

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
15.03.03 «Прикладная механика» очной формы обучения*



Могилев 2026

УДК 621.891
ББК 34.44
С50

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «17» марта 2026 г.,
протокол № 9

Составитель канд. техн. наук О. В. Благодарная

Рецензент ст. преподаватель О. А. Пономарева

В методических рекомендациях изложены краткие теоретические сведения и
приведены примеры решения задач, выполняемых на практических занятиях.

Учебное издание

СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60 × 84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ № .

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2026

Содержание

Введение.....	4
1 Определение параметров насоса для системы смазки	5
2 Расчет подшипников качения на грузоподъемность и долговечность	11
3 Подбор уплотнений подшипниковых узлов.....	14
4 Система смазки редуктора	17
5 Составление карты смазки	22
Список литературы	27

Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по дисциплине «Смазочные материалы» для студентов направления подготовки 15.03.03 «Прикладная механика» очной формы обучения.

Целью изучения дисциплины «Смазочные материалы» является формирование у студентов комплекса знаний и навыков по обеспечению высокой работоспособности и сохранности машин, механизмов и технологического оборудования.

Эксплуатация современной техники невозможна без квалифицированного и тщательного технического обслуживания, фундаментальной частью которого является своевременная и правильная замена смазочных материалов.

Правильный выбор и рациональное использование эксплуатационных материалов во многом определяют надежность и долговечность техники, затраты на ее обслуживание и ремонт. Ошибка при выборе смазочного материала может привести в лучшем случае к сокращению срока службы механизма, в худшем – к его поломке [1].

Методические рекомендации включают в себя краткие теоретические сведения, примеры решения задач и контрольные вопросы.

Практические работы оформляются на отдельном листе либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняются карандашом, а текст – ручкой.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам для самостоятельной подготовки к практическим занятиям по дисциплине «Смазочные материалы».

1 Определение параметров насоса для системы смазки

Цель занятия: получение практических навыков в определении параметров насосов для систем смазки.

Насосы делятся на виды в зависимости от объема жидкости, перемещаемой в единицу времени, давления и напора, КПД. Рассмотрим основные виды насосов.

Диафрагменный насос приведен на рисунке 1.1.

Преимущества диафрагменных насосов:

- простота и надежность конструкции, отсутствие вращающихся деталей и подшипников;
- минимальный риск искрообразования при работе, что делает его удобным для перекачки легковоспламеняющихся жидкостей и газов;
- компактность и малый вес при высоких рабочих характеристиках;
- высокая универсальность – возможность работы в различных жидких и газообразных средах, в т. ч. с вязкими и загрязненными жидкостями;
- хорошее уплотнение рабочей камеры, снижающее вероятность утечки жидкости;
- для работы насоса не требуется смазка деталей;
- достаточно высокое давление на выходе;
- относительно большая высота самовсасывания (до 5 м);
- работа без жидкости (всухую) не наносит вреда деталям насоса.

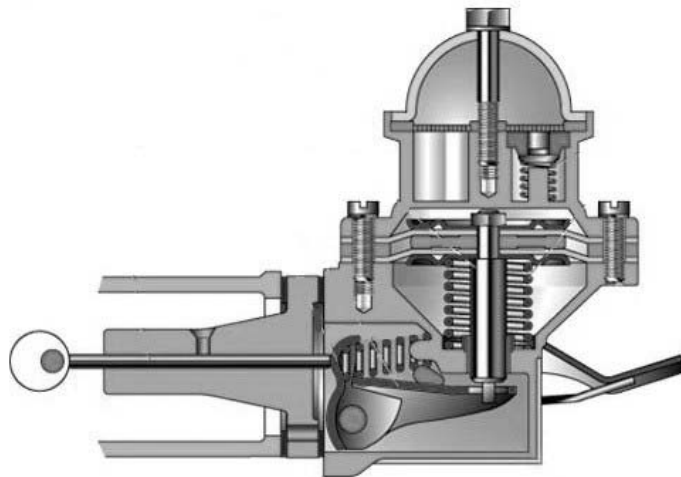


Рисунок 1.1 – Диафрагменный насос

Недостатки диафрагменных насосов:

- мембрана (диафрагма) при работе значительно изгибается, изнашивается, что может привести к выходу ее из строя;
- слабым местом в конструкции диафрагменного насоса является необходимость использования клапанов, которые могут выйти из строя при загрязнении (залипание клапанов) или износе;
- не применимы для работы в гидросистемах с высоким давлением;

– отличаются особенно высокой неравномерностью подачи среди других типов объемных насосов.

Аксиально-поршневой насос (рисунок 1.2).

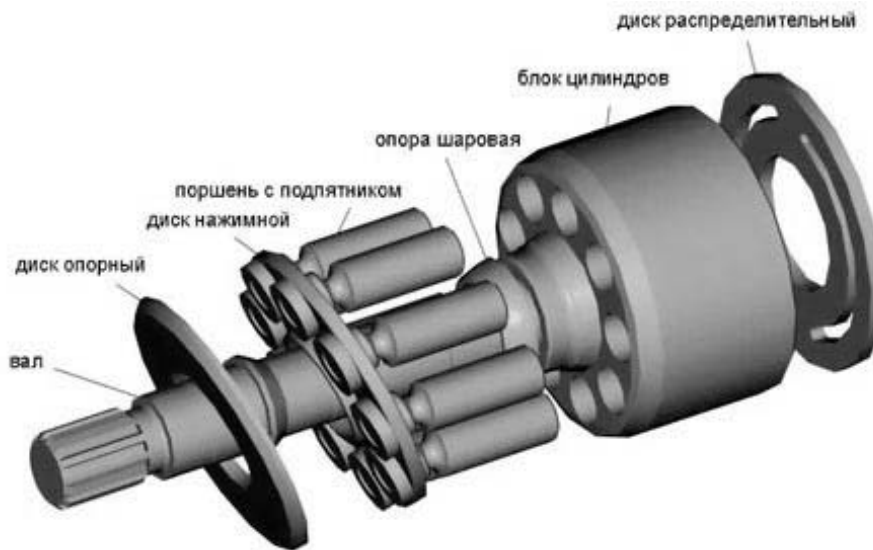


Рисунок 1.2 – Аксиально-поршневой насос

Достоинства аксиально-поршневых насосов:

- способность создавать высокие рабочие давления в гидроприводе;
- возможность плавно и в широких пределах регулировать рабочий объем и объемную подачу;
- в сравнении с радиально-поршневыми насосами аксиально-поршневые допускают более высокую частоту вращения;
- компактность, высокий КПД при большом давлении;
- сравнительно малая инерционность (момент инерции вращающихся масс);
- меньшие радиальные размеры, масса и габариты;
- значительная энергоемкость на единицу массы (в некоторых высокооборотных конструкциях до 12 кВт/кг);
- удобство монтажа, обслуживания и ремонта.

Недостатки аксиально-поршневых насосов:

- сложность конструкции и связанная с этим низкая надёжность;
- высокие требования к обработке поверхностей и подгонке сопрягаемых деталей, что сказывается на высокой стоимости данного типа гидромашин;
- необходимость в тонкой фильтрации рабочей жидкости;
- значительные пульсации подачи, что приводит к скачкам давления в гидросистеме.

