



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СИСТЕМ СМАЗКИ

ПОСОБИЕ

по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной формы обучения

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 621.89(075.8)
ББК 30.82я73
К65

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 28.11.2005 г.)*

Авторы-составители: *Н. Н. Михневич, А. В. Михневич*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Детали машин»
ГГТУ им. П. О. Сухого *М. П. Кульгейко*

Конструирование и расчет систем смазки : пособие по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. формы обучения / авт.-сост.: Н. Н. Михневич, А. В. Михневич. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 39 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-545-8.

Пособие включает в себя краткие теоретические и справочные сведения, примеры расчётов и контрольные задания по расчёту и конструированию систем смазки.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения.

УДК 621.89(075.8)
ББК 30.82я73

ISBN 978-985-420-545-8

© Михневич Н. Н., Михневич А. В.,
составление, 2007
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2007

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Системы смазки включают в себя следующие технические системы (рис. 1.1):

- устройства, создающие разность давления смазывающего вещества в системе смазывания (масляные насосы, насосы пластичной смазки и т. д.);
- систему транспортировки смазочной жидкости;
- устройства измерения давления, температуры и объёма жидкости;
- теплообменники, предназначенные для отвода теплоты от охлаждаемой смазочной жидкости;
- устройства для очистки (фильтрации смазочной жидкости).

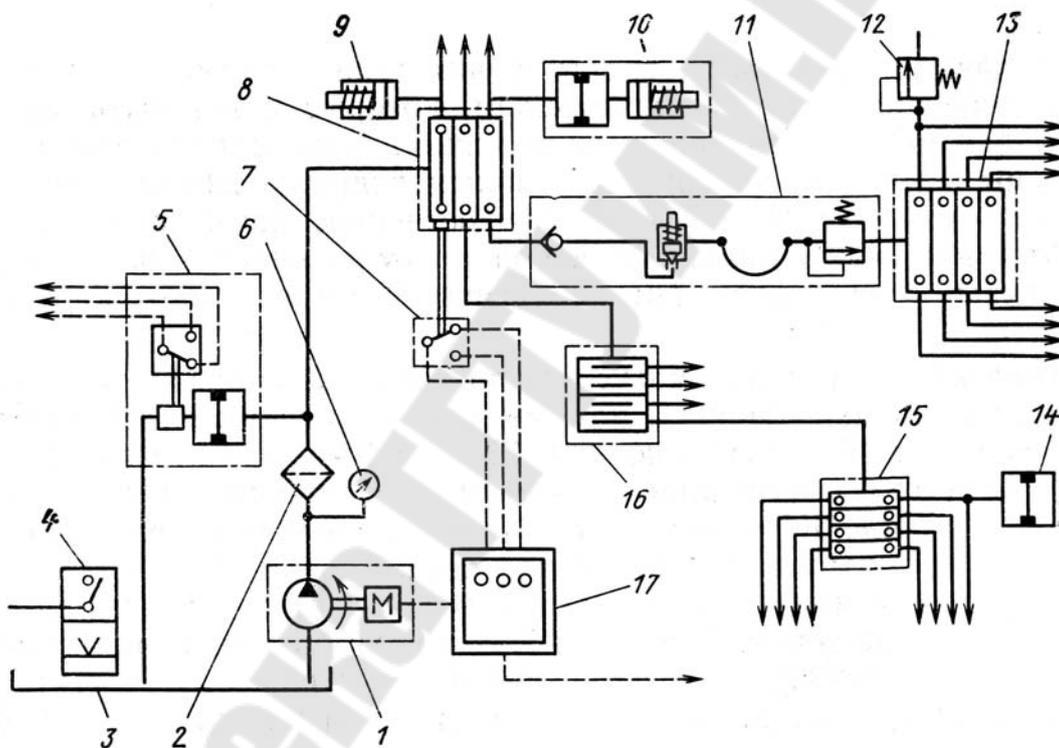


Рис. 1.1. Схема последовательной смазочной системы периодической подачи:
1 – нагнетатель; 2 – фильтр; 3 – бак; 4 – реле уровня; 5 – предохранительное устройство; 6 – манометр; 7 – датчик циклов; 8 – центральный питатель;
9, 10 – выдвижной шток; 11 – индикатор разрыва линии; 12, 14 – индикатор;
13 – вторичный питатель; 15 – питатель третьего каскада;
16 – вторичный питатель; 17 – прибор управления

В конкретную систему смазывания могут входить не все из перечисленных технических систем. Например, в системах смазки зубчатых передач, как правило, нет масляных насосов и трубопроводов, а роль теплообменника выполняет корпус передачи.

Для нагнетания смазочной жидкости применяют шестерённые, плунжерные и роторные насосы (рис. 1.2).

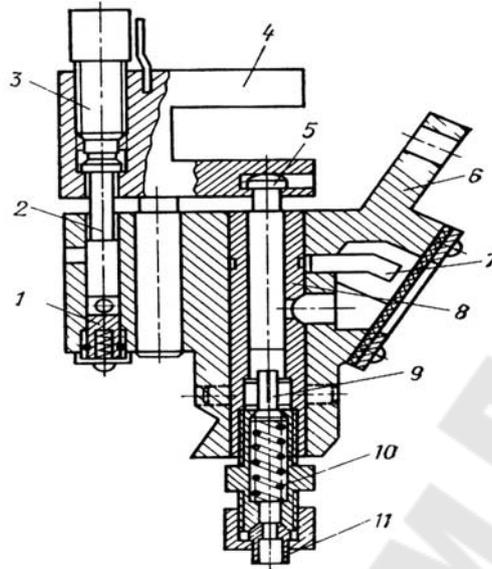


Рис. 1.2. Насосная секция насоса по ГОСТ 3564-72:

- 1 – клапан; 2 – дозирующий плунжер; 3 – толкатель; 4 – вилка; 5 – плунжер;
6 – корпус; 7 – каплеуловитель; 8 – цилиндр; 9 – обратный клапан; 10 – пружина;
11 – наконечник

Схема системы дозирования смазывающей жидкости при дистанционном смазывании представлена на рис. 1.3.

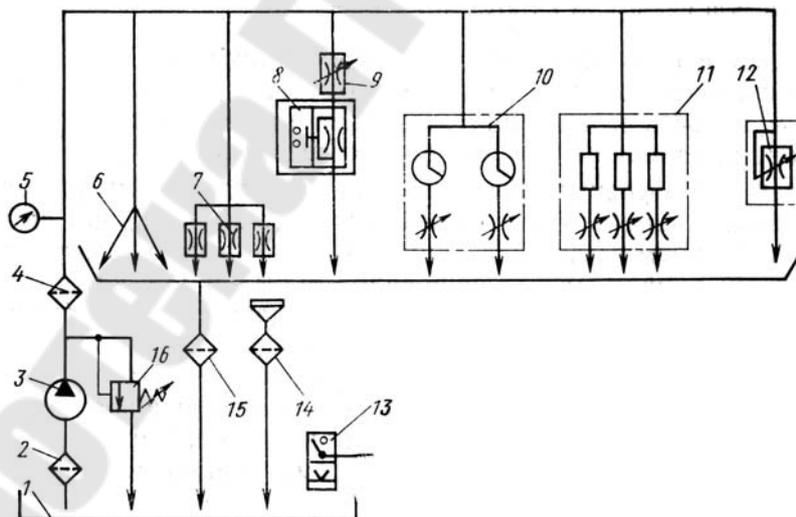


Рис. 1.3. Схема смазочной системы дроссельного дозирования:

- 1 – бак; 2 – приемный фильтр; 3 – насос; 4 – напорный фильтр; 5 – манометр;
6 – смазочные линии; 7 – нерегулируемый дроссель; 8 – реле расхода;
9 – регулируемый дроссель; 10 – смазочный дроссельный блок;
11 – ротаметры; 12 – регулятор подачи; 13 – реле уровня;
14 – заливной фильтр; 15 – сливной фильтр; 16 – предохранительный клапан

Она состоит из распределительных, управляющих и контрольных устройств, а также соединений и трубопроводов. Дозаторы (рис. 1.4) обеспечивают подачу оптимальных порций масла, их обычно устанавливают перед распределителями или зонами смазывания. От диаметра жиклера дозатора зависит расход смазочной жидкости. Гидравлическое реле выдержки времени регулирует время подачи масла в дозаторы.

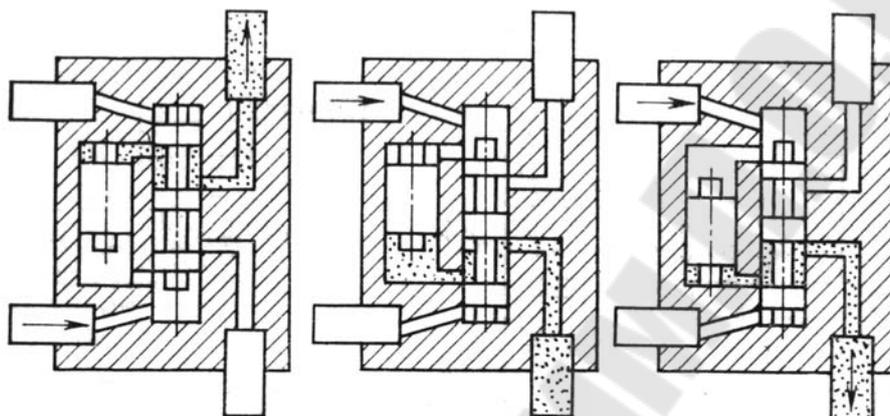


Рис. 1.4. Двухмагистральный смазочный питатель фирмы «Де Лемон»

На рис. 1.5а и б представлены импульсные питатели.

