigma_2}$  и усилие на прокладку  $F_{n_2}$ , при этом принять  $F_{\sigma_1}$  из эксперимента по таблице 2.8. Результаты вычислений теоретических значений  $F_{\sigma_2}$  и  $F_{n_2}$  занести в таблицу 2.8 и построить график  $F_{\sigma} = f(F)$  и  $F_n = f(F)$ , как показано на рисунке 2.32.

3) Определить из опытов  $F_{n_2} = F_{\sigma_2} - F$  и нанести на диаграмме сил фланцевого соединения опытные значения  $F_{\sigma_2}$  и  $F_{n_2}$  в виде точек. Вычислить запас герметичности теоретический и опытный по формуле:

$$n_z = F_{\sigma_1} / (F_{\sigma_1} - F_{n_2})$$

и занести в таблицу 2.8 ( $F_{\sigma_1}$  принимается в обоих случаях из экспериментов).

4) По показаниям манометра и динамометра в момент разгерметизации соединения определить опытное значение коэффициента прокладки и сравнить со справочным значением из таблицы 2.7:

$$k_n^{on} = (F_{\sigma_2} - F) / (\pi D_{n.c.p} b_0 p_{раз}). \quad (2.80)$$

5) Провести анализ расхождения опытных и расчетных данных, сделать выводы.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- цель работы;
- схему установки и исходные данные для расчетов;
- таблицу результатов расчетов и опытных данных;
- расчет параметров фланцевого соединения при одном из значений давления рабочей среды;
- диаграмму сил во фланцевом соединении (рис. 2.32);
- выводы по результатам работы.

### 3 ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА МАШИН

При транспортных и разнообразных технологических операциях химических производств (например, перемешивание, дробление) используется механическая энергия для воздействия на перерабатываемый продукт. Элементы машин и аппаратов, предназначенные для выполнения полезной работы, принято выделять в особую группу – рабочий (исполнительный) орган и его привод.

В данном разделе представлены лабораторные работы, в которых изучаются типовые конструкции элементов привода и особенности их расчета. При этом внимание концентрируется на следующих вопросах:

а) привод должен обеспечить требуемые вид и параметры движения рабочего органа, для чего необходимо рассмотрение кинематики механизмов, входящих в его состав;

б) элементы привода работают в условиях динамического нагружения, что требует при оценке их работоспособности рассматривать вопросы виброустойчивости конструкций, усталостной прочности деталей, трения и износа подвижных соединений;

в) широкое использование в конструкции привода стандартных узлов и деталей обеспечивает экономичность его изготовления и надежность в эксплуатации.

*Приводы.* Рабочие органы (мешалки, барабаны и т.п.) снабжаются, как правило, электромеханическим приводом. На типовой схеме, представленной на рисунке 3.1, механическая передача (б) в приводе служит для согласования параметров движения вала электродвигателя (а) и рабочего органа (в).

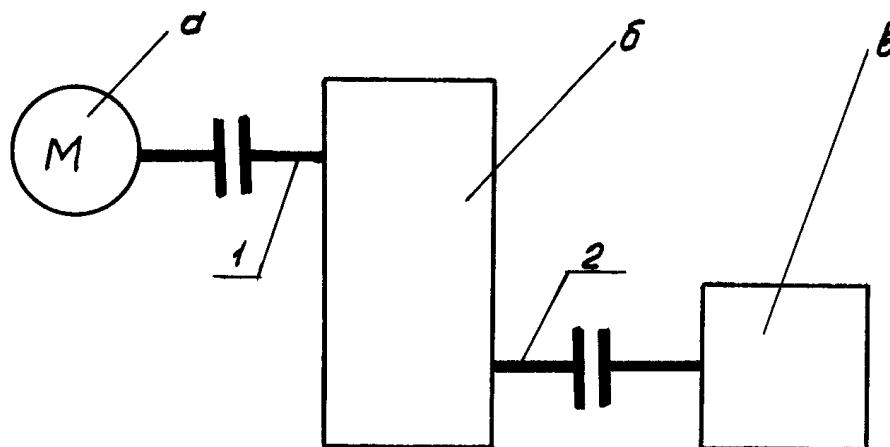


Рисунок 3.1 – Обобщенная структурная схема электромеханического привода

*Передачей* обычно называется механизм, преобразующий вращательное движение. Механические передачи, входящие в состав привода *по характеру изменения скорости* от входа к выходу передачи их делят на *понижающие и повышающие*. Если угловая скорость  $\omega$  при помощи передачи не изменяется,

а изменяется, например, только направление вращения, то передача называется *прямой*.

По способу передачи движения различают передачи зацеплением (зубчатые, червячные, винтовые, цепные), передачи сцеплением или трением (фрикционные, ременные).

Звено передачи, получающее движение от двигателя, называется *ведущим*; звено, которому передается движение, называется *ведомым*. Помимо ведущего и ведомого звеньев передача может содержать и *промежуточные* звенья.

Основными эксплуатационными параметрами передач с вращательным движением являются *энергетические параметры* (передаваемая мощность  $N$  и коэффициент полезного действия передачи  $\eta$ ), *кинематические параметры* (передаточное отношение  $i$  и угловые скорости входного ( $\omega_1$ ) и выходного ( $\omega_2$ ) валов), *силовой параметр* (крутящий момент на выходном валу  $T_2$ ), [1, 12, 16, 18].

Передаваемая мощность, определяется из *закона передачи мощности*

$$N_2 = \eta N_1, \quad (3.1)$$

где  $N_1, N_2$  — соответственно, мощности на входном и выходном валах, Вт.

Коэффициент полезного действия передачи с последовательным соединением нескольких простейших механизмов (кинематических пар) определяется как произведение КПД отдельных передач (кинематических пар)

$$\eta = \prod \eta_i. \quad (3.2)$$

Передаточное отношение  $i_{1-2}$ , определяется по формуле

$$i_{1-2} = \omega_1 / \omega_2, \quad (3.3)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  — соответственно, угловые скорости на входном ( $1$ ) и выходном валах, рад/с.

Крутящий момент на выходном валу  $T_2$  определяют из закона передачи мощности (3.1) с учётом выражения для передаточного отношения  $i_{1-2}$  (3.3) и известного соотношения для крутящего (вращающего момента)  $T = N / \omega$ , Н·м:

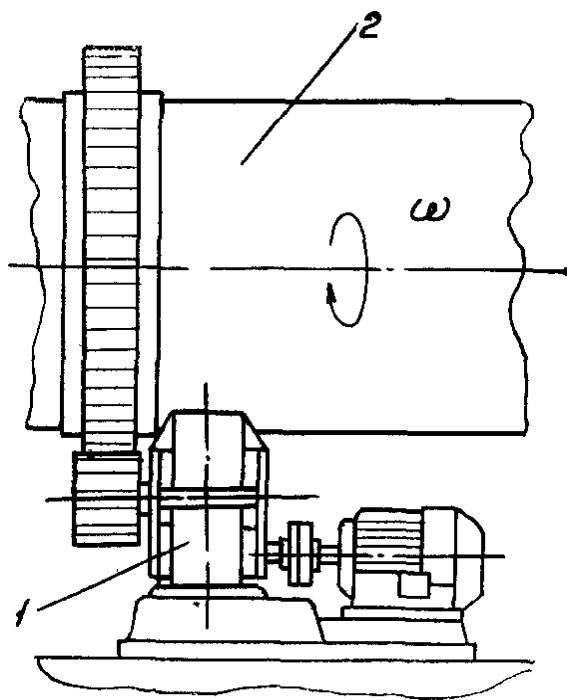
$$T_2 = T_1 i_{1-2} \eta. \quad (3.4)$$

Выражение (3.4) – *закон передачи момента*.

Понижающая передача (при  $\omega_2 < \omega_1, i_{1-2} > 1$ ), зубчатая или червячная, выполненная в виде отдельного агрегата, называется *редуктором*, а повышающая передача – *мультипликатором* (ускорителем). Отметим, что в

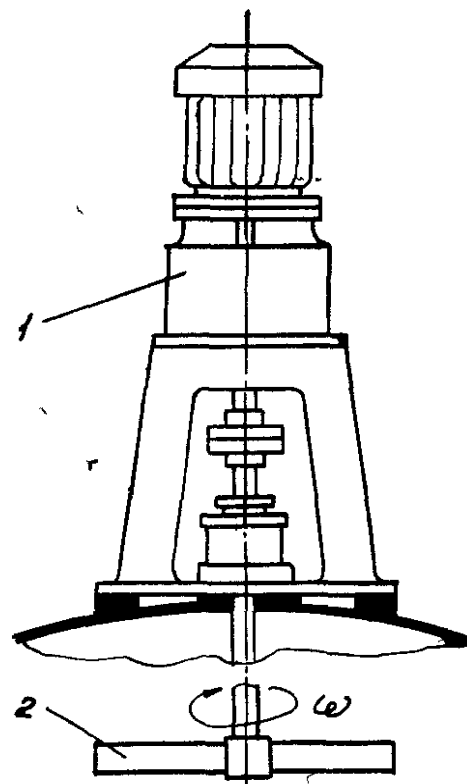
соответствии с *законом передачи моментов* в редукторе происходит увеличение вращающего момента, а в мультипликаторе – уменьшение.

Так как наиболее экономичны в применении быстроходные асинхронные электродвигатели со скоростью вращения вала  $\omega_{дв} \approx (150; 300)$  рад/с, то на практике чаще применяют редукторы (рис. 3.2, 3.3).



$$\omega = 0,2 - 0,8 \text{ рад/с}$$

Рисунок 3.2 – Привод с трехступенчатым цилиндрическим редуктором (1) и свильного барабана (2)



$$\omega = 1,6 - 16 \text{ рад/с}$$

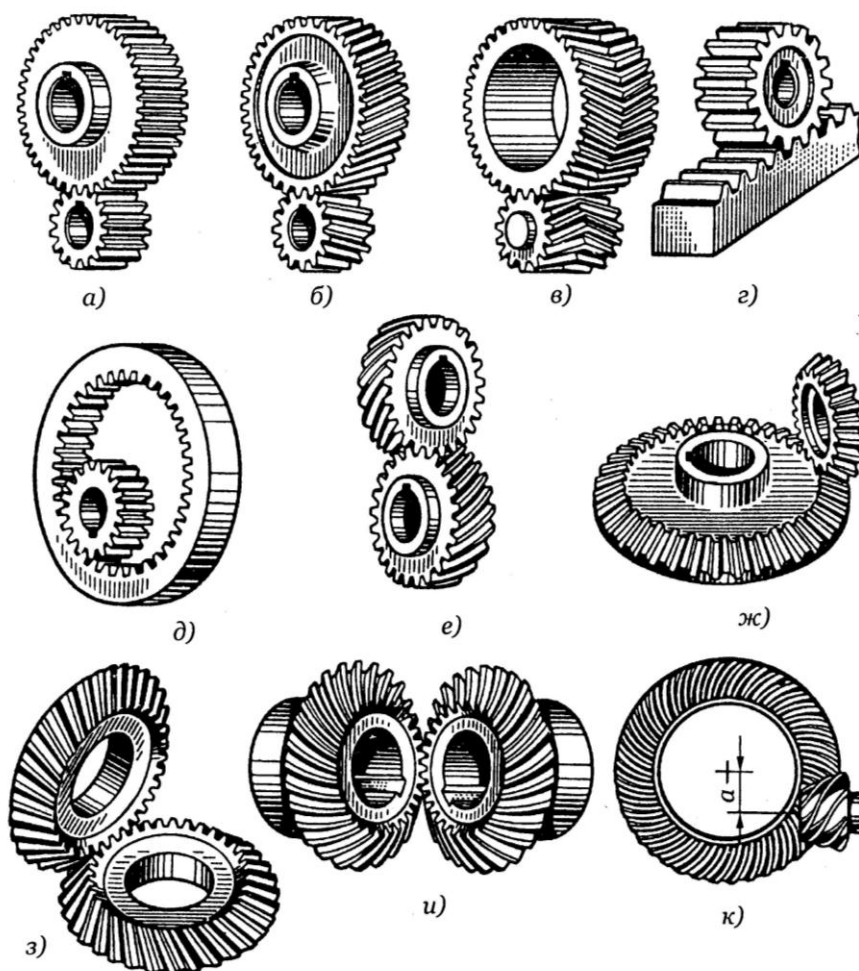
Рисунок 3.3 – Привод с планетарным редуктором (1) и лопастной мешалки (2)

### 3.1 Лабораторная работа 13. Изучение конструкций и определение параметров зубчатых передач

**Общие сведения.** В приводе современных машин и аппаратов зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом механических передач зацеплением.

В зубчатой передаче вращательное движение передается за счет зацепления пары зубчатых колес (рис. 3.4). В некоторых случаях зубчатую передачу применяют для преобразования вращательного движения в

поступательное или наоборот (рис. 3.4, *г*). Меньшее из двух колес зубчатой передачи называют *шестерней*, а большее – колесом.



- а* – цилиндрическая прямозубая передача с внешним зацеплением;
- б* – цилиндрическая косозубая передача с внешним зацеплением;
- в* – шевронная передача с внешним зацеплением;
- г* – реечная передача;
- д* – цилиндрическая прямозубая передача с внутренним зацеплением;
- е* – зубчатая винтовая передача;
- ж* – коническая прямозубая передача;
- з* – коническая косозубая передача;
- и* – коническая с круговыми зубьями передача;
- к* – гипоидная передача

Рисунок 3.4 – Виды зубчатых передач [18, 19]

Зубчатые передачи и колеса классифицируют по следующим признакам:

- в зависимости от взаимного расположения осей колес:
  - цилиндрические (рис. 3.4, *а – д*) с параллельными осями;
  - конические (рис. 3.4, *ж – и*) с пересекающимися осями;
  - винтовые (рис. 3.4, *е, к*) со скрещивающимися осями;

- по расположению зубьев относительно образующих колес: прямозубые (рис. 3.4, *а, д, ж*), косозубые (рис. 3.4, *б, з*), шевронные (рис. 3.4, *в*), с криволинейными зубьями (рис. 3.4, *е, и, к*);
- по числу ступеней: одно- и многоступенчатые;
- по принципу зацепления: внешнее (рис. 3.4, *а – в, е – к*); внутреннее (рис. 3.4, *д*); реечное (рис. 3.4, *з*);
- по форме профиля зуба: эвольвентные (предложил Л. Эйлер в 1760 г.); круговые (предложил М. Л. Новиков в 1954 г.).

Основные достоинства зубчатых передач:

- технологичность, постоянство передаточного отношения  $i_{1-2}$ ;
- высокая нагрузочная способность;
- высокий КПД (до 0,97 – 0,99 для одной пары колес);
- малые габаритные размеры, приходящиеся на единицу мощности, по сравнению с другими видами передач;
- высокая надежность в работе, простота обслуживания;
- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести:

- невозможность плавного изменения передаточного отношения;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях, плохие амортизирующие свойства;
- громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;
- необходимость применения специального оборудования и инструмента для нарезания зубьев;
- зубчатая передача не в состоянии предохранить машину от опасных перегрузок.

Наиболее распространённым видом зубчатых передач являются эвольвентные зубчатые передачи (рис. 3.5). Они характеризуется следующими основными параметрами:

- $a_w$  – межосевое расстояние;
- $z$  – число зубьев ( $z_1$  – число зубьев шестерни,  $z_2$  – число зубьев колеса);
- $u$  – передаточное число ( $u = z_2 / z_1$ );
- $d_w$  – начальный диаметр;
- $d$  – делительный диаметр;
- $d_a$  – диаметр вершин зубьев;
- $d_f$  – диаметр впадин зубьев;
- $d_b$  – диаметр основной окружности;
- $p_t$  – окружной шаг;
- $h$  – высота зуба;
- $h_a$  – высота головки зуба;
- $h_f$  – высота ножки зуба;
- $c$  – радиальный зазор;
- $b$  – ширина венца (длина зуба);

$a$  – делительное межосевое расстояние;

$\alpha_w$  – угол зацепления.

В процессе работы сопряженных (эвольвентных) профилей точка их касания все время перемещается по прямой  $NN$ , называемой линией зацепления (рис. 3.5). Она является общей касательной основных окружностей и не меняет свое положение в пространстве. В точках  $A$  и  $B$  зубья входят и выходят из зацепления.