Пластинчатый насос (рисунок 1.3).

Достоинства пластинчатых насосов:

- отличаются простотой конструкции, компактностью, высоким КПД (до 85 %);

- сравнительно низкая, по сравнению с другими типами объемных насосов, пульсация подачи;
- достаточно низкий уровень шума;
- возможность регулировать рабочий объем за счет геометрических параметров проточной камеры или эксцентриситета вала насоса относительно камеры.



Рисунок 1.3 – Пластинчатый насос

Недостатки пластинчатых насосов:

- сложность конструкции и низкая ремонтопригодность (отражается на стоимости изготовления и эксплуатации);
- относительно низкие рабочие давления;
- залипание пластин при низких температурах и вероятность их заклинивания при слишком высоких температурах (конструкционный недостаток).

Роторный насос (рисунок 1.4).

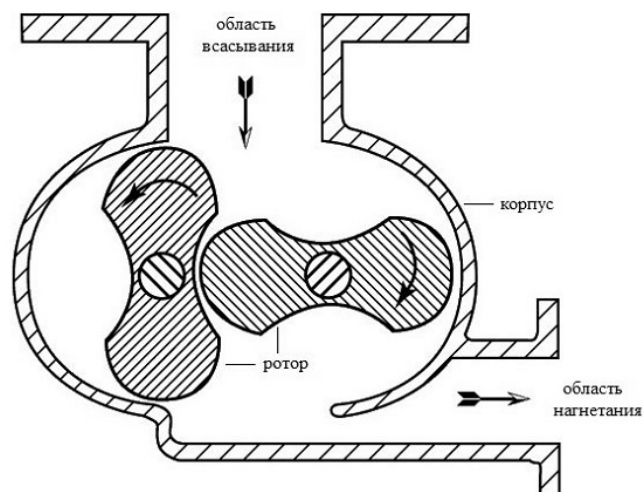


Рисунок 1.4 – Роторный насос

Достоинства роторных насосов:

- высокий КПД;
- самовсасывание;
- возможность обратной подачи;

- перекачивание веществ любой вязкости и температуры;
- низкий уровень шума;
- отсутствие вибрации.

Недостатки роторных насосов:

- сложная конструкция;
- требование к чистоте перекачиваемых жидкостей (без твердых вкраплений).

Для поршневого насоса простого действия формула расхода будет выглядеть следующим образом:

$$Q = F \cdot S \cdot n \cdot \eta_V, \quad (1.1)$$

где Q – расход, м³/с;

F – площадь поперечного сечения поршня, м²;

S – длина хода поршня, м;

n – частота вращения вала, с⁻¹;

η_V – объемный коэффициент полезного действия.

Общая формула расчета напора (диаметры всасывающего и нагнетающего патрубком приняты одинаковыми):

$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_r + h_{\Pi}, \quad (1.2)$$

где H – напор, м;

p_1 – давление в заборной емкости, Па;

p_2 – давление в приемной емкости, Па;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

H_r – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м;

h_{Π} – суммарные потери напора, м.

Выделяют несколько мощностей в зависимости от потерь при ее передаче, которые учитываются различными коэффициентами полезного действия.

Мощность, идущая непосредственно на передачу энергии перекачиваемой жидкости, рассчитывается по формуле

$$N_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \quad (1.3)$$

где N_{Π} – полезная мощность, Вт;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Q – расход, м³/с;

H – общий напор, м

Мощность, развиваемая на валу насоса, больше полезной, и ее избыток идет на компенсацию потерь мощности в насосе. Взаимосвязь между полезной мощностью и мощностью на валу устанавливается коэффициентом полезного действия насоса. КПД насоса учитывает утечки через уплотнения и зазоры (объемный КПД), потери напора при движении перекачиваемой среды внутри насоса (гидравлический КПД) и потери на трение между подвижными частями

насоса, такими как подшипники и сальники (механический КПД).

$$N_B = N_{\Pi} / \eta_H, \quad (1.4)$$

где N_B – мощность на валу насоса, Вт;

N_{Π} – полезная мощность, Вт;

η_H – коэффициент полезного действия насоса.

Пример 1 – Определите, какова объемная подача двухцилиндрового поршневого насоса, если диаметр его поршней $d = 0,1$ м, рабочий ход поршней $l = 0,1$ м, частота вращения вала приводного электродвигателя $n = 960$ мин⁻¹. Объемные потери не учитывать.

Объемная подача поршневого насоса может быть определена как рабочий объем всех его цилиндров, умноженный на количество рабочих циклов за единицу времени. Частота вращения вала насоса $n = 960$ мин⁻¹ = 16 с⁻¹, т. е. за 1 с двухцилиндровый насос совершает 32 рабочих цикла (каждый цилиндр за один оборот совершает один цикл).

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_{\text{ц}} = l \cdot \pi \cdot d^2 / 4 = 0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 / 4 = 0,000785 \text{ м}^3.$$

Тогда объемная подача насоса (без учета потерь) при данной частоте вращения составит:

$$Q = 32 \cdot V_{\text{ц}} = 32 \cdot 0,000785 = 0,025 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Пример 2 – Определить диаметр поршней d аксиально-поршневого насоса, если известны параметры: диаметр окружности, на которой размещены поршни $D = 80$ мм; количество поршней в насосе $z = 6$; угол наклона диска (шайбы насоса) к оси цилиндров $\gamma = 45^\circ$; подача насоса $Q = 0,001$ м³/с при частоте вращения вала $n = 50$ с⁻¹.

Подача аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$Q = z \cdot n \cdot D \cdot \tan \gamma \cdot \pi \cdot d^2 / 4.$$

Следовательно, диаметр поршней вычисляется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{z \cdot n \cdot D \cdot \tan \gamma \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001}{6 \cdot 50 \cdot 0,008 \cdot 1 \cdot 3,14}} = 0,0073 \text{ м}.$$

Пример 3 – Определите, какую мощность должен иметь электродвигатель привода насоса, если насос при подаче $Q = 0,05$ м³/с создает напор $H = 40$ м, а его полный КПД $\eta = 0,6$. Плотность жидкости принять равной $\rho = 1000$ кг/м³.

Полезная мощность любого насоса может быть определена по формуле (1.3). Потребляемая мощность, т. е. мощность, которую на работу насоса затрачивает электродвигатель, равна полезной мощности с учетом КПД:

$$N_B = N_{\Pi} / \eta_H = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / \eta_H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,05 \cdot 40 / 0,6 = 32700 \text{ Вт.}$$

Пример 4 – Плунжерный насос одинарного действия обеспечивает расход перекачиваемой среды $Q = 1 \text{ м}^3/\text{ч}$. Диаметр плунжера составляет $d = 10 \text{ см}$, а длина хода $l = 24 \text{ см}$. Частота вращения рабочего вала составляет $n = 40 \text{ об/мин}$. Требуется найти объемный КПД насоса.

