

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Югорский государственный университет» (ЮГУ)
НЕФТЯНОЙ ИНСТИТУТ
**(ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ЮГОРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(НефтИн (филиал) ФГБОУ ВО «ЮГУ»)**



ФИЛИАЛ ФГБОУ ВО «ЮГУ»

**НЕФТЯНОЙ
ИНСТИТУТ**

МДК 01.02
**ОСУЩЕСТВЛЕНИЕ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ
ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

15.00.00 МАШИНОСТРОЕНИЕ

специальность 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт
промышленного оборудования (по отраслям)

**Методические указания к выполнению практических занятий
для обучающихся 2 курса образовательных учреждений
среднего профессионального образования
всех форм обучения (очная, заочная)**

Часть 1

Нижневартовск, 2023

РАССМОТРЕНО

На заседании ПЦК «ЭТД»
Протокол № 01 от 12.01.2023 г.
Председатель Тен М.Б.

УТВЕРЖДЕНО

Председателем методического совета
НефтИн (филиала) ФГБОУ ВО «ЮГУ»
Хайбулина Р.И.
«24» января 2023 г.

Методические указания к выполнению практических занятий для обучающихся 2 курса образовательных учреждений среднего профессионального образования всех форм обучения (очная, заочная) по МДК 01.02 Осуществление пусконаладочных работ промышленного оборудования специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям) (15.00.00 МАШИНОСТРОЕНИЕ), часть 1, разработаны в соответствии с:

1. Федеральным государственным образовательным стандартом среднего профессионального образования по специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования по (отраслям) утвержденного МИНОБРНАУКИ РФ 9 декабря 2016 года приказ № 1580.

2. Рабочей программой учебной дисциплины ПМ 01 Монтаж промышленного оборудования и пусконаладочные работы, утвержденной на методическом совете НефтИн (филиал) ФГБОУ ВО «ЮГУ» протокол № 4 от 31.08.2022 года.

Разработчик:

Тетикли Надежда Михайловна, высшая квалификационная категория, преподаватель Нижневартовского нефтяного техникума (филиала) ФГБОУ ВО «ЮГУ».

Рецензенты:

1. Таранина Л. Г., высшая квалификационная категория, преподаватель Нефтяного института (филиал) ФГБОУ ВО «ЮГУ».

2. Аббасова Э. А., главный специалист ПТО управления добычи нефти АО «Самотлорнефтегаз».

Замечания, предложения и пожелания направлять в Нефтяной институт (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Югорский государственный университет» по адресу: 628615, Тюменская обл., Ханты-Мансийский автономный округ, г. Нижневартовск, ул. Мира, 37.

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания к выполнению практических занятий соответствует Федеральным государственным образовательным стандартам (далее ФГОС) по специальности среднего профессионального образования 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям).

Цель методической разработки: закрепление полученных теоретических знаний, приобретение расчетных навыков и навыков работы со схемами, таблицами. Представленные задачи могут быть использованы для самостоятельной работы обучающихся.

Программа профессионального модуля ПМ 01 Монтаж промышленного оборудования и пусконаладочные работы, является программой подготовки специалистов среднего звена (ППССЗ) по специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям).

Программа профессионального модуля ПМ 01 Монтаж промышленного оборудования и пусконаладочные работы является профессиональной, устанавливающей базовые знания для освоения других специальных дисциплин.

Междисциплинарный курс 01.02 Осуществление пусконаладочных работ промышленного оборудования, предусматривает изучение разделов по деталям машин и механизмов, гидравлики и термодинамики применительно к основным процессам нефтяной и газовой промышленности.

В результате освоения междисциплинарного курса Осуществление пусконаладочных работ промышленного оборудования обучающийся должен

уметь:

- анализировать техническую документацию на выполнение пусконаладочных работ;
- читать принципиальные структурные схемы;
- подбирать оборудование, средства измерения в соответствии с условиями технического задания;
- пользоваться грузоподъемными механизмами;
- рассчитывать предельные нагрузки грузоподъемных устройств;
- производить наладку и ввод в эксплуатацию промышленное оборудование.

знать:

- основные правила построения чертежей и схем, требования к разработке и оформлению конструкторской и технологической документации;
- основные законы электротехники;
- физические, технические и промышленные основы электроники;
- типовые узлы и устройства электронной техники;
- виды, свойства, область применения конструкционных и вспомога-

тельных материалов;

- методы измерения параметров и свойств материалов;
- виды движений и преобразующие движения механизмы;
- виды передач, их устройство, назначение, преимущества и недостатки, условные обозначения на схемах;
- кинематику механизмов, соединения деталей машин;
- виды износа и деформаций деталей и узлов;
- методику расчета конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- методику расчета на сжатие, срез и смятие;
- трение, его виды, роль трения в технике;
- назначение и классификацию подшипников;
- характер соединения основных сборочных единиц и деталей;
- основные типы смазочных устройств;
- типы, назначение, устройство редукторов;
- устройство и назначение инструментов и контрольно-измерительных приборов, используемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования;
- основные понятия метрологии, сертификации и стандартизации;
- систему допусков и посадок;
- основы организации производственного и технологического процессов отрасли;
- виды, устройство и назначение технологического оборудования отрасли;
- нормативные требования по проведению монтажных и наладочных работ промышленного оборудования;
- типы и правила эксплуатации грузоподъемных механизмов;
- правила строповки грузов;
- условная сигнализация при выполнении грузоподъемных работ;
- технологию монтажа и пусконаладочных работ при введении в эксплуатацию промышленного оборудования с учетом специфики технологических процессов;
- средства контроля при монтажных и пусконаладочных работах

Цель методической разработки: закрепление полученных теоретических знаний, приобретение расчетных навыков и навыков работы с графиками, схемами, таблицами.

Формируемые общие и профессиональные компетенции:

Код	
ПК 1.1.	Осуществлять работы по подготовке единиц оборудования к монтажу
ПК 1.2.	Проводить монтаж промышленного оборудования в соответствии с технической документацией
ПК 1.3.	Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией
ОК 1.	Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности, применительно к различным контекстам.

ОК 2.	Осуществлять поиск, анализ и интерпретацию информации, необходимой для выполнения задач профессиональной деятельности
ОК 3.	Планировать и реализовывать собственное профессиональное и личностное развитие
ОК 4.	Работать в коллективе и команде, эффективно взаимодействовать с коллегами, руководством, клиентами
ОК 5.	Осуществлять устную и письменную коммуникацию на государственном языке с учетом особенностей социального и культурного контекста.
ОК 6.	Проявлять гражданско-патриотическую позицию, демонстрировать осознанное поведение на основе традиционных общечеловеческих ценностей
ОК 7.	Содействовать сохранению окружающей среды, ресурсосбережению, эффективно действовать в чрезвычайных ситуациях.
ОК 8.	Использовать средства физической культуры для сохранения и укрепления здоровья в процессе профессиональной деятельности и поддержания необходимого уровня физической подготовленности.
ОК 9.	Использовать информационные технологии в профессиональной деятельности
ОК 10.	Пользоваться профессиональной документацией на государственном и иностранном языках
ОК 11.	Планировать предпринимательскую деятельность в профессиональной сфере.

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Оценка	Описание оценок
5	Отлично- «5» - содержание материала освоено полностью, без пробелов, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы, все предусмотренные программой обучения учебные задания выполнены, качество выполнения большинства из них оценено числом баллов, близким к максимальному.
4	Хорошо-«4» - содержание материала освоено полностью, без пробелов, некоторые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы недостаточно, все предусмотренные программой обучения учебные задания выполнены, качество выполнения ни одного из них не оценено минимальным числом баллов, некоторые виды заданий выполнены с ошибками.
3	Удовлетворительно-«3» - содержание материала освоено частично, но пробелы не носят существенного характера, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом в основном сформированы, большинство предусмотренных программой обучения учебных заданий выполнено, некоторые из выполненных заданий, содержат ошибки.
2	Условно неудовлетворительно- «2» - содержание материала освоено частично, необходимые практические навыки работы не сформированы, большинство предусмотренных программой обучения учебных заданий не выполнено, либо качество их выполнения оценено числом баллов, близким к минимальному; при дополнительной самостоятельной работе над материалом курса возможно повышение качества выполнения учебных заданий.

ТЕМАТИКА ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Номер темы	Номер и наименование занятия	Количество аудиторных часов	Общие и профессиональные компетенции
1	2	3	3
2.1	Практическое занятие № 1. Расчет прямозубой цилиндрической передачи	4	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 2. Расчет косозубой цилиндрической передачи	4	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 3. Расчет конической передачи	4	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 4. Расчет червячной передачи	4	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 5. Изучение приборов для измерения вязкости и плотности жидкости	2	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 6. Изучение закона Архимеда	2	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 7. Определение показаний манометра в начале нагнетательной линии. Определение полезной мощности насоса	2	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 8. Изучение принципа работы и конструкции гидропривода	2	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 9. Применение газовых законов при решении задач	2	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Практическое занятие № 10. Изучение приборов для проверки технической характеристики узлов, агрегатов и машин промышленного оборудования	2	ОК. 1-11 ПК 1.1 - 1.3
	Итого	28	28

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1

РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель: научиться правильно рассчитывать прямозубую цилиндрическую передачу.

ПК 1.3 Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией

Общие сведения:

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рис. 1.1, *a - в*). Меньшее зубчатое колесо принято называть **шестерней**, большее — **колесом**. Термин «зубчатое колесо» относят как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, колеса — индекс 2.

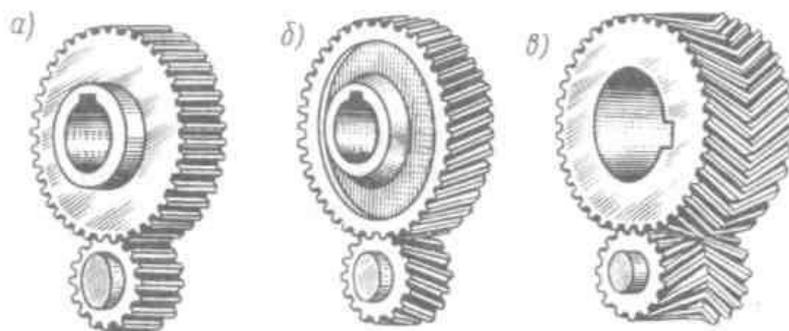


Рисунок 1.1 - Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления

Зубчатые передачи — самый распространенный вид механических передач, так как они могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 275 м/с. **Зубчатые передачи широко применяют во всех отраслях машиностроения и приборостроения.**

Достоинства зубчатых передач:

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.

2. Малые габариты.

3. Большой ресурс.

4. Высокий КПД.

5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники.

6. Постоянство передаточного числа.

7. Простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

1. Относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа.

2. Шум при больших скоростях, который обусловлен ошибками изготовления профиля и шага зубьев.

3. Высокая жесткость, не дающая возможность компенсировать динамические нагрузки.

В прямозубой передаче (см. рис. 1.1, а) зубья входят в зацепление по всей длине. Вследствие погрешностей изготовления передачи и ее износа при работе процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождаются ударами и шумом, величина которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Прямозубые передачи, поэтому **применяют при невысоких окружных скоростях**, преимущественно в открытых передачах, в коробках скоростей, где требуется осевое перемещение колес и др. по всей длине.

Вследствие погрешностей изготовления передачи и ее износа при работе процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождаются ударами и шумом, величина которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Прямозубые передачи, поэтому **применяют при невысоких окружных скоростях**, преиму-

щественно в открытых передачах, в коробках скоростей, где требуется осевое перемещение колес и др.

Условие: рассчитать прямозубую передачу привода скребкового конвейера. Заданный ресурс передачи $L_h = 2 \cdot 10^3$ ч (примерно три года при двухсменной работе). Передача неревверсивная (работа зубьев одной стороной). Типовой режим нагружения I (тяжелый). Расположение зубчатых колёс относительно опор симметричное. Исходные данные для расчета даны в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Исходные данные для расчета

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\omega_1, \omega_2, 1/c$	101	101,5	102	106	95	97	83	74	113	69
$P_1, кВт$	12,7	13	15,4	16,2	16,8	12,4	13,2	15,1	14,8	18
U	5									

Порядок расчетов:

1. Задаётся материалом и по методическому пособию для определения допускаемых напряжений. Определить допускаемые напряжения на изгиб и контактную прочность для материалов шестерни и колеса.

2. Определяем вращающие моменты на валу шестерни:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot 10^3; \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (1.1)$$

где P_1 - мощность, кВт;
 ω_1 - угловая скорость, 1/с;

3. Определяем вращающийся момент на валу колеса:

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta; \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.2)$$

где T_1 - вращающийся момент на валу шестерни, Н·м;
 U - передаточное число;
 η - КПД цилиндрического редуктора 0,98.

4. Из расчёта на контактную прочность определить межосевое расстояние:

$$a_\omega = 495 \cdot (U + 1) \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot \Psi_{ba} [G_{H2}]^2}}; \text{ мм} \quad (1.3)$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерного распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,25$;
 Ψ_{ba} - коэффициент ширины; для прямозубой передачи $\Psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$, ГОСТ 0,125, 0,16, 0,2, 0,25;
 G_{H2} - контактное напряжение для колеса, $G_{H2} \approx 428$ МПа;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 U - передаточное число.

5. Определить предварительные размеры колеса:

$$d_2 = \frac{2a_\omega \cdot U}{U+1}; \text{ мм} \quad (1.4)$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;
 U - передаточное число.

Округлить по ГОСТ: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 400, 450, 500, 560, 630, 710.

6. Определить ширину венца:

$$b_2 = a_\omega \cdot \psi_{ba}; \text{ мм} \quad (1.5)$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;
 Ψ_{ba} - коэффициент ширины; для прямозубой передачи $\Psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$,
 ГОСТ 0,125, 0,16, 0,2, 0,25.