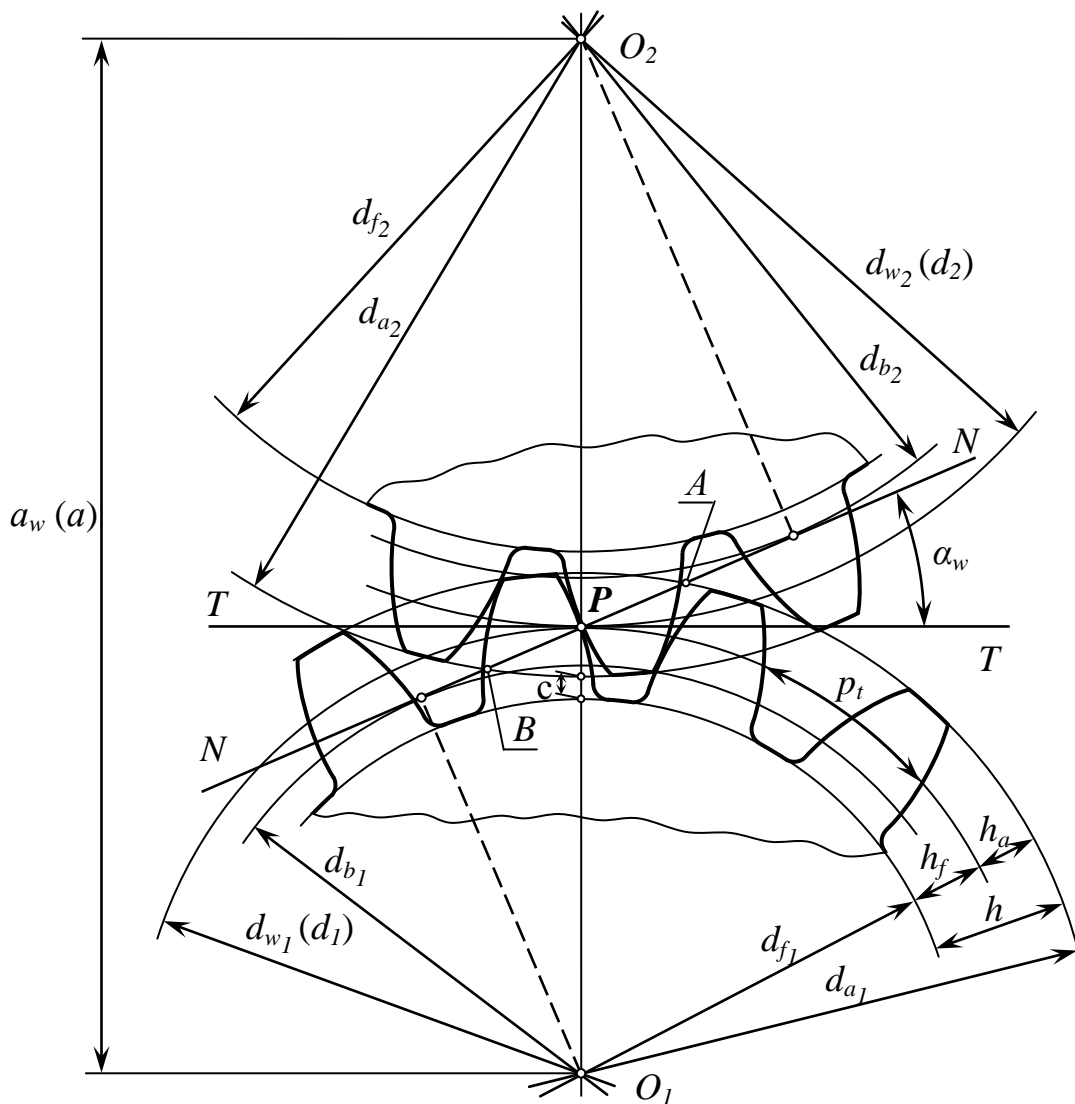


Рисунок 3.5 – Геометрия цилиндрических прямозубых передач

Точка  $P$  является полюсом зацепления и сохраняет неизменное положение на линии центров колес  $O_1O_2$ . Через полюс проходят *начальные окружности*. При вращении зубчатых колес *начальные окружности* перекатываются друг по другу без скольжения и имеют одинаковые линейные скорости.

Окружной шаг зацепления – это расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге делительной окружности. Шаг зубьев



можно представить как сумму толщины зуба и ширины впадины между зубьями.

Высота зуба ограничивается окружностями выступов и впадин. Делительный диаметр условно делит зуб на две части: головку зуба и ножку зуба. Радиальный зазор (необходим для размещения смазки и компенсации теплового расширения зубьев) – это расстояние между поверхностями вершин зубьев и впадин соединяемых колес  $c = h_f - h_a$ . Если делительные и начальные окружности совпадают ( $d = d_w$ ), то передача называется *нулевой* и межосевое расстояние  $a_w = a$ .

**Редукторы.** Редукторы различают по типу, числу и расположению зубчатых пар (рис. 3.6).

Цилиндрические редукторы (с цилиндрическими зубчатыми колесами) отличаются простотой, высоким КПД, широким диапазоном передаваемых моментов и мощностей (рис. 3.6, а, б, в).

Передаточное отношение  $i_{1-2}$  зубчатых передач определяют через числа зубьев колес и называют передаточным числом –  $u$ . Передаточное число одноступенчатого редуктора (рис. 3.6, а):

$$u_{\text{ред}}^I = \omega_B / \omega_T = z_2 / z_1, \quad (3.5)$$

где  $z_2$  — число зубьев колеса на тихоходном валу ( $T$ );

$z_1$  — число зубьев шестерни (меньшего из двух зубчатых колес) на быстроходном валу ( $B$ ).

КПД одноступенчатого цилиндрического редуктора по формуле (3.2):

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \approx 0,99 \cdot 0,99^2 = 0,97,$$

где  $\eta_1 \approx 0,99$  — КПД, учитывающий потери в зубчатом зацеплении;

$\eta_2 \approx 0,99$  — КПД пары подшипников качения на валу [12].

Для получения передаточных чисел  $u > 6 - 8$  применяют многоступенчатые редукторы (рис. 3.6, б, в). Передаточное число трехступенчатого редуктора:

$$u_{\text{ред}}^{\text{III}} = \omega_B / \omega_T = u_B u_{\text{П}} u_T, \quad (3.6)$$

где  $u_B$ ,  $u_{\text{П}}$ ,  $u_T$  — соответственно, передаточные числа быстроходной, промежуточной, тихоходной ступеней.

В стандартных конструкциях:

$$u_{\text{ред}}^{\text{II}} = 6,3 - 63 \text{ при } \eta \approx 0,95;$$

$$u_{\text{ред}}^{\text{III}} = 31,5 - 400 \text{ при } \eta \approx 0,93.$$

Редукторы с коническими зубчатыми колесами (рис. 3.6, г) обеспечивают перпендикулярность осей быстроходного и тихоходного валов,

что позволяет в ряде случаев улучшить компоновку привода.

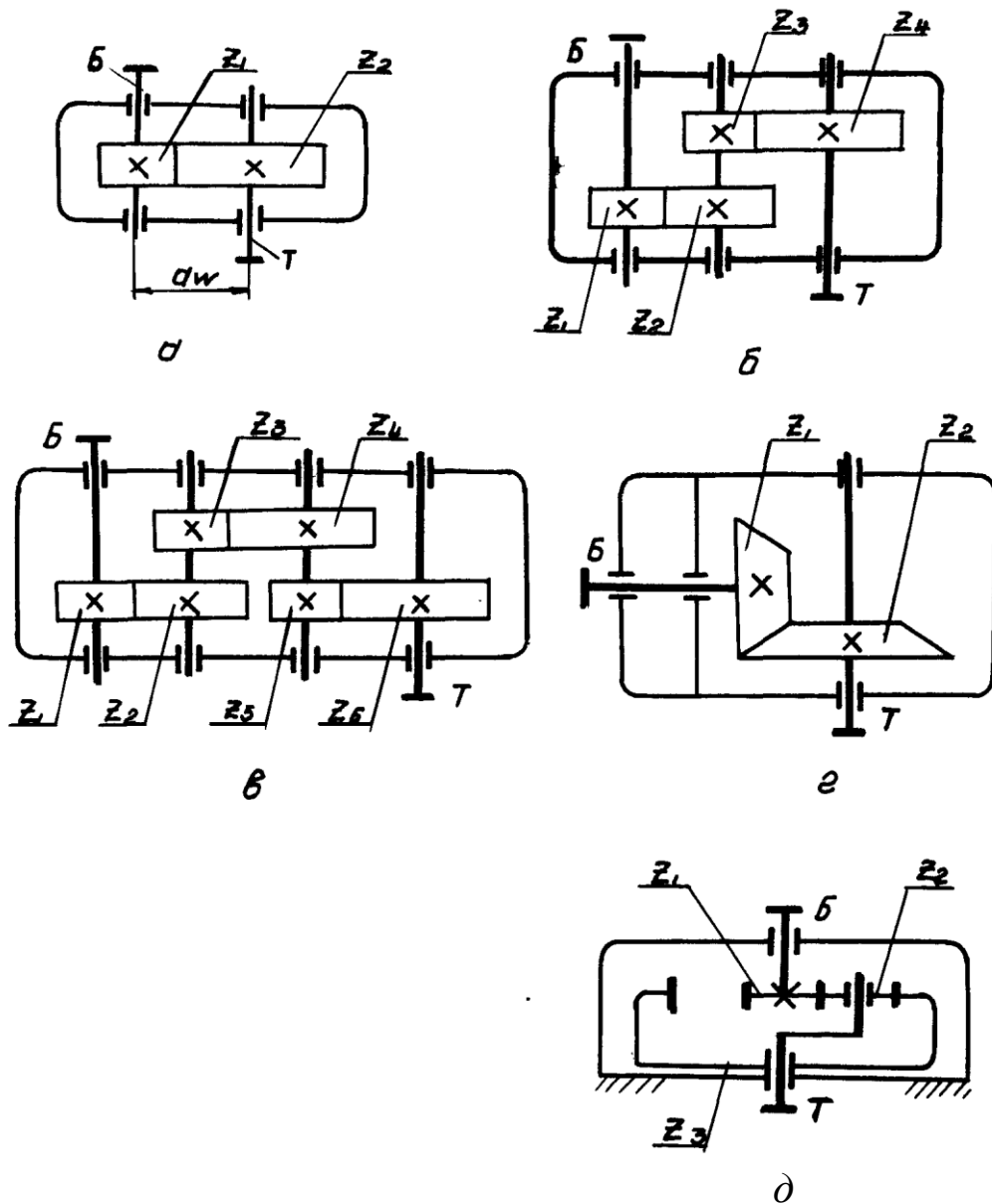


Рисунок 3.6 – Кинематические схемы редукторов

Планетарные редукторы (рис. 3.6, д) получили свое наименование от типа зубчатой передачи с планетарным движением зубчатых колес – сателлитов  $z_2$  вокруг центральной (солнечной) шестерни  $z_1$ . При неподвижном зубчатом колесе  $z_3$ , имеющем внутреннее зацепление с сателлитом  $z_2$ , передаточное число однорядного планетарного редуктора (рис. 3.6, д) определяется по формуле:

$$u_{пл} = 1 + z_3/z_1. \quad (3.7)$$

Редукторы с различными видами планетарных передач обеспечивают широкий диапазон передаточных чисел [12]:  $u = 1 - 1600$ . Благодаря

компактности они постепенно вытесняют многоступенчатые редукторы с другими типами передач.

**Конструкция цилиндрического редуктора.** Корпус редуктора служит для правильного взаимного положения зубчатых передач, восприятия усилий, возникающих при работе, защиты от загрязнений, как ёмкость для смазки (рис. 3.7). Корпусы редукторов обычно бывают литыми (чугун), реже сварными.

Толщина  $\delta$  стенки корпуса для выполнения технологии литья и обеспечения необходимой жёсткости определяется по формуле

$$\delta = 2(0,1T)^{0,25} \geq 6\text{мм}, \quad (3.8)$$

где  $T$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

Элементы корпуса должны сопрягаться одинаковым радиусом  $r \approx 0,25\delta$ .

Толщина стенки крышки составляет примерно  $0,8\delta$  (где  $\delta$  – толщина стенки картера).

Для повышения жёсткости корпус усиливают рёбрами, расположенными по осям опор валов. Поперечные сечения рёбер жёсткости имеют литейный уклон.

Корпус редуктора для удобства монтажа выполняют разъёмным (рис. 3.7).

Нижняя часть  $1$  называется *картером*, а верхняя – *крышкой*  $2$ . По всему контуру разъёма предусмотрены *фланцы*, в которых размещаются *болты*  $3$  и  $4$ , стягивающие картер и крышку (диаметры болтов принимаются примерно равными  $d_b \approx (T)^{1/3}$ ). Толщина каждого фланца по разъёму составляет примерно  $1,5\delta$ . Основные стяжные болты  $3$  стремятся максимально приблизить к *подшипникам*  $18, 19, 20$  для увеличения жёсткости соединения. Остальные болты  $4$  располагают с шагом  $(12 \div 15) d_b$ . Ширина самого фланца  $(2,7d_b)$  устанавливается такой, чтобы на ней свободно размещались гайки, и была бы возможность поворота гаечного ключа на  $60^\circ$ .

Плотность прилегания крышки к картеру достигается соответствующей обработкой рабочей поверхности фланцев (шабрение и шлифовка); при сборке на поверхности наносят герметик.

В крышке редуктора для заливки масла в картер (картерная смазка), а так же чтобы контролировать правильность зацепления зубьев колёс  $15$  и  $16$  с зубьями валов-шестерней  $13$  и  $12$  при регулировке имеется окошко, закрытое прямоугольной крышкой  $6$  с *отдушиной*  $7$ . Отдушина служит для выравнивания давления внутри корпуса с атмосферным, что предотвращает утечку масла через уплотнения. При картерной смазке венец колеса быстроходной ступени погружается в масло на высоту зуба. При вращении колёс масло попадает, как в зону зацепления, так и в подшипники. Уровень масла контролируют щупом  $9$ , на котором имеются риски, соответствующие минимальному и максимальному уровню смазки.

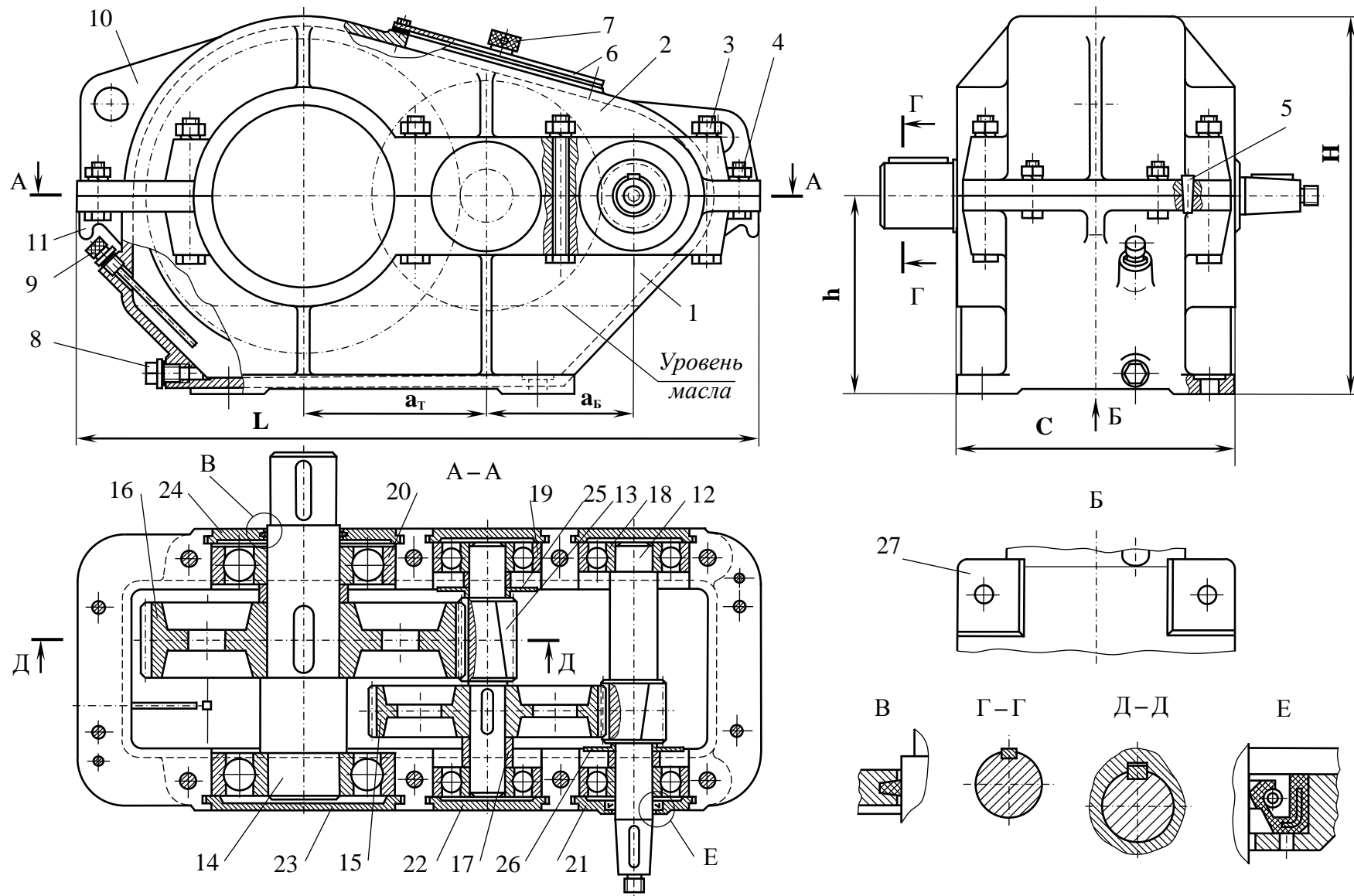


Рисунок 3.7 – Двухступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор

Для слива отработанного масла в картере имеется отверстие заглушенное пробкой 8 и медной шайбой, подкладываемой под головку винта-пробки 8. Масло сливают без разборки редуктора – стекание происходит благодаря наклонной поверхности дна картера, выполненной с уклоном примерно  $1,5^\circ$  в сторону спускного отверстия. Для полного удаления отработанного масла возле отверстия на дне делается местное углубление.