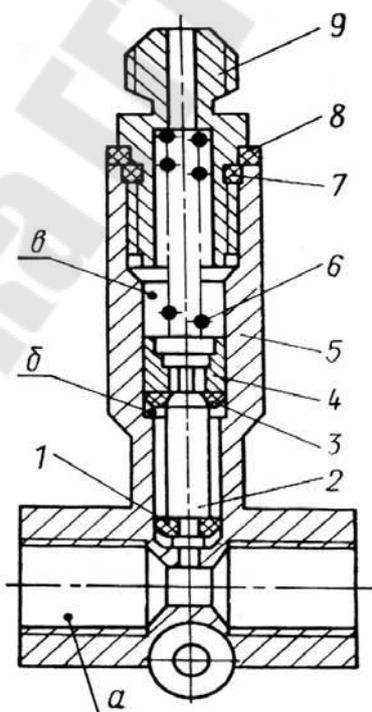


Рис. 1.5а. Импульсный питатель:

1 – манжет; 2 – клапан; 3 – кольцо; 4 – гильза; 5 – корпус;
6 – пружина; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – регулируемое кольцо; 9 – штуцер

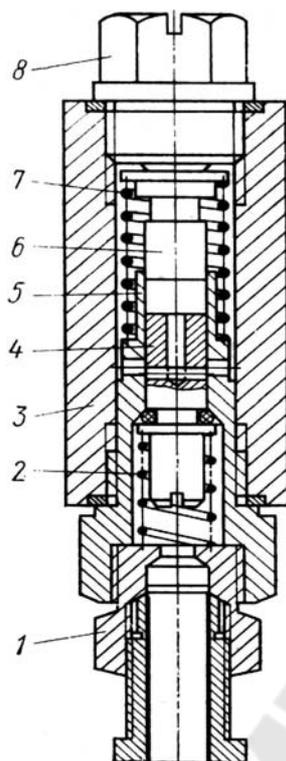


Рис. 1.5б. Импульсный питатель фирмы «Асса»

На рис. 1.6а, 1.6б показаны реле давления.

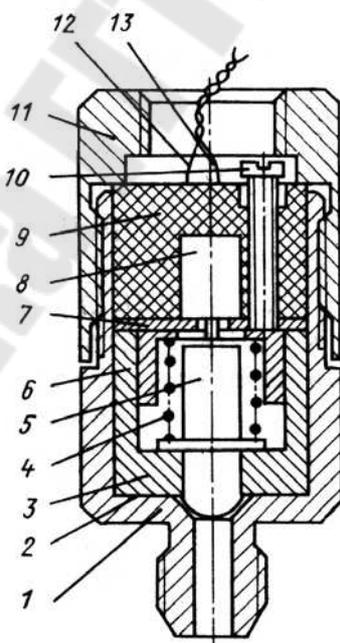


Рис. 1.6а. Малогабаритное реле давления:

- 1 – входной штуцер корпуса; 2 – мембрана; 3 – вкладыш; 4 – пружина; 5 – шток;
 6 – подвижный поршень; 7 – упорная шайба; 8 – штифт микропереключателя;
 9 – вкладыш; 10 – винт настройки; 11 – крышка; 12 – электрический провод;
 13 – электрический провод

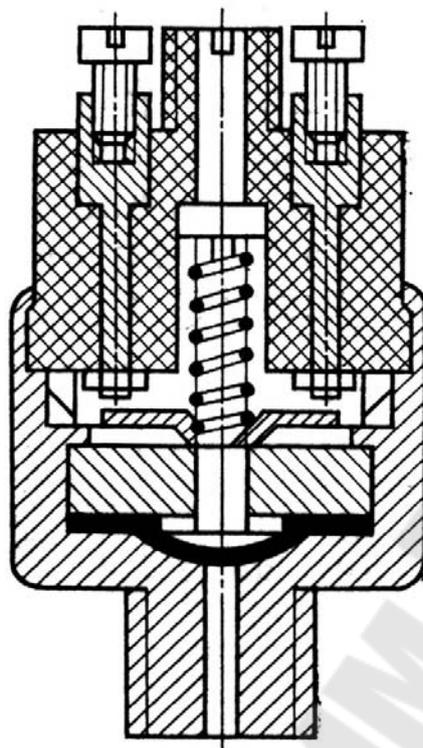


Рис. 1.6б. Малогабаритное реле давления фирмы «В. Фогель»

На рис. 1.7, 1.8, 1.9 показаны смазочные станции с механическим, пневматическим и ручным приводом, соответственно.

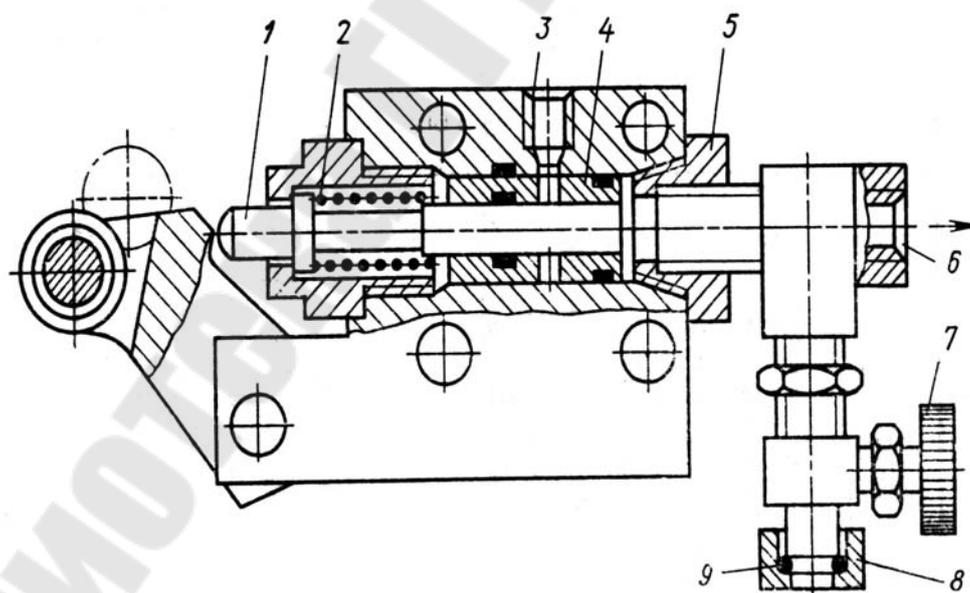


Рис. 1.7. Насос с механическим приводом РМЛС-5:
 1 – плунжер; 2 – пружина; 3 – входное отверстие; 4 – втулка;
 5 – нагнетательный клапан; 6 – входное отверстие; 7 – кран;
 8 – предохранительное устройство; 9 – диафрагма

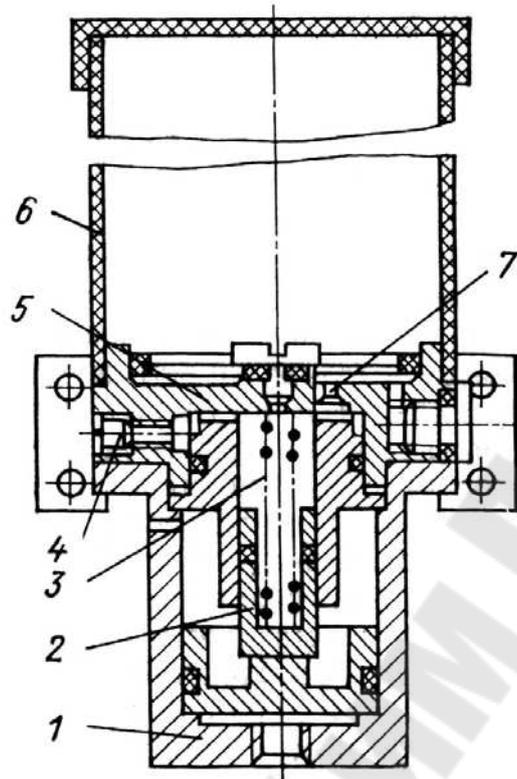


Рис. 1.8. Смазочная станция с пневмоприводом для импульсных систем:
 1 – цилиндр привода; 2 – нагнетательный клапан; 3 – пружина; 4 – клапан;
 5 – корпус; 6 – бак; 7 – клапан

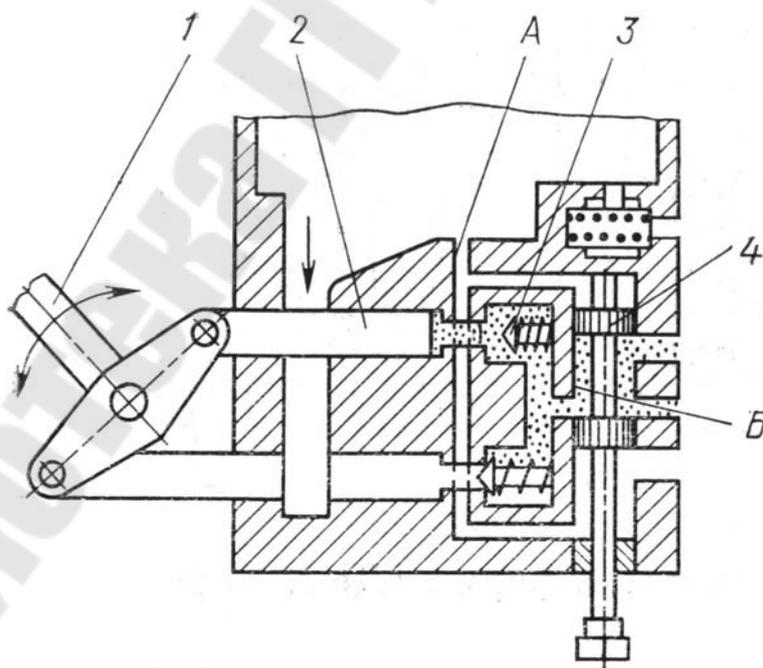


Рис. 1.9. Двухмагистральная смазочная станция с ручным приводом:
 1 – рукоятка; 2 – плунжер; 3 – обратный клапан; 4 – золотник

2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ЖИДКОЙ СМАЗКИ

2.1. Определение потребляемой мощности шестерённого насоса

Достаточно точно теоретическая подача шестерённого насоса Q_T , м³/с может быть определена по формуле:

$$Q_T = 3,5 \cdot B \cdot \omega \cdot (R_H^2 - R_B^2), \quad (2.1)$$

где B – ширина шестерни, м;

ω – частота вращения ведущей шестерни, с⁻¹;

R_H , R_B – радиусы окружности выступов и впадин шестерни, соответственно, м.

Величина π в уравнении (2.1) заменена коэффициентом 3,5, т. к. объём впадин несколько больше объёма зубьев.