7. Определить модуль зацепления:

$$m \geq \frac{2K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [G_{F2}]} \quad (1.6)$$

где K_m - вспомогательный коэффициент для прямозубых цилиндрических передач, $K_m = 6,8$;
 d_2 - диаметр колеса, мм;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 b_2 - ширина венца, мм;
 G_{F2} - прочность зуба колеса, $G_{F2} \approx 206$ МПа.

Полученное значение модуля округлить в большую сторону по ГОСТу. $m < 2$ мм для силовых передач принимать не рекомендуется. [m]: 1; 1,25; 1,375; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 6; 8; 9; 10.

8. Определяем суммарное число зубьев:

$$Z_\Sigma = \frac{2a_\omega}{m}; \quad (\text{округлить до целого}) \quad (1.7)$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;
 m - модуль зацепления.

9. Определяем число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1}; \quad (\text{округлить до целого}) \quad (1.8)$$

где Z_Σ - суммарное число зубьев;
 U - передаточное число.

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1; \quad (\text{округлить до целого}) \quad (1.9)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 Z_Σ - суммарное число зубьев.

10. Определяем фактическое передаточное число:

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1.10)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 Z_2 - число зубьев колеса.

отклонение от заданного не более чем на 2,5 %.

11. Определение основных геометрических размеров передачи:
диаметр шестерни d_1 и колеса d_2 :

$$d_1 = m \cdot Z_1; \text{ мм} \quad d_2 = m \cdot Z_2; \text{ мм} \quad (1.11)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 m - модуль зацепления;
 Z_2 - число зубьев колеса.

диаметр окружности выступов шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \text{ мм} \quad d_{a2} = d_2 + 2m; \text{ мм} \quad (1.12)$$

где d_1 - диаметр шестерни;
 m - модуль зацепления;
 D_2 - диаметр колеса.

фактическое межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2}; \text{ мм} \quad (1.13)$$

где d_1 - диаметр шестерни;
 d_2 - диаметр колеса.

ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega}; \text{ мм} \quad (1.14)$$

где a_{ω} - межосевое расстояние, мм;
 $\Psi_{ва}$ - коэффициент ширины; для прямозубой передачи $\Psi_{ва} = 0,125 \div 0,25$,
ГОСТ 0,125, 0,16, 0,2, 0,25.

ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5; \text{ мм} \quad (1.15)$$

где b_2 - ширина венца, мм.

12. Определим окружную скорость колёс:

$$v = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2000}; \text{ м/с} \quad (1.16)$$

где d_2 - диаметр колеса;
 ω_2 - угловая скорость, 1/с.

Назначаем степень точности изготовления: при $v \leq 5$ м/с – 8 степень

13. Определим окружное усилие в зацеплении:

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \quad (1.17)$$

где d_2 - диаметр колеса;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м.

Проверочные расчёты:

14. Проверочный расчёт рабочих поверхностей зубьев на контактную прочность:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\Sigma \cdot \frac{U+1}{U} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (U+1) \cdot 10^3}{2a_\omega \cdot \psi_{ba}}} < [\sigma_{H2}] \quad (1.18)$$

где Z_M - коэффициент, учитывающий механические свойства материала, $Z_M=275$;
 Z_H - безразмерный коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев, $Z_H=1,76$;
 Z_Σ - безразмерный коэффициент, учитывающий суммарную длину для прямозубых колёс, $Z_\Sigma=0,9$;
 K_{Hv} - динамический коэффициент табл.2 (приложение);
 K_β - коэффициент неравномерности распределения нагрузки табл. 1,2.;
 U - передаточное число;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 a_ω - межосевое расстояние, мм;
 Ψ_{ba} - коэффициент ширины; для прямозубой передачи $\Psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$, ГОСТ 0,125, 0,16, 0,2, 0,25.

15. Проверочный расчёт на изгиб:

зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot F_t \cdot K_{f\beta} \cdot K_{fv}}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (1.19)$$

зубьев колеса

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \quad (1.20)$$

где Y_{F1} ; Y_{F2} - коэффициент, учитывающий форму зуба (зависит от Z) ГОСТ 21354-75;
 $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (таб.1.5);
 K_{Fv} - коэффициент динамичности (таб.1.6).

Таблица 1.2

Z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y _F	4.28	4.09	3.9	3.8	3.7	3.66	3.62	3.61	3.61	3.6

Таблица 1.3 - Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твёрдость поверхности зубьев					
	≤HB350			>HB350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание: данные, приведённые в столбце I относятся к передачам с консольным расположением зубчатых колёс, II – к передачам с несимметричным расположением колёс по отношению к опорам, III – к передачам с симметричным расположением

Таблица 1.4 - Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Передача	Твёрдость зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
Прямозубая	≤HB350	1,05	-	-	-
	>HB350	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	≤HB350	1,0	1,01	1,02	1,05
	>HB350	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица 1.5 - Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{\omega 1}}$	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев							
	≤ HB350				> HB350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примечание: данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колёс относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке на роликовых подшипниках

Таблица 1.6 -Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость рабочей поверхности зубьев	Значения K_{Fv} при окружной скорости v , м/с		
		До3	3 - 8	8 – 12,5
6	≤HV350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	>HV350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤HV350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	>HV350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤HV350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	>HV350	1,25/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примечание: В числителе указаны значения K_{Fv} для прямозубых в знаменателе – для косозубых

16. Сделать вывод:

Контрольные вопросы:

1. Что такое модуль?
2. Дайте определение: что такое шаг зубчатой передачи?
3. Классификация зубчатых передач по видам зубьев?
4. Классификация зубчатых передач по видам колес?
5. Достоинства зубчатых передач?
6. Недостатки зубчатых передач?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2

РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель: научиться правильно рассчитывать косозубую передачу.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют **косозубыми**. В отличие от прямозубой в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят в зацепление новые пары зубьев, что значительно снижает шум и динамические нагрузки.

Чем больше угол наклона линии зуба β (рис. 2.1), тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы β равны, но противоположны по направлению.

Если не предъявляют специальных требований, то колеса нарезают с правым направлением зуба, а шестерни — с левым (рис. 2.1).

Косозубую передачу применяют в ответственных случаях при сред-

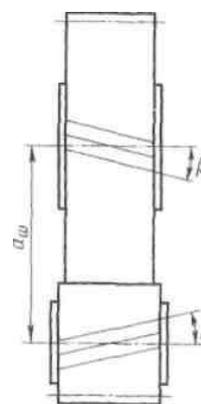


Рисунок 2.1 - Косозубая передача

них и высоких окружных скоростях.

Косозубые колеса нарезают тем же инструментом, что и прямозубые.

Наклон зуба получают поворотом инструмента на угол β .

Профиль косоугого зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямого зуба модуля m .

Условие: рассчитать косозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора привода скребкового конвейера. Вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м при частоте вращения. Передаточное число редуктора U (ориентировочно). Заданный ресурс передачи $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч (примерно три года при двухсменной работе). Передача неревверсивная (работа зубьев одной стороной). Типовой режим нагружения I (тяжелый). Расположение зубчатых колес относительно опор симметричное.

Таблица 2.1 - Исходные данные

варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	66	72	84	96	102	112	80	78	94	130
n_1 , мин ⁻¹	714,6	1100	1200	1240	1380	1560	1210	1120	1320	2100
P_1 , кВт	5,7	6,2	5,8	5,1	7,3	8,7	2,8	8,9	3,9	9,1
ω_1 , рад/с	1440	1100	1200	1240	1380	1560	1210	1120	1320	2100
ω_2 , рад/с	630	760	876	790	540	800	1000	980	960	1100
U	5									
L_h	$12 \cdot 10^3$ ч									

Методические указания:

1. Задаётся материалом и по методическому пособию для определения допускаемых напряжений. Определить допускаемые напряжения на изгиб и контактную прочность для материалов шестерни и колес.

2. Определяем вращающие моменты на валу шестерни:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot 10^3; \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.1)$$

где P_1 - мощность, кВт;
 ω_1 - угловая скорость, 1/с;
 U - передаточное число;
 η - КПД цилиндрического редуктора 0,98.

3. Из расчёта на контактную прочность определить межосевое расстояние:

$$a_\omega = 430 \cdot (U + 1)^2 \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}} \quad (2.2)$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерного распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,32$;
 ψ_{ba} - коэффициент ширины; для косозубой передачи $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,4$, ГОСТ 0,25, 0,315, 0,4;
 σ_{H2} - контактное напряжение для колеса, $\sigma_{H2} \approx 456$ МПа;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 U - передаточное число.

4. Определить предварительные размеры колес:

$$d_2 = \frac{2a_\omega \cdot U}{U+1}; \text{ мм} \quad (\text{округлить до целого}) \quad (2.3)$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;
 U - передаточное число.

Округлить по ГОСТ: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 400, 450, 500, 560, 630, 710

5. Определить ширину венца:

$$b_2 = a_\omega \cdot \psi_{ba}; \text{ мм} \quad (2.4)$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;
 Ψ_{ba} - коэффициент ширины; для косозубой передачи $\Psi_{ba} = 0,25 \div 0,4$,
ГОСТ 0,25, 0,315, 0,4;

6. Определить модуль зацепления:

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]} \quad (2.5)$$

где K_m - вспомогательный коэффициент для косозубых цилиндрических передач, $K_m = 5,8$;
 d_2 - диаметр колеса, мм;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 b_2 - ширина венца, мм;
 G_{F2} - прочность зуба колеса, $G_{F2} \approx 206$ МПа.

Полученное значение модуля округлить в большую сторону по ГОСТ.

Для силовых передач $m < 2$ принимать не рекомендуется. Извлечение ГОСТ для $[m]$: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 8; 9; 10.

7. Задаться углом наклона зубьев (принять угол $\beta = 9^0 \div 15^0$), определяем число зубьев шестерни и колес:

$$Z_\Sigma = \frac{2a_\omega \cdot \cos \beta}{m} \quad (\text{округлить до целого}) \quad (2.6)$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;
 m - модуль зацепления;
 β - углом наклона зубьев.

число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1} \quad (\text{округлить до целого}) \quad (2.7)$$

где Z_Σ - суммарное число зубьев;
 U - передаточное число.

число зубьев колес:

$$Z_2 = ZZ - Z_1 \quad (\text{округлить до целого}) \quad (2.8)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 $Z\Sigma$ - суммарное число зубьев.

8. Фактическое передаточное число:

$$U_{\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.9)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 Z_2 - число зубьев колеса.

отклонение от заданного не более чем на 2,5 %.

9. Уточняем значение угла наклона:

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m}{2a_{\omega}}; \quad (\text{по таблице Брадиса}) \quad (2.10)$$

где a_{ω} - межосевое расстояние, мм;
 m - модуль зацепления;
 β - углом наклона зубьев;
 Z_1 - число зубьев шестерни;
 Z_2 - число зубьев колеса.

10. Определение основных геометрических размеров передачи
диаметр делительных окружностей:

а) шестерни

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta}; \text{ мм} \quad (2.11)$$

б) колеса

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta}; \text{ мм} \quad (2.12)$$

11. Определим фактическое межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2}; \text{ мм} \quad (2.13)$$

где d_1 - делительный диаметр шестерни;
 d_2 - делительный диаметр колеса.

12. Определим ширину венцов
колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega}; \text{ мм} \quad (2.14)$$

где a_{ω} - межосевое расстояние, мм;
 $\Psi_{ва}$ - коэффициент ширины; для косозубой передачи $\Psi_{ва} = 0,25 \div 0,4$,
ГОСТ 0,25, 0,315, 0,4.

шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5; \text{ мм} \quad (2.15)$$

где b_2 - ширина венца, мм.

13. Определим диаметры вершин шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \text{ мм} \quad (2.16)$$

где d_1 - диаметр вершин шестерни;
 m - модуль зацепления.

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \text{ мм} \quad (2.17)$$

где d_2 - диаметр вершин колеса;
 m - модуль зацепления.

14. Определим окружную скорость колёс:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2000} = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2000} \text{ м/с} \quad (2.18)$$

где d_2 - диаметр колеса;
 ω_2, ω_1 - угловая скорость на валах, 1/с;
 d_1 - диаметр вершин шестерни;
 d_2 - диаметр вершин колеса.

Назначаем степень точности изготовления: при $v \leq 5$ м/с – 8 степень.

15. Определим окружное усилие в зацеплении:

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \quad (2.19)$$

где d_2 - диаметр колеса;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м.

Проверочные расчёты:

16. Проверочный расчёт рабочих поверхностей зубьев на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\Sigma \cdot \frac{U+1}{U} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{HV} (U+1) \cdot 10^3}{2a\omega^3 \cdot \psi_{ba}}} \leq [\sigma_{H2}] \quad (2.20)$$

где Z_M - коэффициент, учитывающий механические свойства материала, $Z_M=275$;
 Z_H - безразмерный коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев, $Z_H=1,76$;
 Z_Σ - безразмерный коэффициент, учитывающий суммарную длину для прямозубых колёс, $Z_\Sigma=0,9$;

- $K_{H\beta}$ - динамический коэффициент табл.2 (приложение);
 K_{β} - коэффициент неравномерности распределения нагрузки табл. 1,2.;
 U - передаточное число;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 a_{ω} - межосевое расстояние, мм;
 $\Psi_{ва}$ - коэффициент ширины; для косозубой передачи $\Psi_{ва} = 0,25 \div 0,4$, ГОСТ 0,25, 0,315, 0,4.

17. Проверочный расчёт зубьев на изгиб шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot Y_{\Sigma} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot 2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot 10^3}{z_1^3 \cdot \psi_{bd} \cdot m^3} \leq [\sigma_{F1}] \quad (2.21)$$

- где Y_{β} - коэффициент наклона зубьев, $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}$; угол в градусах
 K_{Fa} - коэффициент нагрузки, таблица 1.4, 1.5, 1.6, $K_{Fa} = 1,3$;
 Y_{Σ} - коэффициент перекрытия, $Z_{\Sigma} = 1$;
 K_{Fv} - коэффициент нагрузки, таблица 1.4, 1.5, 1.6, $K_{Fv} = 1,3$;
 $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба табл. 1.3.;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 a_{ω} - межосевое расстояние, мм;
 $\Psi_{ва}$ - коэффициент ширины; для косозубой передачи $\Psi_{ва} = 0,25 \div 0,4$, ГОСТ 0,25, 0,315, 0,4.