Герметичность быстроходного вала 12, промежуточного вала-шестерни 13, тихоходного вала 14 и их точная установка относительно корпуса обеспечивается закладными глухими крышками 22, 23 и закладными сквозными крышками 21 и 24. Герметичность прохождения консольных частей быстроходного и тихоходного валов через сквозные крышки 21 и 24 достигается применением войлочных колец (вид В) и уплотнительных манжет (вид Е).

Во избежание попадания в подшипники продуктов износа зубчатых колёс, а также излишнего полива маслом, подшипники расположенные ближе к зубчатому колесу закрываются маслозащитными шайбами 25 и 26.

В данной конструкции редуктора валы 12, 13, 14 установлены наиболее распространённым способом – «в распор». Для осевой фиксации валов использованы распорные втулки 17. Между вращающимися деталями должны быть предусмотрены определённые зазоры: между торцами зубчатых колёс  $\Delta_1 \approx 0,5\delta$ , между торцом колеса и внутренними деталями корпуса  $\Delta_2 \approx 0,8\delta$ , между вершинами зубьев колеса и корпусом  $\Delta_3 \approx 1,25\delta$ .

Для размещения подшипников 18, 19, 20 на боковых стенках корпуса предусмотрены *приливы*. Отверстия под подшипники растачивают в сборе картера 1 с крышкой 2, при этом точность стыковки этих двух деталей обеспечивается установочными *штифтами* 5.

Для крепления редуктора к раме или плите привода в нижней части картера 1 делают фланцы, в которых имеются отверстия под болты (диаметры болтов  $d_\phi \approx 1,25d_\delta$ ). Число фундаментных болтов при  $a_T \leq 250$  мм  $z_\phi=4$ , при  $a_T > 250$  мм  $z_\phi = 6$ . Опорная поверхность корпуса редуктора (вид Б) выполнена в виде четырёх обработанных *платиков* 27. Поскольку опорные поверхности под головками болтов или под шайбами должны быть перпендикулярны к осям отверстий, то их после отливки корпуса обрабатывают: фрезеруют, если есть пластик, зенкуют для гладких фланцев. Для перемещения крышки и картера используют проушины 10 и крючья 11.

Подобные рекомендации справедливы и для корпусов червячных редукторов.

### **Расчет геометрических параметров косозубой передачи.**

Геометрия зубчатых колес, являющихся основными элементами редукторов, подчинена задаче получения постоянного передаточного числа. Профиль боковой поверхности зубьев выполняется обычно по эвольвенте – кривой, обеспечивающей отсутствие внедрения или размыкания зубьев двух колес, находящихся в контакте.

В качестве базового параметра для цилиндрических зубчатых колес

(рис. 3.8) принят нормальный модуль  $m_n$ :

$$m_n = p_n / \pi, \quad (3.9)$$

где  $p_n$  — нормальный шаг зубьев по делительному цилиндру, мм.

Значения модуля  $m$  (мм) согласно стандарту ГОСТ 9563-60 выбирают из ряда: ...1; 1, 25; 1, 5; 2; 2, 5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12...

Для повышения плавности зацепления и нагрузочной способности прямозубые колёса ( $\beta = 0$ ) заменяют косозубыми с углом наклона зубьев  $\beta = 8 - 25^\circ$ . Очевидно, что два зубчатых колеса, находящихся в зацеплении, должны иметь одинаковые  $m_n$  и  $\beta$ .

Поверхность делительного цилиндра делит зуб на головку с высотой  $h_a = m_n$ , и ножку с высотой  $h_f = 1,25m_n$ .

Если рассматривать размеры колеса в плоскости, перпендикулярной его оси вращения, то удобнее пользоваться окружным модулем

$$m_t = d / z = m_n / \cos \beta, \quad (3.10)$$

где  $d$  — диаметр делительной окружности, мм.

Как правило, на практике используют так называемые нулевые колеса, для которых:

$$d_w = d = m_t z; \quad (3.11)$$

$$d_a = m_t z + 2m_n; \quad (3.12)$$

$$d_f = m_t z - 2,5m_n, \quad (3.13)$$

где  $d_w$  — диаметр начальной окружности, проходящей через полюс зацепления [12], мм (диаметры начальных окружностей зубчатой передачи соответствуют диаметрам катков фрикционной передачи, работающей без скольжения [1]);

$d_a$  — диаметр вершин зубьев, мм;

$d_f$  — диаметр впадин зубьев, мм.

Межосевое расстояние пары зубчатых колес  $a_w$  (рис. 3.6, а, 3.7) может быть выражено так:

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2 = (z_1 + z_2) m_n / (2 \cos \beta). \quad (3.14)$$

Межосевые расстояния определяют габариты и присоединительные размеры редуктора. Стандартные значения межосевых расстояний  $a_w$  (мм) в редукторах с передачами зубчатыми цилиндрическими (ГОСТ 2185-66) и червячными цилиндрическими (ГОСТ 2144-76) выбирают из ряда: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400...

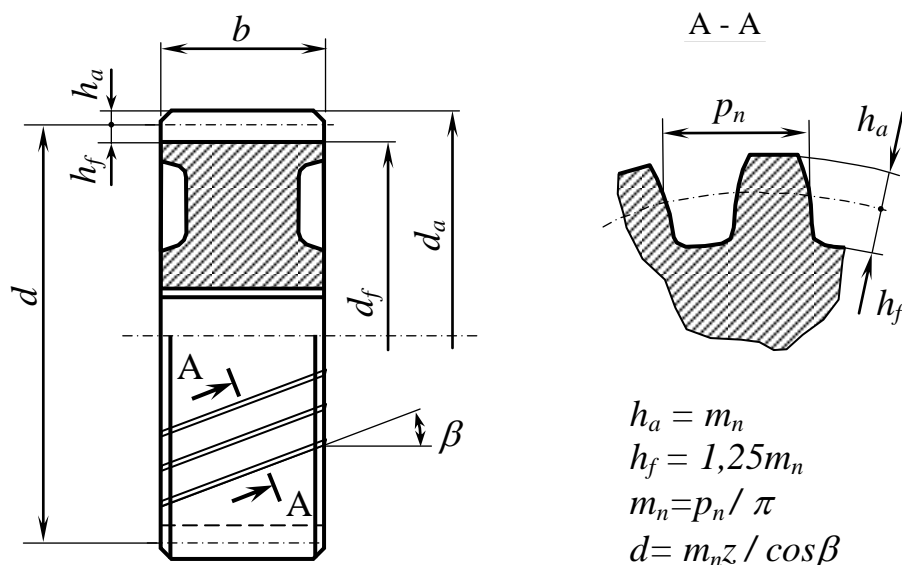


Рисунок 3.8 – Геометрические параметры косозубого цилиндрического колеса

**Цель работы** – определение кинематических и геометрических параметров зубчатых пар редукторов.

**Оборудование и инструменты.** Для проведения работы используются: двухступенчатый цилиндрический редуктор; схемы и сборочные чертежи редукторов; гаечные ключи, отвертки; масштабная линейка; штангенциркуль.

**Порядок выполнения работы.** Работа выполняется в следующей последовательности.

а) Ознакомиться с конструкцией редуктора, используя схему (рис. 3.7). Наметить план разборки конструкции.

б) Отвинтив соединительные болты (винты), снять крышку редуктора и крышки подшипниковых узлов. Проверить соответствие редуктора и схемы.

в) Измерить межосевые расстояния  $a_w$  валов зубчатых пар. Сосчитать число зубьев шестерен и колес  $z_i$ . Составить кинематическую схему редуктора (рис. 3.7).

г) Для одной из зубчатых пар редуктора (по указанию преподавателя) выполнить измерения ширины  $b$  и диаметров вершин зубьев  $d_a$ .

д) Выполнить расчет общего передаточного числа редуктора  $u_{ред}$  и определить основные геометрические параметры зубчатых колес.

Для определения угла наклона зубьев  $\beta$  и модуля зацепления  $m$  для быстроходной и тихоходной ступени передачи зубчатых пар с косозубыми колесами рекомендуются следующие зависимости:

$$\cos \beta_B = d_{a1} (z_1 + z_2) / 4a_{wB} - z_1 / 2, \quad (3.20 \text{ а})$$

$$\cos \beta_T = d_{a3} (z_3 + z_4) / 4a_{wT} - z_3 / 2, \quad (3.20 \text{ б})$$

$$m_B = m_{nB} = 2a_{wB} \cos \beta_B / (z_1 + z_2). \quad (3.21a)$$

$$m_T = m_{nT} = 2a_{wT} \cos \beta_T / (z_3 + z_4). \quad (3.21б)$$

е) Собрать редуктор. Составить отчет по работе. Результаты измерений и вычислений оформить в виде таблицы 3.1.

*Примечание.* Результаты измерений и вычислений  $a_w$ ,  $m$  следует округлять до стандартных значений.

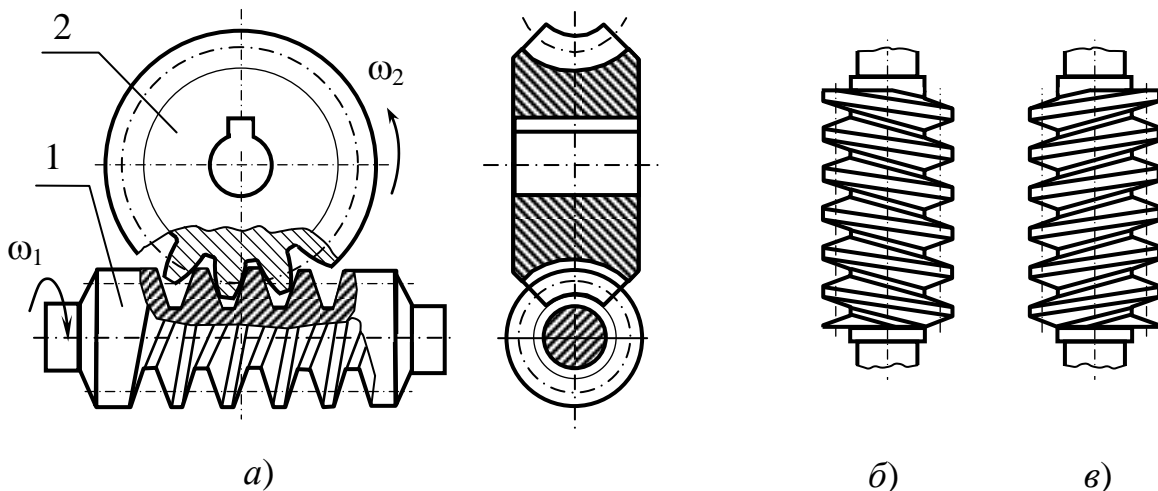
Таблица 3.1 – Результаты измерений и вычислений для зубчатых пар цилиндрического (планетарного) редуктора

Наименование величины и размерность	Обозначение	Числовое значение
Межосевое расстояние ступени, мм: быстроходной тихоходной	$a_{wB}$ $a_{wT}$	
Число зубьев: шестерни колеса	$z_1 (z_3)$ $z_2 (z_4)$	
Ширина, мм: шестерни колеса	$b_1 (b_3)$ $b_2 (b_4)$	
Диаметр выступов, мм: шестерни колеса	$d_{a1} (d_{a3})$ $d_{a2} (d_{a4})$	
Угол наклона зубьев передачи, град: быстроходной тихоходной	$\beta_B$ $\beta_T$	
Нормальный модуль зубьев передачи, мм: быстроходной тихоходной	$m_{nB}$ $m_{nT}$	
Окружной модуль зубьев передачи, мм: быстроходной тихоходной	$m_{tB}$ $m_{tT}$	
Делительный диаметр, мм: шестерни колеса	$d_1 (d_3)$ $d_2 (d_4)$	
Диаметр впадин, мм: шестерни колеса	$d_{f1} (d_{f3})$ $d_{f2} (d_{f4})$	
Передаточное число ступени: быстроходной тихоходной	$u_B$ $u_T$	
Передаточное число редуктора	$u_{ред}$	



### 3.2 Лабораторная работа 14. Изучение конструкций и определение параметров червячных передач

Распространенной передачей зацеплением является *червячная передача*, которую образуют *червяк* (звено в виде винта) и *червячное колесо* (звено в виде разновидности косозубого колеса) (рис. 3.9, а). Червячные передачи отличаются от зубчатых передач принципом работы – движение в червячной передаче преобразуется по принципу наклонной плоскости (т.е. клина в виде винта), тогда как в зубчатых – по принципу рычага.



а) червячная передача; б) левое направление винтовой линии;  
в) правое направление винтовой линии

Рисунок 3.9 – Схемы червячной передачи и направлений витков червяка

В отличие от косозубого колеса цилиндрической передачи зубчатый венец (обод) червячного колеса имеет вогнутую форму. Оси валов червяка и червячного колеса располагаются в разных плоскостях, и скрещиваются в пространстве обычно под углом  $90^\circ$ . Чаще всего ведущее звено червячной передачи червяк, но в некоторых случаях используются механизмы, в которых ведущим звеном является червячное колесо.

В зависимости от направления резьбы червяка («снизу вверх налево» или «снизу вверх направо») различают левозаходные червяки (рис. 3.9, а) и правозаходные червяк (рис. 3.9, б). По направлению резьбы червяка именуются и сами червячные передачи: *левозаходные* и *правозаходные*. Червяки могут иметь от одного до четырех заходов  $z_1$ .

*Передаточное отношение* (число) червячной передачи равно отношению числа зубьев колеса  $z_2$  к числу заходов червяка  $z_1$ , т.е.  $i = \omega_1 / \omega_2 = u = z_2 / z_1$ . Благодаря малому числу заходов червяка  $z_1 = 1 - 4$ , при числе зубьев колеса  $z_2 = 32 - 80$  достигается большое передаточное число в одной ступени

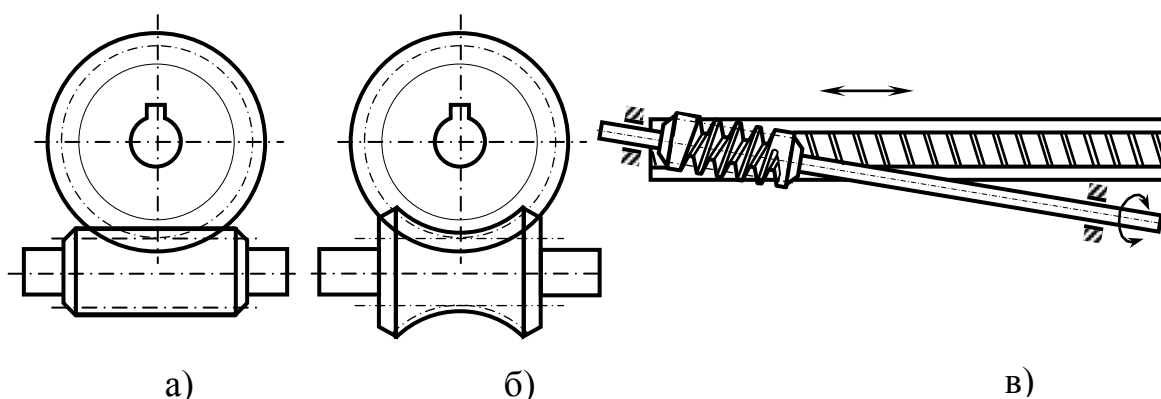
$u = 8 - 80$ . С увеличением числа заходов (витков) червяка угол подъема винтовой линии возрастает, что повышает КПД передачи.

Червячные передачи обеспечивают большие значения передаточных отношений по сравнению с зубчатыми передачами: в специальных установках оно доходит до  $u=1000$  и более.

Основные достоинства червячных передач это – большие передаточные числа, компактность, плавность, бесшумность, надёжность и простота эксплуатации, а также свойство самоторможения. Самоторможение заключается в невозможности передачи вращения от колеса к червяку, что позволяет исключить из привода тормозные устройства.

Основные недостатки передачи вызваны большим относительным скольжением сопряженных поверхностей в зацеплении. Высокая скорость скольжения в зацеплении приводит к значительным потерям на трение, следствием чего является сравнительно низкий КПД (50 – 90%), склонность витков червяка и зубьев к заеданию и необходимость применения для венцов колёс дорогих антифрикционных материалов, т.е. материалов обеспечивающих малые потери на трение. Из-за этих недостатков червячные передачи применяют реже зубчатых и для передачи относительно небольших и средних мощностей, обычно до 50 кВт.