Действительная подача насоса зависит от вязкости перекачиваемого масла, утечки его в насосе и в системе и т. п.:

$$Q_D = 3,5 \cdot B \cdot \omega \cdot (R_H^2 - R_B^2) \cdot \eta_0, \quad (2.2)$$

где η_0 – объёмный КПД насоса.

Для изменения подачи насоса варьируют числом зубьев, шириной шестерни или частотой вращения ведущего вала.

Мощность, потребляемую насосом N_H , кВт, можно определить по формуле:

$$N_H = 0,736 \cdot Q_T \cdot p_H / (k_H \cdot \eta_{\text{мех}}), \quad (2.3)$$

где p_H – давление, создаваемое насосом, кПа;

k_H – коэффициент мощности насоса;

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД насоса.

Коэффициент мощности насоса определяют по формуле:

$$k_H = (1 + \mu \cdot \omega / p_H)^{-1}, \quad (2.4)$$

где μ – вязкость масла при рабочей температуре, Па·с.

Давление насоса принимают с учётом всех потерь как в самом насосе, так и в маслопроводах.

2.1.1. Расчёт основных параметров резервуара-отстойника

Отстойники выбирают в зависимости от подачи станции, исходя из условий, что запас масла в отстойнике должен быть равен не менее чем 20-кратной подаче станции (таблица 2.1):

Таблица 2.1

Подача станции, л/с	0,42	0,84	1,17	2,1	2,52	5,04	6,3	10,08	15,12	20,16	30,24	40,32
Рекомендуемая емкость отстойника, м ³	0,5	1	1,6	2,5	3,15	6,3	10	16	25	31,5	40	50

Основные геометрические размеры горизонтальных отстойников определяется по следующим формулам:

длина отстойника:

$$l \geq \vartheta \cdot h / \vartheta_0; \quad (2.5)$$

ширина отстойника:

$$B = Q / \vartheta \cdot h, \quad (2.6)$$

где ϑ – скорость потока, м/с;

ϑ_0 – скорость осаждения, м/с;

h – высота масла в отстойнике, м;

Q – расход жидкости, м³/с.

Взвешенные частицы шаровидной формы диаметром не более 0,1 мм. При спокойном состоянии жидкости осаждаются со скоростью:

$$\vartheta_0 = 0,22 \cdot (\rho_{\text{част}} / \rho_{\text{м}} - 1) \cdot g \cdot r^2 \cdot \nu^{-1}, \text{ м/с}, \quad (2.7)$$

где $\rho_{\text{част}}$ и $\rho_{\text{м}}$ – плотность частиц и масла, соответственно, кг/м³;

ν – кинематическая вязкость масла, см²/с;

r – радиус частиц, м.

Высота отстойника:

$$H = Q \cdot \tau / S \cdot \eta, \quad (2.8)$$

где τ – продолжительность отстаивания, с;

η – объёмный коэффициент использования отстойника;

S – площадь отстойника, м²; $S = Q / \vartheta$.

Горизонтальные отстойники не следует делать глубокими, поскольку это не улучшает очистку.

При большой ширине отстойника, когда $Q/\vartheta > 1,5$, целесообразно сливать отработавшее масло по нескольким трубам, впадающим в желоб, расположенный по всему периметру верхней части отстойника.

Объём масла в отстойнике для обычного оборудования должен быть рассчитан не менее чем на 20-минутную, а для подшипников жидкостного трения (ПИСТ) – на 40-минутную подачу насоса и может быть определён по формуле:

$$V = Q_{\text{Д}} \cdot \tau, \quad (2.9)$$

где $Q_{\text{Д}}$ – действительная подача насоса, м³/с.

2.1.2. Тепловой расчёт резервуара-отстойника

Мощность теплового потока, необходимого для подогрева масла, определяют из уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{тепл}} = c_{\text{м}} \cdot n \cdot G_{\text{м}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}), \text{ кВт}, \quad (2.10)$$

где $c_{\text{м}}$ – теплоёмкость масла при средней температуре, находится в пределах 1,675–2,093 кДж/(кг·град);

n – коэффициент запаса тепловой мощности, учитывающий наружное охлаждение резервуара, обычно принимают равным 1,2–1,3;

$G_{\text{м}}$ – массовый расход подогреваемого масла, кг/с.

Среднюю температуру упрощённо можно определить как

$$t_{\text{м}} = 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{к}}),$$

где $t_{\text{н}}$ – начальная температура масла, °С;

$t_{\text{к}}$ – температура нагретого масла, °С.

Расход пара в змеевике резервуара-отстойника, кг/с:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{тепл}} / (i_{\text{п}} - i_{\text{конд}}), \quad (2.11)$$

где $i_{\text{п}}$ – энтальпия пара на входе в змеевик, кДж/кг;

$i_{\text{конд}}$ – энтальпия конденсирующегося пара на выходе из змеевика, кДж/кг.

Значения энтальпий сухого насыщенного пара ($t_{\text{п}}$) и кипящей воды без учёта переохлаждения конденсата ($i_{\text{конд}}$) приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Давление, МПа	0,369	0,63
Энтальпия пара $i_{\text{п}}$, кДж/кг	2734	2758
Энтальпия конденсата $i_{\text{конд}}$, кДж/кг	589	675

Переохлаждение конденсата образует запас тепловой мощности нагревателя.

Из уравнения теплопередачи определяем количество теплоты, поглощаемой маслом в единицу времени:

$$Q_{\text{тепл}} = k \cdot F \cdot \Delta t, \text{ кДж/с}, \quad (2.12)$$

где k – коэффициент теплопередачи от пара к маслу, кВт/(м²·град);

F – поверхность нагрева змеевика, м², определяется по длине трубы змеевика и её наружному диаметру;

Δt – температурный напор змеевика, °С.

Коэффициент теплопередачи от пара к маслу:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_{\text{п}} + \delta_3/\lambda_3 + 1/\alpha_{\text{м}}}, \quad (2.13)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке змеевика, Вт/(м²·°С);

δ_3 – толщина стенки трубы змеевика, м;

λ_3 – коэффициент теплопроводности стенки змеевика, Вт/(м·град);

$\alpha_{\text{м}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к маслу, кВт/(м²·°С).

Пренебрегая значениями термических сопротивлений пара $R_{\text{п}} = 1/\alpha_{\text{п}}$ и стенки змеевика $R_{\text{п}} = \delta_3/\lambda_3$ ввиду их малости по сравнению с термическим сопротивлением масла, принимаем для упрощения расчёта $k = \alpha_{\text{г}}$.

При нагреве масла в цистерне или резервуаре змеевиками (теплоотдача при свободном движении) коэффициент α_M можно определить по формуле:

$$\alpha_M = 1,57 \cdot [(t_3 - t_M) / (v \cdot d)]^{0,25}, \quad (2.14)$$

где t_3 – температура внешней поверхности стенки нагревателя; можно принять равной 150 °С (температура насыщенного и конденсирующегося пара при 0,6 МПа);

t_M – средняя температура масла, °С;

d – наружный диаметр трубы нагревателя, м;

v – кинематическая вязкость масла, м²/с, при определяющей температуре $t_{\text{опр}} = 0,5 \cdot (t_3 + t_M)$.

На рис. 2.1 представлен температурный график нагревателя масла без учёта переохлаждения конденсата.

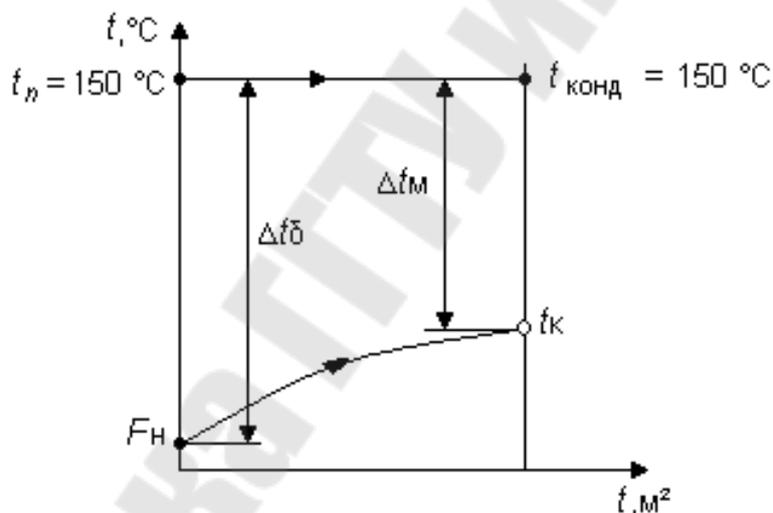


Рис. 2.1. Температурный график нагревателя масла

Температурный напор змеевика Δt , °С определяется по уравнению:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}, \quad (2.15)$$

где Δt_δ – перепад температур пара и начальной температуры масла, °С;

Δt_M – разность температур конденсата и нагретого масла.

Без учёта переохлаждения конденсата (рис. 2.1) уравнение (2.15) приводится к виду:

$$\Delta t = \frac{t_k - t_H}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}. \quad (2.16)$$

При условии $\Delta t_\delta / \Delta t_M \leq 2$, температурный напор можно определить как среднеарифметическое:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_\delta + \Delta t_M}{2} = \frac{(t_\Pi - t_H) + (t_{\text{конд}} - t_k)}{2}. \quad (2.17)$$

2.1.3. Определение подачи циркуляционной смазочной системы

Количество масла, подаваемого смазочной станцией в единицу времени, определяют исходя из условия, что поток смазки отводит излишек теплоты, выделяющийся в подшипниках, зубчатых зацеплениях и других узлах трения:

$$\Pi = \frac{\sum (Q_{\text{изб}} - Q_{\text{окр}})}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M \cdot e}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.18)$$

где $Q_{\text{изб}}$ – количество тепла, выделяющегося в единицу времени в данном узле трения, кДж/с;

$Q_{\text{окр}}$ – тепловой поток, поступающий в окружающую среду от данного узла трения, кВт;

c_M – удельная теплоемкость масла, находится в пределах $1,93 \div 0,93$ кДж/(кг·°С);

ρ_M – плотность масла, можно принять $\rho_M = 910 \div 920$ кг/м³;

Δt_M – допустимое расчетное повышение температуры масла, можно принять $\Delta t_M = 10 \div 12$ град (при температурном периоде $\Delta t_M > 15$ град возникают затруднения при расчете маслоохладителей, которые в этом случае должны отводить большое количество теплоты при сравнительно малом расходе масла);

e – коэффициент, учитывающий использование подаваемого на трущиеся поверхности масла (обычно принимают равным 0,8).