Площадь поперечного сечения плунжера:

$$F = \pi \cdot d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,1^2 / 4 = 0,00785 \text{ м}^2.$$

Выразим коэффициент полезного действия из формулы расхода плунжерного насоса:

$$\eta_H = \frac{Q}{F \cdot l \cdot n} = \frac{1}{0,00785 \cdot 0,24 \cdot 40} = 0,88.$$

Задания для самостоятельной работы

1 Плунжерный насос одинарного действия обеспечивает расход перекачиваемой среды $1 \text{ м}^3/\text{ч}$. Диаметр плунжера составляет 10 см , а длина хода – 24 см . Частота вращения рабочего вала составляет 40 об/мин . Требуется найти объемный коэффициент полезного действия насоса.

2 Двухпоршневой насос двойного действия создает напор 160 м при перекачивании масла плотностью 920 кг/м^3 . Диаметр поршня составляет 8 см , диаметр штока – 1 см , а длина хода поршня равна 16 см . Частота вращения рабочего вала составляет 85 об/мин . Необходимо рассчитать необходимую мощность электродвигателя (КПД насоса и электродвигателя принять $0,95$, а установочный коэффициент $1,1$).

3 Насос, имеющий КПД $0,78$, перекачивает жидкость плотностью 1030 кг/м^3 с расходом $132 \text{ м}^3/\text{ч}$. Создаваемый в трубопроводе напор равен $17,2 \text{ м}$. Насос приводится в действие электродвигателем мощностью $9,5 \text{ кВт}$ и КПД $0,95$. Необходимо определить, удовлетворяет ли данный насос требованиям по пусковому моменту.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как рассчитывается рабочий объем насоса?
- 2 Как для нерегулируемого насоса определяется необходимый объем масла в баке?
- 3 Как выбирается электродвигатель привода насоса для станка, работающего в повторно-кратковременном режиме?

2 Расчет подшипников качения на грузоподъемность и долговечность

Цель занятия: получение практических навыков в расчете подшипников качения на грузоподъемность и долговечность.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей один миллион оборотов. Для однорядных радиально-упорных подшипников радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузке, которая вызывает чисто радиальное относительное смещение колец.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников определяется по формулам:

– шариковых

$$C_r = f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}, \quad (2.1)$$

где f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала (таблица 2.1);

i – число рядов тел качения в подшипнике;

α – номинальный угол контакта подшипника, град;

Z – число тел качения в одном ряду многорядного подшипника при равном их количестве в каждом ряду;

D_w – диаметр шарика, мм;

– роликовых

$$C_r = f_c \cdot (i \cdot L_{we} \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot Z^{3/4} \cdot D_{we}^{29/27}, \quad (2.2)$$

где f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала (таблица 2.2);

L_{we} – длина ролика для расчета грузоподъемности, мм;

D_{we} – диаметр ролика для расчета грузоподъемности, мм.

Между эквивалентной динамической нагрузкой P_r и базовой долговечностью подшипника L_{10} , млн об, существует эмпирическая зависимость

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad (2.3)$$

где p – показатель степени ($p = 3$ для шарикоподшипников, $p = 10/3$ для роликоподшипников).

При отсутствии осевых нагрузок для радиальных и радиально-упорных подшипников $P_r = F_r$, где F_r – радиальная нагрузка, Н.

Таблица 2.1 – Числовые значения коэффициента f_c для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

$\frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}}$	f_c	$\frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}}$	f_c
0,05	46,7	0,22	59,6
0,06	49,1	0,24	59,0
0,07	51,1	0,26	58,2
0,08	52,8	0,28	57,1
0,09	54,3	0,30	56,0
0,10	55,5	0,32	54,6
0,12	57,5	0,34	53,2
0,14	58,8	0,36	51,7
0,16	59,6	0,38	50,0
0,18	59,9	0,40	48,4
0,20	59,9	–	–

Таблица 2.2 – Числовые значения коэффициента f_c для радиальных и радиально-упорных роликовых подшипников

$\frac{D_{we} \cdot \cos \alpha}{D_{pw}}$	f_c	$\frac{D_{we} \cdot \cos \alpha}{D_{pw}}$	f_c
0,01	52,1	0,12	86,4
0,02	60,8	0,14	87,7
0,03	66,5	0,16	88,5
0,04	70,7	0,18	88,8
0,05	74,1	0,20	88,7
0,06	76,9	0,22	88,2
0,07	79,2	0,24	87,5
0,08	81,2	0,26	86,4
0,09	82,8	0,28	85,2
0,10	84,2	0,30	83,8

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная динамическая нагрузка – это такая постоянная радиальная нагрузка, при которой долговечность подшипника будет такая же, как и при фактических условиях нагружения и вращения.

Пример 1 – Определить базовую динамическую грузоподъемность подшипника 210 и его долговечность при радиальной нагрузке 9000 Н.

Необходимо измерить параметры подшипника: $D_w = 12,7$ мм; $D_{pw} = 70$ мм; $Z = 10$.

Определим коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника,

точности их изготовления и материала:

$$\frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{12,7 \cdot \cos 0}{70} = 0,18.$$

В соответствии с таблицей 2.1 $f_c = 59,9$.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность определяется следующим образом:

$$C_r = f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8} = 59,9 \cdot (1 \cdot 1)^{0,7} \cdot 10^{2/3} \cdot 12,7^{1,8} = 26976,14 \text{ Н.}$$

Долговечность подшипника

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left(\frac{26976,14}{9000} \right)^3 = 26,92 \text{ млн об.}$$

Пример 2 – Определить базовую динамическую грузоподъемность подшипника 7215.

Необходимо измерить требуемые параметры подшипника: $D_{we} = 13,6$ мм; $D_{pw} = 102,5$ мм; $L_{we} = 19,1$ мм; $\alpha = 15^\circ$; $Z = 19$.

Определим коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала:

$$\frac{D_{we} \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{13,6 \cdot \cos 15}{102,5} = 0,12.$$

В соответствии с таблицей 2.2 $f_c = 86,4$.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность вычисляется по формуле

$$\begin{aligned} C_r &= f_c \cdot (i \cdot L_{we} \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot Z^{3/4} \cdot D_{we}^{29/27} = \\ &= 86,4 \cdot (1 \cdot 19,1 \cdot \cos 15)^{7/9} \cdot 19^{3/4} \cdot 13,6^{29/27} = 124312,41 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Задания для самостоятельной работы

1 Определить базовую динамическую грузоподъемность подшипников 36207 и 7210.

2 Определить базовую динамическую грузоподъемность подшипника 305 и его долговечность при радиальной нагрузке 7500 Н.

Вопросы для самоконтроля

1 Каким подшипникам следует отдавать предпочтение по грузоподъемности?

2 Как определить базовую динамическую радиальную грузоподъемность подшипника?

3 От чего зависит долговечность подшипника качения?

3 Подбор уплотнений подшипниковых узлов

Цель занятия: получение практических навыков в подборе уплотнения подшипникового узла и расшифровке обозначения манжеты.

Уплотнения предназначены для защиты подшипников от загрязнения и влаги. Кроме того, они предотвращают утечку смазочного материала.