Основными видами червячных передач являются: *цилиндрическая червячная передача*, у которой делительные и начальные поверхности цилиндрические (рис. 3.10, а); *глобоидная передача*, у которой делительная поверхность червяка торообразная, а у колеса цилиндрическая (рис. 3.10, б); *червячно-реечная передача* (рис. 3.10, в).



а) цилиндрическая; б) глобоидная; в) червячно-реечная

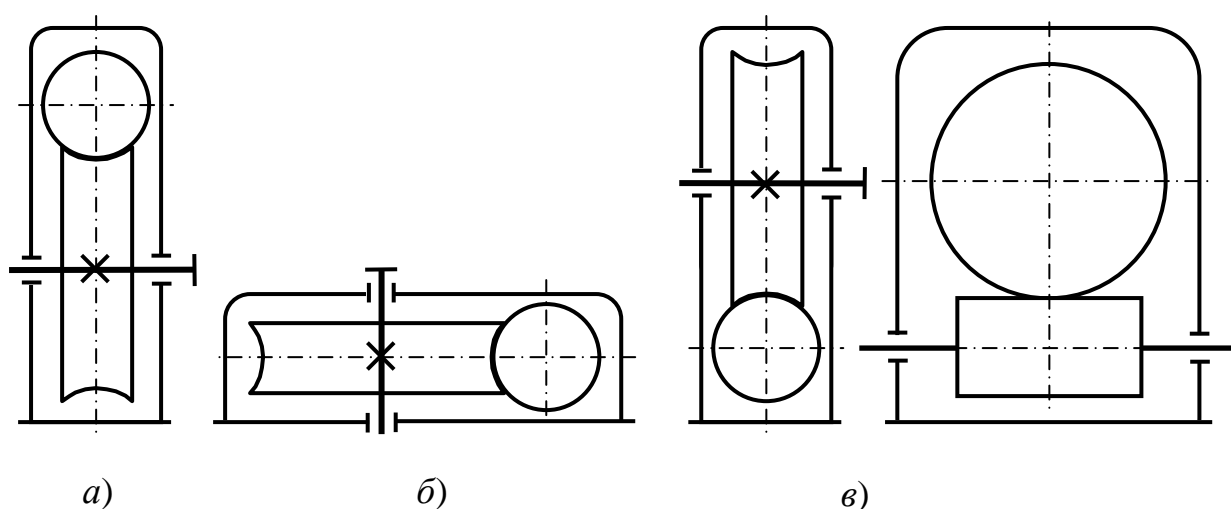
Рисунок 3.10 – Виды червячных передач

Цилиндрические червячные передачи или просто *червячные передачи* наиболее распространены. Глобоидные червячные передачи способны передавать нагрузку больше чем цилиндрические – в 1,5 – 4 раза. Повышенная нагрузочная способность объясняется тем, что в глобоидной передаче в зацеплении находится большее число витков червяка и зубьев колеса. Существенным недостатком глобоидных передач является то, что они

требуют повышенной точности изготовления и монтажа, а также усиленного охлаждения. Червячно-реечные передачи по сравнению с зубчато-реечными обеспечивают большую плавность работы и имеют большую жесткость; оси червяка и рейки могут располагаться под углом или быть параллельны.

Наиболее распространены так называемые *архимедовы* червяки. Архимедов червяк (в соответствии с ГОСТ 18298-73 обозначение червяка – ZA) в продольном (осевом) сечении имеет трапецеидальный профиль витков (рис. 3.9, а), а в поперечном (торцевом) сечении витки очерчены архимедовой спиралью.

Конструктивно червячные передачи чаще всего делают в закрытом исполнении, т.е. в виде червячных редукторов: с верхним расположением червяка (рис. 3.11, а), с боковым расположением червяка (рис. 3.11, б), с нижним расположением (рис. 3.11, в).



а) верхнее; б) боковое; в) нижнее

Рисунок 3.11 – Схемы расположения червяков в червячных редукторах

### Расчет геометрических параметров червячной передачи.

При определении геометрических параметров зубчатых пар червячного редуктора необходимо учитывать особенности зубчато-винтового зацепления (рис. 3.12).

Базовым геометрическим параметром при расчете зацепления червячной передачи является осевой модуль червяка  $m_x$ :

$$m_x = p_x / \pi, \quad (3.22)$$

где  $p_x$  — осевой шаг витков по делительному цилиндру, мм.

Нормальное зацепление в червячной передаче требует равенства осевого модуля червяка  $m_x$  и окружного модуля червячного колеса  $m_t$ . Они должны соответствовать стандартным значениям  $m$  по ГОСТ 19672-74: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; ...мм.

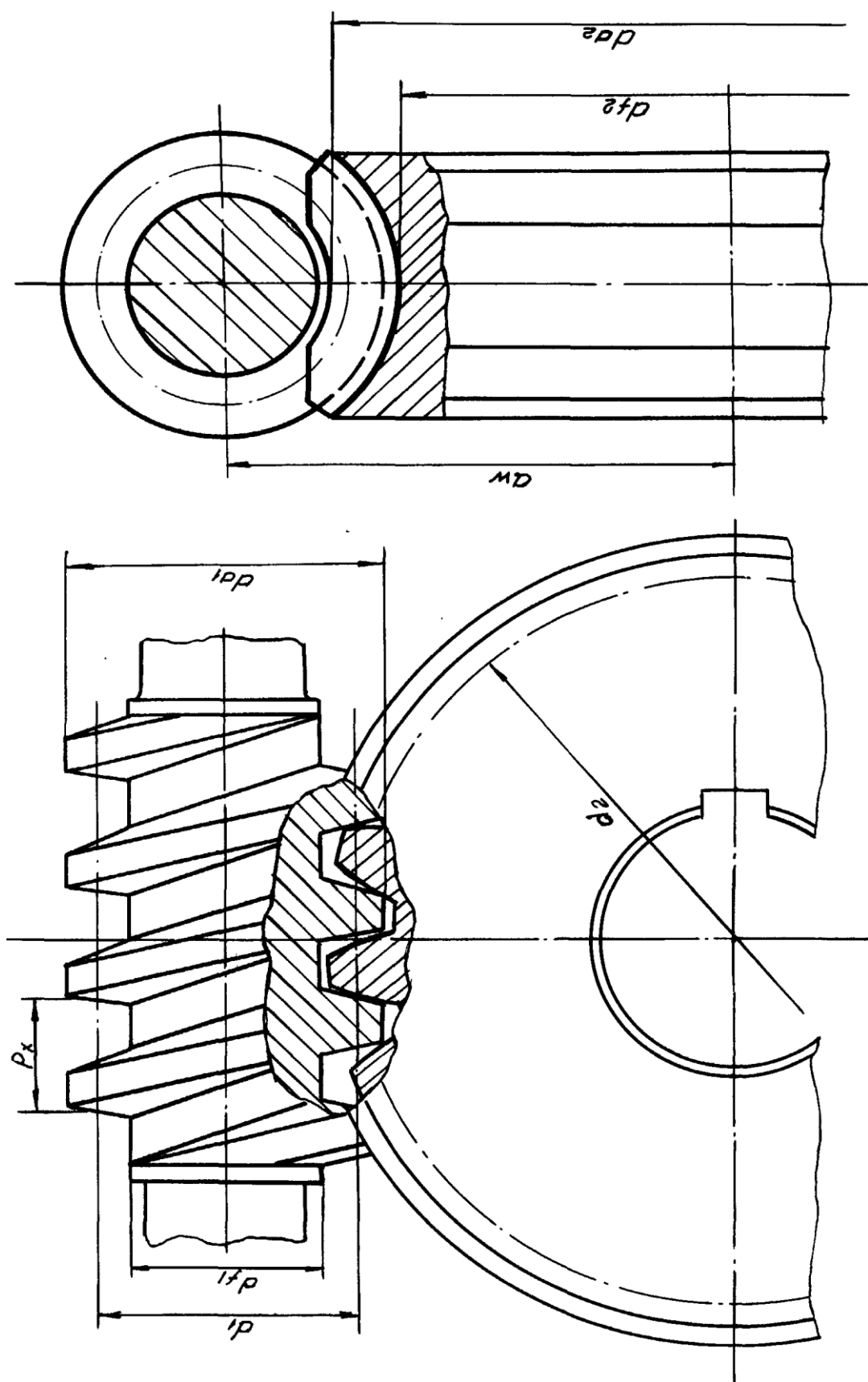


Рисунок 3.12 – Геометрические параметры червячной передачи

Диаметры червяка (индекс 1) и червячного колеса (индекс 2) определяются по формулам:

$$d_1 = qm; \quad d_2 = z_2m; \quad (3.23 \text{ а})$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (3.23 \text{ б})$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m, \quad (3.23 \text{ в})$$

где  $q$  — коэффициент диаметра червяка, определяемый по ГОСТ 19672-74 из ряда: 8; 9; 10; 12; 12,5; 14; 16; 18; 20.

Для нулевой червячной передачи (без смещения) действительное межосевое расстояние  $a_w$  совпадает с делительным межосевым расстоянием  $a$ :

$$a_w = a = 0,5m(q + z_2). \quad (3.24)$$

В целях получения стандартного межосевого расстояния (ГОСТ 2144-76) иногда приходится использовать передачу со смещением ( $a_w \neq a$ ). При заданном межосевом расстоянии  $a_w$ , коэффициент смещения:

$$x = (a_w - a)/m \quad (3.25)$$

или

$$x = a_w/m - 0,5(q + z_2). \quad (3.26)$$

Из условия отсутствия подрезания или заострения зубьев обычно принимают [12]:  $-1 \leq x \leq +1$ .

Модуль зацепления  $m$  и относительный диаметр  $q$  в червячной передаче определяются по формулам:

$$m = m_x = p_x / \pi, \quad (3.27)$$

$$q = (d_{a1} - 2m)/m. \quad (3.28)$$

**Порядок выполнения работы.** Работа выполняется в следующей последовательности.

а) Ознакомиться с конструкцией червячного редуктора, используя схемы (рис. 3.10 – 3.11). Наметьте план разборки конструкции.

б) Отвинтив соединительные болты (винты), снять крышку редуктора и крышки подшипниковых узлов. Проверить соответствие редуктора и схемы.

в) Измерить межосевые расстояния  $a_w$  валов. Сосчитать число зубьев колеса  $z_2$  и число заходов червяка  $z_1$ . Составить кинематическую схему

редуктора (рис. 3.11).

г) Измерить диаметры выступов зубьев  $d_{a2}$  колеса и червяка  $d_{a1}$ , ширину  $b_2$  зубчатого венца и ширину нарезной части червяка  $b_1$ , осевой шаг червяка  $p_x$ .

д) Выполнить расчет общего передаточного числа редуктора  $u_{ред}$  и определить основные геометрические параметры передачи.

е) Собрать редуктор. Составить отчет по работе. Результаты измерений и вычислений оформить в виде таблицы 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты измерений и вычислений для зубчатой пары червячного редуктора

Наименование величины и размерность	Обозначение	Числовое значение
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	
Число витков червяка	$z_1$	
Число зубьев колеса	$z_2$	
Осевой шаг витков червяка, мм	$p_x$	
Диаметр выступов, мм: червяка колеса	$d_{a1}$ $d_{a2}$	
Ширина, мм: червяка колеса	$b_1$ $b_2$	
Модуль зацепления, мм	$m$	
Относительный диаметр червяка	$q$	
Делительный диаметр, мм: червяка колеса	$d_1$ $d_2$	
Диаметр впадин, мм: червяка колеса	$d_{f1}$ $d_{f2}$	
Делительное межосевое расстояние, мм	$a$	
Коэффициент смещения	$x$	
Передаточное число редуктора	$u_{ред}$	

### 3.3 Лабораторная работа 15. Вибростойчивость валов быстроходных мешалок

**Общие сведения.** При анализе работоспособности машин и аппаратов химической промышленности часто приходится сталкиваться с механическими колебаниями (вибрацией). Так, например, при работе насосов, вентиляторов (рис. 3.12, *а*) можно наблюдать как вибрацию оборудования, так и колебания перекрытия, на котором оно установлено.

Колебания в подобных случаях обусловлены центробежными силами  $P_u$ , возникающими вследствие несбалансированности роторов. Можно привести примеры, где вибрация играет положительную роль – в вибротранспортерах, вибромельницах.

В данной работе рассмотрены особенности колебаний роторов на примере валов мешалок в аппаратах для механического перемешивания жидких сред (рис. 3.12, *б*). Если пренебречь силами сопротивления (что допустимо при работе мешалки в воздухе, например, в конце операции слива), то в соответствии с расчетной схемой на рисунке 3.13 движение вала будет определяться действием двух сил – центробежной и силой упругости:

$$F_u = m\omega^2(y_L \pm e), \quad (3.29)$$

где  $F_u$  — центробежная сила, приложенная к центру масс мешалки, Н;

$m$  — приведенная масса системы «вал – мешалка», кг;

$\omega$  — угловая скорость вращения вала, рад/с;

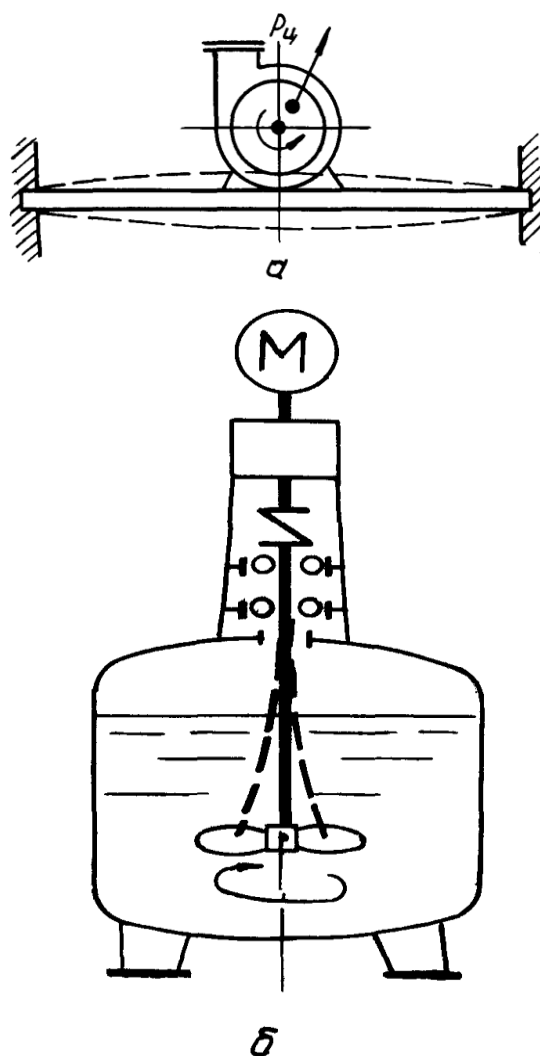
$y_L$  — динамический прогиб упругой оси вала, мм;

$e$  — эксцентриситет центра масс мешалки, мм;

$$F_{упр} = 3EI_Z y_L / L^3, \quad (3.30)$$

где  $F_{упр}$  — упругая сила, возникающая вследствие изгиба вала, Н;

$E$  — модуль продольной упругости материала вала (сталь), МПа;



*а* – перекрытие под насосом;  
*б* – вал в аппарате с мешалкой

Рисунок 3.12 – Примеры колебаний

$I_Z = \pi d^4 / 64$  — момент инерции сечения вала диаметром  $d$ , мм<sup>4</sup>;

$L$  — расчетная длина вала, мм.

В рассматриваемой расчетной схеме массы приводятся к центру мешалки по формуле

$$m = m_m + q m_B L, \quad (3.31)$$

где  $m_m$  — масса мешалки, кг;

$q = 0,24$  — коэффициент приведения массы консольного вала с жесткой заделкой [1];

$m_e = \pi d^2 \rho_e / 4$  — масса единицы длины вала, кг/мм;

$\rho_e$  — плотность материала вала (сталь), кг/мм<sup>3</sup>.

Отметим, что упругость вала, как следует из выражения (3.30), характеризует коэффициент жесткости ( $k = F_{\text{упр}} / y_L$ ):

$$k = 3E I_Z / L^3. \quad (3.32)$$

Из условия динамического равновесия сил, действующих на вал с мешалкой:

$$m \omega^2 (y_L \pm e) = k y_L, \quad (3.33)$$

где знак плюс соответствует скорости вращения вала до резонанса, а знак минус — за резонансом.