Для многоступенчатых и комбинированных редукторов *расход масла определяют для каждой ступени*, а затем суммируют для всего редуктора, учитывая расход и для подшипников скольжения.

Количество тепла, выделяемое в зубчатых и червячных передачах, шестеренных клетях и редукторах, складывается из трех видов потерь:

- на трение скольжения между зубьями;
- в подшипниках скольжения и качения;
- на разбрызгивание и перемешивание масла.

Количество выделяемого в зубчатой передаче тепла определяется по формуле:

$$Q_{\text{изб}} = N_{\text{ср}} (1 - \eta), \text{ кВт}, \quad (2.19)$$

где $N_{\text{ср}}$ – средняя передаваемая мощность, кВт;

η – КПД зубчатого или червячного зацепления с учетом потерь в подшипниках.

Потери на перемешивание или разбрызгивание масла зависят от типа передачи, метода смазывания, вязкости масла, окружной скорости конструкции корпуса передачи.

При расчете режима смазывания для одноступенчатых цилиндрических редукторов и шестеренных клетей общий КПД должен составить не менее 0,985, а для одноступенчатой конической передачи – не менее 0,98.

Количество тепла, передаваемого редуктором в окружающую среду, определяют по уравнению теплопередачи:

$$Q_{\text{окр}} = k(t_{\text{м}} - t_{\text{окр}})F_{\text{охл}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (2.20)$$

где k – общий коэффициент теплопередачи от масла, находящегося на внутренней поверхности корпуса и крышки редуктора, через стенки в окружающую среду, можно принять равным в пределах $k = 9 \div 17$ Вт/(м²·град) (большие значения принимаются при хорошей вентиляции, отсутствии ребер внутри корпуса, препятствующих циркуляции масла, малой вязкости т. д.);

$\Delta t_{\text{м}}$ – рабочая температура масла в корпусе редуктора;

$\Delta t_{\text{м}} \leq 55 \div 60$ °С;

$t_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды (воздуха), принимается равной $18 \div 20$ °С;

F – поверхность охлаждения корпуса, м², которая внутри омывается или обрызгивается маслом, а снаружи обдувается свободно циркулирующим воздухом.

2.1.4. Расчет пропускной способности фильтров

Пропускная способность фильтров зависит:

- вязкости и степени загрязнения жидкости;
- времени работы фильтрующих элементов;
- разности давлений до и после фильтра;
- типа фильтрующих материалов.

Улавливающая способность для различных фильтров представлена в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Тип фильтра	Грубой очистки	Нормальной очистки	Тонкой очистки	Очень тонкой очистки	Особо тонкой очистки
Размер улавливаемых частиц, мкм	≥ 200	≥ 100	≥ 50	≥ 5	≥ 0,1

Допускаемый перепад давления определяется местом установки фильтра. На линии всасывания фильтр должен пропускать требуемый объем масла при перепаде давления $\Delta P_{\phi} = 0,01$ МПа; на линии нагнетания $\Delta P_{\phi} = 0,02 \div 0,20$ МПа.

Для расчета фильтров используют следующее выражение:

$$Q_{\phi} = q_{\phi} \cdot \Delta P_{\phi} \cdot F_{\phi} / \mu, \quad (2.21)$$

где Q_{ϕ} – пропускная способность фильтра, м³/с;

q_{ϕ} – удельная пропускная способность фильтра, м³/м²;

ΔP_{ϕ} – перепад давления на фильтре, Па;

F_{ϕ} – площадь фильтра, м²;

μ – динамическая вязкость масла, Па·с.

Сравнительная удельная пропускная способность для некоторых фильтрующих материалов приведена в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Фильтрующий материал	Удельная пропускная способность q_{ϕ} , м ³ /м ²
Фильтр авиационный	0,37
Мелкий густой войлок чистой выделки (на 1 см толщины)	0,15
Капрон фильтрующий	0,12
Парусина	0,20
Сукно	0,20
Фильтровальная бумага	4,50
Металлические пластины (диски) с зазором 0,05–0,02 мм	0,80

Бумажные, войлочные и матерчатые фильтры задерживают не только твердые частицы, но и часть смол, что является их преимуществом перед металлическими сетчатыми, дисковыми фильтрами.

Расчет дисковых фильтров можно ограничить определением потребной площади фильтрации, т. е. площади зазоров S_{ϕ} , м², между дисками в патроне, по формуле:

$$S_{\phi} = 10 \cdot Q_{\text{н}} / \vartheta_{\phi}, \quad (2.22)$$

где $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/с;

ϑ_{ϕ} – скорость фильтрации, принимается в пределах 0,1 ÷ 0,25 м/с.

Для сетчатых фильтров № 0125 при перепаде давления 0,05 МПа и фильтрации индустриального масла И-20А в нормальных условиях удельная пропускная способность составляет 120 дм³/(дм²/мин).

2.2. Расчет поверхности теплообменника

Зная количество теплоты Q , выделяющейся в узле трения, можно определить необходимый расход охлаждающей воды G , кг/с:

$$G = \frac{Q}{c_{\text{в}} \cdot (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}})}, \quad (2.23)$$

где Q – количество теплоты, выделяющейся при работе трущихся поверхностей, Дж/с;

$c_{\text{в}}$ – теплоемкость воды, Дж/(кг·град);

$t_{1\text{в}}$ – температура воды на входе в охладитель (можно принять $t_{1\text{в}} = 24$ °С);

$t_{2\text{в}}$ – температура воды на выходе из охладителя, °С.

Повышение температуры воды в охладителе можно принимать от 2 до 4 град.

Скорость движения воды по трубам охладителя ϑ , м/с, определить по уравнению:

$$\vartheta = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot n \cdot \rho_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (2.24)$$

где n – число труб в охладителе, по которым вода движется в одном направлении;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³.

Средняя скорость ϑ_m , м/с при движении масла в охладителе перпендикулярно трубкам $\vartheta_m = Q_H / S_n$,

где Q_H – подача масляного насоса, м³/с;

S_n – площадь поперечного сечения охладителя между двумя соседними перегородками с учетом площади занимаемой трубами, м².

Коэффициент теплоотдачи α_m , Вт/(м²·°С) от масла к стенке трубы при его движении перпендикулярно пучку труб:

$$\alpha_m = \frac{30,7 \cdot \lambda_m \cdot (d_H \cdot \vartheta_m \cdot \rho_m / \mu_m)^{0,6} \cdot (c_m \cdot \mu_m / \lambda_m)^{0,3}}{d_H}, \quad (2.25)$$

где λ_m – теплопроводность масла при средней температуре его в охладителе, приближенно можно принять $\lambda_m = 0,087$ Вт/м·°С;

d_H – наружный диаметр трубы, м;

μ – динамический коэффициент вязкости масла при средней температуре его в охладителе, Па·с;

c_m – теплоемкость масла, равная 1,675 кДж/(кг·°С);

ρ_m – плотность масла, можно принять $\rho_m = 800 \div 920$ кг/м³.

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубок к воде α_B , Вт/(м²·°С):

$$\alpha_B = (1 + 0,0136 \cdot t_{cp}) \cdot \vartheta_B^{0,8} / d_{BH}, \quad (2.26)$$

где t_{cp} – средняя температура масла в охладителе, °С;

d_{BH} – внутренний диаметр трубы, м.

Общий коэффициент теплопередачи от масла к воде k , Вт/(м²·°С):

$$k = \frac{1}{1/\alpha_m + \delta/\lambda_{ст} + 1/\alpha_B}, \quad (2.27)$$

где δ – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности трубы, Вт/(м²·°С).

Коэффициент теплопроводности некоторых материалов в Вт/(м²·°С) при 20 °С:

Литейная оловянно-цинковая бронза	– 52
Чугун	– 43
Медь	– 320
Латунь	– 68 ÷ 96
Сталь	– 48

Необходимая поверхность охлаждения:

$$S = \frac{Q - Q_1}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (2.28)$$

где Q – количество тепла, выделяющегося при работе трущихся деталей, в единицу времени, кВт;

Q_1 – количество теплотерь в окружающую среду в единицу времени, кВт;

$$Q_1 = S_{об} \cdot k_1 \cdot \Delta t, \quad (2.29)$$

где $S_{об}$ – общая поверхность корпусов смазываемых узлов и трубопроводов, соприкасающихся с наружным воздухом и омываемая маслом, м²;

k_1 – коэффициент теплопередачи при естественном охлаждении, принимают равным $k_1 = 31,4 \div 52,33$ Дж/(м²·ч·град);

Δt – разность температур охлаждаемого масла (обычно принимают 50–60 °С) и окружающего воздуха (20 °С);

Δt_{cp} – среднелогарифмический температурный напор теплообменника, определяющийся по уравнению (2.15), где значения Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ определяются схемами движения теплоносителей и величинами водяных эквивалентов, °С.

Следует отметить, что поверхность охлаждения выбранного маслоохладителя должна быть несколько больше расчетной поверхности δ .

2.3. Расчет маслоподогревателя

При определении параметров маслоподогревателя, в котором в качестве источника теплоты применен сухой насыщенный пар, тепловой баланс выражается уравнением:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{м}} + Q, \quad (2.30)$$

где $Q_{\text{п}}$ – тепловой поток подводимый паром, кВт;

$Q_{\text{м}}$ – тепловой поток, передаваемый маслу для нагрева его до заданной температуры $t_{2\text{м}}$, кВт;

Q – величина теплового потока, передаваемого через стенки подогревателя окружающей среде, кВт.

$$Q_H = \rho \cdot c_M \cdot Q_M \cdot (t_{2M} - t_{1M}), \quad (2.31)$$

где ρ – плотность масла, кг/м³;

c_M – удельная теплоемкость масла, кДж/(кг·°C);

Q_H – подача насоса, нагнетающего масло в центрифугу, м³/с;

t_{2M} – температура масла, выходящего из подогревателя, °C;

t_{1M} – температура масла на входе в подогреватель, °C.