Таблица 2.2 - Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твёрдость поверхности зубьев					
	≤HB350			>HB350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание: данные, приведённые в столбце I относятся к передачам с консольным расположением зубчатых колёс, II – к передачам с несимметричным расположением колёс по отношению к опорам, III – к передачам с симметричным расположением

Таблица 2.3 - Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Передача	Твёрдость зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
		8	7	8	7
Прямозубая	≤HB350	1,05	-	-	-
	>HB350	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	≤HB350	1,0	1,01	1,02	1,05
	>HB350	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица 2.4 -Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{ba} = \frac{b}{d_{\omega 1}}$	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев							
	≤HB350				>HB350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примечание: данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колёс относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке на роликовых подшипниках

Таблица 2.5 - Значения коэффициента $K_{F\beta}$

Степень точности	Твёрдость рабочей поверхности зубьев	Значения $K_{F\beta}$ при окружной скорости v , м/с		
		до 3	3 - 8	8 – 12,5
6	≤HB350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	>HB350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤HB350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	>HB350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤HB350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	>HB350	1,25/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примечание: В числителе указаны значения $K_{F\beta}$ для прямозубых в знаменателе – для косозубых

Таблица 2.6 - Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Степень точности	Значения $K_{H\alpha}$ при окружной скорости v , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1,0	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Примечание: Для прямозубых колёс $K_{H\alpha}=1$

18. Сделать вывод:

Контрольные вопросы:

1. Достоинства и недостатки косозубых передач по сравнению с зубчатыми передачами?
2. Какие цилиндрические колеса называют косозубыми?
3. При каких скоростях применяют косозубую передачу?
4. По какой формуле рассчитывают эквивалентное число зубьев?
5. Перечислить силы зацепления косозубой передачи?
6. По какой причине для косозубых колёс применяют $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель: научиться правильно рассчитывать коническую передачу.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом Σ . Наибольшее распространение имеют ортогональные передачи (с углом $\Sigma = 90^\circ$), которые и рассматриваются ниже. Конические колеса бывают с прямыми, круговыми и редко с шевронными зубьями из-за сложности их изготовления.

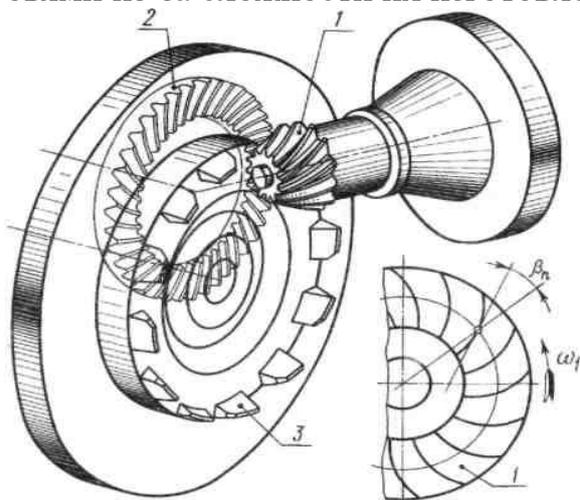


Рисунок 3.1 - Нарезание кругового зуба конического колеса резцовой головкой
 1 – заготовка;
 2 – воображаемое колесо, зубьями которого являются резцы;
 3 - головки.

Конические прямозубые передачи имеют начальный **линейный**, а передачи с круговыми зубьями - **точечный контакт** в зацеплении.

Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом. Нарезание кругового зуба производят резцовыми головками по методу обкатки (рис. 3.1). Угол **наклона** зуба β_n , в середине ширины зубчатого венца выбирают, учитывая плавность зацепления. Рекомендуется принимать $\beta_n = 35^\circ$.

Сопряженные колеса с круговым зубом имеют противоположное направление линий зубьев — правое и левое, если смотреть со стороны вершины конуса. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса — с левым.

Условие: рассчитать коническую передачу одноступенчатого редуктора привода автоматической линии.

Таблица 3.1 Исходные данные

варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	85,7	46,2	35,8	45,1	67,3	58,7	82	78,9	38,9	49,1
$n_1, \text{мин}^{-1}$	1440	1100	1200	1240	1380	1560	1210	1120	1320	2100
$\omega_1, \text{рад/с}$	630	760	876	790	540	800	1000	980	960	1100
U	2,8									

1. Задаётся материалом 40ХН, термообработкой, твёрдостью до 269...302 и степенью точности по нормам плавности по СТ СЭВ 641-77, $H_{CF} = 50,5$ HRC.

2. Крутящий момент, передаваемый шестерней и колесом:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot 10^3, \quad \text{Н}\cdot\text{м} \quad (3.1)$$

где P_1 - мощность, кВт;
 ω_1 - угловая скорость, 1/с;

3. Определяем вращающийся момент на валу колеса:

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta, \quad \text{Н}\cdot\text{м} \quad (3.2)$$

где T_1 - вращающийся момент на валу шестерни, Н·м;
 U - передаточное число;
 η - к.п.д. для конических передач 0,96-0,97.

4. Внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot U \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{v_H \cdot [\sigma_{H2}]^2}}, \quad \text{мм} \quad (3.3)$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерного распределения нагрузки по длине контакта зубьев, $K_{H\beta} = 1,8$;
 v_H - коэффициент вида конических прямозубых колес, 0,85;
 σ_{H2} - контактное напряжение для колеса, $\sigma_{H2} \approx 392$ МПа;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 U - передаточное число.

Найденное значение d_{e2} округляем по стандарту: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

5. Определить ширину зубчатого венца:

$$b = 0,857 \cdot \frac{d_{e2}}{U}, \quad \text{мм} \quad (3.4)$$

где d_{e2} - внешний делительный диаметр колеса, мм;
 U - передаточное число.

6. Определить модуль зацепления:

$$m_e = \frac{14T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta}}{v_F \cdot d_{a2} \cdot [\sigma_{F2}] \cdot b} \quad (3.5)$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки 6,8;
 d_{e2} - внешний делительный диаметр колеса, мм;
 T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 b - ширина зубчатого венца, мм;
 σ_{F2} - прочность зуба колеса, $\sigma_{F2} \approx 0$ МПа.
 v_F - 0,685

7. Определяем число зубьев колеса и шестерни:

$$Z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}; \quad (\text{округлить до целого}) \quad (3.6)$$

где d_{e2} - внешний делительный диаметр колеса, мм;
 m_e - модуль зацепления.

$$Z_1 = \frac{Z_2}{U}; \quad (\text{округлить до целого}) \quad (3.7)$$

где Z_2 - число зубьев колеса;
 U - передаточное число.

8. Определяем фактическое передаточное число:

$$U_{\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad (3.8)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 Z_2 - число зубьев колеса;
отклонение не должно превышать $\pm 3\%$.

9. Определяем углы делительных конусов:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{U}; \quad (3.9)$$

где U - передаточное число.

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1; \quad (3.10)$$

угол δ_1 найти по таблице Брадиса.

10. Определяем геометрические размеры колёс и шестерни:
внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1; \quad (3.11)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 m_e - модуль зацепления.

внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2; \quad (3.12)$$

где Z_2 - число зубьев колеса;
 m_e - модуль зацепления.

внешний диаметр шестерни

$$d_{a1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1; \text{ мм} \quad (3.13)$$

где d_{e1} - внешний делительный диаметр шестерни, мм;
 m_e - модуль зацепления;
 $\cos\delta_1$ - ввести $\cos\delta_1$ из таблицы Брадиса.

внешний диаметр колеса

$$d_{a2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2; \text{ мм} \quad (3.14)$$

где d_{e2} - внешний делительный диаметр колеса, мм;
 m_e - модуль зацепления.
 $\cos\delta_2$ - ввести $\cos\delta_2$ из таблицы Брадиса.

внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}; \text{ мм} \quad (3.15)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 m_e - модуль зацепления.
 Z_2 - число зубьев колеса;

средний модуль зубьев:

$$m = m_e - \left(\frac{b}{Z_1} \sin \delta_1 \right) \approx 0,857 \cdot m_e \quad (3.16)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 m_e - модуль зацепления.
 b - ширина зубчатого венца, мм;
 δ_1 - угол делительного конуса
 ввести $\sin \delta_1$ или $\cos \delta_2$ из табл. Брадиса.
 среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b; \text{ мм} \quad (3.17)$$

где b - ширина зубчатого венца, мм;
 R_e - внешнее конусное расстояние, мм.

средний диаметр шестерни и колеса:

$$d_1 = m \cdot Z_1; \text{ мм} \quad (3.18)$$

где Z_1 - число зубьев шестерни;
 m - средний модуль зубьев.

$$d_2 = m \cdot Z_2; \text{ мм} \quad (3.19)$$

где Z_2 - число зубьев колеса;
 m - средний модуль зубьев.

11. Определяем среднюю окружную скорость и степень точности из-

ГОТОВЛЕНИЯ:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2000}, \text{ м/с} \quad (3.20)$$

где ω_1 - угловая скорость, 1/с;
 d_1 - средний диаметр шестерни.

степень точности установить от скорости v по табл.4.

12. Определяем усилия в зацеплении:

окружная сила на шестерне

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} \quad (3.21)$$

где T_2 - вращающийся момент на валу колеса, Н·м;
 d_2 - средний диаметр колеса.

радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (3.22)$$

где F_t - окружная сила шестерни, Н·м;
 $\operatorname{tg} \alpha$ - 0,36.
 $\cos \delta_1$ - ввести $\cos \delta_1$ из таблицы Брадиса.

осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (3.23)$$

где F_t - окружная сила шестерни, Н·м;
 $\operatorname{tg} \alpha$ - 0,36.
 $\sin \delta_1$ - ввести $\sin \delta_1$ из таблицы Брадиса.

Таблица 3.2 - Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{ba} = \frac{b}{d_1}$	Твёрдость поверхности зубьев					
	≤HB350			>HB350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание: данные, приведённые в столбце I относятся к передачам с консольным расположением зубчатых колёс, II – к передачам с несимметричным расположением колёс по отношению к опорам, III – к передачам с симметричным расположением

Таблица 3.3 - Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Передача	Твёрдость зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
Прямозубая	\leq HB350	1,05	-	-	-
	$>$ HB350	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	\leq HB350	1,0	1,01	1,02	1,05
	$>$ HB350	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица 3.4 - Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{\omega 1}}$	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев							
	\leq HB350				$>$ HB350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

П р и м е ч а н и е: данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колёс относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке на роликовых подшипниках

Таблица 3.5 - Значения коэффициента $K_{F\alpha}$

Степень точности	Твёрдость рабочей поверхности зубьев	Значения $K_{F\alpha}$ при окружной скорости v , м/с		
		до 3	3 – 8	8 – 12,5
6	$<$ HB350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	\geq HB350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	$<$ HB350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	\geq HB350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	$<$ HB350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	\geq HB350	1,25/1,1	1,35/1,2	-/1,3

П р и м е ч а н и е: В числителе указаны значения $K_{F\alpha}$ для прямозубых в знаменателе – для косозубых

Таблица 3.6 - Значения коэффициента Y_F без смещения

z	17	20	25	30	40	50	60	80	≥ 100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60

13. Сделать вывод:

Контрольные вопросы:

1. В каких случаях применяют конические зубчатые передачи?
2. Какими достоинствами обладают конические колеса с круглыми зубьями по сравнению с прямозубыми?
3. По какой формуле определяется передаточное число?

4. Применяется ли угловая модификация в конических передачах?
5. Какой формы бывают конические колеса?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель: научиться правильно рассчитывать червячную передачу.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 200 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи.

Червячные передачи широко применяют в транспортных и подъемно-транспортных машинах при средних мощностях (тали, лебедки, лифты и др.), а также с целью получения малых и точных перемещений (делительные устройства станков, механизмы настройки, регулировки и др.).

Достоинства червячных передач:

1. возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (*и* до 100);
2. компактность и сравнительно небольшая масса конструкции;
3. плавность и бесшумность работы;
4. возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей движение только от червяка к колесу;
5. возможность получения точных и малых перемещений.

Недостатки:

1. сравнительно низкий КПД вследствие повышенного скольжения витков червяка по зубьям колеса и значительное, в связи с этим выделение теплоты в зоне зацепления;
2. необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов;
3. повышенное изнашивание и склонность к заеданию;
4. необходимость регулировки зацепления (средняя плоскость венца червячного колеса должна совпадать с осью червяка).

Условие: Выбрать число витков червяка Z_1 и определить число зубьев колеса Z_2 , учитывая, что $Z_2 = Z_1 \cdot U$ (округлить до целого) $Z_2 \geq 28$

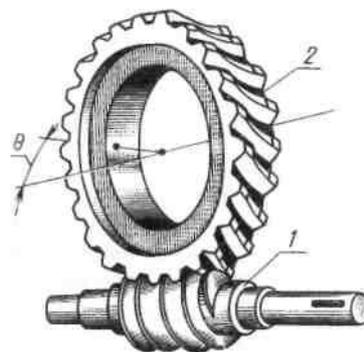


Рисунок 4.1 - Червячная передача

1 - червяк; 2 - венец червячного колеса

Таблица 4.1 - Исходные данные

варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5,7	6,2	5,8	5,1	7,3	8,7	2,8	8,9	3,9	9,1
ω_1 , рад/с	1440	1100	1200	1240	1380	1560	1210	1120	1320	2100
ω_2 , рад/с	630	760	876	790	540	800	1000	980	960	1100
z_1 , число витков червяка	2	3	2	4	3	1	4	3	1	4
η	0,82	0,92	0,82	0,92	0,92	0,75	0,92	0,92	0,75	0,92
U	1,6									

1. Определить вращающие моменты на червяке:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot 10^3, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.1)$$

где P_1 - мощность, кВт;
 ω_1 - угловая скорость, 1/с;

2. Определяем вращающийся момент на червячном колесе:

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta; \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.2)$$

где T_1 - вращающийся момент на червяке, Н·м;
 U - передаточное число;
 η - к.п.д. червячной пары с учётом потерь в подшипниках 0,98.