Если ввести параметр

$$\omega_o = (k/m)^{0,5}, \quad (3.34)$$

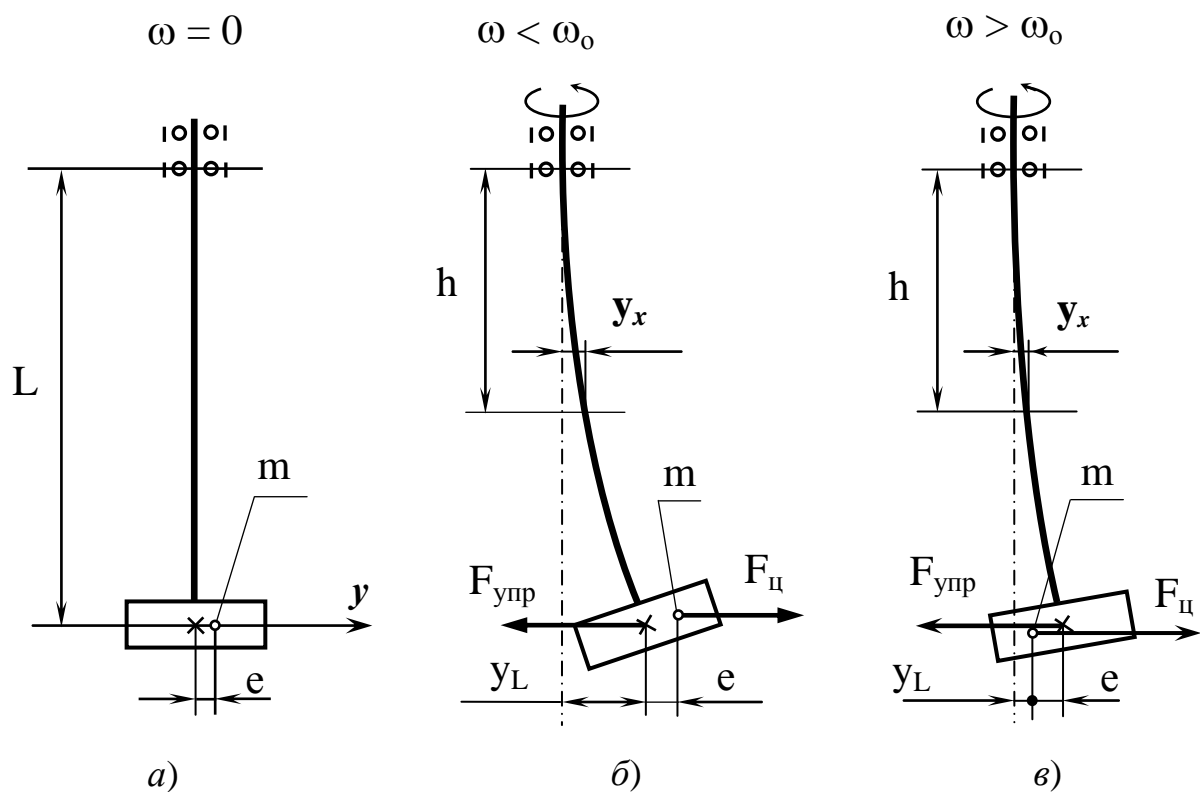
можно найти динамический прогиб упругой оси вала по формуле

$$y_L = e / [(\omega_o / \omega)^2 - 1]. \quad (3.35)$$

При  $\omega = \omega_o$  в системе наблюдается резонанс, т.е. прогиб вала без учёта действия трения теоретически бесконечен. На практике из-за имеющегося трения внутри вала между микрочастицами материала и из-за внешнего трения ротора о перемешиваемую среду, прогибы, т.е. амплитуда круговых колебаний вала, ограничены. Угловая скорость  $\omega_o$ , определяемая по выражению (3.34), соответствует частоте собственных изгибных колебаний вала и называется *критической скоростью*. Резонансная кривая, построенная по формуле (3.35), представлена на рисунке 3.14, а.

Как следует из формулы (3.29 и 3.35) и графика на рисунке 3.14, а, работа при критической скорости может иметь аварийные последствия — при максимальном прогибе  $y_L$  максимальна центробежная сила  $F_{\text{ц}}$ , а также изгибающий момент и изгибные напряжения.





*a* – неподвижный вал; *б* – «жесткий» вал; *в* – «гибкий» вал

Рисунок 3.13 – Расчетные схемы вала

При наличии гидродинамических сил сопротивления картина существенно меняется (рис. 3.14, б). Можно отметить три явления:

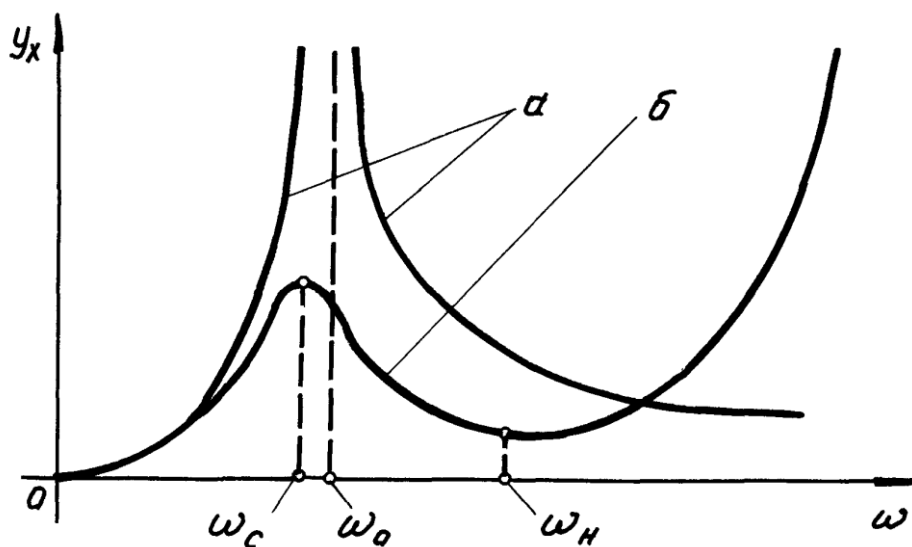
а) демпфирование (гашение) колебаний вала с мешалкой, проявляющееся в уменьшении его динамического прогиба, которое особенно сильно сказывается в области резонанса;

б) уменьшение критической скорости вала в жидкости  $\omega_c$  по сравнению с критической скоростью в воздухе  $\omega_0$ ;

в) появление режима неустойчивого вращения вала при  $\omega \geq \omega_n$ , возникающего вследствие образования глубокой центральной воронки в перемешиваемой среде.

Из-за присоединения («прилипания») жидкости к ротору несколько увеличивается его масса и согласно (3.34) уменьшается критическая скорость. В маловязких средах (водные растворы солей и т.п.) снижение критической скорости  $\omega_c$  по отношению к  $\omega_0$  составляет  $2 \div 5 \%$ . В более вязких средах снижение может составлять  $30 \%$  и более, однако демпфирование при этом столь велико, что колебания вала практически незаметны.

Явление неустойчивого вращения валов мешалок изучено пока недостаточно, хотя известно, что опасные динамические прогибы развиваются в области  $\omega > 1,6\omega_0$ .



*a* – в воздухе; *б* – в жидкости

Рисунок 3.14 – Резонансные кривые вала с мешалкой

Рассмотренные особенности динамики валов с мешалками позволяют записать следующие условия виброустойчивости [1]:

$$\omega \leq 0,7 \omega_0; \tag{3.36}$$

$$1,3 \omega_0 \leq \omega \leq 1,6 \omega_0. \tag{3.37}$$

Валы, спроектированные с соблюдением условия (3.36) работают в *дорезонансной области* и условно называются «жесткими». Валы, работающие в *зарезонансной области* по условию (3.37), называются «гибкими». Они экономичнее жестких, но требуют специальных мер для безопасного перехода через резонанс. Для того чтобы гибкий вал сделать жестким, следует, как минимум в 4 раза увеличить его коэффициент жесткости *k*.

**Цель работы** – сопоставление опытной и расчетной величин критической скорости вала мешалки и проверка применимости условий виброустойчивости.

**Описание установки.** Установка для экспериментального изучения виброустойчивости валов мешалок (рис. 3.15) включает:

- модель аппарата 1 с электроприводом от коллекторного двигателя 2, устройством для измерения прогибов вала 3 и сменными мешалками 4;
- электронно-счетный частотомер (тахометр) 5 типа ТЦ-3М;
- выпрямитель 6 типа ВСА-111К с двумя диапазонами на выходе: I диапазон – 0 ÷ 40 В, II диапазон – 40 ÷ 80 В, которые устанавливаются переключателем 7 и плавным регулированием выходного напряжения при помощи ручки 8.

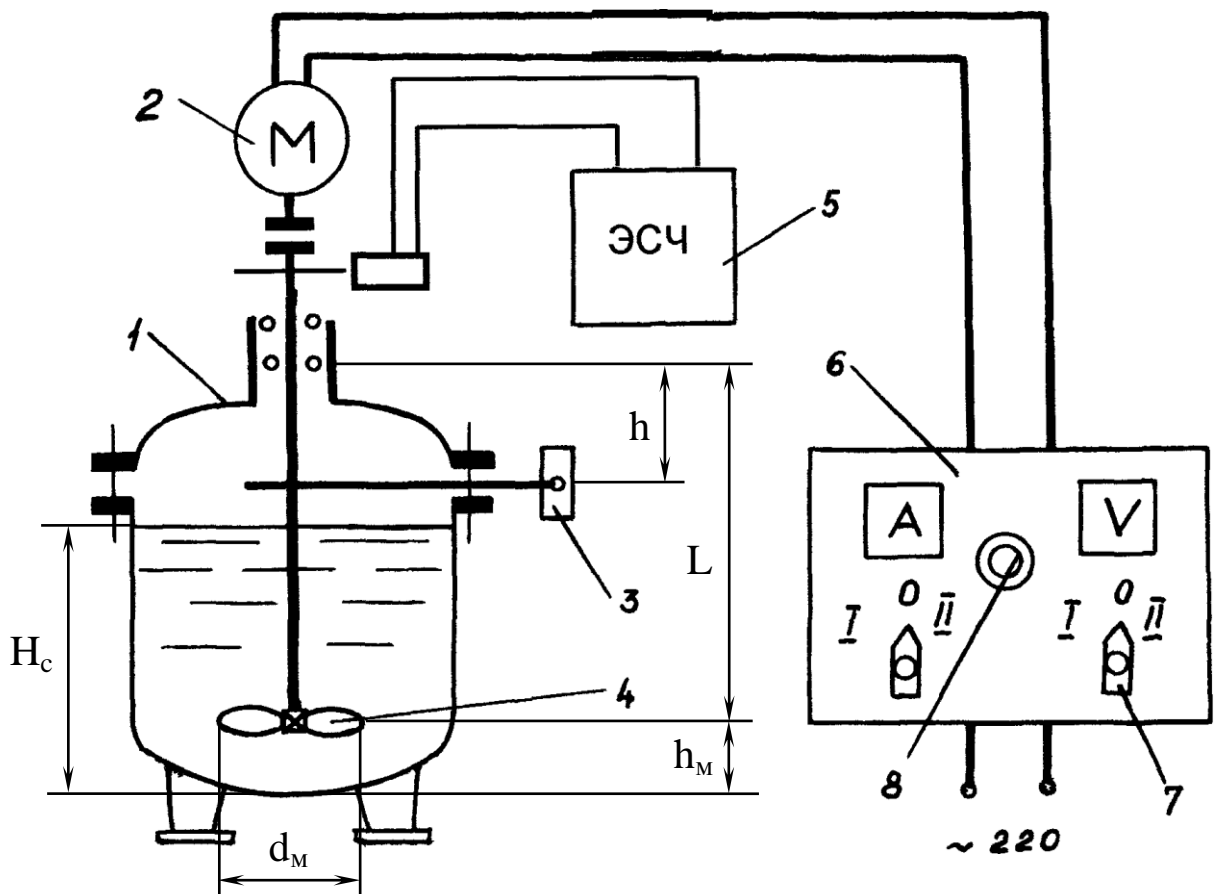


Рисунок 3.15 – Схема установки для изучения виброустойчивости валов мешалок

Коллекторный электродвигатель при подаче напряжения  $V = 40 \div 80$  В обеспечивает диапазон угловых скоростей вала мешалки  $\omega = 10 \div 60$  рад/с. Скорость вращения вала контролируется по частотомеру ТЦ-3М, отградуированному в рад/с.

Динамический прогиб вала измеряется выше уровня жидкости с помощью устройства, закрепленного на фланце корпуса аппарата (рис. 3.16).

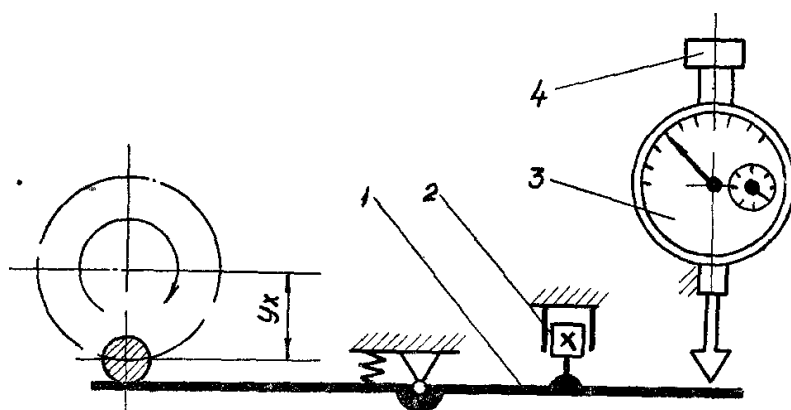


Рисунок 3.16 – Схема измерения прогиба вала

Прогиб вала  $y_x$  измеряется через равноплечий рычаг  $1$  индикатором часового типа  $3$ . Цена деления на большой шкале индикатора –  $0,01$  мм, а на малой –  $1$  мм.

Масляный демпфер  $2$  служит для уменьшения колебаний рычага  $1$ . Для измерения прогиба, вращением маховика  $4$  на индикаторе, рычаг поворачивается до соприкосновения с валом.

Установка имеет следующие исходные данные для выполнения расчетов:

$m_{m1} = 0,195$  кг — масса винтовой мешалки;

$m_{m2} = 0,2$  кг — масса турбинной мешалки;

$m_{m3} = 0,190$  кг — масса 3-лопастной мешалки;

$L = 400$  мм — расчетная длина консольного вала;

$D = 300$  мм — диаметр аппарата;

$d_m = 90$  мм — диаметр мешалки;

$d = 5$  мм — диаметр вала;

$E = 2 \cdot 10^5$  МПа — модуль упругости материала вала;

$\rho_v = 7,8 \cdot 10^{-3}$  кг/мм<sup>3</sup> — плотность материала вала;

$H_c = 280$  мм — уровень жидкости;

$h_m = 70$  мм — расстояние от днища до оси мешалки;

$h = 125$  мм — расстояние от опоры вала до рычага измерительного устройства;

перемешиваемая среда — вода, водный раствор глицерина.

#### **Порядок выполнения работы.**

Ознакомьтесь с лабораторной установкой. Записать в отчет исходные данные по установке и подготовить таблицу опытных данных по форме таблицы 3.3.

1) Измерить индикатором биение вала  $P_{max}$  и  $P_{min}$ , проворачивая вал вручную за муфту, соединяющую вал мешалки и вал электродвигателя. Определить радиальное биение вала  $\delta_x = P_{max} - P_{min}$ .

Перед включением привода мешалки подготовить установку к работе, для чего:

2) Отвести рычаг измерителя прогиба на  $5 - 8$  мм от вала;

3) Вращая против часовой стрелки ручку  $8$  выпрямителя (рис. 3.10), вывести ее в крайнее положение;

4) Установить рукоятку  $7$  выпрямителя в положение II. Включить установку, и после выдержки  $1 - 2$  мин. записать в таблицу показания частотомера (тахометра) и индикатора.

5) Увеличивая напряжение на выходе выпрямителя ручкой  $8$ , ступенями изменять угловую скорость вала, повторяя измерения, до появления начала режима неустойчивого вращения вала за резонансом. Окончив опыты, отключить установку от сети.

Таблица 3.3 – Результаты измерений

Угловая скорость $\omega$ , рад/с	Показание индикатора $P_{max i}$ , мм	Опытное значение прогиба вала $y_x = P_{max i} - P_0$ , мм	Опытное значение прогиба вала $y_{Lon}$ , мм	Расчетный прогиб вала в воздухе $y_L$ , мм
0 ....				
Примечание: $P_0 = 0,5(P_{max} + P_{min})$ по показаниям индикатора при вращении вала вручную				

По результатам измерений построить опытную *резонансную кривую* в жидкости  $y_x = f(\omega)$  или ориентировочно на уровне мешалки  $y_{Lon} = ay_x$ , где  $a = L/h$ . На графике отметить величину критической скорости  $\omega_c$  и зоны надежной работы вала по условиям (3.36) и (3.37).

По формулам (3.31), (3.32) и (3.34) рассчитать критическую скорость  $\omega_o$ . Определить ее расхождение со значением  $\omega_c$  в процентах:

$$\delta_\omega = [(\omega_o - \omega_c) / \omega_o] 100\%. \quad (3.38)$$

По формуле (3.35) рассчитать прогиб вала в воздухе на консоли, принимая суммарный эксцентриситет  $e = e_\Sigma = e_m + 0,5\delta_x a$ , включающий в себя смещение центра масс мешалки относительно оси вращения  $e_m = 0,35$  мм и половину биения вала из-за начальной изогнутости его оси. Результаты использовать для построения графика совместно с опытной резонансной кривой. Составить отчет по работе.