Теплопотери в окружающую среду:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (2.32)$$

где k – общий коэффициент теплопередачи от пара к окружающей среде, кВт/(м²·°C);

F – поверхность корпуса подогревателя, м²:

$$F = \pi \cdot D_H \cdot l,$$

где D_H – наружный диаметр подогревателя, м;

l – длина трубок, м;

Δt – разница между температурами пара и окружающей среды, °C, $\Delta t = t_{\text{п}} - t_0$.

Коэффициент теплопередачи от пара к окружающей среде определяют по известному выражению (2.27):

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_{\text{п}} + \delta/\lambda_{\text{ст}} + 1/\alpha_{\text{в}})},$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке, Вт/(м²·°C);

$\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки корпуса к окружающей среде, Вт/(м²·°C);

δ – толщина стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·°C).

Массовый расход пара $G_{\text{п}}$, кг/с, определяется по уравнению:

$$G_{\text{п}} = Q_{\text{п}} / (c_{\text{п}} - c_{\text{к}}), \quad (2.33)$$

где $c_{\text{п}}$ и $c_{\text{к}}$ – теплоемкость пара и конденсатора, соответственно, кДж/(кг·°C).

Объем пара $Q_{\text{п}}'$, м³/с, пропускаемого через подогреватель, определяем по уравнению:

$$Q_{\text{п}}' = \vartheta_{\text{п}} \cdot G_{\text{п}}, \quad (2.34)$$

где $\vartheta_{\text{п}}$ – удельный объем пара, $\vartheta_{\text{п}}$ можно принять равным 0,3825 м³/кг.

При ламинарном режиме движения масла:

$$\alpha_{\text{м}} = \frac{\lambda_{\text{м}} \cdot Nu}{d_{\text{вн}}}, \quad (2.35)$$

где $\lambda_{\text{м}}$ – коэффициент теплопроводности масла, который можно принять равным 0,087 Вт/(м·град);

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубки, м;

Nu – критерий Нуссельта.

Критерий Нуссельта можно выразить через критерий Пекле Pe :

$$Nu = 5,91 \cdot (d_{\text{вн}} \cdot Pe/l)^{0,2}. \quad (2.36)$$

Критерий Пекле Pe можно определить по уравнению:

$$Pe = \vartheta_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \rho \cdot d_{\text{вн}} / \lambda, \quad (2.37)$$

тогда критерий Нуссельта из уравнений (2.36) и (2.37):

$$Nu = 5,91 \cdot [\vartheta_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \rho \cdot d_{\text{вн}}^2 / (\lambda \cdot l)]^{0,2}, \quad (2.38)$$

где $\vartheta_{\text{м}}$ – скорость масла в трубках, м/с, определяется по уравнению:

$$\vartheta_{\text{м}} = Q_{\text{н}} / S, \quad (2.39)$$

где $S = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n}{4}$, м² – суммарная площадь сечения всех n трубок, по

которым проходит масло.

Поверхность теплообмена выбранного подогревателя должна быть на 10–15 % больше рассчитанной.

3. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ

3.1. Определение давления в системе смазки двигателя

Пример. Определить давление нагнетания P насоса в начале масляной линии, подающей смазку к трем коренным подшипникам коленчатого вала автомобильного двигателя (рис. 3.1), если подача насоса $Q = 50 \text{ см}^3/\text{с}$. Размеры: $d = 6 \text{ мм}$; $d_1 = 4 \text{ мм}$, $d_0 = 40 \text{ мм}$; $L = 1000 \text{ мм}$; $l = 200 \text{ мм}$; $S = 50 \text{ мм}$; $a = 6 \text{ мм}$. Зазоры в подшипниках считать концентрическими и равными $b = 0,06 \text{ мм}$.

Кинематическая вязкость масла $\nu = 0,36 \text{ Ст}$, его плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Течение в трубах и зазорах считать ламинарным. Потери напора в фильтре $h_\phi = 5 \text{ м}$. Влияние вращения вала не учитывать. Сопротивлением распределительного канала пренебречь, считая, что каждому подшипнику подается $Q/3$.

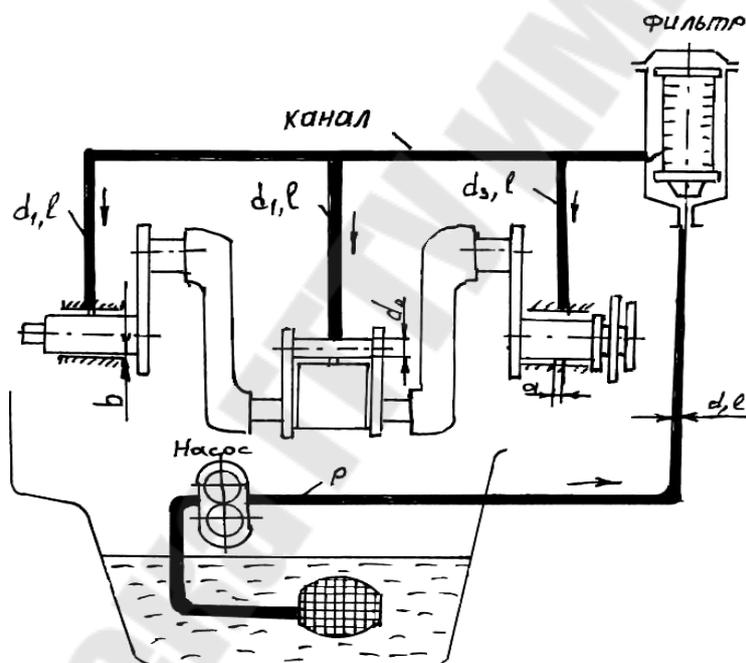


Рис. 3.1

Решение

Давление нагнетания определим по формуле:

$$P = P_B + \rho g h_\phi, \quad (3.1)$$

где P_B – давление на входе из распределительного канала;

ρ – плотность жидкости;

g – ускорение свободного движения;

h_ϕ – потери напора на фильтре.

Потери давления на выходе

$$P_B = P_1 + P_2,$$

где P_1 – давление напора до фильтра;

P_2 – давление напора после фильтра.

Расход жидкости через поперечное сечение трубы (формула Пуазейля):

$$P = 128\nu l \gamma \frac{Q}{\pi g d^4},$$

где d – диаметр трубы;

l – длина трубы;

ν – кинематическая вязкость;

γ – удельный вес, $\gamma = \rho g$.

Получаем:

$$P = 128\rho g l \nu \frac{Q}{\pi g d^4} = 128\mu \nu l \frac{Q}{\pi d^4};$$

$$P_1 = 128\nu g L \frac{Q}{\pi d^4}; \quad (3.2)$$

$$P_2 = 128\mu \nu L \frac{Q}{\pi d^4} + P_3. \quad (3.3)$$

Потери давления в зазоре подшипника:

$$P_3 = \frac{S-a}{d_0 b^3} \mu \nu \frac{Q}{\pi}. \quad (3.4)$$

Подставив (3.2), (3.3), (3.4) в (3.1), получим:

$$P = \frac{128l}{d^4} \mu \nu \frac{Q}{3\pi} + \frac{S-a}{d_0 b^3} \mu \nu \frac{Q}{\pi} + \frac{128\rho \nu L}{\pi d^4} + \rho g h_{\phi} = \frac{128 \cdot 0,2}{4^2 \cdot (10^{-3})^2} \cdot 900 \cdot 0,36 \times \\ \times 10^3 \frac{50 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 3,14} + \frac{50 \cdot 10^{-3} - 6 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06 \cdot 10^{-3}} \cdot 900 \cdot 0,36 \cdot 10^3 \frac{50 \cdot 10^{-6}}{3,14} + \\ + \frac{128 \cdot 900 \cdot 0,36 \cdot 10^3 \cdot 50 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} + 900 \cdot 10 \cdot 5 = 2,8 \text{ МПа.}$$

Ответ: $P = 2,8 \text{ МПа}$.

3.2. Определение толщины смазочного слоя

Пример 1. Найти толщину смазочного слоя при качении ролика по наружному кольцу подшипника В32118Р1. Радиус дорожки качения наружного кольца $R_1 = 66$ мм диаметр ролика $D_\omega = 16$ мм, угловая скорость внутреннего кольца относительно наружного $\Omega = 524$ с, длина ролика $l = 14$ мм, радиальная нагрузка на ролик $Q = 20$ Н. Вязкость смазочного материала $\mu = 1,84 \cdot 10^{-3}$ Па·с, пьезокоэффициент $\alpha = 7,04 \cdot 10^{-9}$ Па⁻¹.

Решение

Определяем приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей:

$$R = \frac{R_1 \cdot D_\omega}{(2 \cdot R_1 - D_\omega)} = \frac{66 \cdot 16}{(2 \cdot 66 - 16)} = 9,1 \text{ мм.}$$

Нагрузка W на единицу длины ролика:

$$W = \frac{Q}{l} = \frac{20}{14 \cdot 10^{-3}} = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

Для вычисления скорости качения ролика по наружному кольцу перейдем в систему координат, вращающуюся вместе с сепаратором со скоростью ω_c (наружное кольцо неподвижно). Тогда, приравнивая линейную дорожку качения кольца линейной скорости поверхности ролика (условие чистого качения), получим соотношение $\omega_c \cdot R_1 = (\Omega - \omega_c) R_2$, где $R_2 = R_1 - D_\omega = 66 - 16 = 50$ мм – радиус дорожки качения внутреннего кольца. Отсюда скорость качения ролика:

$$u_0 = \omega_c \cdot R_1 = \frac{\Omega \cdot R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}.$$

Рассматриваемая задача эквивалентна задаче о скольжении цилиндра радиуса R со скоростью $U_0 = 2 \cdot u_0 = 29,8 \text{ М/с}$ относительно плоского полупространства. Считая смазывание обильным, вычисляем минимальную толщину смазочного слоя:

$$h_T = \frac{2,448 \cdot \mu_0 \cdot U_0 \cdot R}{W} = \frac{2,448 \cdot 1,84 \cdot 10^{-3} \cdot 29,8 \cdot 9,1 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 10^3} = 0,9 \text{ мкм.}$$

Характерное гидродинамическое давление в контакте:

$$p_r = \sqrt{\frac{W}{\mu_0 \cdot U_0}} \cdot \frac{W}{R} = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 10^3}{1,84 \cdot 10^{-3} \cdot 29,8}} \cdot \frac{1,4 \cdot 10^3}{9,1 \cdot 10^{-3}} = 2,6 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Безразмерный параметр $\alpha \cdot p_r = 7,04 \cdot 10^{-9} \cdot 2,6 \cdot 10^7 = 0,18 \ll 1$. Следовательно, вязкость смазочного материала можно считать постоянной в области контакта. Найдём максимальное давление в контакте ролика с наружным кольцом подшипника при отсутствии смазочного материала. Поскольку материал роликов и колец – сталь ШХ15, то приведенный модуль упругости $E' = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па. Полуширина области сухого контакта:

$$b_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot R \cdot W}{\pi \cdot E'}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 10^{11}}} = 12 \text{ мкм.}$$

При этом максимальное контактное давление:

$$p_0 = \frac{2 \cdot W}{\pi \cdot b_0} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 7,4 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Видно, что давление в сухом контакте ролика с кольцом существенно выше давления в контакте со смазочным материалом ($7,4 \cdot 10^7 \gg 2,6 \cdot 10^7$). Таким образом, предположения о жесткости контактирующих тел и постоянстве вязкости можно считать выполненными.