3. Определить, ориентировочно, значение скорости скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса:

$$v'_s = 4,3 \cdot 10^3 \cdot \omega_1^2 \sqrt{T_2}, \text{ м/с} \quad (4.3)$$

где T_2 - вращающийся момент на червячном колесе, Н·м;
 ω_1 - угловая скорость, 1/с;

4. Назначить материал колеса и червяка:

Материалы червячного колеса:

При $v'_s < 2$ м/с – серый чугун С410; С415 и др.

При $v'_s = 2 \div 5$ м/с – алюминиевая бронза БрАЖ 9-4

При $v'_s = 5 \div 25$ м/с – оловянистая бронза Бр ОФ10-1; Бр ОПФ10-1-1

Материалы червяка:

Среднеуглеродистые стали 40, 45, 50.

Легированные стали 40х; 40хН; 30хГС

с закалкой HR_C 45...53

стали 15х; 20х; цементация и закалка HR_C 56...63

БрАЖ 9-4 применяют с червяками закаленными $\geq HR_C$ 45

5. Определить допускаемые контактные напряжения:

5.1 для зубьев червячных колёс из оловянистых бронз. Допускаемые

контактные напряжения определяют из условия сопротивления материала поверхностной усталости:

$$[\sigma_H] = K_{HL} \cdot C_v \cdot [\sigma_{HO}] \quad (4.4)$$

- где K_{HL} - коэффициент долговечности, $K_{HL}=1,15$;
 C_v - коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба от v'_s - скорости скольжения, таблица 1;
 $[\sigma_{HO}]$ - допустимое контактное напряжение при числе циклов перемен напряжений $(0,75 \div 0,9) \cdot \sigma_B$;
 σ_B - предел выносливости бронзы таблица 3.

Таблица 4.2

v'_s , м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,3	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

5.2 для безоловянистых бронз и латуней (БрАЖ)

$$[\sigma_H]=300-25 v'_s, \text{ Н/мм}^2 \quad (4.5)$$

большие значения для червяков с твёрдостью $\geq HR_C 45$.

5.3 для чугунов С410; С415; и др.

$$[\sigma_H]=175-35 \cdot v'_s, \text{ Н/мм}^2 \quad (4.6)$$

6. Определить число циклов напряжений:

$$N_e = 573 \cdot \omega_2 \cdot t \quad (4.7)$$

- где t - срок службы передачи в часах, t ;
 ω_2 - угловая скорость, 1/с.

7. Определить допускаемые напряжения изгиба:

Таблица 4.3

Материал колеса	Нереверсивная передача	Ревверсивная передача
Бронза латунь	$[\sigma_F]=(0,08\sigma_B+0,25\sigma_T) \cdot K_{FL}$	$[\sigma_F]=0,16 \sigma_B \cdot K_{FL}$
чугун	$[\sigma_F]=0,126 \sigma_B \cdot K_{FL}$	$[\sigma_F]=0,075 \sigma_B \cdot K_{FL}$

8. Определить коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_e}} \quad (4.8)$$

- где N_e - число циклов напряжений

9. Определить модуль зацепления:

модуль зацепления: $m = (1,5 \dots 1,7)$

Частичное извлечение значения m из СТ СЭВ 276-76:
 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,0; 12,5; 16,0; 20,0;
 25,0.

10. Определить коэффициент диаметра червяка q из условия его жесткости:

$$q = 0,212 \cdot Z_2 \quad (4.9)$$

где Z_2 - число зубьев червячного колеса

q - принять по его стандартному ряду СТ СЭВ 267-76

q - 6,3; 8,0; 10,0; 12,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0 - 1ряд

q - 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4 - 2ряд

11. Определить межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K }, \text{ мм} \quad (4.10)$$

где Z_2 - число зубьев колеса;

q - коэффициент диаметра червяка;

$[\sigma]$ - допустимое контактное напряжение;

T_2 - вращающийся момент на червячном колесе, Н·м;

K - коэффициент нагрузки, $K=1,2$.

a_{ω} – округлить по ГОСТ 2144.76

1 ряд 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500

2 ряд 140 180 225 280 355 450

12. Определить размеры червяка:

12.1 делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q, \text{ мм} \quad (4.11)$$

где q - коэффициент диаметра червяка;

m - модуль зацепления.

12.2 диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m, \text{ мм} \quad (4.12)$$

где d_1 - делительный диаметр червяка: мм;

m - модуль зацепления.

12.3 диаметр впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m, \text{ мм} \quad (14.13)$$

где d_1 - делительный диаметр червяка: мм;
 m - модуль зацепления.

12.4 длина нарезанной части червяка:

при $Z_1=1...2$ $l > (11+0,06 \div 2)$

при $Z_1=3...4$ $l > (12,5+0,09 \div 2)$

13. Определить для шлифованных червяков делительный угол подъёма линии витка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q} \quad (4.14)$$

где Z_1 - число витков червяка;
 q - коэффициент диаметра червяка.

14. Определить основные геометрические размеры венца червячного колеса:

14.1 делительный диаметр колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2, \text{ мм} \quad (4.15)$$

где Z_2 - число зубьев колеса;
 m - модуль зацепления.

14.2 диаметр вершин зубьев червячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m, \text{ мм} \quad (4.16)$$

где d_2 - делительный диаметр колеса: мм;
 m - модуль зацепления.

14.3 диаметр впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m, \text{ мм} \quad (4.17)$$

где d_2 - делительный диаметр колеса: мм;
 m - модуль зацепления.

15. Определить наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}, \text{ мм} \quad (4.18)$$

где d_{a2} - диаметр вершин зубьев червячного колеса: мм;
 m - модуль зацепления.
 Z_1 - число витков червяка;

16. Определить ширину червячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}, \text{ мм} \quad (4.19)$$

где d_{a1} - диаметр вершин витков червяка: мм.

17. Определить окружную скорость червяка:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2000} = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2000}, \text{ м/с} \quad (4.20)$$

где d_2 - делительный диаметр червячного колеса: мм;
 ω_1, ω_2 - угловая скорость, 1/с;
 d_1 - делительный диаметр червяка, мм.

18. Определить скорость скольжения:

$$v_s = \frac{v}{\cos \gamma}, \text{ м/с} \quad (4.21)$$

где v - окружная скорость червяка, мм;
 $\cos \gamma$ - делительный угол подъёма линии витка.

Таблица 4.4 - Механические характеристики материалов венцов червячных колёс

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Предел текучести σ_t	Предел прочности при растяжении σ_B	Предел прочности при изгибе $\sigma_{ВИ}$	Твёрдость НВ
		Н/мм ²			
Бр. ОНФ	Центробежный			-	100-120
Бр. ОФ 10-1	В кокиль			-	100-120
Бр. ОФ 10-1	В землю			-	80-100
Бр. АЖ 9-4	Центробежный			-	120
	В кокиль			-	100
	В землю			-	100
	В землю			274	143-229

Таблица 4.5 - Зависимость угла трения ρ' от скорости скольжения $v_{СК}$ при работе стального червяка с колесом из оловянной бронзы.

v'_s м/с	ρ'	v'_s м/с	ρ'	v'_s м/с	ρ'
0,1	4°34'-5°09'	1,5	2°17'-2°52'	3	1°36'-2°00'
0,5	3°09'-3°43'	2	2°00'-2°35'	4	1°19'-1°43'
1,0	2°35'-3°09'	2,5	1°43'-2°17'	7	1°02'-1°29'

П р и м е ч а н и е: 1. меньшие значения относятся к передачам с закаленными шлифованными червяками при обильной смазке.
 2. при венце колеса из безоловянной бронзы табличные значения увеличиваются на 30-50%

при $v'_s \leq 3 \text{ м/с}$ $K_v=1$; при $v'_s > 3 \text{ м/с}$ $K_v=1 \dots 1,3$

Таблица 4.6 - Коэффициент деформации червяка θ в зависимости от z_1 и q

Z_1	q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
3	40	51	61	76	89	110	134
4	37	47	58	70	82	101	123

Таблица 4.7 - Выполненных без смещения, Y_F имеет следующие значения:

Z_2	17	20	25	30	40	50	60	80	≥ 100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60

19. Сделать вывод.

Контрольные вопросы:

1. Достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми передачами?
2. Почему червячные передачи не рекомендуется применять при больших скоростях?
3. Каковы основные виды отказов червячных передач?
4. Как вычисляют КПД червячной передачи?
5. Что вызывает нагрев червячной передачи?
6. Какие силы действуют на червяка и червячное колесо, как они направлены?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5

ИЗУЧЕНИЕ ПРИБОРОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПЛОТНОСТИ И ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Цель: изучить устройство и принцип действия приборов.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией

Общие сведения:

Плотность – это количество массы жидкости, содержащееся в единице ее объема.

$$\rho = \frac{m}{V}; \text{кг/м}^3 \tag{5.1}$$

где m - масса жидкости, кг;
 V - объем, м³.

Вязкость – это свойство жидкости воспринимать касательные усилия (силы трения).

1. **кинематическая вязкость** – отношение динамической вязкости к плотности жидкости.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}; \text{м}^2/\text{с} \tag{5.2}$$

2. **динамическая вязкость** – произведение кинематической вязкости и плотности жидкости.

$$\mu = \nu \cdot \rho; \text{Па} \cdot \text{с} \quad (5.3)$$

Ньютоновские жидкости – жидкости, подчиняющиеся закону вязкого трения Ньютона.

Закон Ньютона – силы внутреннего трения между слоями жидкости пропорциональны площади соприкосновения этих слоев и градиенту скорости между ними (рис. 5.1).

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dn}; \quad (5.4)$$

где τ – касательное напряжение;
 μ – динамическая вязкость, Па* с;
 du/dn – быстрота изменения скорости слоев вдоль нормали «n».

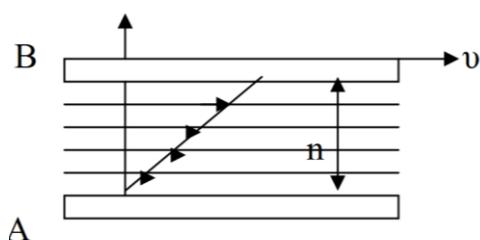


Рисунок 5.1 – Схема течения жидкости
 А – неподвижная пластина;
 В – подвижная пластина;
 n – расстояние между пластинами;
 v – скорость подвижной пластины.

Ход работы:

В производственных условиях наиболее часто приходится измерять плотность и вязкость жидкости, так как эти показатели оказывают наибольшее влияние на производственные процессы. Например, неправильно подобранная плотность бурового раствора при бурении скважин может привести к аварии (выбросу), а от вязкости нефтепродуктов зависит мощность перекачивающих насосов.

1. Приборы для измерения плотности жидкости.

Плотность жидкости обычно определяют **пикнометрами** или **ареометрами**.

1.1. **Пикнометр** – колбочка фиксированного объема, которая взвешивается на аналитических весах дважды: пустая и заполненная исследуемой жидкостью. Разность их масс позволяет вычислить массу жидкости, а ее отношение к объему пикнометра показывает истинную плотность.

1.2. С помощью **ареометра** плотность жидкости можно определить быстрее и проще. Ареометр (рис. 5.2) состоит из двух спаянных между собой пустотелых стеклянных цилиндров. В нижней части большого цилиндра 1 закреплен груз и помещен термометр. Шкала верхнего цилиндра 2 градуирована в единицах плотно-

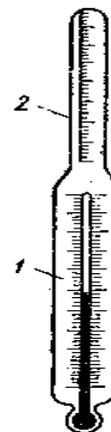


Рисунок 5.2 –
 Схема ареометра

сти. По закону Архимеда, ареометр погружается в исследуемую жидкость до тех пор, пока вес жидкости в объеме погруженной части ареометра не станет равным его собственному весу. Точность показаний ареометра зависит от его широкой и узкой частей. Чем больше это соотношение, тем точнее показания прибора.

1.3. Разборные тонкостенные металлические ареометры обычно используют для определения плотности бурового раствора. Исследуемый раствор заливают внутрь ареометра, который затем погружают в пресную воду, плотность которой принимается равной 1000 кг/м^3 . Плотность бурового раствора определяют по шкале ареометра в месте соприкосновения с ней мениска воды.

Аналогично устроены **солемеры** для определения степени минерализации пластовых вод; **кислотомеры**, измеряющие концентрацию закачиваемого в пласт соляно - кислотного раствора; **измерители жирности** молока и т.д.

2. Приборы для измерения вязкости жидкости.

Вязкость жидкости определяют **вискозиметрами**.

2.1. Наиболее распространены **капиллярные вискозиметры**. Рассмотрим их устройство и принцип работы на примере **вискозиметра Освальда – Пинкевича** (рис. 5.3).

Он представляет собой стеклянную U – образную трубку, в колене 3 которой находится калиброванный капилляр 8. Над ним имеются расширения 4 и 6. В нижнее расширение 1 колена 2 вводится небольшой объем исследуемой жидкости. При создании избыточного давления в левом колене или вакуума в правом жидкость затягивается через капиллярную трубку выше риски 5, после чего оба колена вискозиметра сообщаются с атмосферой. Измеряют время опускания жидкости t от риски 5 до риски 7.

После этого определяют кинематическую вязкость жидкости при данной температуре ν_t по формуле

$$\nu_t = k \cdot t; \quad (5.5)$$

где **k** - постоянная вискозиметра, зависящая от диаметра капилляра и определяемая в заводских условиях по жидкости с известной вязкостью.

Перед работой вискозиметр с испытываемой жидкостью выдерживают в ванне с водой при требуемой температуре, которая поддерживается с помощью термостата.