Правильный выбор уплотнения определяет работоспособность подшипникового узла в целом. При выборе уплотнения учитываются:

- вид применяемого смазочного материала (жидкий или пластичный) и его физико-химические свойства;
- окружная скорость кромки уплотнения относительно сопряжённой поверхности, свойства поверхности (твёрдость, шероховатость);
- рабочая температура подшипникового узла;
- расположение вала (горизонтальное или вертикальное);
- возможные перекосы и биение вала;
- состояние окружающей среды;
- конструктивные особенности подшипникового узла и установленных в нём подшипников;
- особенности обслуживания подшипникового узла.

Условно уплотнения разделяются на два вида: бесконтактные и контактные. Действие контактных уплотнений достигается непосредственным давлением кромки уплотнения на уплотняемую поверхность. Уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений определяется действием узких зазоров между вращающейся и неподвижной частью подшипникового узла и достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений.

Контактные уплотнения (сальники, V-образные кольца, резинометаллические манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и др.) требуют соответствующей обработки уплотняемой поверхности, смазывания кромки уплотнения; регулирования нагрузки на поверхностях контакта; рационального подбора материала поверхностей трения; правильного монтажа.

Бесконтактные уплотнения (щелевые уплотнения, отгонные резьбы, гребешковые уплотнения, отражательные диски, ловушки разнообразных типов, лабиринтные уплотнения) практически не изнашиваются и срок их службы неограничен. Они особенно пригодны для работы при высоких скоростях и температурах.

Резинометаллические радиальные манжетные уплотнения с нажимной пружиной, представленные на рисунке 3.1, получили наибольшее распространение при уплотнении подшипниковых узлов, смазываемых жидким маслом, и перепадах давления от 0,05 до 0,15 МПа. Для обеспечения постоянного кон-

такта кромки уплотнения с уплотняемой поверхностью браслетная пружина создает дополнительную радиальную нагрузку при установке уплотнения на вал.

Манжеты являются самостоятельной конструкцией, пригодной для непосредственной установки в корпус. Если основным назначением уплотнения является защита подшипника от попадания частиц грязи извне, то уплотнение устанавливается в корпус кромкой наружу. Если же основным назначением является предотвращение вытекания смазки из корпуса, то уплотнение монтируется кромкой вовнутрь.



Рисунок 3.1 – Резинометаллическая манжета

Возможности манжетных уплотнений ограничены свойствами эластичных материалов, определяемых температурным диапазоном применения; устойчивостью к старению; износостойкостью; совместимостью со средами; а также конструкцией кромок уплотнения, условиями кромочного смазывания, состоянием сопряженных поверхностей и другими специфическими факторами эксплуатации.

Для сохранения работоспособности манжетных уплотнений всех типов существуют общие требования. Если окружная скорость на уплотняемой поверхности превышает 4 м/с, то поверхность должна быть шлифованной, при скоростях больше 8 м/с – упрочнённой (HRC 45, не менее), при скоростях более 15 м/с твёрдость поверхности должна быть не менее 55 HRC и шероховатость не более Ra 0,63. Чтобы избежать насосного действия от шлифовальных рисков, рекомендуется шлифовка поверхности с поперечной подачей (врезанием). Следует отметить, что слишком малая шероховатость (менее Ra 0,2) может привести к масляному голоданию и перегреву уплотняющей кромки. Поверхность вала не должна иметь повреждений любого вида: вмятин, царапин, трещин, ржавчины или наволакивания. Заплечики валов должны иметь фаски, галтели, отверстия корпусов – пологие фаски.

Манжеты изготавливаются в двух исполнениях:

- 1) с механически обработанной рабочей кромкой;
- 2) с формованной рабочей кромкой.

В настоящее время получили наибольшее распространение манжеты на основе бутадиен-нитрильного каучука, силиконового каучука, фторкаучука.

Данные для выбора группы резины в зависимости от условий работы приведены в таблице 3.1.

Бутадиен-нитрильный каучук в силу относительной дешевизны и прием-

лемого комплекса технических свойств является наиболее применяемым и универсальным материалом для уплотнений. Допускает кратковременную работу кромок всухую. Диапазон рабочих температур от минус 50 °С до плюс 100 °С; при кратковременном повышении температуры – до плюс 120 °С.

Таблица 3.1 – Данные для выбора группы манжеты

Группа резины	Тип эластомера	Нижний температурный предел, °С	Температура уплотняемой среды, °С				
			минеральных масел				смазки на основе минеральных масел
			моторных	трансмиссионных	гипоидных	соляровых	
1	Бутадиен-нитрильный каучук	-45					
2		-30	+100	+100	+80	+90	+90
3		-60					
4	Фторкаучук	-45	+150	+150	+150	+150	+100
5		-20	+170	+170	+150	–	–
6	Силиконовый каучук	-55	+150	+130	+130	–	–

Силиконовый каучук имеет расширенный диапазон рабочих температур (от минус 70 °С до плюс 160 °С) и отличается способностью адсорбировать смазку, уменьшая трение. Он малоустойчив к окисляемым маслам и воздействию некоторых антизадирных присадок. Уплотнения из этого материала не могут работать без смазки и в условиях абразивного загрязнения.

Фторкаучук характеризуется высокой температурной и химической стойкостью. Устойчив к старению и воздействию озона, малогазопроницаем. Рабочий диапазон температур от минус 70 °С до плюс 200 °С. Фторкаучук устойчив к воздействию минеральных кислот, но несовместим с эфирами. Благодаря высокому уровню основных эксплуатационных свойств имеет широкое применение. Недостатком фторкаучука является выделение токсичных газов при нагреве до температуры свыше плюс 300 °С.

Условное обозначение манжет с пружиной строится по структуре, приведенной на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Условное обозначение манжеты

Основные размеры резиновых армированных манжет приведены в ГОСТ 8752–79.

Пример 1 – Расшифровать обозначение манжеты: 1.1–60×80–1 ГОСТ 8752–79. Манжета типа 1, исполнения 1, для вала диаметром $d = 60$ мм с наружным диаметром $D = 80$ мм из резины группы 1.

Пример 2 – Подобрать манжету, устанавливаемую на валу $d = 32$ мм, предназначенную для предотвращения вытекания смазки из корпуса и защиты подшипника от попадания частиц грязи извне. Используемое масло – трансмиссионное. Максимальная температура плюс 90 °С, минимальная – минус 20 °С.

Необходимо использовать следующую манжету: 2.1–32×52–2 ГОСТ 8752–79.

Задания для самостоятельной работы

1 Расшифровать следующее обозначение манжеты: Манжета 1.1–80×105–4 ГОСТ 8752–79.

2 Подобрать манжету, устанавливаемую на валу $d = 40$ мм, предназначенную для предотвращения вытекания смазки из корпуса. Используемое масло – гипoidное. Возможна кратковременная работа кромок манжеты всухую. Максимальная температура плюс 130 °С, минимальная – минус 10 °С.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего предназначены уплотнения?
- 2 Какие факторы учитываются при выборе уплотнений?
- 3 Назовите виды уплотнений.
- 4 Объясните действие контактных уплотнений.
- 5 В чем заключается уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений?
- 6 Какие факторы влияют на сохранение работоспособности манжетных уплотнений?