Пример 2. Найти толщину смазочной плёнки при качении жесткого цилиндра по тонкому слою полимера, нанесенному на жесткое полупространство. Радиус цилиндра $R = 69$ мм, скорость качения $u_0 = 3$ м/с, вязкость масла $\mu_0 = 0,018$ Па·с, пьезокоэффициент $\alpha = 2,2 \cdot 10^{-8}$ Па⁻¹, толщина полимерного слоя $h_s = 1,5$ мм, модуль упругости полимера $E_s = 4,5 \cdot 10^9$ Па, коэффициент Пуассона $\mu_s = 0,2$, нагрузка на единицу длины цилиндра $W = 500$ кН/м.

Решение

Заметим, что качение цилиндра со скоростью u_0 в рассматриваемом примере эквивалентно скольжению цилиндра со скоростью $U_0 = 2 \cdot u_0 = 6$ м/с. Вычислим упругую постоянную слоя полимера:

$$A = \frac{(1 + \mu_s) \cdot (1 - 2 \cdot \mu_s) \cdot h_s}{(1 - \mu_s) \cdot E_s} = \frac{1,2 \cdot 0,6 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 4,5 \cdot 10^9} = 3 \cdot 10^{-13} \text{ Па}^{-1} \cdot \text{м.}$$

Полуширина полосы контакта:

$$b = \left(\frac{3 \cdot A \cdot W \cdot R}{2} \right)^{1/3} = (1,5 \cdot 3 \cdot 10^{-13} \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot 69 \cdot 10^{-3})^{1/3} = 2,5 \text{ мм.}$$

Максимальное контактное давление:

$$p = \frac{3 \cdot W}{4 \cdot b} = \frac{3 \cdot 5 \cdot 10^5}{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}} = 1,5 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Находим безразмерные параметры Q_0 и V_0 :

$$Q_0 = \alpha \cdot p = 2,2 \cdot 10^{-8} \cdot 1,5 \cdot 10^8 = 3,3 \gg 1;$$

$$V_0 = \frac{24 \cdot \mu_0 \cdot U_0 \cdot R^2}{p \cdot b^3} = \frac{24 \cdot 0,018 \cdot 6 \cdot (69 \cdot 10^{-3})^2}{1,5 \cdot 10^8 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3})^3} = 5,3 \cdot 10^{-3} \ll 1;$$

$$Q_0 \cdot \sqrt{V_0} = 3,3 \cdot \sqrt{5,3 \cdot 10^{-3}} = 0,24 \ll 1.$$

Следовательно, можно применять формулу для определения расходной толщины смазочного слоя в режиме обильного смазывания:

$$h_0 = \sqrt{\frac{8 \cdot \mu_0 \cdot U_0 \cdot A \cdot R}{9 \cdot b}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 0,018 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 10^{-13} \cdot 69 \cdot 10^{-3}}{9 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}} = 0,9 \text{ мкм,}$$

откуда минимальная толщина слоя жидкости $h_{\min} = 0,8941$, $h_0 = 0,8$ мкм. Если бы слой полимера на жестком полупространстве отсутствовал, то минимальная толщина смазочной плёнки для режима обильного смазывания равнялась бы:

$$h_{\min} = \frac{2,448 \cdot \mu_0 \cdot U_0 \cdot R}{W} = \frac{2,448 \cdot 0,018 \cdot 6 \cdot 69 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^5} = 0,04 \text{ мкм,}$$

а характерное гидродинамическое давление в контакте без слоя полимера:

$$p_r = \sqrt{\frac{W}{\mu_0 \cdot U_0}} \cdot \frac{W}{R} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^5}{1,8 \cdot 10^{-2} \cdot 6}} \cdot \frac{5 \cdot 10^5}{69 \cdot 10^{-3}} = 1,6 \cdot 10^{10} \text{ Па.}$$

3.3. Определение расхода смазочного материала в системе смазки с дроссельным регулированием

Пример. Насос обеспечивает расход $Q_1 = 0,6$ л/с по трубопроводу, в котором установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\xi_1 = 3$. В точке М трубопровод разветвляется на два трубопровода, один из которых содержит дроссель с коэффициентом сопротивления $\xi_2 = 10$, а другой – с $\xi_3 = 40$. Пренебрегая потерями давления на трение по длине, определить расходы жидкости в ветвях и давление насоса. Диаметры труб $d = 10$ мм ($\rho = \rho_{\text{вод}}$, $\nu = 0,01$ Ст).

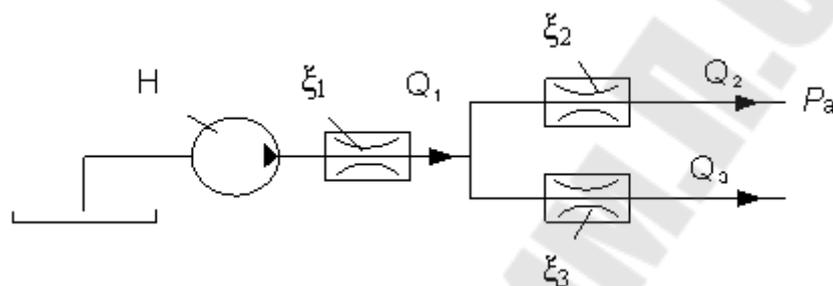


Рис. 3.2

Решение

Для параллельно соединённых n трубопроводов справедливо равенство:

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 + Q_3 \\ \sum h_2 = \sum h_3 \end{cases} \quad (3.5)$$

Подставляя $Q_1 = 0,6$ л/с в данную систему, получим:

$$\begin{cases} 0,6 \cdot 10^{-3} = Q_2 + Q_3 \\ \sum h_2 = \sum h_3 \end{cases} \quad (3.6)$$

Суммарная потеря напора на участках 2 и 3, пренебрегая потерями по длине, определяется по формуле:

$$\sum h_2 = \xi_2 \cdot \frac{8 \cdot Q_2^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}, \quad \sum h_3 = \xi_3 \cdot \frac{8 \cdot Q_3^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}. \quad (3.7)$$

Тогда приравнявая $\sum h_2$ к $\sum h_3$ (согласно системе уравнений (3.5)), получим:

$$\sum h_2 = \sum h_3.$$

$$\xi_2 \cdot \frac{8 \cdot Q_2^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} = \xi_3 \cdot \frac{8 \cdot Q_3^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}.$$

$$\xi_2 \cdot Q_2^2 = \xi_3 \cdot Q_3^2.$$

Из последнего выражения находим Q_2 , подставляя известные значения гидравлических сопротивлений $\xi_2 = 10$ и $\xi_3 = 40$:

$$Q_2 = \sqrt{\frac{\xi_3}{\xi_2}} \cdot Q_3 = \sqrt{\frac{40}{10}} \cdot Q_3 = 2 \cdot Q_3. \quad (3.8)$$

Тогда из системы (3.6) имеем:

$$0,6 \cdot 10^{-3} = Q_2 + Q_3.$$

$$0,6 \cdot 10^{-3} = 2 \cdot Q_3 + Q_3.$$

$$0,6 \cdot 10^{-3} = 3 \cdot Q_3.$$

Откуда $Q_3 = \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{3} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 0,2 \text{ л/с}.$

Подставляя найденное значение Q_3 в выражение (3.8), находим Q_2 :

$$Q_2 = 2 \cdot Q_3 = 2 \cdot 0,2 = 0,4 \text{ л/с}.$$

Давление насоса:

$$P = \rho \cdot g \cdot H = \rho \cdot g \cdot (\sum h_1 + \sum h_2).$$

Из (3.7) находим:

$$\sum h_2 = \xi_2 \cdot \frac{8 \cdot Q_2^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} = 10 \cdot \frac{8 \cdot (0,4 \cdot 10^{-3})^2}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^4} = 13,2 \text{ м}.$$

$$\sum h_1 = \xi_1 \cdot \frac{8 \cdot Q_1^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} = 3 \cdot \frac{8 \cdot (0,6 \cdot 10^{-3})^2}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^4} = 8,9 \text{ м}.$$

$$P = \rho \cdot g \cdot H = \rho \cdot g \cdot (\sum h_1 + \sum h_2) = 1000 \cdot 9,81 \cdot (13,2 + 8,9) = 2,2 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,22 \text{ МПа}.$$

Ответ: $Q_3 = 0,2 \text{ л/с}$, $Q_2 = 0,4 \text{ л/с}$, $P = 0,22 \text{ МПа}$.

3.4. Определение давления и усилия ротора центрифуги системы смазки двигателя внутреннего сгорания

Пример. Ротор центрифуги, включенной в систему смазки двигателя внутреннего сгорания для очистки, представляет собой полый цилиндр, заполненный маслом и вращающийся с частотой

$$n = 7000 \text{ об/мин } (\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3).$$

Определить давление P масла на внутренней боковой поверхности ротора и силу давления F , действующую на крышку, если диаметры $D = 140$ мм, $d = 30$ мм. Масло подводится к центрифуге под давлением $P_0 = 0,5$ МПа.