2.2. Определение вязкости жидкости на **вискозиметрах с падающим шариком** основан на следующем: более плотный, чем жидкость, шарик падает в ней тем медленнее, чем больше вязкость испытываемой жидкости. К

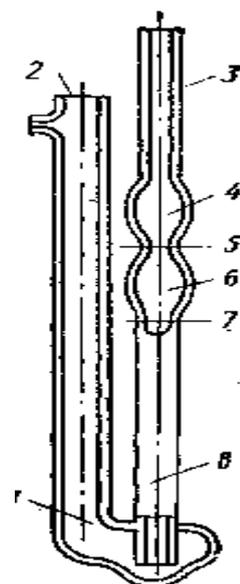


Рисунок 5.3 –
Схема
капиллярного
вискозиметра
Освальда –
Пинкевича

данному виду вискозиметров относят **вискозиметр высокого давления** (ВВД), с помощью которого можно определить вязкость нефти при пластовых давлениях и температурах.

2.3. В вискозиметрах истечения вязкость определяют по времени истечения определенного объема жидкости через калиброванное отверстие или трубку.

Например, в вискозиметре **Энглера** определяют градус условной вязкости как отношение времени истечения 200 см³ испытуемой жидкости при заданной температуре t ко времени истечения t_b из этого прибора такого же объема дистиллированной воды при 20°C, т.е

$$^{\circ}BY = \frac{t}{t_b}; \text{см}^2/\text{с} \quad (5.6)$$

- где $^{\circ}BY$ - градус условной вязкости, м²/с;
 t - время истечения испытуемой жидкости, с;
 t_b - время истечения дистиллированной воды, с.

Зная условную вязкость, по формуле Убеллоде можно определить кинетическую вязкость (в см²/с)

$$\nu = 0,0731 \cdot ^{\circ}BY - \frac{0,0631}{^{\circ}BY}; \text{см}^2/\text{с} \quad (5.7)$$

- где $^{\circ}BY$ - градус условной вязкости, м²/с.

Вискозиметр Энглера обычно используют для определения вязкости высоковязких нефтепродуктов (например, масел).

2.4. На буровых для быстрой оценки вязкости буровых растворов применяют **стандартные полевые вискозиметры (СПВ-5)**, представляющие собой металлическую воронку, заканчивающуюся трубкой диаметром 5 мм.

2.5. Для измерения вязкости неньютоновских жидкостей (жидкостей, которые не подчиняются закону Ньютона, например, некоторые типы нефтей, буровые растворы, клеи и т.д.) обычно используют **ротационные вискозиметры**, разновидностью которых являются **торсионные вискозиметры** (рис. 5.4). В них внутренний цилиндр 1 подвешивается на торсионе 3 (упругая нить, стальная проволока) и помещается в другой вращающийся цилиндр 2, заполняемый исследуемой жидкостью.

Движение жидкости вызывает закручивание внутреннего цилиндра и торсиона на некоторый угол, при котором момент возникающих упругих

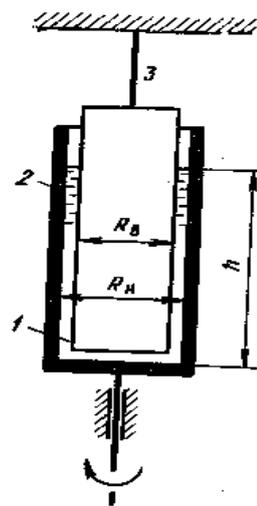


Рисунок 5.4 – Схема торсионного вискозиметра

сил уравновешивается моментом сил внутреннего трения вращающейся жидкости. Динамическую вязкость жидкости определяют по частоте вращения (угловой скорости) внешнего цилиндра n и углу φ закручивания торсиона.

$$\mu = \frac{2 \cdot C \cdot \varphi}{\frac{\pi \cdot h \cdot (R_n + R_e)^2}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_n} \cdot (R_n - R_e)}; \text{Па} \cdot \text{с} \quad (5.8)$$

- где C - постоянная прибора;
 φ - угол закручивания торсиона;
 h - высота слоя жидкости в приборе, см;
 R_n - внутренний радиус наружного цилиндра, см
 R_e - наружный радиус внутреннего цилиндра, см;
 n - частота вращения внешнего цилиндра.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение плотности жидкости, какова ее единица измерения?
2. Дайте определение вязкости жидкости, виды вязкости, единица измерения?
3. Каков принцип работы пикнометра?
4. Каков принцип работы ареометра?
5. Как определяется вязкость в вискозиметре с падающим шариком?
6. Принцип работы ротационного вискозиметра?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №6

ИЗУЧЕНИЕ ЗАКОНА АРХИМЕДА

Цель: изучить закон Архимеда и научиться применять его для решения задач.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Определим силу давления жидкости на плавающее в ней тело (рис. 6.1). Вначале предположим, что на свободной поверхности жидкости давление атмосферное. Горизонтальная составляющая силы давления жидкости равно нулю, так как с любых противоположных направлений горизонтальные силы давления жидкости, действующие на тело, равны.

Для определения вертикальной составляющей F_v разобьем погруженную поверхность тела на две

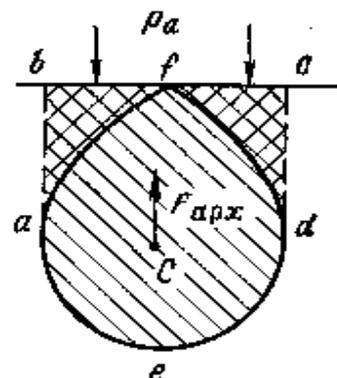


Рисунок 6.1

части так, чтобы на верхнюю часть элементарные силы давления, приложенные в любой ее точке, давали вертикальную составляющую, направленную вниз, а на нижнюю – вверх. В проекции их линия раздела a-d. По формуле (6.1) вертикальная составляющая силы давления, действующая на нижнюю часть поверхности тела, направлена вверх, ее величина $F_{B\uparrow} = \rho g V_{abcdea}$. На верхнюю часть поверхности сила $F_{B\downarrow}$ направлена вниз, ее величина $F_{B\downarrow} = \rho g V_{abcdfa}$.

$$F_{B\downarrow} = \rho \cdot g \cdot V_{abcdfa}; H \quad (6.1)$$

где $F_{B\downarrow}$ - вертикальная составляющая силы давления, Н;
 ρ - плотность жидкости, кг/м³;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 V_{T} - объем тела давления, м³.

Так как объем тела давления V_{abcdea} больше объема V_{abcdfa} , равнодействующая этих сил направлена вверх. Ее разность определяется по разности объемов $V_{abcdea} - V_{abcdfa}$, равной объему погруженной части тела $V_{\text{п}}$. Такую силу называют архимедовой силой $F_{\text{арх}}$:

$$F_{\text{арх}} = \rho \cdot g \cdot V_{\text{п}}; H \quad (6.2)$$

где $F_{\text{арх}}$ - архимедова сила, Н;
 ρ - плотность жидкости, кг/м³;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 $V_{\text{п}}$ - объем погруженной части тела, м³.

Закон Архимеда: на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая (архимедова) сила, равная весу жидкости в объеме погруженной части тела.

Отметим, что такой же результат был бы получен, если бы на свободной поверхности жидкости давление не равнялось атмосферному. В этом случае обе силы $F_{B\uparrow}$ и $F_{B\downarrow}$ изменились бы на одну и ту же величину (так как на одну и ту же величину изменились бы для них объем тела, давление), а их разность осталась бы прежней.

Архимедова сила приложена в центре тяжести погруженного объема тела (см. точку С на рис. 6.1), называемом **центром водоизмещения**. Кроме этой силы, на тело действует и сила тяжести самого тела F_G , направленная вниз,

- если $F_{\text{арх}} = F_G$, то тело будет плавать в равновесном состоянии;
- если $F_{\text{арх}} < F_G$, то тело будет погружаться в жидкость;
- если $F_{\text{арх}} > F_G$, то тело будет всплывать.

Закон Архимеда широко используется в технике, например в кораблестроении, при расчетах устройств для измерения и регулирования уровня жидкости в резервуарах, карбюраторах двигателей внутреннего сгорания, расходомерах и т.д.

Условие: необходимо определить, какой объем бензина V_6 плотностью $\rho_6 = 740 \text{ кг/м}^3$ можно залить в железнодорожную цистерну 2 объемом V , м^3 и массой m , кг, чтобы при перевозке по воде цистерна погружалась до горловины 1 (рис. 6.2). Объем горловины считается пренебрежимо малым.

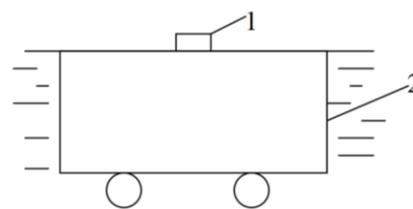


Рисунок 6.2 – Схема перевозки цистерны с бензином по воде

Исходные данные для расчета даны в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м}^3$	60	55	65	58	62	63	59	57	64	61
$m \cdot 10^3, \text{кг}$	23	22,5	23,5	22,7	23,3	23,35	22,85	22,65	23,45	23,25
$\rho_6, \text{кг/м}^3$	740									
$\rho_{ст}, \text{кг/м}^3$	7800									
$\rho_в, \text{кг/м}^3$	1000									

Методические указания:

1. По условию плавания тел $F_{арх} = F_G$. В жидкость погружен не только полезный объем цистерны V , но и объем металла (метел сталь) V_m ее стенок, платформы, колесных пар и т.д. Рассчитаем объем металла V_m и объем погруженной части цистерны V_n :

$$V_m = \frac{m}{\rho_{ст}}; \text{м}^3 \quad (6.3)$$

где m - масса цистерны, кг;
 $\rho_{ст}$ - плотность стали, кг/м^3 .

$$V_n = V + V_m; \quad (6.4)$$

где V - объем цистерны, м^3 ;
 V_m - объем металла, м^3 .

2. Рассчитаем архимедову силу:

$$F_{арх} = \rho_в \cdot g \cdot V_n; H \quad (6.5)$$

где V_n - объем погруженной части цистерны, м^3 ;
 $\rho_в$ - плотность воды, кг/м^3 ;
 g - ускорение свободного падения, м/с^2 .

1. Так как сила тяжести цистерны и бензина в архимедовой силе $F_G = mg + V_6\rho_6g$, следовательно, $F_{арх} = F_G = mg + V_6\rho_6g$, откуда объем бензина:

$$V_6 = \frac{F_{арх} - m \cdot g}{\rho_6 \cdot g}; \text{м}^3 \quad (6.6)$$

где $F_{арх}$ - архимедова сила, Н;
 ρ_6 - плотность бензина, кг/м³;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 m - масса цистерны, кг.

2. Не учет в этой задаче архимедовой силы от погруженного в воду объема металла дал бы уменьшение объема бензина на:

$$\Delta V = \frac{V_m \cdot \rho_v \cdot g}{\rho_6 \cdot g}; \text{м}^3 \quad (6.7)$$

где ρ_v - плотность воды, кг/м³;
 ρ_6 - плотность бензина, кг/м³;
 V_m - объем металла, м³.

т.е. более чем на «X» %:

$$X = \frac{\Delta V \cdot 100}{V_6}; \% \quad (6.8)$$

где X - уменьшение объема бензина, %;
 ΔV - уменьшение объема бензина, м³;
 V_6 - объем бензина, м³.

5. Сделать вывод.

Контрольные вопросы:

1. Как звучит закон Архимеда?
2. Как определяется архимедова сила, единица ее измерения?
3. Что такое центр водоизмещения?
4. Что происходит с телом при условии $F_{арх} = F_G$?
5. Каково условие погружения тела в жидкость?
6. Каково условие всплывания тела?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАНИЙ МАНОМЕТРА В НАЧАЛЕ НАГНЕТАТЕЛЬНОЙ ЛИНИИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОЩНОСТИ НАСОСА

Цель: научиться определять режим движения жидкости в трубопроводе, определять потери по длине трубопровода и рассчитывать полезную мощность насоса.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Условие: имеется насос, перекачивающий жидкость с плотностью ρ , кинематической вязкостью ν и расходом Q из нижнего резервуара в верхний. На всасывающей линии имеется фильтр, поворотное кольцо и задвижка. Известны их коэффициенты местных сопротивлений ($\xi_{\text{ф}}$, $\xi_{\text{к}}$, $\xi_{\text{з}}$), высота всасывания и нагнетания ($h_{\text{в}}$, $h_{\text{н}}$), длина всасывающей и нагнетательной линии ($L_{\text{в}}$, $L_{\text{н}}$), абсолютная шероховатость труб - Δ (рис. 7.1). Исходные данные для расчета даны в таблице 7.1.