4 Система смазки редуктора

Цель занятия: получение практических навыков в разработке системы смазки и определении объема масла для смазки редуктора.

Корпус редуктора изготавливается в основном из чугуна. Его конструкция должна обеспечивать легкую постановку в него узлов колес, а также возможность регулировки зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников. Кроме того, с помощью смазки производится охлаждение деталей и предохранение их от коррозии. Емкость масляной ванны должна быть достаточной для обеспечения необходимого отвода тепла к стенкам корпуса, и чтобы продукты износа не вовлекались в повторное обращение,

а оставались на дне ванны. Для слива масла предусматривают сливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Заливка масла производится, как правило, через смотровое окно. Контроль уровня масляной ванны чаще всего производят жезловым маслоуказателем.

Смазка осуществляется жидким маслом. Заливка масла в редуктор производится через верхний смотровой люк, слив масла – через отверстие в нижней части корпуса редуктора, закрываемое резьбовой пробкой. Контроль уровня масла в кратере редуктора производится щупом. В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения.

В крышке, закрывающей верхний смотровой люк, сделано отверстие или установлена пробка-отдушина для выравнивания давления воздуха в редукторе с атмосферным. В противном случае при нагревании во время работы воздух выдавливал бы через уплотнения масло, создавая подтеки. А при остывании после работы засасывал бы эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные. На рисунке 4.1 приведена конструкция цилиндро-червячного редуктора.

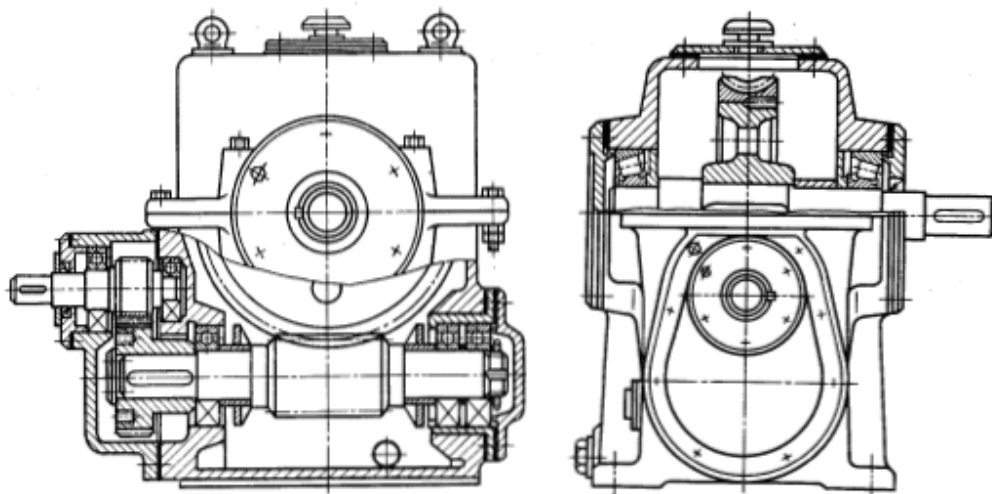


Рисунок 4.1 – Цилиндро-червячный редуктор

Для смазывания передач обычно применяют картерную систему, т. е. путем окунания зубчатого колеса в масляную ванну, а колесо при вращении увлекая масло, разбрызгивает его внутри корпуса. Смазка подшипников ввиду сравнительно большой окружной скорости зубчатого колеса осуществляется тем же маслом за счет разбрызгивания (рисунок 4.2).

Допустимые уровни погружения колеса цилиндрического редуктора могут быть определены по одной из двух формул:

$$h = 2 \cdot m; \quad (4.1)$$

$$h = 0,25 \cdot d_2, \quad (4.2)$$

где m – модуль зубчатого колеса, мм;

d_2 – делительный диаметр зубчатого колеса, мм.

В двухступенчатом редукторе при окружной скорости колеса тихоходной

ступени $V \geq 1$ м/с достаточно погрузить в масло только колесо тихоходной ступени (см. рисунок 4.2, а), а при $V < 1$ м/с в масло необходимо погружать колеса обеих ступеней (см. рисунок 4.2, б). В соосных двухступенчатых редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (см. рисунок 4.2, в), а если валы расположены в вертикальной плоскости, то – колесо и шестерню, расположенные в нижней части корпуса (см. рисунок 4.2, г).

В конических и коническо-цилиндрических редукторах в масло должно быть погружено коническое колесо на всю ширину венца (см. рисунок 4.2, д).