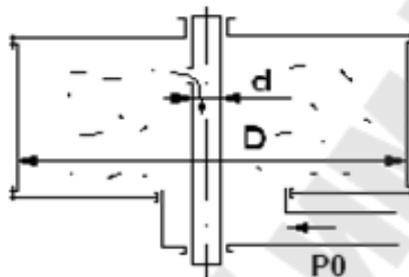


Рис. 3.3

Решение

Определим давление масла на внутренней боковой поверхности ротора:

$$P = P_0 + \frac{\omega^2 \cdot r^2 \cdot \rho \cdot g}{2 \cdot g},$$

$$\text{где } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7000}{30} = 732,6 \text{ с}^{-1};$$

$$P = 0,5 \cdot 10^6 + \frac{732,6 \cdot (70 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 9,8}{2 \cdot 9,8} = 1,68 \text{ МПа.}$$

Определим силу давления, действующую на крышку ротора:

$$F = P_0 \cdot S,$$

$$\text{где } S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2).$$

$$F = 0,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot \left[(140 \cdot 10^{-3})^2 - (30 \cdot 10^{-3})^2 \right] = 24,7 \text{ кН.}$$

Ответ: $P = 1,68$ МПа; $F = 24,7$ кН.

3.5. Определение подачи смазочного материала при заданной потребности смазки для одного узла привода

Пример. Роторный насос, подача которого $Q_H = 1$ л/с, нагнетает масло в верхний бак из двух баков с одинаковыми уровнями. Всасывающие трубы имеют равные диаметры $d_1 = d_2 = 20$ мм и равные приведенные длины $l_x = l_2 = 4$ м.

Диаметр и приведенная длина нагнетательной трубы $d_3 = 20$ мм и $l_3 = 6$ м.

Определить напор насоса H_H и мощность двигателя $N_{дв}$ при высоте подъема $H_{ст} = 5$ м, если кинематическая вязкость масла $\nu = 0,5$ Ст, его плотность $\rho = 900$ кг/м³ и КПД насоса $\eta = 0,7$. Как изменится напор насоса, если уровень в левом баке будет ниже, чем в правом, на $z = 2$ м?

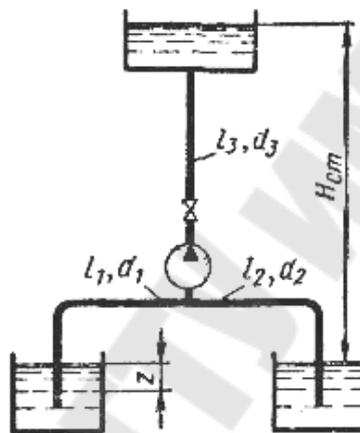


Рис. 3.4

Решение

Найдем число Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 10^{-4}} = 1273 \leq 2300.$$

Определим напоры во всасывающих трубах (h_1 и h_2):

$$h_{1,2} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot d_{1,2}^5} = \frac{128 \cdot 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 9,8 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^4} = 5,2 \text{ м.}$$

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = 0,053.$$

Напор в напорном трубопроводе (h_3)

$$h_3 = 0,0246 \frac{\nu^{0,25} \cdot l_3 \cdot Q^{1,75}}{d_3^{4,75}} = \frac{0,0246 (0,5 \cdot 10^{-4})^{0,25} \cdot 6 \cdot (1 \cdot 10^{-3})^{1,75}}{(20 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 8,2 \text{ м.}$$

Определим напор насоса:

$$H_H = H_{ст} + h_1 + h_2 = 5 + 5,2 + 5,2 = 15,4 \text{ м.}$$

Найдем мощность двигателя:

$$N_{дв} = Q \cdot H_H \cdot \rho \cdot g = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 15,4 \cdot 900 \cdot 2,8 = 135,8 \text{ Вт} = 0,14 \text{ кВт.}$$

Ответ: $H_H = 15,4 \text{ м}$, $N_{дв} = 0,14 \text{ кВт}$.

3.6. Определение параметров срабатывания переливного клапана

Пример 1. Изображённый на рисунке переливной клапан плунжерного типа предназначен для того, чтобы поддерживать заданное давление жидкости на входе p_1 путём непрерывного слива. Однако точность поддержания давления зависит от размера клапана и характеристики пружины. Найти связь между расходом через клапан Q и давлением p_1 , если известны следующие величины: диаметр клапана d ; постоянное давление на выходе из клапана p_2 ; сила пружины $F_{пр.0}$ при $y = 0$; жёсткость пружины c ; коэффициент щелевого отверстия μ , не зависящий от высоты подъёма y . Можно считать, что давление p_1 равномерно распределено по площади клапана $\pi d^2/4$. Задачу решить в общем виде.

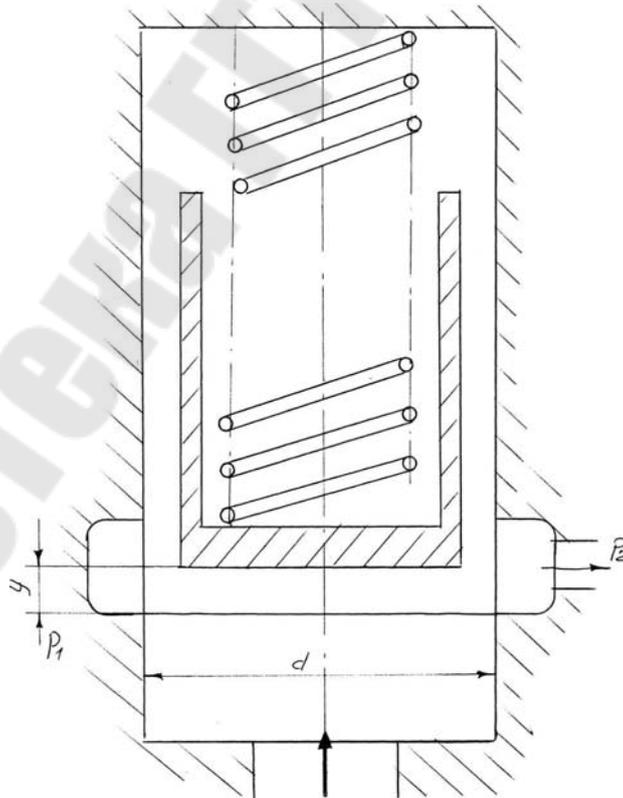


Рис. 3.5

Решение

Записываем выражение для расхода:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}.$$

Сила давления:

$$F_{\text{давл}} = p_1 \cdot S = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

Согласно уравнению клапана

$$F_{\text{давл}} = F_{\text{пр0}} + c \cdot y,$$

тогда

$$p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = F_{\text{пр0}} + c \cdot y \Rightarrow p_1 = \frac{4 \cdot (F_{\text{пр0}} + c \cdot y)}{\pi \cdot d^2}.$$

Подставляя последнее выражение в формулу расхода и принимая $\Delta p = p_1 - p_2$, получим:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left[\frac{4}{\pi \cdot d^2} \cdot (F_{\text{пр0}} + c \cdot y) - p_2 \right]}.$$

$$Q = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left[\frac{4}{\pi \cdot d^2} \cdot (F_{\text{пр0}} + c \cdot y) - p_2 \right]}.$$

Так как $y = f(p_1)$, то получим следующее выражение:

$$Q = f(y) = f(p_1).$$

Пример 2. В гидросистеме с расходом масла $Q = 0,628$ л/с параллельно фильтру 1 установлен переливной клапан 2, открывающийся при перепаде давления на $\Delta p = 0,2$ МПа. Определить вязкость ν , при которой начнётся открытие клапана, если коэффициент сопротивления фильтра связан с числом Рейнольдса формулой $\zeta_{\text{ф}} = A/Re$, где $A = 2640$; Re подсчитывается по диаметру трубы $d = 20$ мм; $\rho = 850$ кг/м³.

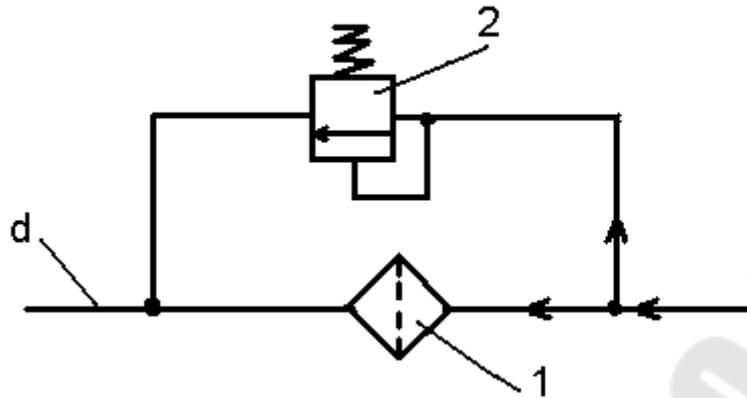


Рис. 3.6

Решение

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}$$

Скорость движения жидкости:

$$V = \frac{Q}{s} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$$

Потеря напора на фильтре:

$$h_{\phi} = \zeta_{\phi} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Потеря давления на клапане:

$$\Delta p_{\text{кл}} = \rho \cdot g \cdot h_{\text{кл}},$$

откуда

$$h_{\text{кл}} = \frac{\Delta p_{\text{кл}}}{\rho \cdot g}$$

Клапан 2 начнёт открываться в момент равенства:

$$h_{\phi} = h_{\text{кл}}$$

$$\zeta_{\phi} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{\Delta p_{\text{кл}}}{\rho \cdot g};$$

$$\zeta_{\phi} = \frac{A}{Pe} = \frac{2640}{Re} = \frac{2640 \cdot \pi \cdot d \cdot v}{4 \cdot Q}.$$

Подставляя в последнее выражение V и Re , получим:

$$\frac{\Delta p_{\text{кл}}}{\rho \cdot g} = \frac{2640 \cdot \pi \cdot d \cdot v}{4 \cdot Q} \cdot \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}\right) \cdot \frac{1}{2 \cdot g};$$

$$\frac{\Delta p_{\text{кл}}}{\rho} = \frac{2640 \cdot 16 \cdot Q^2 \cdot v}{4 \cdot Q \cdot \pi \cdot d^3 \cdot 2} = \frac{5,280 \cdot 10^3 \cdot Q \cdot v}{\pi \cdot d^3},$$

откуда

$$v = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot d^3}{\rho \cdot 5,28 \cdot 10^3 \cdot Q} = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^3}{850 \cdot 5,28 \cdot 10^3 \cdot 0,628 \cdot 10^{-3}} = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с} = 17,5 \text{ Ст.}$$

Ответ: $v = 17,5 \text{ Ст.}$

3.7. Определение параметров привода системы смазки

Пример. Соляровое масло подается самотеком из резервуара А в резервуар В по трубопроводу, состоящему коленчатого вала по системе трубок, состоящей из пяти одинаковых участков, каждый длиной $l = 500 \text{ мм}$ и диаметром $d = 25 \text{ мм}$. Определить:

1. Сколько смазки нужно подать к узлу А системы, чтобы каждый подшипник получил ее не менее $8 \text{ см}^3/\text{с}$?