### 3.4 Лабораторная работа 16. Изучение конструкций и потерь на трение подшипников качения

**Общие сведения.** Подшипник качения – устройство, используемое для поддержания вращающихся или качающихся элементов машин (валов, осей и т.п.), работающее на принципе трения качения. Опоры с подшипниками качения широко распространены в машинах и приборах, а параметры подшипников стандартизованы в мировом масштабе [12].

Подшипники качения (рис. 3.17) состоят из наружного 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения, тел качения 3 в форме шариков или роликов, сепаратора 4 для разделения и направления тел качения. Вал 5 машины или механизма крепится во внутреннем вращающемся кольце 2, а неподвижное наружное кольцо 4 – в корпусе.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники качения подразделяются на радиальные (рис. 3.17, а, в, д, ж), радиально-упорные (рис. 3.17, б, е) и упорные (рис. 3.17, з). По форме тел качения на шариковые (рис. 3.17, а, б, в, з) и роликовые (рис. 3.17, д, е, ж).

По конструктивно-эксплуатационному признаку подшипники могут быть несамостоятельными (рис. 3.17, а, б, г, д, е) и самостоятельными (со сферической дорожкой качения) (рис. 3.17, в, ж), а по числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные или четырехрядные.

По указанным классификационным признакам дается наименование типа подшипника. Например: шарикоподшипник радиально-упорный однорядный (рис. 3.17, б).

Подшипники одного типа выпускают с разными соотношениями габаритных размеров ( $D/d$ ,  $B/d$ ) по сериям: сверхлегкая, легкая, легкая широкая, средняя, средняя широкая и тяжелая.

Стандартные подшипники качения имеют числовой индекс (условное обозначение), в котором две последние цифры относятся к размеру посадочного диаметра внутреннего кольца –  $d$ , а предшествующие обозначают тип и серию. Например, 205 – обозначение радиального однорядного шарикоподшипника легкой серии с посадочным диаметром  $d = 25$  мм.

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из качественных легированных сталей с применением термообработки  $58 \div 65 HRC$  и шлифования рабочих поверхностей.

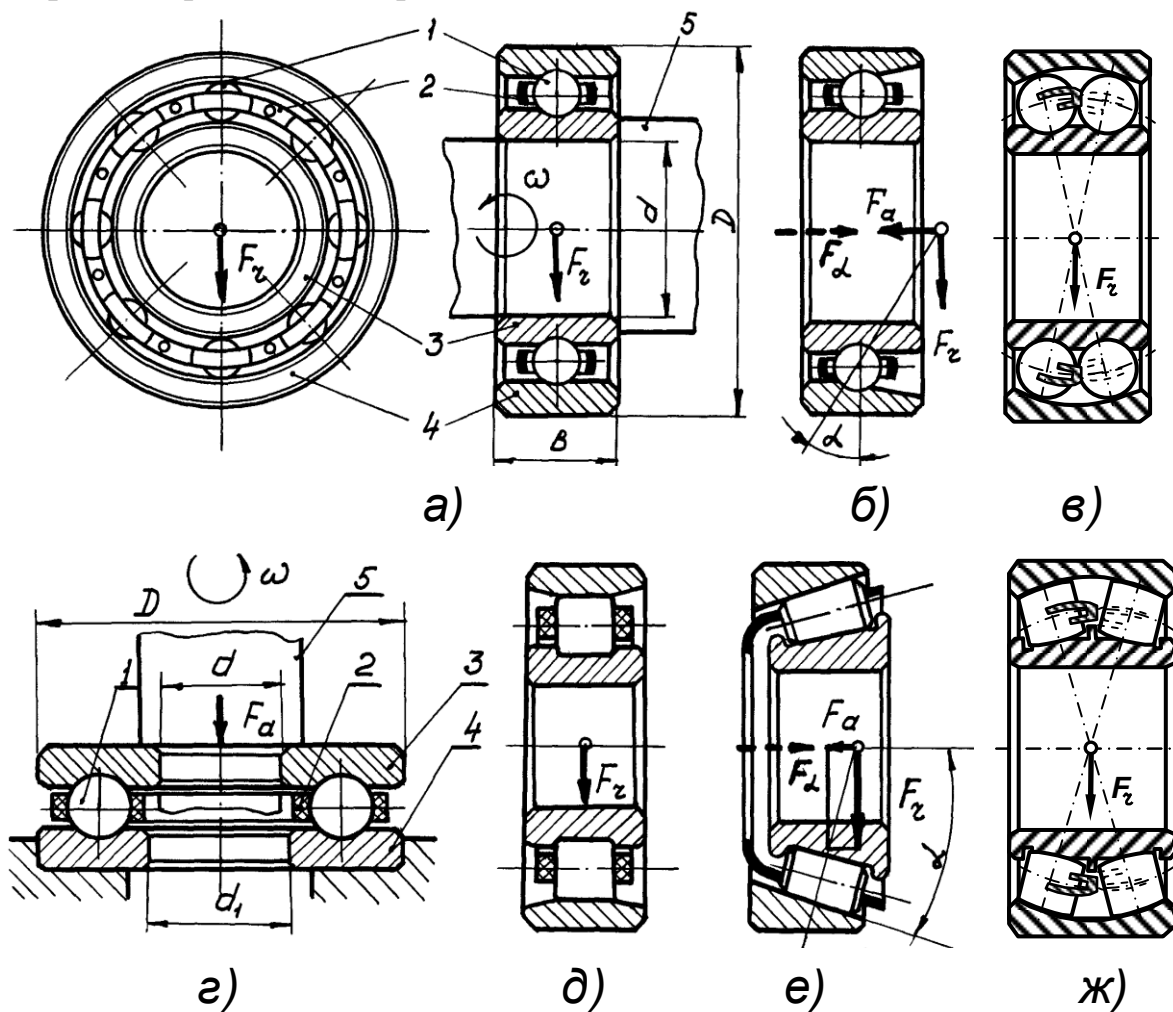


Рисунок 3.17 – Основные типы подшипников качения

Сепараторы обычно используют штампованные, из малоуглеродистой стали. В высокоскоростных подшипниках часто применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, текстолита.

Основные характеристики подшипников качения:

– *габаритные и присоединительные размеры* –  $d, D, B$  (мм);  
 – *динамическая грузоподъемность* –  $C$  (Н), соответствующая нагрузке, при которой подшипник должен иметь ресурс работы в 1 млн. оборотов с вероятностью 90 %;

– *быстроходность* –  $n_{max}$  (об / мин) соответствует предельной частоте вращения;

– *долговечность* –  $L_h$  (ч), т.е. ресурс работы при расчетной нагрузке;

– *КПД* –  $\eta$ .

Данные по размерам, грузоподъемности, быстроходности содержатся в стандарте (каталоге). Их устанавливают по номеру подшипника.

При нормальных условиях работы (наличие смазки, отсутствие перекосов колец) долговечность  $L_h$  (ч) определяется расчетом по формуле:

$$L_h = (C / F)^\alpha 10^6 / (60 n), \quad (3.39)$$

где  $F$  — расчетная нагрузка на подшипник, Н;

$C$  — номинальная динамическая грузоподъемность (по каталогу), Н;

$n$  — частота вращения кольца подшипника, об/мин;

$\alpha$  — показатель степени (для шарикоподшипников  $\alpha = 3$ ; для роликоподшипников  $\alpha = 3,33$ ).

При заданной долговечности  $L_h$  (от 5000 до 100000 ч) можно определить из формулы (3.39) предельную нагрузку для выбранного подшипника:

$$F = C / (60 n L_h 10^{-6})^{1/\alpha}. \quad (3.40)$$

В качестве расчетной (эквивалентной) нагрузки  $F$  в формулах (3.39), (3.40) принимают:

для радиального подшипника –

$$F = V K_\sigma K_m F_r; \quad (3.41)$$

для упорного –

$$F = K_\sigma K_m F_a; \quad (3.42)$$

для радиально-упорного –

$$F = (X V F_r + Y F_a) K_\sigma K_T, \quad (3.43)$$

где  $F_a, F_r$  — соответственно, осевая и радиальная нагрузки, Н;

$X, Y$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

$V$  — коэффициент вращения (равен 1 при вращении внутреннего кольца подшипника и 1,2 – при вращении наружного кольца);

$K_b$  — коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки,

$K_t$  — температурный коэффициент, вводимый при превышении рабочей температуры 100 °С.

(Все вышеуказанные коэффициенты определяют по каталогу).

Потери мощности в подшипниках качения относительно невелики. КПД одной пары подшипников в силовых передачах (редукторы, коробки скоростей и т.п.)  $\eta = 0,995 - 0,99$ , т.е коэффициент потерь

$$\psi = 1 - \eta \quad (3.44)$$

составляет величину порядка  $\psi \approx 0,01$ .

При малых нагрузках основное значение имеют потери, связанные со смазкой и трением в сепараторе. При больших нагрузках наиболее существенным является трение на площадке контакта между телами качения и кольцами. При полном отсутствии смазки происходит интенсивный износ по поверхностям контакта, разогрев подшипника вплоть до заклинивания и поломки.

С ростом вязкости и количества подаваемой смазки момент сил трения возрастает. Обычно используется жидкая смазка или пластичная (консистентная). Минимальный момент сил трения подшипника соответствует подаче смазки в виде масляного тумана.

Постоянные потери в подшипнике зависят от конструкции подшипника (геометрии и микрогеометрии поверхностей тел качения), качества сборки и монтажа, скорости вращения вала, качества смазки, температурного режима. В основном это трение тел качения о сепаратор и сепаратора о кольцо, а также гидродинамическое сопротивление смазки.

Переменные потери возникают от действия внешней нагрузки и зависят от ее величины (потери на трение качения).

Для расчета полного момента сил трения, приведенных к диаметру вала  $d$ , можно использовать эмпирическую зависимость

$$T_{m.p} = 0,5 k d^2 + 0,5 f F d, \quad (3.45)$$

где  $T_{m.p}$  — расчетный момент сил трения, Н·мм;

$k$  и  $f$  — приведенные коэффициенты трения;

$F$  — расчетная нагрузка, Н;

$d$  — внутренний диаметр подшипника, мм.

Значения  $k$  и  $f$  при окружных скоростях до 10 м/с и умеренной смазке, полученные как результат многочисленных исследований [4, 12], приведены в таблице 3.4.



Таблица 3.4 – Приведенные коэффициенты трения

Тип подшипника	$k$ , Н/мм	$f$
Радиальные однорядные шарикоподшипники	0,05 – 0,076	0,001 – 0,0015
Радиально-упорные шарикоподшипники	0,05 – 0,075	0,0008 – 0,0012
Радиально-упорные роликоподшипники	0,15 – 0,2	0,002 – 0,003

Приведенные выше значения КПД и коэффициента потерь соответствуют номинальной нагрузке для элементов машины или механизма, и, в частности, подшипников. При вращательном движении действительное (расчетное) значение КПД подшипников можно определить через момент сил трения:

$$\eta = (N_n - N_m) / N_n = 1 - T_{m.p} / T_n, \quad (3.46)$$

где  $N_n$ ,  $T_n$  — соответственно, полная мощность и момент на участке вала под подшипник;

$N_m$  — мощность сил трения.

Наличие в подшипниках постоянных потерь приводит к выводу о том, что при нагрузках ниже номинальной, коэффициент потерь будет больше вышеуказанного, а КПД – ниже. При отсутствии полезной нагрузки (работа машины в режиме холостого хода)  $\eta = 0$ .

**Цель работы** – изучение устройства подшипников качения и экспериментальное определение момента сил трения.

**Описание установки.** Измерительная головка установки, предназначенной для опытного определения момента сил трения в подшипниках качения, представлена на рисунке 3.18.

В измерительной головке 1 размещены четыре исследуемых подшипника одного типоразмера, закрепленные на втулке 2, получающей вращение от вала привода, на котором она крепится с помощью шпонки.

Радиальная нагрузка на подшипники создается при вращении винта 6. Перемещаясь вниз, винт через шары 5 сжимает П-образную пружину динамометра 7 и давит на втулку 9. Как видно из рисунка 3.18, рабочим усилием  $Q$  нагружаются одновременно два средних подшипника 4 и 10. Два крайних подшипника 3 и 11 служат для закрепления корпуса измерительной головки.

Возникающий при вращении вала момент сил трения в четырех подшипниках  $4T_{m.on}$ , стремится повернуть головку. Головка поворачивается при этом до тех пор, пока восстанавливающий равновесие момент от веса груза 15 не сравняется с моментом сил трения. Величина момента фиксируется стрелкой 16 на дуговой шкале 17 в кгс·см.

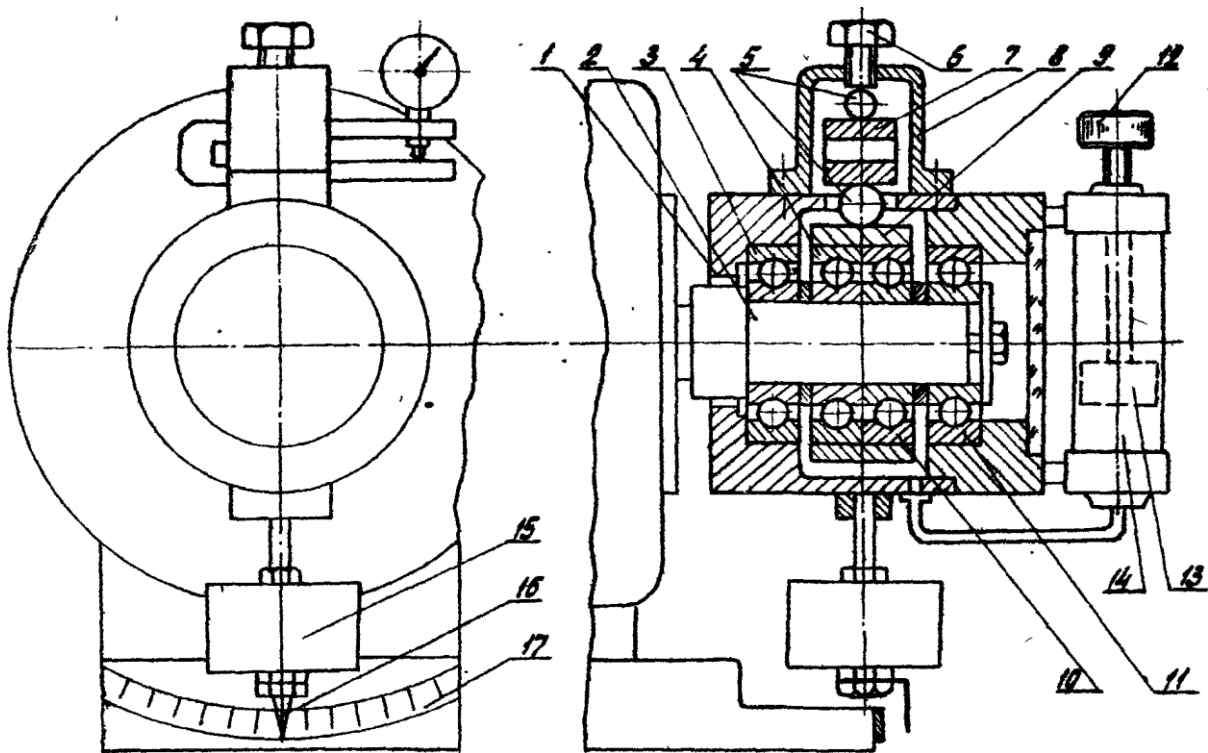
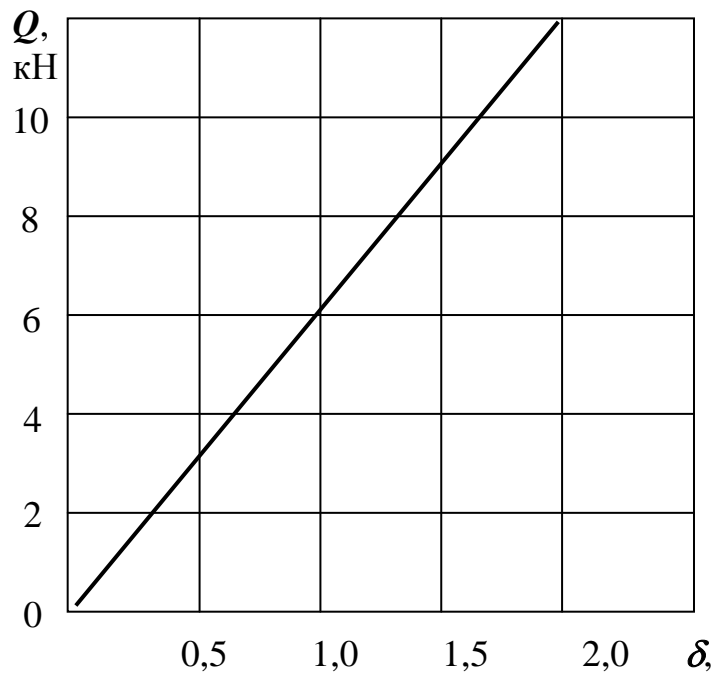


Рисунок 3.18 – Измерительная головка установки



$Q$  – нагрузка;  $\delta$  – показания индикатора  
(цена деления по индикатору – 60 Н)

Рисунок 3.19 – Градуировочный график динамометра

Рабочее усилие  $Q$  (передающееся последовательно через два средних и два крайних подшипника на корпус головки) определяется по показаниям индикатора динамометра с помощью градуировочного графика (рис.3.19).