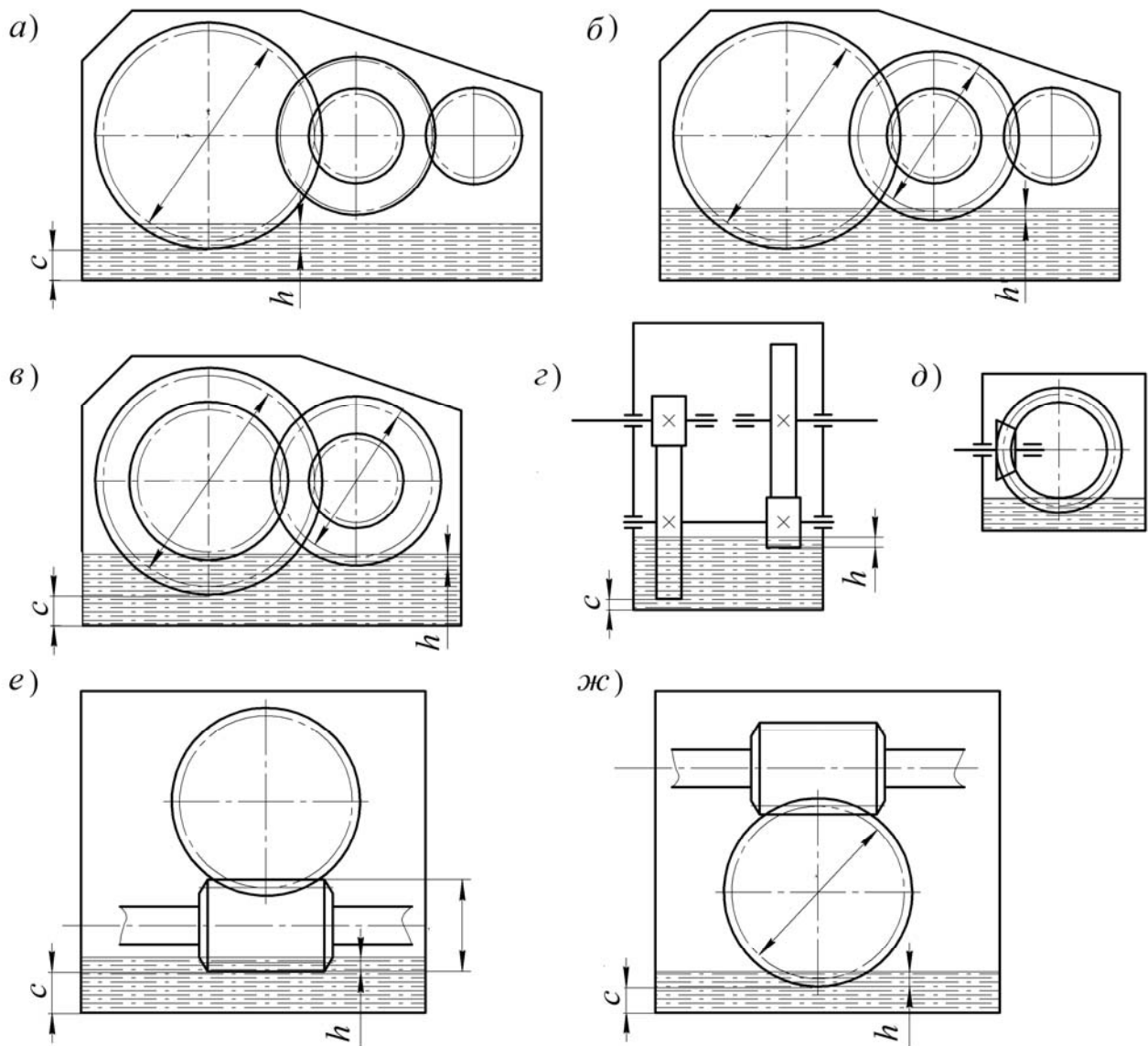


Рисунок 4.2 – Схемы смазки редуктора

Для червячного редуктора:

– при нижнем расположении червяка глубина погружения червяка (см. рисунок 4.2, е):

$$h = (0,1 \dots 0,5) \cdot d_1; \quad (4.3)$$

– при верхнем расположении червяка глубина погружения червячного колеса (см. рисунок 4.2, ж):

$$h = 2 \cdot m; \quad (4.4)$$

$$h = 0,25 \cdot d_2. \quad (4.5)$$

Расстояние от поверхности вершин зубьев до внутренней нижней поверхности стенки (дна) корпуса

$$c = (5 \dots 10) \cdot m. \quad (4.6)$$

Для осмотра и заливки масла на крышке корпуса имеется смотровое окно, закрываемое крышкой. В крышках люков удобно располагать пробковые отдушины (рисунок 4.3), предназначенные для выравнивания давления внутри корпуса, которое повышается из-за нагрева воздуха.

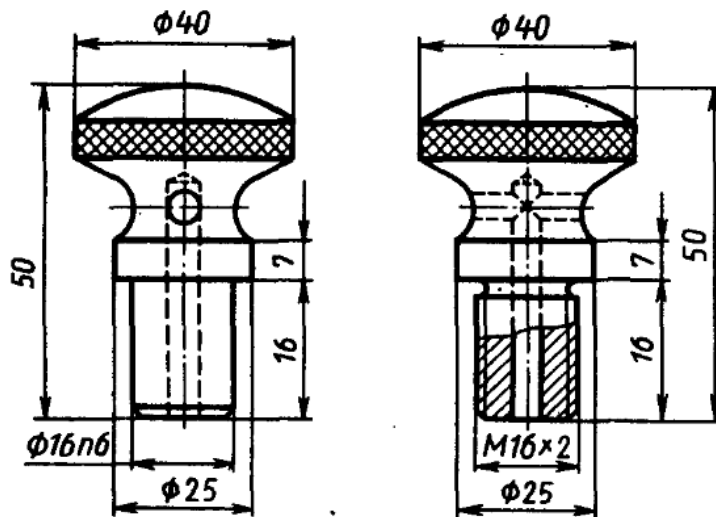


Рисунок 4.3 – Пробковые отдушины

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе редуктора устанавливают маслоуказатели жезловые (рисунок 4.4, а) и круглые (рисунок 4.4, б).

Для замены масла в корпусе предусматривается сливное отверстие, которое закрывается пробкой с цилиндрической или конической резьбой. Поскольку цилиндрическая резьба не создает надежное уплотнение, то для таких пробок предусматривают уплотняющие прокладки. Дно корпуса рекомендуется делать с уклоном в 1° в сторону сливного отверстия для удобства слива масла.

Пример 1 – Определить требуемый объем масла для замены в редукторе, если ширина смазочной ванны $b = 20$ см, длина $l = 80$ см. Редуктор соосный двухступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Окруж-

ная скорость колеса тихоходной ступени $V = 0,5$ м/с. Числа зубьев колес: $Z_1 = 20$; $Z_2 = 60$; $Z_3 = 25$; $Z_4 = 80$. Модуль всех зубчатых колес 2 мм.

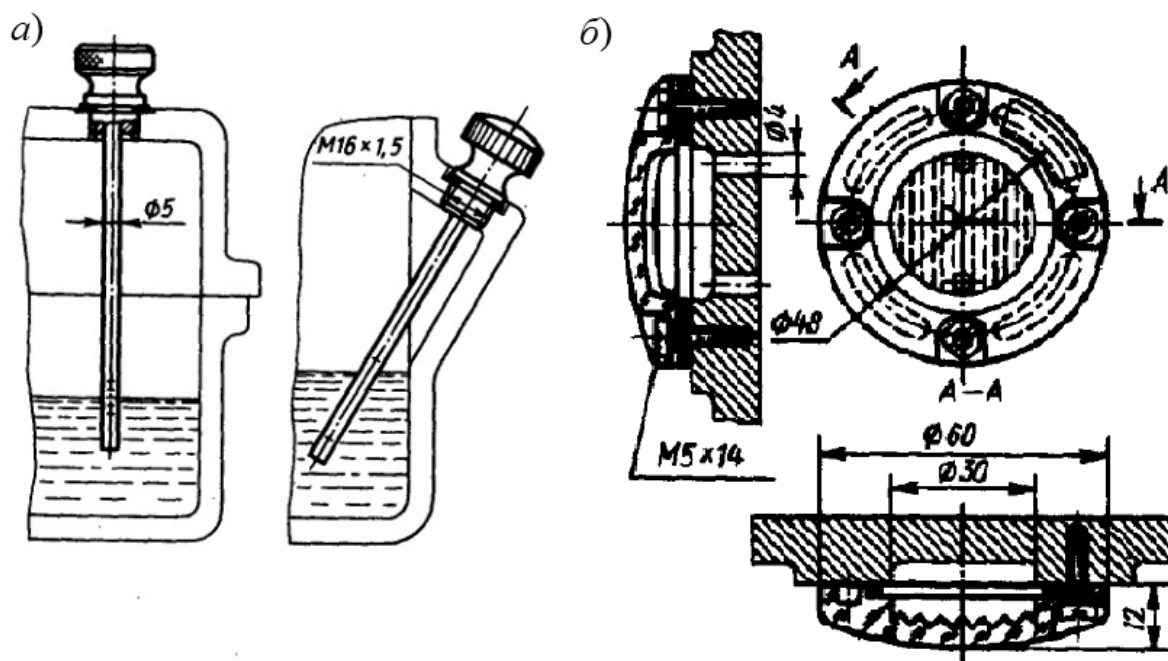


Рисунок 4.4 – Маслоуказатели

Расстояние от поверхности вершин зубьев до внутренней нижней поверхности стенки (дна) корпуса

$$c = (5 \dots 10) \cdot m = 10 \cdot 2 = 20 \text{ мм.}$$

Допустимый уровень погружения колеса цилиндрического редуктора определим по формуле (4.1):

$$h = 2 \cdot m = 2 \cdot 2 = 4 \text{ мм.}$$

Поскольку для смазывания должны окунуться в смазку тихоходные колеса обеих передач, то определим расстояние между зубьями большего и меньшего из тихоходных колес:

$$\Delta = \frac{d_4 - d_2}{2} = \frac{m \cdot z_4 - m \cdot z_2}{2} = \frac{2 \cdot 80 - 2 \cdot 60}{2} = 20 \text{ мм.}$$