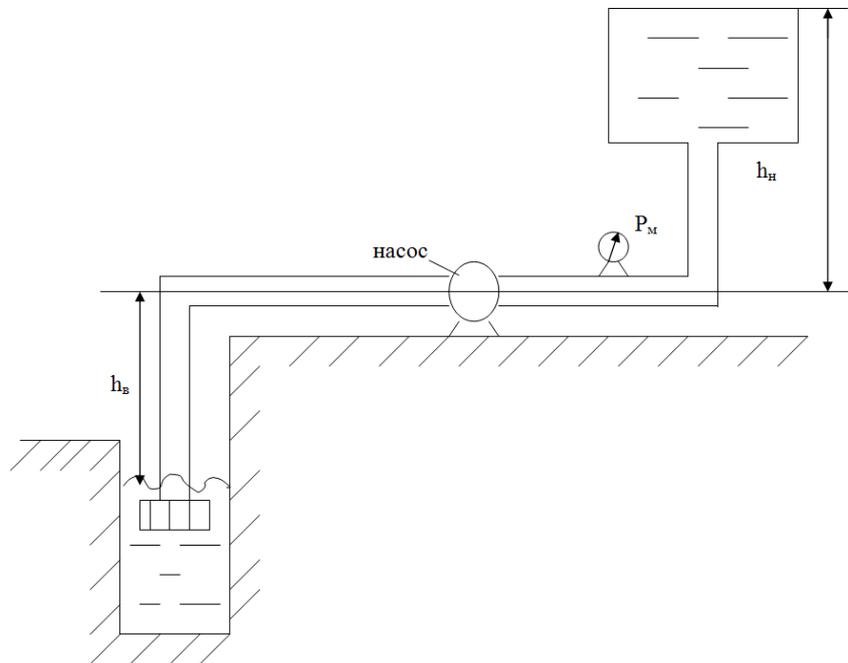


Рисунок 7.1 – Схема резервуаров, перекачивающих жидкость с помощью насоса

Таблица 7.1 – Исходные данные для расчета.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ρ , кг/м ³	800	810	820	830	850	840	750	740	1000	1030
$\nu \times 10^{-6}$, м ² /с	2	3	4	3	5	1,5	0,8	0,6	1	1,1
$Q \times 10^{-3}$, м ³ /с	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{\text{в}}$, м	4	3,5	3	2	1	1,5	2	2,5	3	3,5
$h_{\text{н}}$, м	5	7	9	11	13	15	17	19	21	10
$L_{\text{в}}$, м	10	12	14	10	8	9	11	8	9	11

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_n , м	1000	2000	3000	3500	1800	2100	5000	3200	5000	4000
d , м	0,1	0,12	0,15	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3
Δ , мм	0,05	0,08	0,1	0,12	0,08	0,14	0,1	0,06	0,2	0,5
$\xi_{\text{ф}}$	10	12	14	8	9	10	15	12	14	15
$\xi_{\text{к}}$	0,5	0,3	0,6	0,2	0,3	0,2	0,1	0,4	0,2	0,3
$\xi_{\text{з}}$	1	0,6	0,4	0,2	0,8	0,9	0,3	0,1	0,4	0,5
$L_{\text{эк}}$, м	10	20	30	40	35	28	50	40	80	100

Методические указания:

1. Определить скорость движения жидкости:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}; \text{ м/с} \quad (7.1)$$

где Q - расход жидкости, м³/с;
 d - диаметр трубопровода, м.

2. Подсчитать число Рейнольдса и определить вид движения жидкости:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}; \quad (7.2)$$

где v - скорость движения жидкости, м/с;
 d - диаметр трубопровода, м;
 ν - кинематическая вязкость, м²/с.

3. Определить коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}; \quad (7.3)$$

где Re - число Рейнольдса;
 d - диаметр трубопровода, м;
 Δ - абсолютная шероховатость труб, м.

4. Определить потери по длине трубопровода, так как истинные и местные потери учитываются введением дополнительной длины ($L_{\text{эк}}$), то формула принимает вид:

$$h_{2-3} = \lambda \frac{L_n - L_{\text{эк}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}; \quad (7.4)$$

где λ - коэффициент гидравлических сопротивлений;
 d - диаметр трубопровода, м;
 L_n - длина нагнетательной линии, м;
 $L_{\text{эк}}$ - эквивалентная длина, м;
 v - скорость движения жидкости в сечении 2-2, м/с;
 g - ускорение свободного падения, м/с².

5. Определить давление манометра в начале нагнетательной линии:

$$P_m = \rho \cdot g(h_{2-3} + h_n + \frac{P_o}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g}); \text{ Па} \quad (7.5)$$

- где ρ - плотность жидкости, кг/м³;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 h_{2-3} - потери по длине трубопровода;
 $h_n = h_n$ - высота подъема жидкости, м;
 P_o - давление на свободной поверхности = 1,01*10⁵, Па;
 v - скорость движения жидкости в сечение 2-2, м/с.

6. Определить суммарные потери во всасывающей линии:

$$h_{0-1} = \lambda \left(\frac{L_b}{d} + \xi_{\phi} + \xi_3 + \xi_k \right) \frac{v^2}{2g}; \quad (7.6)$$

- где λ - коэффициент гидравлических сопротивлений;
 L_b - длина всасывающей линии, м;
 d - диаметр трубопровода, м;
 ξ_{ϕ} - коэффициент местных сопротивлений фильтра;
 ξ_k - коэффициент местных сопротивлений поворотного кольца;
 ξ_3 - коэффициент местных сопротивлений задвижки;
 v - скорость движения жидкости в сечение 2-2, м/с;
 g - ускорение свободного падения, м/с².

7. Определить давление на выходе насоса:

$$P_{\text{вых}} = P_o + \rho \cdot g \left(h_{0-1} + h_n + \frac{v^2}{2g} \right); \text{ Па} \quad (7.7)$$

- где P_o - давление на свободной поверхности, Па;
 ρ - плотность жидкости, кг/м³;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 h_{0-1} - суммарные потери во всасывающей линии;
 h_n - высота нагнетания, м;
 v - скорость движения жидкости в сечение 2-2, м/с.

8. Определить эффективную мощность насоса:

$$N_{\text{эф}} = (P_{\text{вых}} + P_m) Q; \text{ Вт} \quad (7.8)$$

- где $P_{\text{вых}}$ - давление на выходе насоса, Па;
 P_m - давление манометра в начале нагнетательной линии, Па;
 Q - расход жидкости, м³/с.

9. Сделать вывод.

Контрольные вопросы:

1. Каковы основные свойства гидростатического давления?
2. Как формируется закон Паскаля?
3. Что называется пьезометрической поверхностью?
4. В чем сущность закона Архимеда?
5. Принцип действия гидравлического пресса, его основные узлы.
6. Что изучает гидростатика?

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №8

ИЗУЧЕНИЕ ПРИНЦИПА РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ГИДРОПРИВОДА

Цель: Приобретение навыков самостоятельной работы с изучением материалов и умения анализировать расчеты.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Насос - для преобразования механической энергии двигателя в гидравлическую энергию жидкости.

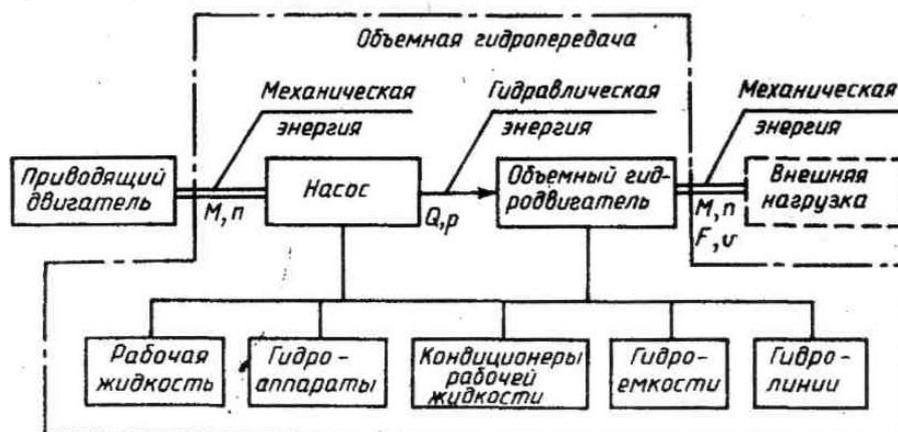


Рисунок 8.1 - Блок - схема гидропривода

Гидродвигатель - для преобразования гидравлической энергии жидкости в механическую энергию машины (внешняя нагрузка).

Рабочая жидкость является рабочей средой, при помощи которой гидравлическая энергия передается от насоса к гидродвигателю.

Гидроаппараты применяются для регулирования давления и расхода жидкости, а также для изменения или поддержания неизменным направления потока жидкости.

Кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, гидроочистители и теплообменные аппараты) предназначены для получения ее необходимых качественных показателей.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости.

Гидролинии - устройства для прохождения рабочей жидкости. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, колена, тройники и т. д.

Таблица 8.1 - Исходные данные

Вариант	Максимальная скорость движения штока гидроцилиндра, V_i , м/с	Усилие, развиваемое гидроцилиндром, $F, Н$	Номинальное давление гидросистемы, p , МПа
1	0,1	10000	6,3
2		24000	10,0
1		16000	12,5
4		26000	16,0
5		100000	20,0
6		80000	25,0
7		60000	32,0
8		20000	4,0
9		12000	2,5
10		14000	1,6
11		18000	6,3
12		14000	10,0
13		40000	12,5
14		62000	16,0
15		82000	20,0
Вариант	Максимальная скорость движения штока гидроцилиндра, V_i , м/с	Усилие, развиваемое гидроцилиндром, $F, Н$	Номинальное давление гидросистемы, p , МПа
16	0,2	200000	25,0
17		150000	32,0
18		16000	4,0
19		18000	2,5
20		11000	1,6
21		24000	6,3
22		30000	10,0
23		26000	12,5
24		42000	16,0
25		140000	20,0
26		160000	25,0
27		90000	32,0
28		40000	4,0
29		9000	2,5
30		6000	1,6

Порядок расчетов

1. Определяем расчетный диаметр поршня гидроцилиндра:

$$D_p = \sqrt{\frac{4F}{\pi r \eta \gamma_M}} \text{ мм}, \quad (8.1)$$

где p - номинальное давление гидросистемы, МПа;
 η_G - 0,98 - гидравлический КПД гидроцилиндра;
 η_M - 0,97 - механический КПД гидроцилиндра;
 F - усилие гидроцилиндра, Н.

2. Определяем расчетный диаметр штока гидроцилиндра:

$$d_p = 0,64D_p \text{ мм}, \quad (8.2)$$

3. Выбираем стандартные значения диаметров поршня и штока по ГОСТ 12447-80 - 25, 32, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250 и т.д.

3. Определяем необходимое максимальное давление гидросистемы:

$$P = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_G \eta_M} \text{ МПа}, \quad (8.3)$$

5. Определяем максимальную подачу гидроцилиндра при рабочем ходе штока при холостом ходе поршня

$$Q = \frac{\pi D^2 v_1}{4000 \eta_o} \text{ л/с}, \quad (8.4)$$

где v_1 - максимальная скорость движения штока, м/с;
 η_o - 0,96 - объемный КПД гидроцилиндра;
 D - стандартный диаметр поршня, мм;
 F - усилие гидроцилиндра, Н.

6. Определяем максимальную подачу гидроцилиндра при холостом ходе поршня

$$Q = \frac{\pi (D^2 - d^2) v_2}{4000 \eta_o} \text{ л/с}, \quad (8.5)$$

где v_2 - $1,8 \cdot v_1$ - скорость холостого хода штока, м/с;
 d - стандартный диаметр штока, мм;
 D - стандартный диаметр поршня, мм.

7. По максимальной подаче (при холостом или рабочем ходе штока) и необходимом максимальном давлении гидросистемы P выбрать насос из таблицы 8.2.

8. Определить диаметры гидролиний двумя методами аналитически и графически. Для упрощения дальнейших действий данные занести в таблицу 8.3.

Таблица 8.2 - Основные параметры объемных насосов

Тип насоса	Марка насоса	Подача, л/с	Давление номинальное, МПа	КПД	Масса насоса, кг
Пластинчатые	Г 12-2	0,583	4	0,65	9,9
	Г 12-2	1,666	13	0,75	26,0
	Г 12-2	3,333	20	0,73	97,7
Шестеренные	НШ-32	0,87	10	0,75	6,5
	НШ-46	1,25	10	0,75	7,1
	НШ-98	2,68	10	0,75	17,7
	А100ТГЛ	2,5	16	0,9	15,4
Аксиально и радиально поршневые	210.32	3,48	16	0,91	92,0
	НА32/320	0,7	32	0,8	44,5
	УНМА 4 125/32	2,8	32	0,75	76,0
	МН 56/32	1,3	32	0,80	125,0
	НАД-Ф 63/22	1,5	22	0,85	38,0
Шестеренные насос моторы (секционные)	НМШ 0,06	0,666	10	0,90	21,2
	2НМШ 0,09	8,0	8	0,90	36,2
	2НМШ0,12	2,666	8	0,90	39,6
	3НМШ0,18	4,0	8	0,90	57,6
	НМШ 2-40-1,6/16	1,6	1,6	0,60	78,0
	НМШ 8-25-6,3/25	6,3	2,5	0,80	112,5

Таблица 8.3 - Расчетные данные диаметров гидролиний

Диаметр трубопровода, мм	Метод определения		
	Аналитический	Графический (min-max)	Стандартное значение
Нагнетательного, d _Н			
Всасывающего, d _В			
Сливного, d _С			

10. Определить диаметры гидролиний аналитическим методом

$$d_H = \sqrt{\frac{4000Q}{\pi u_H}} \text{ мм}, \quad (8.6)$$

$$d_B = \sqrt{\frac{4000Q}{\pi u_B}} \text{ мм}, \quad (8.7)$$

$$d_C = \sqrt{\frac{4000Q}{\pi u_C}} \text{ мм}, \quad (8.8)$$

$$Q_C = \frac{Q_H(D^2 - d^2)}{n^2} \text{ л/с} \quad (8.9)$$

где Q - подача выбранного насоса, л/с;
 QC - расход жидкости в сливном трубопроводе, л/с;
 $и_n$, $и_в$, $и_с$ - скорости движения жидкости в соответствующих трубопроводах, м/с (см. таблицу 8.6)

Таблица 8.4 -Зависимость скорости движения жидкости от давления в гидросистеме

Давление в гидросистеме, МПа	до 2,5	до 6,3	до 16	до 32
$и_n$, м/с	2,0	3,2	4,0	5,0
$и_в$, м/с	0,5		1,0	
$и_с$, м/с	2,0			

Для определения диаметров гидролиний графическим методом воспользоваться рис. 8.2. Обратите внимание на то, что значение подачи на графике выражено в л/мин.