Уровень масла в подшипниках можно менять, перемещая поршень  $13$  в цилиндре  $14$ , для этого надо вращать головку винта  $12$ .

Для уменьшения колебаний измерительной головки служит масляный демпфер, закрепленный на корпусе привода (на рис. 3.18 не показан).

Привод, размещенный в корпусе установки, состоит из асинхронного электродвигателя и клиноременной передачи. Шкивы на электродвигателе и приводном валу имеют по 3 канавки разного диаметра, что позволяет перестановкой ремня получать на выходе три частоты вращения:  $n = 750; 950; 1450$  об/мин.

Из описания установки следует, что она позволяет выполнять три вида экспериментов:

1) оценить влияние на момент сил трения нагрузки  $F$  (приходящейся на один подшипник) при постоянной частоте вращения ( $n = 750$  об/мин) и при постоянных условиях смазки;

2) оценить влияние частоты вращения  $n$  (при значениях 750; 950; 1450 об/мин) на величину момента сил трения при постоянной нагрузке и при постоянных условиях смазки;

3) при постоянных значениях  $n$  и  $F$  оценить влияние вязкости смазки и заполнения ею подшипника (погружением до нижней части внутреннего кольца подшипника).

*Примечания:* Эксперименты по п. 2) и 3) проводятся при указании преподавателя.

### **Порядок выполнения работы.**

а) Ознакомиться с установкой. По числовому индексу на корпусе измерительной головки из справочника определять тип подшипника. Выписать значения габаритных размеров ( $d, D, B$ ) и динамической грузоподъемности  $C$ .

б) Приняв расчетную долговечность работы подшипников  $L_h = 5000$  ч, по формуле (3.35) определить предельную нагрузку на один подшипник  $F_{max}$ . Взять 5 фиксированных значений нагрузки с интервалом  $0,2F_{max}$ . По формуле (3.40) определить расчетные значения момента сил трения. Занести исходные данные в таблицу 3.5.

в) После прогрева (не менее 10 мин) отключить установку и установить первое значение нагрузки  $Q$ . Включить установку и снять показания момента сил трения  $T_{m.on}$ .

г) По окончании опытов выключить установку, снять нагрузку. Построить график  $T_m = f(F)$  для опытных и расчетных данных. Оформить отчет.

Таблица 3.5 – Результаты измерений и расчетов

$n$ , об/мин	$F$ , Н	$Q = 2F$ , Н	$\delta$ , мм	$4T_{m.on}$		$T_{m.on}$ , Н·мм	$T_{m.p}$ , Н·мм	$\delta_T$ , %
				кгс·см	Н·мм			

### 3.5 Лабораторная работа 17. Герметичность сальникового уплотнения

**Общие сведения.** Герметичность – один из главных критериев работоспособности оборудования для процессов, протекающих при избыточном внутреннем давлении или под вакуумом, особенно в производствах токсичных, взрывоопасных или пожароопасных продуктов.

Для изоляции рабочего объема машин и аппаратов от окружающей среды в местах ввода движущихся деталей (валов, штоков и т.п.) обычно используют контактные уплотнения [10, 11]: сальниковые, торцовые, манжетные.

Сальниковые уплотнения (рис. 3.20) отличаются простотой конструкции, широким диапазоном рабочих температур и давлений. К недостаткам сальниковых уплотнений следует отнести сравнительно большие потери мощности на трение, необходимость периодической подтяжки набивки сальника для компенсации ее износа.

Возможность эффективного использования сальникового уплотнения определяется главным образом свойствами материала набивки. Как правило, набивку изготавливают из волокнистых материалов (пенька, хлопок) с добавками антифрикционных компонентов. Для коррозионно-активных сред используют фторопласт, при высоких температурах – асбест с наполнителем из графита.

Герметизация в сальниковом уплотнении (рис. 3.21) достигается плотным радиальным прижатием набивки 2 к валу 7 и стенке камеры 3. Боковое (радиальное) давление на вал и стенку камеры  $p_x$  возникает вследствие упругопластического расширения материала набивки под действием осевого нажатия втулки 4. При этом из-за сил трения и упругого сопротивления, боковое давление в материале набивки  $p_x$  меньше осевого давления  $p_y$ :

$$p_x = k p_y, \quad (3.47)$$

где  $k = 0,2 \div 0,7$  — коэффициент бокового давления, зависящий от материала набивки, давления и других факторов [13].

Силы трения набивки о вал и стенку камеры снижают величину осевого

давления  $p_y$  по высоте  $h$  (рис. 3.21):

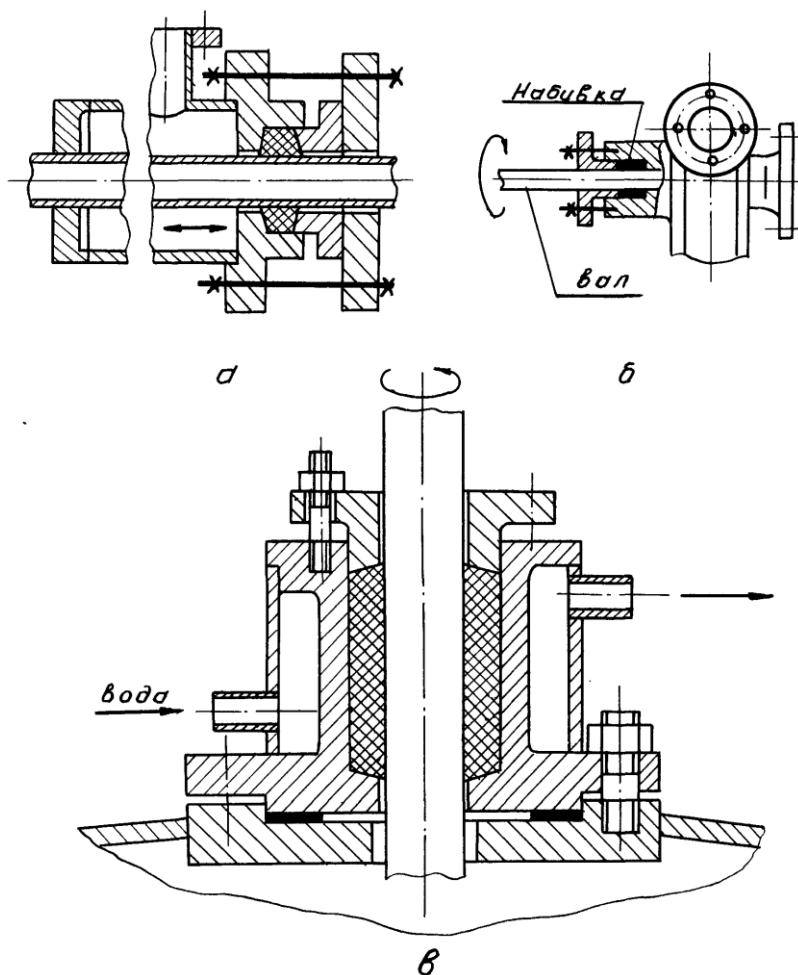
$$0,25\pi(D^2 - d^2)dp_y = \pi(D + d)dy p_x f, \quad (3.48)$$

где  $D, d$  — соответственно, диаметры камеры и вала, мм;

$f = 0,06 \div 0,2$  — статический коэффициент трения набивки о вал и стенку сальниковой камеры.

Обозначим через  $p_{y0}$  осевое давление набивки при  $y = 0$ . Используя соотношение (3.47), в результате интегрирования уравнения (3.43) получим:

$$p_y = p_{y0} \exp [4fk y / (D - d)]. \quad (3.49)$$



- a* – компенсатор деформаций в теплообменнике;
- б* – герметизация центробежного насоса;
- в* – охлаждаемое уплотнение вала с мешалкой

Рисунок 3.20 – Применение сальниковых уплотнений

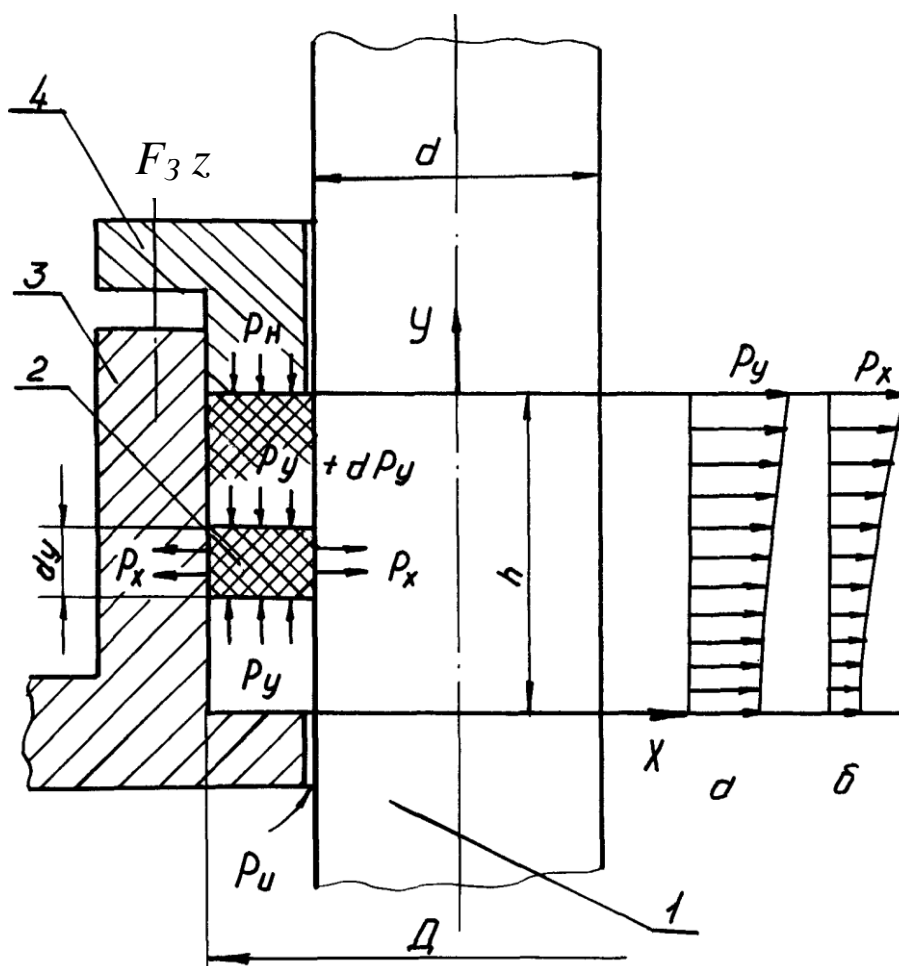
Для обеспечения герметичности, боковое давление  $p_x$  в нижней части набивки должно быть не менее давления уплотняемой среды, т.е. условие герметичности уплотнения вала можно записать в виде

$$p_{y0} k = p_{x0} \geq p_u, \quad (3.50)$$

где  $p_u$  — избыточное давление среды, МПа.

При этом необходимое давление нажимной втулки на набивку  $p_n$  равно осевому давлению  $p_y$  при  $y = h$  и должно составлять согласно выражению (3.49)

$$p_n = (p_u / k) \exp [4fk h / (D - d)]. \quad (3.51)$$



1 – вал; 2 – набивка; 3 – сальниковая камера; 4 – нажимная втулка  
 а – эпюра осевого давления, б – эпюра бокового давления

Рисунок 3.21 – Схема к расчету сальникового уплотнения

Этому давлению соответствует необходимое для герметизации вала усилие затяга шпилек

$$F_3 = (A_n p_u / z),$$

т.е.

$$F_3 = 0,25 \pi p_u [(D^2 - d^2) / (z k)] \exp [4 f k h / (D - d)], \quad (3.52)$$

где  $F_3$  — усилие затяга одной шпильки, Н;

$z$  — число шпилек;

$A_n$  — торцовая поверхность нажимной втулки, мм<sup>2</sup>.

Потери мощности на преодоление сил трения набивки о вал  $N_T$  можно выразить через силу трения  $F_T$ :

$$N_T = 10^{-3} T_T \omega = 0,5 \cdot 10^{-3} F_T d \omega, \quad (3.53)$$

где  $N_T$  — мощность на преодоление сил трения, Вт;

$T_T$  — момент сил трения, Н·мм;

$F_T$  — сила трения, Н.

Интегрируя в пределах от 0 до  $h$  выражение для силы трения на кольцевой поверхности вала высотой  $dy$

$$dF_T = \pi d dy p_x f_k = \pi d k f_k p_y dy, \quad (3.54)$$

где  $f_k = 0,01 \div 0,04$  — кинематический коэффициент трения набивки о вал, с учетом выражений (3.49) и (3.50) получим:

$$F_T = 0,25 \pi d p_u f_k [(D - d) / (k f)] \{ \exp [4 k f h / (D - d)] - 1 \}. \quad (3.55)$$

Таким образом, расчетную зависимость для определения потерь мощности на трение можно представить в виде

$$N_T = 1,25 \cdot 10^{-4} \pi d^2 p_u \omega f_k [(D - d) / (k f)] \{ \exp [4 k f h / (D - d)] - 1 \}. \quad (3.56)$$

**Цель работы** – сопоставление опытных и расчетных значений давления разгерметизации и потерь мощности на трение в сальниковом уплотнении.

**Описание установки.** Экспериментальному определению на установке подлежат предельное по условию герметичности давление рабочей среды  $p_u$  и потери мощности на трение в сальнике  $N_T$  при заданном усилии затяга шпилек  $F_3$ .

Установка для изучения работы сальникового уплотнения (рис. 3.22) состоит из следующих функциональных блоков (устройств): электромеханический привод рабочего вала; сальниковое уплотнение;

система гидравлического нагружения; датчики усилия на шпильках; датчик момента сил трения.

Электромеханический привод включает: электродвигатель 1, клиноременную передачу 2, опорную стойку 3 с подшипниками качения.

Ступенчатая конструкция шкивов клиноременной передачи 2 позволяет получать различные скорости вращения  $\omega$  рабочего вала 4, которые замеряются ручным тахометром (на схеме не показан).

Корпус 10 сальникового уплотнения с помощью двух подшипников качения закреплен на рабочем валу 4. Сальниковая набивка 9 сжимается за счет распорного усилия от цилиндрических пружин 7, которое передается через гайки 8 и шпильки 6 на втулку 5.

В соответствии с градуировочным графиком пружины  $F_3 = f(H)$  по величине ее высоты  $H$ , замеряемой по шкале на шпильке 6, можно судить об усилии  $F_3$ .

Датчик момента сил трения включает плоскую пружину 21 и индикатор часового типа 22. Поводок 20 на фланце нажимной втулки 5 передает окружное усилие на плоскую пружину 21. В соответствии с градуировочным графиком  $T = f(\Delta)$ , по прогибу пружины  $\Delta$  определяется момент сил трения.