Соответственно, высота масла в редукторе составит:

$$h_m = c + h + \Delta = 20 + 4 + 20 = 44 \text{ мм.}$$

Требуемый объем масла для замены

$$V_m = b \cdot l \cdot h_m = 2,5 \cdot 8 \cdot 0,44 = 8,8 \text{ дм}^3 = 8,8 \text{ л.}$$

Пример 2 – Определить требуемый объем масла для замены в редукторе, если ширина смазочной ванны $b = 25$ см, длина $l = 50$ см. Редуктор червячный при нижнем расположении червяка. Коэффициент диаметра червяка $q = 10$, модуль $m = 4$ мм.

Расстояние от поверхности вершин зубьев до внутренней нижней поверхности стенки (дна) корпуса

$$c = (5 \dots 10) \cdot m = 7 \cdot 4 = 28 \text{ мм.}$$

Допустимый уровень погружения червяка по формуле (4.3)

$$h = 2 \cdot m = 2 \cdot 2 = 8 \text{ мм.}$$

Соответственно, высота масла в редукторе составит:

$$h_m = c + h = 28 + 8 = 36 \text{ мм.}$$

Требуемый объем масла для замены

$$V_m = b \cdot l \cdot h_m = 2,5 \cdot 5 \cdot 0,36 = 4,5 \text{ дм}^3 = 4,5 \text{ л.}$$

Задания для самостоятельной работы

1 Определить требуемый объем масла для замены в редукторе, если ширина смазочной ванны $b = 30$ см, длина $l = 90$ см. Редуктор соосный двухступенчатый с расположением валов в вертикальной плоскости. Окружная скорость колеса тихоходной ступени $V = 0,9$ м/с. Числа зубьев колес: $Z_1 = 24$; $Z_2 = 55$; $Z_3 = 30$; $Z_4 = 60$. Модуль всех зубчатых колес 3 мм.

2 Определить требуемый объем масла для замены в редукторе, если ширина смазочной ванны $b = 35$ см, длина $l = 80$ см. Редуктор червячный при верхнем расположении червяка. Модуль $m = 6,3$ мм, число зубьев $Z_2 = 32$.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Опишите систему смазки редуктора.
- 2 Как контролируется уровень масла?
- 3 Как обеспечивается замена масла в редукторе?
- 4 Как определить уровень масла в червячном редукторе?

5 Составление карты смазки

Цель занятия: получение навыков разработки карты смазки.

Смазочное масло для механизмов машин следует рассматривать как элемент конструкции и включать сорта масла в спецификацию машин наравне с другими изделиями.

Правильный выбор сорта с режимом смазки для механизмов машин имеет первостепенное значение, т. к. этим, в основном при правильной эксплуатации,

определяются параметры надежности и долговечности.

Влияние масел на долговечность и надежность машин определяется их эффективностью защиты трущихся поверхностей от износа, обеспечение необходимых характеристик трения и нормальной работы машин [2].

Основные функции смазки в машинах: снижение интенсивности износа и сил трения в трущихся поверхностях, охлаждение узлов трения, удаление продуктов износа с поверхности трения, уплотнение узлов трения, защита от попадания в них абразивных частиц из внешней среды, защита от коррозии, амортизирующее действие, снижение шума, смазка является демпфером, а в гидравлических механизмах – передаточным элементом.

Смазочные материалы выпускают в виде жидких масел, консистентных (мазеобразных) и твердых смазок минерального, растительного, животного и синтетического происхождения.

Смазки подразделяются на промышленные, моторные, трансмиссионные, приборные, консервационные, специальные.

Основные физико-химические и эксплуатационные характеристики масел: вязкость, температурная стабильность, температура вспышки, коррозионность, вспениваемость, эмульгируемость, наличие примесей, сохраняемость, моющие свойства. Наиболее важное свойство масел – вязкость, которая определяет возможность жидкостной смазки трущихся поверхностей. При выборе масел этот показатель оценивается индексом вязкости.

Густые консистентные смазки характеризуются температурой каплепадения, температурной стабильностью, водостойкостью, морозостойкостью.

Основные факторы, влияющие на выбор смазки для механизмов: рабочая температура узла; скорость взаимного перемещения трущихся поверхностей; нагрузка на трущиеся поверхности и интенсивность ее приложения; характер нагрузки и кинематика узла (спокойная нагрузка, наличие ударов, вибраций); качество обработки трущихся поверхностей; твердость трущихся поверхностей; степень изношенности сочленений; условия эксплуатации (запыленность, абразивность внешней среды, возможность попадания воды и активных реагентов); климатическая зона и время года.

Основные свойства и характеристики смазочных материалов приведены в таблицах 5.1 и 5.2.

Детальное изучение и анализ этих факторов позволяют сделать следующие выводы и дать общие рекомендации при выборе смазочных материалов:

- с повышением рабочей температуры следует выбирать масло с большим индексом вязкости;
- для более нагруженных механизмов, работающих в тяжелом режиме, следует применять более вязкие масла, для легко- и средненагруженных – менее вязкие; чем ниже качество обработки трущихся поверхностей, тем более вязкое масло следует применять;
- с повышением скорости перемещения трущихся поверхностей и частоты вращения следует применять менее вязкое масло; с увеличением степени изношенности и зазора в узлах трения следует применять более вязкое масло;
- в зависимости от климатической зоны и времени года следует применять

при более высоких температурах окружающей среды более вязкое (летнее) масло, а при низких температурах – менее вязкое (зимнее).

Таблица 5.1 – Характеристика и область применения минеральных масел

Марка масла	Вязкость кинематическая, мм ² /с		Температура, °С		Область применения
	50 °С	100 °С	вспышки	застывания	
Индустриальное					Узлы трения общего назначения, легко-, средненагруженные редукторы
И-12А	10...14	–	165	–30	
И-20А	17...23	–	180	–20	
И-30А	27...33	–	190	–15	
И-40А	33...45	–	200	–15	
И-50А	47...53	–	200	–20	
Цилиндровое					Тяжелонагруженные зубчатые и червячные передачи
11		9...13	215	–5	
24		20...28	240	–12	
38		32...50	300	–7	

Таблица 5.2 – Характеристика и область применения пластичных смазок

Наименование	Температура каплепадения, °С	Температурный предел работоспособности, °С	Область применения
Соолидол УС-1	75	–30 ... +50	Узлы трения с температурой не выше +50 °С...+70 °С
Солидол УС-2	75...87	–25...+65	
Смазка 1-13	130...150	–20...+110	Подшипники электродвигателей
Консталин УТ-1	130...150	–20...+120	Тяжелонагруженные узлы трения
Консталин УТ-2	Свыше 150	–20...+120	
Литол-24	185...205	–40...+130	Приборы и механизмы, работающие с малым усилием сдвига; подшипник качения; сопряжения поверхности «металл – металл», «металл – резина»
Циатим			
201	Свыше 175	–60...+90	
202	200...230	–50...+120	
221	Свыше 200	–60...+150	

Особенности смазки передач и подшипников.