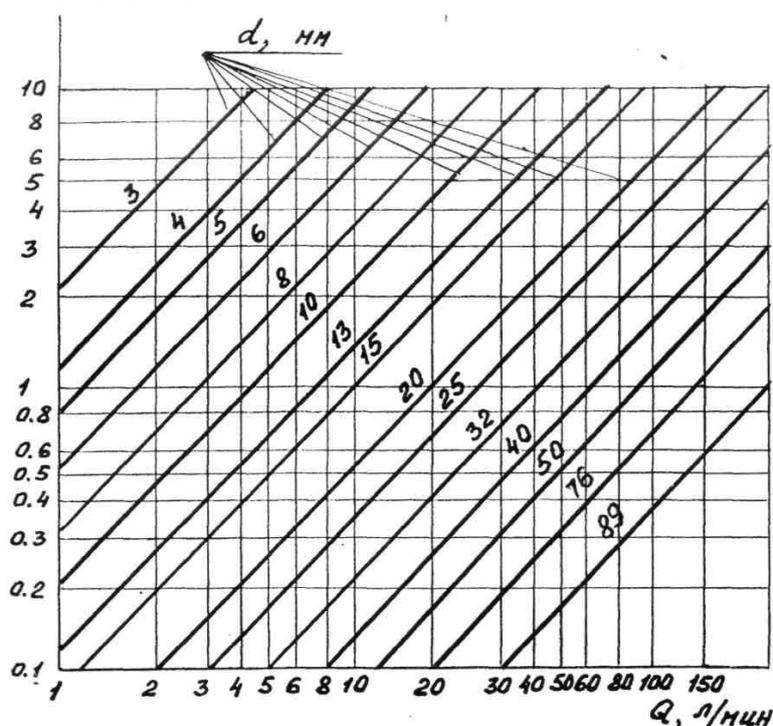


Рисунок 8.2 - Номограмма скоростей течения жидкости в трубопроводах

11. Стандартные значения диаметров выбираем в соответствии с ГОСТ 8734-75 из таблицы 8.5.

Таблица 8.5 - Параметры труб, мм

Наружный диаметр	4	6	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18
Толщина стенки	0,5	1	1	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5
Наружный диаметр	20	20	22	22	24	24	27	27	30	30	35	35	38
Толщина стенки	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1,5
Наружный диаметр	42	45	57	76	89	108	114	133	159	168	219	273	325
Толщина стенки	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3,5	4	4

12. Определить параметры гидроцилиндра

12.1. Сила инерции, возникающая во время разгона поршня:

$$F_{II} = \frac{Fv_1}{gt} \text{ Н}, \quad (8.10)$$

где t - 0,2 – время разгона поршня, с.

12.2. Расчетное усилие, действующее на гидроцилиндра:

$$F_p = \frac{F+F_{II}}{\eta} \text{ Н}, \quad (8.11)$$

где η - 0,95 - КПД гидроцилиндра.

12.3. Толщина стенки цилиндра из стали:

$$z_c = 0,5 \left(\frac{\sqrt{[\sigma]+p}}{[\sigma]-p} - 1 \right) \text{ мм}, \quad (8.12)$$

где $[\sigma]$ - 200 МПа – допустимое напряжение растяжения материала цилиндра.

12.4. Толщина плоского днища цилиндра:

$$z_{II} = 0,4D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \text{ мм}, \quad (8.13)$$

12.5. Мощность гидроцилиндра:

$$N = Fv_1 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (8.14)$$

13. Сделать вывод.

Контрольные вопросы:

1. Назначение и определение гидравлических приводов.
2. На каких законах гидравлики основан принцип работы гидропривода.
3. Объясните принцип работы гидропривода.
4. Где применяют в нефтяной отрасли гидроприводы.
5. Почему в процессе эксплуатации изменяются физико-химические свойства рабочих жидкостей гидравлических приводов.
6. Назовите преимущества и недостатки гидравлических приводов.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 9

ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОВЫХ ЗАКОНОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Цель: Закрепление знаний основных газовых законов; формирование навыков самостоятельной работы с таблицами.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышлен-

ного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Все газовые законы отражают состояние идеальных газов.

Идеальный газ – это газ, имеющий объем молекул равный нулю, не имеющий сил межмолекулярного взаимодействия и подчиняющийся уравнению Менделеева-Клапейрона.

Уравнение Менделеева-Клапейрона отражает взаимосвязь между основными параметрами состояния рабочего тела. Уравнение может быть записано в следующем виде:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T \quad (9.1)$$

- где
- P** - абсолютное давление газа, МПа;
 - V** - объем газа, м³;
 - G** - масса газа, кг;
 - R** - удельная газовая постоянная, Дж/кг·°С;
 - T** - абсолютная температура идеального газа, °К;

В настоящее время можно утверждать, что ни один из реальных газов не подчиняется газовым законам. Тем не менее, эти специфические газовые законы в термодинамике сохранены, и учение об идеальных газах широко используется в технике, эти законы несложны и достаточно хорошо характеризуют поведение реальных газов при невысоких давлениях и не очень низких температурах, вдали от областей насыщения и критической точки.

Закон Бойля (1662 г.) - Мариотта (1676 г.) - при постоянной температуре ($t = \text{const}$) произведение абсолютного давления и удельного объема идеального газа сохраняет неизменную величину ($Pv = \text{const}$):

$$P \cdot v = \text{const} \quad (9.2)$$

$$P \cdot v = f(t)$$

Закон Гей-Люссака (1802 г.) - при постоянном давлении ($p = \text{const}$) объем идеального газа изменяется прямо пропорционально повышению температуры:

$$v = v_0(1 + \alpha \cdot t) \quad (9.3)$$

- где
- v_0 - удельный объем газа при температуре $t^0\text{C}$ и давлении P , м³/кг;
 - α - температурный коэффициент объемного расширения идеальных газов при 0^0C , $1/273 \text{ K}^{-1}$;
 - t - температура газа, ^0C .

Задание:

Решить следующие задачи, применяя знания, полученные при изуче-

нии законов идеальных газов.

Задача № 1.

Дымовые газы, образовавшиеся в топке парового котла, охлаждаются с t_1 до t_2 . Во сколько раз уменьшится их объём, если давление газа в начале и конце газохода одинаково. Исходные данные приведены в таблице 10.1.

Задача № 2.

В баллоне содержится газ известной массы при определенном давлении и температуре. Какова вместимость баллона при данных условиях согласно варианту? Исходные данные приведены в таблице 9.2; 9.3.

Таблица 9.1 - Исходные данные

Параметры	Варианты														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
начальная температура $t_1, ^\circ\text{C}$	1200	1100	1250	1310	1340	950	1375	1382	1231	1189	1174	1131	1000	1230	1150
конечная температура $t_2, ^\circ\text{C}$	205	215	210	185	190	173	169	178	200	210	230	242	213	165	194
Параметры	Варианты														
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
начальная температура $t_1, ^\circ\text{C}$	1150	1160	1170	1205	1220	1315	1415	1350	1362	1470	1520	1290	1300	990	1400
конечная температура $t_2, ^\circ\text{C}$	110	115	120	130	140	125	135	150	160	170	180	190	220	230	250

Таблица 9.2 - Исходные данные

Вариант	Параметр			
	Наименование газа	масса газа $G, \text{ кг}$	давление газа $P, \text{ МПа}$	начальная температура $t_1, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5
1	Кислород	1,2	8,3	15
2	Воздух	2	7,7	13
3	Водород	3	7,9	12
4	Азот	4	8,5	14
5	Оксид углерода	2,1	9,1	15
6	Гелий	2,6	7,3	20
7	Метан	3,2	9,7	25
8	Диоксид углерода	3,7	10	29
9	Кислород	1,7	9,2	30
10	Азот	4,2	10,5	32
11	Метан	4,6	11,2	28
12	Воздух	5,1	5,6	39
13	Гелий	5,5	6,7	42
14	Кислород	2,9	7,7	45
15	Метан	3,9	9,1	52
16	Оксид углерода	4,2	5,5	19
17	Гелий	4,5	5	53
18	Азот	4,7	6	55

1	2	3	4	5
19	Кислород	5,1	7	19
20	Метан	5,9	11,5	62
21	Диоксид углерода	6,3	10,4	75
22	Воздух	6,7	9,9	81
23	Гелий	6,9	10,7	20
24	Азот	7,1	10,9	44
25	Кислород	7,3	12	10
26	Оксид углерода	8,5	12,1	5
27	Метан	8,2	13	90
28	Азот	9	14,1	96
29	Водород	11	13,8	53
30	Гелий	10,6	15	106

Таблица 9.3 – Значения молярной массы веществ

№ п/п	Вещество	Обозначение	Молярная масса μ , кг/кмоль
1	Водород	H ₂	2,016
2	Гелий	He	4,003
3	Метан	CH ₄	16,043
4	Азот	N ₂	28,013
5	Оксид углерода	CO	28,011
6	Воздух	-	28,97
7	Кислород	O ₂	32
8	Диоксид углерода	CO ₂	44,011

Методические указания:

1. Перед решением предложенных задач, необходимо все физические величины перевести в систему СИ.

2. Из таблицы 9.3 в исходные данные добавить соответствующие молярные массы газов и определить удельную газовую постоянную (задача №2):

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu}, \text{ Дж/кг}\cdot^{\circ}\text{K} \quad (9.4)$$

где \bar{R} - универсальная газовая постоянная, 8314 Дж/кмоль $\cdot^{\circ}\text{K}$;
 μ - молярная масса газа, кг/кмоль.

3. Перед решением, задач определить какому газовому закону соответствует каждая задача, и использовать его для решения.

4. Сделать вывод.

5. Выполнить контрольный тест.

Контрольный тест:

1. Имеется ли разница между показаниями температуры $T = 314^{\circ}\text{K}$ и $t = 314^{\circ}\text{C}$.

Ответ: а) $T < t$; б) $T > t$; в) $T = t$.

2. Почему в качестве рабочего тела в термодинамике используются пары и газы?

Ответ:

- а) газы (пары) имеют высокие теплоёмкости;
- б) газы при изменении температуры и давления могут значительно изменять свой объём;
- в) газы способны выдерживать большие температуры, чем жидкости и твёрдые тела.

3. Почему молярная газовая постоянная называется универсальной?

Ответ:

- а) при помощи неё можно определить удельную газовую постоянную;
- б) она для всех идеальных газов постоянна и равна $8314 \text{ Дж/кмоль} \cdot ^\circ\text{К}$;
- в) она применима и для реальных газов.

4. Как записывается уравнение Менделеева-Клайперона?

Ответ: а) $PV = GRT$, б) $p\nu = GRT$; в) $PV = \mu RT$.

5. Назови единицу измерения количества вещества.

Ответ: а) моль; б) кг; в) м^3 .

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 10

ИЗУЧЕНИЕ ПРИБОРОВ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ УЗЛОВ, АГРЕГАТОВ И МАШИН ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цель: изучить устройство, принцип действия измерительных и поверочных инструментов, приборов и приспособлений для контроля формы и размеров.

ПК 1.3 - Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией.

Общие сведения:

Для контроля формы и размеров, правильности сборки и установки в проектное положение технологического оборудования применяют различные измерительные и поверочные инструменты, приборы и приспособления.

Они характеризуются следующими показателями:

- пределом измерения — диапазоном измерений от наименьшего до наибольшего значений;
- ценой деления шкалы — величиной измеряемого элемента, соответствующей одному делению шкалы;
- точностью измерения — соответствием результатов измерений действительным значениям измеряемого элемента;
- погрешностью измерения — разностью между показаниями измерительного инструмента или прибора и фактическими размерами измеряемого элемента.

В зависимости от назначения все эти инструменты и приборы подраз-

деляют на группы:

- для перенесения линейных размеров элементов на деталь;
- для измерения углов при выверке оборудования на вертикальность, горизонтальность и уклон;
- для проверки плоскостей;
- для определения взаимного расположения узлов и деталей оборудования;
- для закрепления оборудования в проектном положении.

Примерный перечень и краткие характеристики используемых инструментов, приборов и приспособлений приводится ниже.

Инструмент для замера линейных размеров. Линейки измерительные (ГОСТ 427—75*) — предназначаются для измерения расстояний между двумя точками и сравнения этих расстояний со шкалой линейки.

Длина линеек 150... 1000 мм. Точность измерений 0,25 мм. Цена делений 0,5 и 1,0 мм. Погрешности для линеек, мм: длиной до 300 мм — $\pm 0,1$; до 500 мм — $\pm 0,15$; до 1000 мм — $\pm 0,2$.

Метры складные (ГОСТ 7253—85*) — применяются для измерений, не требующих высокой точности. Изготавливаются длиной 1000 мм. Цена делений — 1,0 мм, допускаемые отклонения $\pm 1,0$ мм.

Рулетки измерительные металлические (ГОСТ 7502—80*) — применяются для определения линейных размеров большой длины, когда не требуется большой точности.

Ход работы:

Для контроля формы и размеров, правильности сборки и установки в проектное положение технологического оборудования применяют различные измерительные и поверочные инструменты, приборы и приспособления.

1.1 Штангенциркули (ГОСТ 166—80*) — применяются для измерения наружных и внутренних линейных размеров, глубин и высот (рис. 10.1). Пределы измерений от 125 до 2000 мм. Цена делений на штанге 1 мм, по нониусу 0,05 и 0,1 мм. Погрешность от $\pm 0,02$ до 0,1 мм.

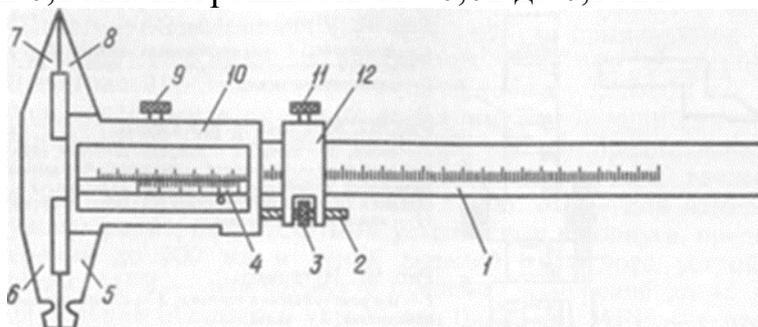


Рисунок 10.1 - Штангенциркуль ШЦ-11:

- 1 — штанга; 2 — микрометрический винт; 3 — гайка; 4 — нониус; 5,6 — губки нижние; 7,8 — губки верхние; 9, 11 — стопорные винты; 10 — рамка;
- 12 — хомутик

1.2 Штангенглубиномеры (ГОСТ 162—80*) — предназначены для точного измерения глубин несквозных отверстий (рис. 10.2).