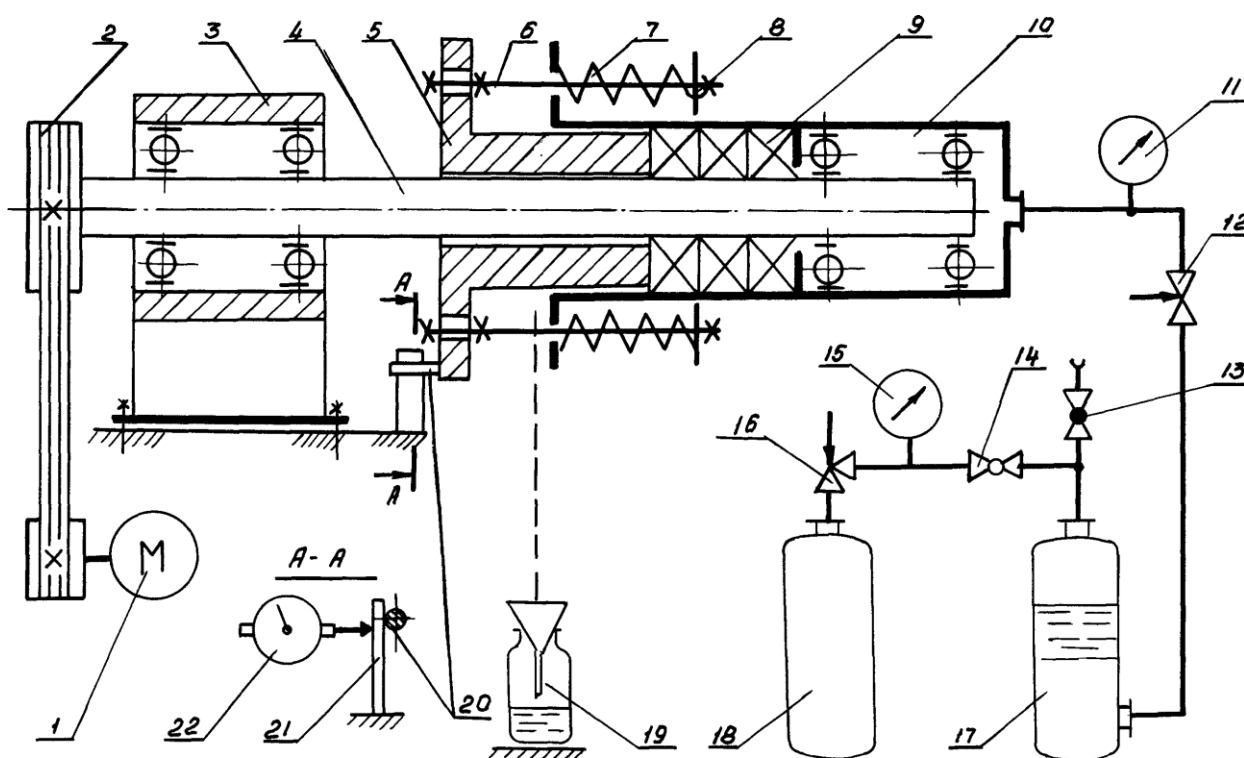


Рисунок 3.22 – Схема установки для испытаний сальникового уплотнения

*Примечание.* При обработке результатов опытов необходимо из замеренного значения полного момента сил трения  $T_{\Pi}$  вычитать значение момента холостого хода установки  $T_{\text{хх}}$ :  $T_T = T_{\Pi} - T_{\text{хх}}$ .



Система гидравлического нагружения уплотнения включает баллон 18 со сжатым газом, баллон-аккумулятор 17 с минеральным маслом, манометры 15 и 11 для контроля давления газа и масла, клапан-регулятор 16, проходные краны 18, 14 и вентиль 12. При закрытом кране 13 и открытом вентиле 12 и кране 14 рабочая среда (минеральное масло) подается под давлением  $p_u$  внутрь камеры в корпусе 10 уплотнения. Давление разгерметизации фиксируется при появлении протечек масла, стекающих в сборник 19.

Изучаемое уплотнение имеет следующие характерные размеры: диаметр сальниковой камеры  $D = 50$  мм; диаметр вала  $d = 30$  мм; высота набивки  $h = 50$  мм. Градуировочные графики  $F_3 = f(H)$ ,  $T = f(\Delta)$  вывешены на стене рядом с экспериментальной установкой. Материал набивки, максимальное усилие затяга шпилек  $F_{3 \max}$ , угловая скорость вала  $\omega$  задаются преподавателем.

### Порядок выполнения работы.

1) Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в отчет исходные данные: материал набивки;  $D$ ;  $d$ ;  $h$ ;  $\omega$ ;  $F_{3 \max}$ . Подготовить таблицу для опытных и расчетных данных (табл. 3.6). Наметить 5 – 6 значений усилия затяга шпилек в диапазоне  $0 \leq F_3 \leq F_{3 \max}$ . Записать в таблицу 3.6 соответствующие значения  $F_{3i}$  и  $H_i$ .

2) Проверить готовность установки к работе (рис. 3.22):

– гайки 8 на шпильках 6 не затянуты ( $F_3 = 0$ ;  $H \geq H_0$ ), где  $H_0$  – высота несжатой пружины 7 по графику  $F_3 = f(H)$ ;

– давление по манометру 11 для рабочей среды  $p_u^{on} = 0$  (кран 13 открыт, кран 14 и вентиль 12 закрыты);

– уплотнение свободно поворачивается на валу 4 (до упора поводка 20 в пружину 21), а прогиб у пружины 21, по индикатору 22 равен нулю.

Таблица 3.6 – Результаты измерений и расчетов

№ опыта	Усилие затяга шпилек		Давление среды, МПа		Расхождение $\delta p$ , %	Моменты сил трения			Мощность сил трения, Вт		Расхождение $\delta_N$ , %
	$H$ , мм	$F_3$ , Н	$P_u^{on}$	$P_u^p$		$\Delta$ , мм	$T_{II}$ , Н·мм	$T_T$ , Н·мм	$N_T^{on}$	$N_{T,P}$	
1											
2											

3) Включить электродвигатель привода. Замерить угловую скорость вала ( $\omega = \pi n / 30$ , где  $n$  — частота вращения вала, об/мин) и момент холостого

хода установки  $T_{x,x}$ .

4) Заворачивая ключом гайки 8, установить усилие затяга шпилек для второго опыта. После приработки набивки в течение 3 – 5 мин закрыть кран 13, открыть кран 14 и подать рабочую среду в камеру уплотнения, увеличивая ее давление с помощью вентиля 12 небольшими ступенями. При появлении протечек масла в сборнике 19 зафиксировать по манометру 11 предельное давление  $p_u^{on}$ , а по индикатору 22 – полный момент сил трения  $T_{II}$ .

5) Для выполнения последующих опытов – закрыть кран 14, открыть кран 13 и после сброса рабочего давления закрыть вентиль 12. По аналогии с п.п. 4, 5 выполнить замеры  $p_u^{on}$  и  $T_{II}$ .

6) По окончании опытов отключить электродвигатель и вернуть установку в исходное состояние по п. 2.

7) Выполнить по формулам раздела «Общие сведения» расчеты теоретических значений давления  $p_u^p$  и мощности  $N_{m,p}$ .

8) Обработать результаты и составить отчет по работе.

## ЛИТЕРАТУРА

1 Поляков, А. А. Механика химических производств / А. А. Поляков. – СПб. : Химия, 1995. – 392 с.

2 Афанасьев, А. М., Марьин В. А. Лабораторный практикум по сопротивлению материалов / А. М. Афанасьев, В. А. Марьин. – М. : Наука, 1975. – 288 с.

3 Мальцев, В. Ф. Прикладная механика. Лабораторный практикум : учебное пособие / В. Ф. Мальцев и др. – Киев, Одесса : Выща шк. , 1988. – 176 с.

4 Лащенко, М. Н. Лабораторные работы по сопротивлению материалов / М. Н. Лащенко. – Л. : ЛТИ, 1969. – 184 с.

5 Кирносов, В. И. Измерение механических характеристик материалов / В. И. Кирносов. – М. : Изд-во стандартов, 1976. – 240 с.

6 Писаренко, Г. С. и др. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко. – Киев: Наук. думка, 1988. – 724 с.

7 Дьяконов, В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ / В. П. Дьяконов. – М. : Наука, 1987. – 240 с.

8 Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. ПБ 03-576-03. – СПб. : Изд-во ДЕАН, 2007. – 204 с.

9 ГОСТ Р 52857.1-2007 – ГОСТ Р 52857.12-2007. Сосуды и аппараты.

Нормы и методы расчета на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 2008. – 79 с.

10 Смирнов, Г. Г. Конструирование безопасных аппаратов для химических и нефтехимических производств / Г. Г. Смирнов и др. ; под ред. А. Р. Толчинского. – Л. : Машиностроение, 1988. – 303 с.

11 Генкин, А. Э. Оборудование химических заводов / А. Э. Генкин. – М. : Высш. школа, 1986. – 280 с.

12 Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496с.

13 Гуревич, Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич. – Л. : Машиностроение, 1969. – 888 с.

14 Афонин, О. Д. Лабораторный практикум по прикладной механике: учебное пособие / О. Д. Афонин. – СПб. : Изд-во АЛГА, 2000. – 128 с.

15 Марцулевич, Н. А. Техническая механика, Часть I. Теоретическая механика, Теория механизмов и машин: учебное пособие / Н. А. Марцулевич, Е. Г. Матюшин, В. В. Федотов, А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев ; под ред. Н. А. Марцулевича. – СПб. СПбГТИ (ТУ), 2009. – 330 с.

16 Марцулевич, Н. А. Техническая механика, Часть II. Сопротивление материалов, Детали машин: учебное пособие / Н. А. Марцулевич, А. Н. Луцко, Д. А. Бартенев ; под ред. Н. А. Марцулевича. – СПб. СПбГТИ (ТУ), 2010. – 493 с.

17 Луцко, А. Н. Прикладная механика : учебное пособие / А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев, В. М. Барановский, В. З. Борисов, В. А. Яковенко, Н. А. Марцулевич. – СПб, Изд-во СПбГУЭФ. 2005. – 213 с.

18 Марцулевич, Н. А. Механика : учебное пособие / Н. А. Марцулевич, А. И. Мильченко, А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев, В. В. Федотов, Э. А. Павлова, О. В. Сташевская ; под ред. Н. А. Марцулевича. – СПб. СПбГТИ(ТУ), 2008. – 295 с.

19 Мархель И. И. Детали машин : учебник / И. И. Мархель. – М. : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2005. – 336 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное)

### УКАЗАНИЯ К ПРОВЕДЕНИЮ РАБОТ И ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТОВ

К проведению лабораторных работ студенты допускаются после инструктажа по технике безопасности и собеседования по предстоящей работе.

Работы выполняются студентами самостоятельно, в составе бригад из 3 - 5 человек в соответствии с календарным планом-графиком, который устанавливается преподавателем.

Отчет по выполненной работе оформляется на специальном бланке (журнале) и должен содержать:

- наименование работы, фамилию исполнителя, номер группы и дату проведения;
- цель работы;
- схему экспериментальной установки (испытательной машины или прибора) с расшифровкой обозначений и исходными данными для выполнения расчетов;
- численные результаты экспериментов и расчетов, оформляемые при их достаточном количестве в виде таблицы;
- примеры расчетов и обработки экспериментальных данных;
- графики полученных зависимостей;
- заключение (выводы) по проделанной работе;
- подпись исполнителя (студента).

При подготовке к выполнению работ и анализе результатов следует особое внимание обращать на исходные допущения и гипотезы, принимаемые при переходе от реального объекта (явления) к расчетной схеме (модели). Для правильной оценки результатов экспериментов следует учитывать погрешности измерений физических величин.

Определенные трудности при выполнении лабораторных работ связаны с использованием единиц СИ, так как некоторые силоизмерительные приборы отградуированы в кгс. Учитывая, что измерение физических величин выполняется с погрешностью порядка 2% и более, допускается выполнять пересчет показаний приближенно:

сила —  $1 \text{ кгс} \approx 10 \text{ Н}$ ; момент силы —  $1 \text{ кгс}\cdot\text{см} \approx 0,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;


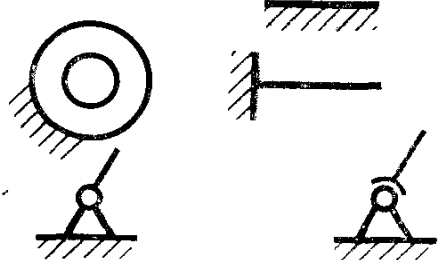

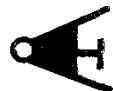
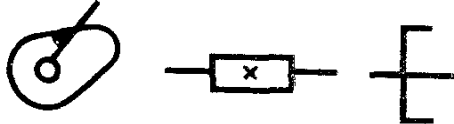

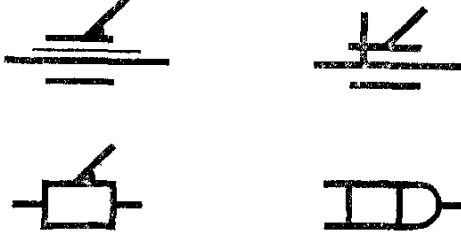
давление —  $1 \text{ кгс} / \text{см}^2 \approx 0,1 \text{ МПа}$ .

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б












### (справочное)

При изучении кинематических схем испытательных машин и установок следует руководствоваться таблицей Б.1.

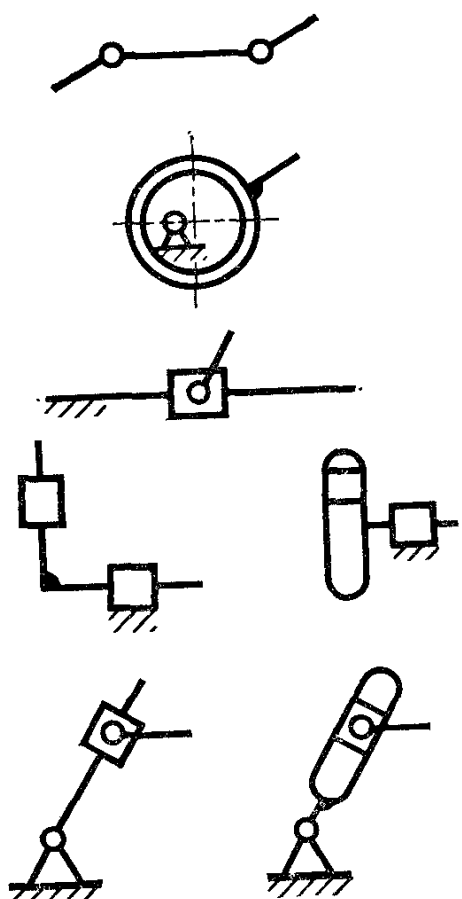
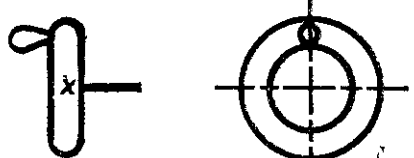


Таблица Б.1 – Обозначения элементов кинематики в схемах

Наименование	Обозначение по ГОСТ 2.770 – 68
1. Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	
2. Неподвижное звено (стойка). Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой, например,	
5. Соединение частей звена а) неподвижное	
б) неподвижное, допускающее регулировку	
в) неподвижное соединение детали с валом, стержнем	
6. Кинематическая пара а) вращательная	
в) поступательная	

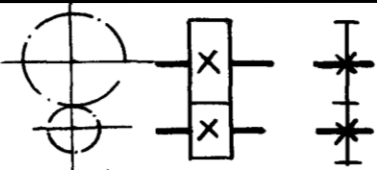
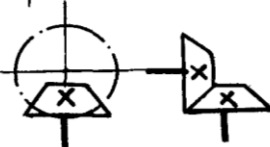
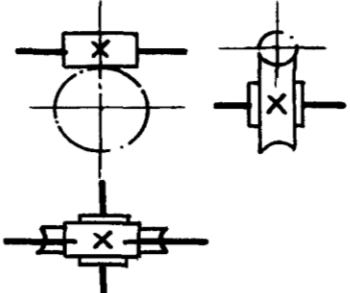
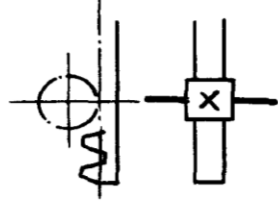




Продолжение таблицы Б.1

Наименование	Обозначение по ГОСТ 2.770 – 68
7. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальные	
в) упорные	
9. Подшипники качения:	
а) радиальные	
д) радиально-упорные: односторонние	
двусторонние	
ж) упорные: односторонние	
двусторонние	
10. Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
11. Муфта нерасцепляемая (неуправляемая) а) глухая	
в) упругая	
г) компенсирующая	

Продолжение таблицы Б.1

Наименование	Обозначение по ГОСТ 2.770 – 68
<p>19. Звено рычажных механизмов двухэлементное</p> <p>а) кривошип, коромысло, шатун</p> <p>б) эксцентрик</p> <p>в) ползун</p> <p>г) кулиса</p>	
<p>46 Маховичок</p>	
<p>47. Передвижные упоры</p>	
<p>49 Гибкий вал для передачи вращающего момента</p>	

Продолжение таблицы Б.1

Наименование	Обозначение по ГОСТ 2.770 – 68
<i>Передачи зубчатые: цилиндрическая</i>	
<i>коническая</i>	
<i>червячная</i>	
<i>реечная</i>	
<i>Гайка на винте, переда- ющим движение</i>	
<i>Пружины цилиндрические: сжатия растяжения</i>	
<i>Электродвигатель *)</i>	
<i>Движение *): прямолинейное вращательное</i>	

\*) Обозначения общего применения (по ГОСТ 2.721 – 74)



Кафедра теоретических основ химического машиностроения

Учебное пособие

**Лабораторный практикум по прикладной механике**

Олег Дмитриевич Афонин  
Андрей Николаевич Луцко  
Михаил Дмитриевич Телепнев  
Ольга Владимировна Сташевская

---

Отпечатано с оригинал-макета. Формат 60x90 1/16  
Печ. л. 9. Тираж 200 экз.

---

Санкт-Петербургский государственный технологический институт  
(технический университет)

---

190013, Санкт-Петербург, Московский пр., 26

Отпечатано в типографии издательства технологического института  
т. 49-49-365