Открытые цилиндрические зубчатые передачи смазываются пластичными смазками с температурой каплепадения не менее 45 °С.

Способы смазок открытых передач:

- при окружной скорости передачи не более 1,5 м/с – корытная смазка;
- при скорости не более 4 м/с – периодическая мазями или весьма вязкими жидкими маслами;
- при невозможности применения кожуха для масляных ванн из-за ограни-

ченности места – капельная смазка;

- централизованная смазка;
- при скорости не более 0,5 м/с – покрытие твердыми смазками.

Для закрытых цилиндрических зубчатых передач применяют смазку:

- погружением в масляную ванну зубьев при скорости не более 12 м/с, при непродолжительной периодической работе допускается и большая скорость;
- струйную или циркуляционную при скорости, большей 12...15 м/с, при меньшей скорости – для многоступенчатых передач.

Для червячных передач рекомендуемая кинематическая вязкость смазки и способы подачи смазки приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Рекомендации по смазке червячных передач

Скорость скольжения, м/с	Кинематическая вязкость масла, мм ² /с		Способ смазки
	50 °С	100 °С	
0...1 (тяжелые условия работы)	45	53	Окунанием
0...2,5 (тяжелые условия работы)	27	34	
1...5 (средние условия работы)	18	28	
5...10	12	15	Струйная или окунанием
10...15	85	–	Струйная под давлением, МПа: 0,07 0,2 0,3
15...25	60	–	
Свыше 25	45	–	

Для смазки цепных передач применяют преимущественно легкие масла, вязкость которых должна быть тем выше, чем больше удельное давление в цепи.

Периодическая смазка назначается при скорости цепи не более 4 м/с и производится через 6...8 ч.

Пластичная внутришарнирная смазка применяется для цепных приводов транспортных машин при скорости цепи не более 8 м/с. Осуществляется она погружением цепи в подогретую до температуры разжижения смазку. Периодичность 120...180 ч.

Капельная непрерывная смазка назначается при скорости цепи не более 10 м/с; масло подается масленками-капельницами или лубрикаторами в количестве 20...25 г/ч.

Наиболее совершенна непрерывная смазка в масляной ванне при скорости цепи до 12 м/с или при подаче масла насосом при более высоких скоростях.

При закрытой передаче с применением масляной ванны ведомая ветвь цепи погружается не более чем на высоту пластины. После 350...400 ч работы необходимо менять масло и очищать ванну от осадков.

Основными факторами, влияющими на выбор смазки для подшипников

качения, являются частота вращения, нагрузка на подшипник, рабочая температура подшипникового узла и условия окружающей среды.

Для смазки подшипников качения применяются жидкие минеральные масла и пластичные смазки. Для подшипников качения наилучшей является жидкая смазка, но она усложняет конструкцию уплотнения.

Практически наиболее удобна для смазки большинства подшипников качения пластичная смазка. Она применяется:

- при температуре меньше $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ и условии $d \cdot n < 300000$ мм·об/мин, где d – диаметр отверстия подшипника, мм; n – частота вращения подшипника, об/мин;

- при непостоянном режиме (меняются температура, нагрузки, частота вращения) для подшипников в механизмах, работающих с продолжительными остановками и для подшипников, расположенных в труднодоступных местах.

При выборе пластичной смазки температура каплепадения ее должна быть выше рабочей температуры подшипника не менее чем на $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Если $d \cdot n > 300000$ мм·об/мин, то рекомендуется применять жидкие масла. Для смазки подшипников, работающих при нормальном режиме, следует выбирать масла со следующей кинематической вязкостью при рабочей температуре узла:

- для радиально-упорных и упорных – $30\text{ мм}^2/\text{с}$;
- для роликовых сферических – $20\text{ мм}^2/\text{с}$;
- для остальных подшипников – $12\text{ мм}^2/\text{с}$.

Для высокоскоростных и миниатюрных подшипников используют маловязкие масла.

Применяются следующие способы смазки подшипников качения:

- масляная ванна для подшипников горизонтальных валов при $n < 10000$ об/мин, для подшипников малых размеров допускается и при большей частоте вращения. Уровень масла при $n < 2000$ об/мин должен быть не выше центра нижнего шарика или ролика, при большей частоте вращения уровень масла лишь касается шарика или ролика;

- смазка масляным туманом для высокоскоростных малонагруженных подшипников;

- смазка проникает в подшипники, омывает и охлаждает их;

- смазка разбрызгиванием для подшипников, не изолированных от общей системы смазки (например, редукторы), при $n = 2000 \dots 3000$ об/мин; при большей частоте вращения следует предусматривать устройства, ограничивающие поступление масла в подшипник;

- циркуляционная смазка самотеком или под давлением через форсунки. Последний способ применяется для подшипников, работающих в тяжелых условиях, когда необходим интенсивный отвод теплоты;

- фитильная смазка назначается в широких пределах скоростей для подшипниковых узлов горизонтальных и вертикальных валов.

Пример 1 – Для зубчатых передач из условия примера 1 практического занятия № 4 составить карту смазки.

Карта смазки приведена в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Карта смазки

Наименование точки смазки	Количество, л	Способ смазки	Марка смазки	
			летней	зимней
Редуктор	8,8	Окунанием	И-12А	И-12А

Пример 2 – Для зубчатых передач из условия примера 2 практического занятия № 4 составить карту смазки. При условии, что скорость скольжения в зацеплении 3,8 м/с с учетом средних условий работы.

Карта смазки приведена в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Карта смазки

Наименование точки смазки	Количество, л	Способ смазки	Марка смазки	
			летней	зимней
Редуктор	4,5	Окунанием	Цилиндровое 24	Цилиндровое 24

Задания для самостоятельной работы

1 Составить карту смазки для зубчатых передач из условия задач для самостоятельного решения, приведенных в практической работе № 4.

2 Составить карту смазки для подшипника качения 210, если его частота вращения 320 мин^{-1} , рабочая температура $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Перечислите виды смазочных материалов.
- 2 Перечислите основные физико-химические и эксплуатационные характеристики масел.
- 3 Какие основные факторы влияют на выбор смазки для механизмов?
- 4 Укажите особенности выбора масел для закрытых зубчатых передач.
- 5 Укажите особенности выбора смазки для подшипников качения.

Список литературы

1 **Максименко, А. Н.** Производственная эксплуатация строительных и дорожных машин : учеб. пособие / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария. – Мн. : Выш. шк., 2015. – 390 с. : ил.

2 **Богданович, П. Н.** Трение, смазка и износ в машинах : учебник / П. Н. Богданович, В. Я. Прушак, С. П. Богданович. – Мн. : Тэхналогія, 2011. – 527 с.