Пределы измерений до 400 мм. Цена делений на штанге 0,01 мм, по нониусу 0,02 и 0,1 мм. Погрешность от $\pm 0,02$ до 0,15 мм.

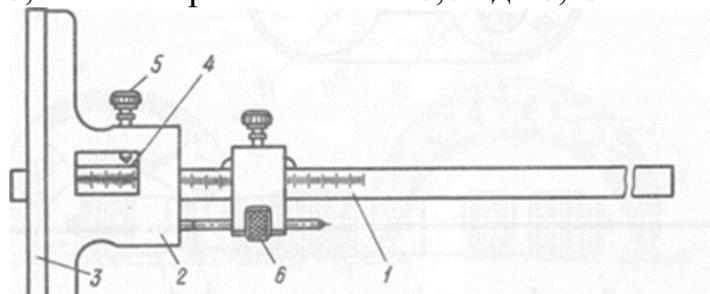


Рисунок 10.2 - Штангенглубиномер

1 — штанга; 2 — рамка; 3 — основание; 4 — нониус; 5 — зажим рамки; 6 — микрометрическая подача рамки

1.3 Штангенрейсмусы (ГОСТ 164—80*) — применяются для определения наружных и внутренних высотных размеров до 2500 мм (рис. 10.3). Значения отсчетов по нониусу 0,05 и 0,1 мм. Суммарная погрешность от $\pm 0,02$ до 0,1 мм.

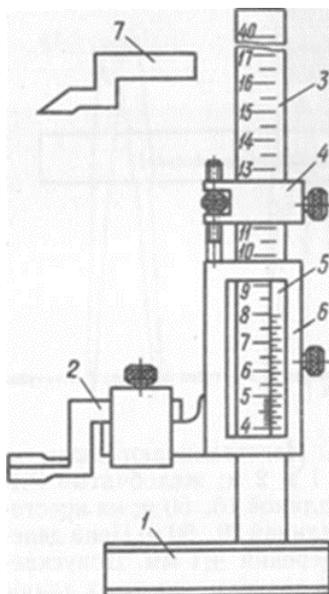


Рисунок 10.3 - Штангенрейсмус

1 — основание; 2 — измерительная ножка; 3 — штанга; 4 — микрометрическая подача; 5 — нониус; 6 — рамка; 7 — разметочная ножка

1.4 Микрометры с ценой делений 0,01 мм (рис. 10.4) (ГОСТ 6507—78*) — выпускаются для следующих типов измерений: для определения наружных размеров с пределами измерений, для замера толщины листов с пределами измерений, для замера толщины стенок труб, для замера элементов зубчатых колес.

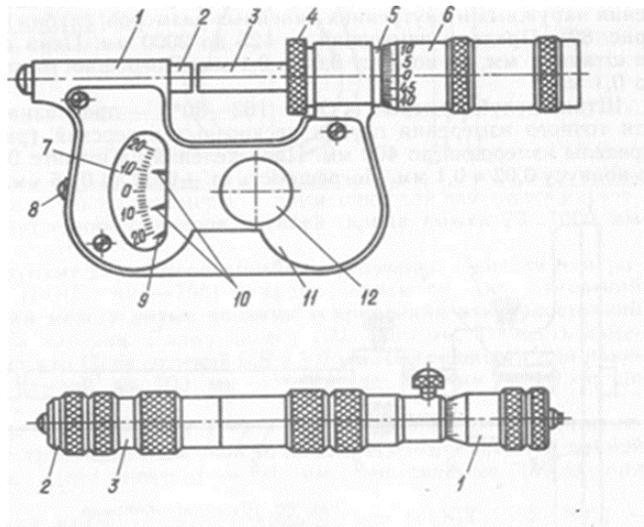


Рисунок 10.4 - Микрометр рычажный

- 1 — скоба; 2 — пятка; 3 — микрометрический винт; 4 — стопор;
 5 — стембель; 6 — барабан; 7 — шкала рычажного механизма;
 8 — кнопка арретира; 9 — стрелка; 10 — указатели пределов поля допуска;
 11 — крышка; 12 — колпачок

1.5 Нутромеры (штихмасы) — предназначаются для определения внутренних размеров (рис. 10.5). Скобы с отсчетным устройством (ГОСТ 11098—75*) —предназначаются для линейных измерений (рис. 10.6.). Изготавливаются двух типов: СР — рычажные, СИ — индикаторные, цена делений соответственно 0,002 и 0,01 мм. Пределы измерений до 150 и 1000 мм.

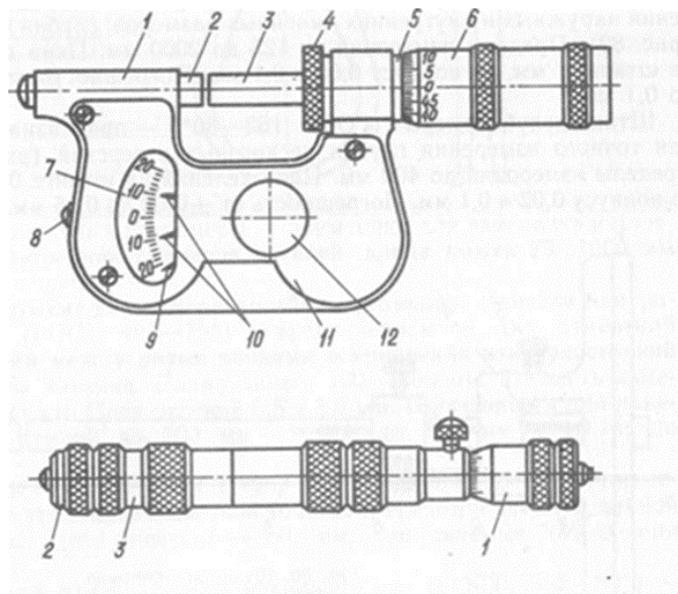


Рисунок 10.5 - Нутромер

- 1 — микрометрическая головка; 2 — измерительный наконечник;
 3 — удлинитель

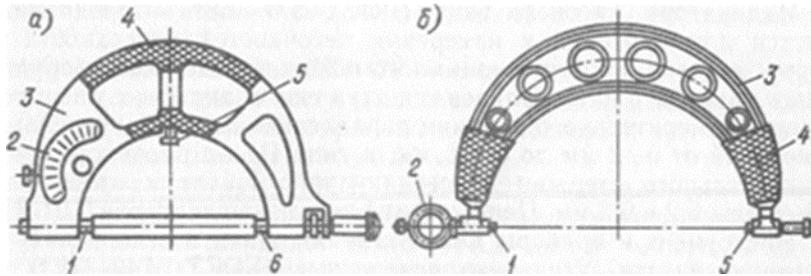


Рисунок 10.6 - Скобы с отсчетным устройством

а — рычажные СР; б — индикаторные СИ; 1 — пятка подвижная; 2 — отсчетное устройство; 3 — корпус; 4 — теплоизоляционная накладка; 5 — упор; 6 — пятка переставная

1.6 Щупы (ГОСТ 882—75*) — применяются для проверки величины зазоров между поверхностями (рис. 10.7, а). Изготавливаются длиной 100 мм в виде наборов и 200 мм отдельными пластинами шириной 10 мм и толщиной 0,02...1,0 мм.

Калибровочные клинья — служат для измерения зазоров и представляют собой стальную клинообразную пластину с нанесенной на ней шкалой. Точность отсчета до 0,1 мм (рис. 10.7, б).

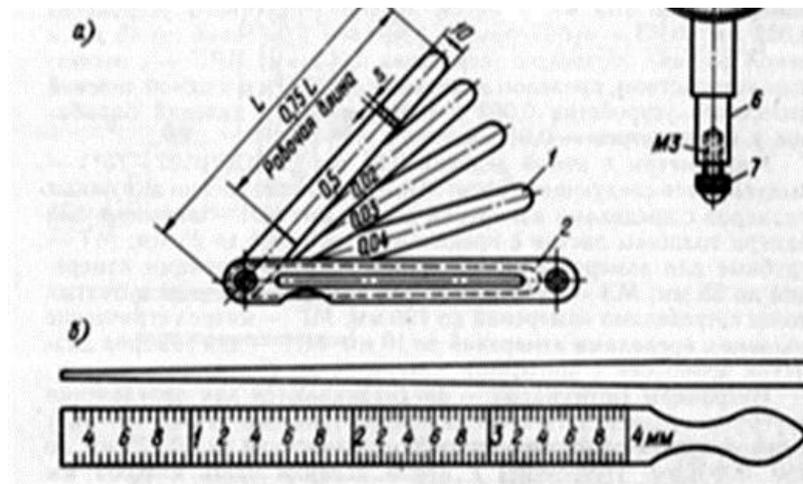


Рисунок 10.7 - Щупы: а — набор пластин; б — калибровочный клин

1.7 При монтаже машин и агрегатов с вращающимися узлами для проверки их соосности разработано специальное лазерно-оптическое устройство (рис. 10.8) с фиксацией и обработкой результатов замеров с помощью фотоприемников и ЭВМ.

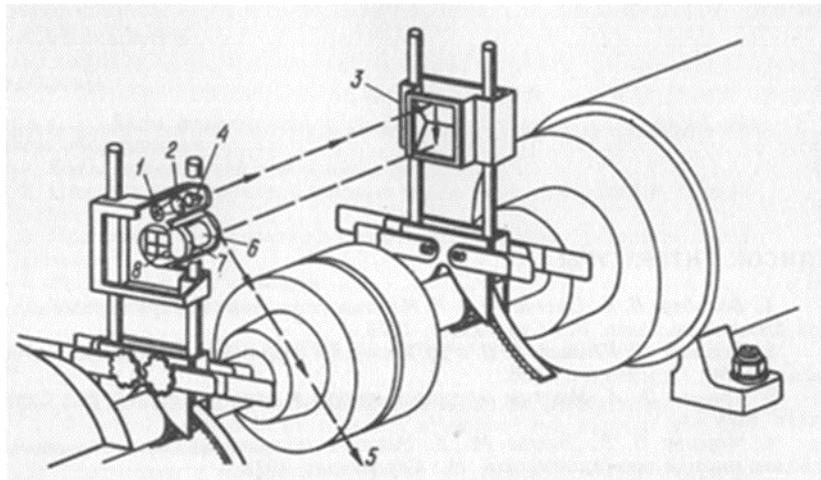


Рисунок 10.8. - Лазерно-оптическая установка для выверки соосности
 1 — излучатель; 2 — коллиматор; 3 — зеркальная призма; 4 — объектив;
 5 — вывод на ЭВМ; 6 — фильтр; 7 — линза; 8 — фотоприемник

Задание:

1. Изучить общие теоретические сведения.
2. Составить конспект по плану:
3. Выполнить все рисунки измерительных приборов и приспособлений.

Сделать вывод.

Контрольные вопросы:

1. Какой инструмент применяют для замера линейных размеров?
2. В зависимости от назначения все инструменты и приборы подразделяют на группы, перечислите на какие?
3. Для чего применяются щупы?
4. Назовите специальное лазерно-оптическое устройство, применяемое при монтаже машин и агрегатов с вращающимися узлами для выверки их соосности?
5. Что измеряют с помощью калибровочных клиньев?

ПЕРЕЧЕНЬ РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Организация ремонтных, монтажных и наладочных работ по промышленному оборудованию: в 2 ч. Ч. 1: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ [А. Н. Феофанов, А. Г. Схиртладзе, Т. Г. Гришина и др.]. – М.: Издательский центр «Академия», 2018. – 240 с.

2. Организация ремонтных, монтажных и наладочных работ по промышленному оборудованию: в 2 ч. Ч. 2: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ [А. Н. Феофанов, А. Г. Схиртладзе, Т. Г. Гришина и др.]. – М.: Издательский центр «Академия», 2018. – 256 с.

3. Организация и проведение монтажа и ремонта промышленного оборудования: в 2 ч. Ч. 1: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ [А. Г. Схиртладзе, А. Н. Феофанов, В. Г. Митрофанов и др.]. – М.: Издательский центр «Академия», 2019. – 272 с. [Электронный ресурс; Режим доступа <http://www.academia-moscow.ru>]

4. Организация и проведение монтажа и ремонта промышленного оборудования: в 2 ч. Ч. 2: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ [А. Г. Схиртладзе, А. Н. Феофанов, В. Г. Митрофанов и др.]. – М.: Издательский центр «Академия», 2019. – 256 с. [Электронный ресурс; Режим доступа <http://www.academia-moscow.ru>]

5. Рахимьянов, Х. М. Технология машиностроения: сборка и монтаж: учебное пособие для среднего профессионального образования / Х. М. Рахимьянов, Б. А. Красильников, Э. З. Мартынов. — 2-е изд. — Москва: Издательство Юрайт, 2022. — 241 с. — (Профессиональное образование). [Электронный ресурс; Режим доступа <https://www.biblio-online.ru>]

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ	5
ТЕМАТИЧЕСКА ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ	6
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1	6
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2	13
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3	20
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4	26
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5	32
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6	36
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7	40
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 8	43
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 9	48
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 10	52
ПЕРЕЧЕНЬ РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	58

МДК 01.02
ОСУЩЕСТВЛЕНИЕ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ
ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

15.00.00 МАШИНОСТРОЕНИЕ

специальность 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт
промышленного оборудования (по отраслям)

Методические указания к выполнению практических занятий
для обучающихся 2 курса образовательных учреждений
среднего профессионального образования
всех форм обучения (очная, заочная)

Часть 1

Методические указания
разработал преподаватель: Тетикли Надежда Михайловна

Подписано к печати 24.01.2023 г.

Формат 60x84/16

Тираж

Объем 3,7 п.л.

Заказ

1 экз.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Югорский государственный университет» (ЮГУ)
НЕФТЯНОЙ ИНСТИТУТ
(ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ЮГОРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
628615 Тюменская обл., Ханты-Мансийский автономный округ,
г. Нижневартовск, ул. Мира, 37.