2. Как изменится потребное количество смазки, если участки А, В заменить трубой диаметром $D = 8 \text{ мм}$?

Давление на выходе из трубок в подшипники считать одинаковым, местными потерями и скоростными напорами пренебречь.

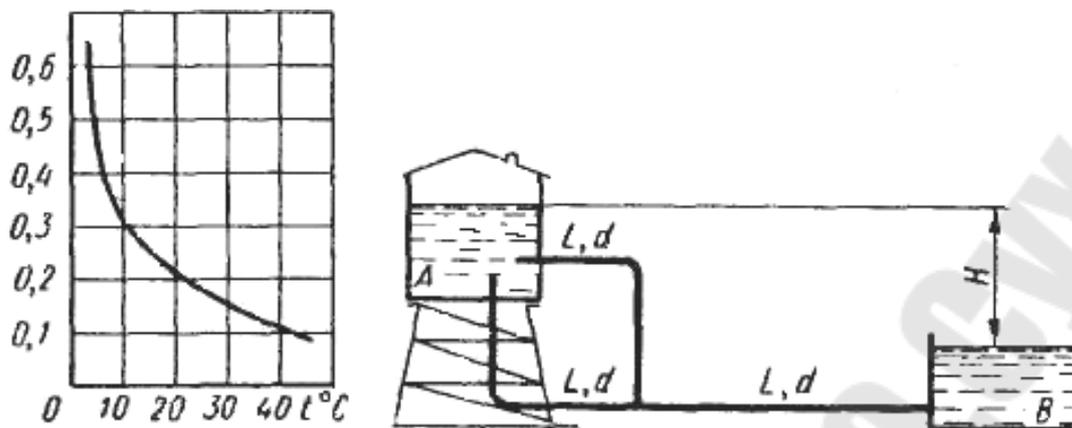


Рис. 3.7

Решение

1. Составляем уравнение напора для последовательных участков трубопровода (участки 1 и 3 или 2 и 3):

$$H = 0,0827 \cdot \lambda \frac{24}{d^5} \cdot Q^2 + 0,0827 \cdot \lambda \frac{L}{d^5} \cdot Q^2 = \frac{0,0827 \cdot \lambda \cdot 2L \cdot Q^2}{d^5}.$$

Определяем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\vartheta D}{\nu}.$$

Из графика зависимости ν от t находим:

$$\text{при } t = 10 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \nu = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Найдем скорость течения жидкости:

$$\vartheta = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,025^2} = 0,4 \text{ м/с}.$$

По уравнению Пуазейля находим коэффициент гидравлических потерь:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{333,3} = 0,19.$$

$$Re = \frac{0,4 \cdot 0,025}{0,3 \cdot 10^{-4}} = 333,3.$$

Находим напор:

$$H = \frac{0,0827 \cdot 0,19 \cdot 2 \cdot 50 \cdot (0,2 \cdot 10^{-3})^2}{0,025^5} = 6,4 \text{ м.}$$

2. Найдем как изменится напор при температуре $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.
Из графика зависимости ν от t находим:

$$\text{при } t = 20 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \nu = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с.}$$

Определяем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,4 \cdot 0,025}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 500.$$

По уравнению Пуазейля находим коэффициент гидравлических потерь:

$$\lambda = \frac{64}{500} = 0,128.$$

Найдем расход:

$$Q = \sqrt{\frac{0,0827 \cdot 0,128 \cdot 2 \cdot 50}{0,025^5 \cdot 6,4}} \cdot 10^{-4} = 0,4 \text{ л/с.}$$

Следовательно, напор изменится в 2 раза.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Задание 1

Подача масла в количестве Q_3 для смазки и охлаждения подшипников турбины осуществляется эжектором, который погружен под уровень масла в бак и работает за счет энергии активного потока, подводимого к соплу эжектора по ответвлению ($l_1 = 3,0 \text{ м}$) из напорного патрубка масляного насоса системы регулирования. Ось подшипников вала турбины и генератора расположена выше уровня масла в баке на 2 м, вследствие чего отработавшее в подшипниках масло самотеком вновь поступает в бак.

В маслопроводе между эжектором и подшипниками ($l_3 = 18,5$ м) установлены фильтр ($\varphi_\phi = 2,5$) и маслоохладитель ($\varphi_0 = 8$) для поддержания температуры масла $t = 40\text{--}50$ °С.

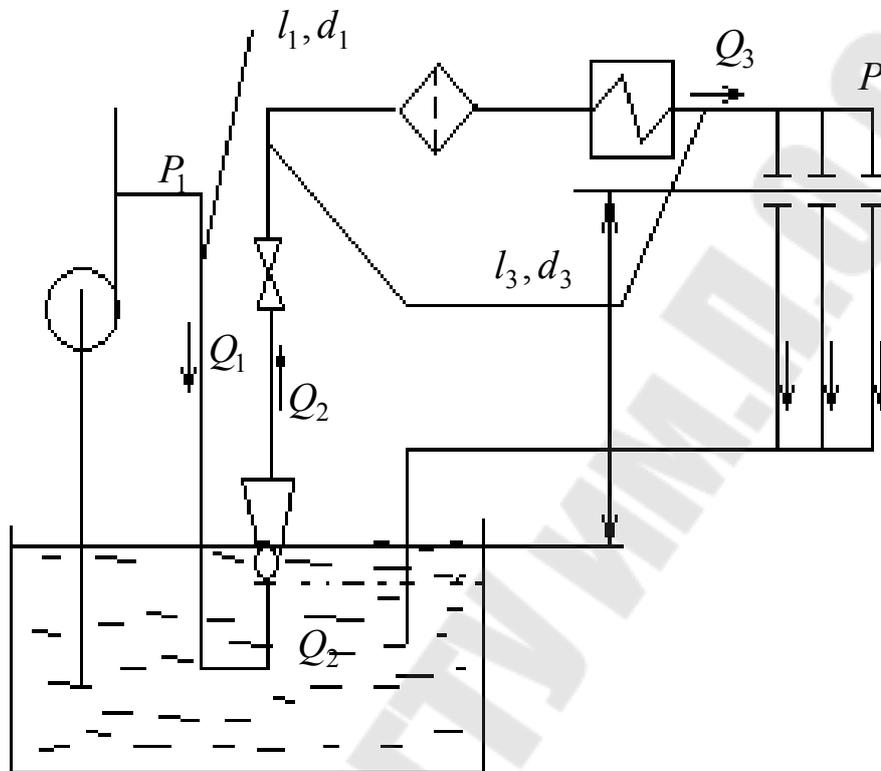


Рис. 4.1. Система смазки подшипников с использованием эжектора

Избыточное давление в выходном патрубке насоса P_1 и перед подшипниками P_2 , а также суммарная подача эжектора Q_3 приведены в таблице 4.1. Диаметры стальных маслопроводов выбирать с таким расчетом, чтобы скорость в них не превышала 2 м/с. Определить достижимый коэффициент эжекции для данной установки. Каким образом при этом будет расход активного потока?

1. Вычислить диаметры сопла и рабочей камеры эжектора, при котором обеспечивается минимальный забор высоконапорного масла из системы регулирования. Начертить схему проточной части эжектора.
2. Построить безразмерную напорную характеристику эжектора.
3. Как изменится подача масла в систему смазки при снижении давления P_1 в выходном патрубке насоса на 20 %?

Таблица 4.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кПа	900	1100	1300	1000	1400	1200	1150	1350	950	1250
P_2 , кПа	35	45	55	30	50	40	60	70	40	45
Q_3 , л/с	25	40	30	20	35	45	25	22	42	32

Задание 2

(Рекомендуется выполнять с помощью ЭВМ)

Определить с точностью до 0,1 мм диаметр сопла для подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания, если нужно обеспечить подачу $Q = 1,2$ л/мин при располагаемом избыточном давлении $p = 0,01$ МПа. Вязкость жидкости $\nu = 1,3$ сСт. Коэффициент расхода сопла описывается эмпирической формулой:

$$\mu = 1 - \frac{0,5}{\sqrt[5]{Re}}.$$

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	3
2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ЖИДКОЙ СМАЗКИ	9
2.1. Определение потребляемой мощности шестерённого насоса	9
2.1.1. Расчёт основных параметров резервуара-отстойника	10
2.1.2. Тепловой расчёт резервуара отстойника	11
2.1.3. Определение подачи циркуляционной смазочной системы	14
2.1.4. Расчет пропускной способности фильтров	16
2.2. Расчет поверхности теплообменника	17
2.3. Расчет маслоподогревателя	19
3. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ	22
3.1. Определение давления в системе смазки двигателя	22
3.2. Определение толщины смазочного слоя	24
3.3. Определение расхода смазочного материала в системе смазки с дроссельным регулированием	27
3.4. Определение давления и усилия ротора центрифуги системы смазки двигателя внутреннего сгорания	29
3.5. Определение подачи смазочного материала при заданной потребности смазки для одного узла привода	30
3.6. Определение параметров срабатывания переливного клапана	31
3.7. Определение параметров привода системы смазки	34
4. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ	36

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СИСТЕМ СМАЗКИ

Пособие

**по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной формы обучения**

Автор-составитель: **Михневич** Наталья Николаевна
Михневич Анатолий Васильевич

Редактор *Л. Ф. Теплякова*

Компьютерная верстка *Н. В. Широглазова*

Подписано в печать 11.04.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Цифровая печать. Усл. печ. л. 2,32. Уч. - изд. л. 2,34.

Изд. № 225.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр

учреждения образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48, т. 47-71-64.

