



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМАШИНЫ

*Методические указания
по выполнению контрольных и курсовых работ*

**Минск
БНТУ
2013**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМАШИНЫ

Методические указания
по выполнению контрольных и курсовых работ
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Минск
БНТУ
2013

УДК 62-522 (075.8)

ББК 31.56я7

Г46

Составители:

П. Р. Бартош, П. Н. Кишкевич

Рецензенты:

И. М. Флерко, Г. А. Дыко

Содержатся указания, а также необходимые теоретические сведения и рекомендации по выполнению контрольных и курсовых работ по дисциплине «Гидравлика и гидромашин», приведены условия задач и заданий, исходные данные и необходимые рисунки.

© Белорусский национальный
технический университет, 2013

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В результате изучения дисциплины «Гидравлика и гидромашины» студенты должны знать основные свойства, статику и кинематику жидкости, законы и уравнения для различных случаев ее течения и порядок построения статической характеристики гидроприводов.

Теоретической базой изучения дисциплины являются высшая математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов.

Данная дисциплина является общетеоретической, на которой базируется изучение специальных дисциплин.

Перед решением задач и выполнением курсовой работы необходимо последовательно проработать все разделы теоретического материала по программе дисциплины, внимательно изучить выводы основных формул и уравнений.

Контрольные и курсовая работы оформляются в соответствии с общими требованиями, предусмотренными для выполнения таких работ.

2. РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

Предмет гидравлики и гидромашин. Краткие исторические сведения о развитии гидравлики. Объект изучения, физическое строение жидкостей. Основные свойства жидкостей, их виды. Растворимость газов в жидкостях, кипение, кавитация.

Гидростатика. Силы, действующие в жидкостях. Давление. Уравнения Эйлера. Основное уравнение гидростатики. Определение сил давления покоящейся жидкости на плоские и криволинейные стенки.

Кинематика и динамика жидкости. Методы описания движения жидкостей и газов. Основные параметры потока. Расход элементарного потока и расход через поверхность. Уравнение неразрывности (сплошности) потока.

Модель идеальной (невязкой) жидкости. Уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкостей, их использование в расчетах. Напряжения сил вязкости. Уравнения для относительного движения.

Гидравлические потери (общие сведения), их физическая природа и классификация. Формулы для вычисления потерь напора жидкости.

Режимы течения жидкостей. Ламинарный поток в трубе. Сопротивления по длине. Основная формула потерь. Гидравлический коэффициент трения. Турбулентный поток в трубе. Физическая природа

да турбулентных течений. Законы распределения скоростей и сопротивлений при ламинарном и турбулентном течениях в трубах. Основные формулы для определения гидравлического коэффициента трения.

Местные гидравлические сопротивления. Формула для их расчета. Зависимость местного сопротивления от числа Рейнольдса и геометрических параметров. Частные виды местных сопротивлений: вход в трубу, внезапное расширение и сужение, диффузоры и др.

Истечение жидкости через отверстия и насадки.

Гидравлический расчет трубопроводных систем (простых и сложных трубопроводов).

Неустановившееся движение жидкости. Гидравлический удар.

Силовые взаимодействия потока на ограничивающие его стенки.

Гидравлические машины. Общие сведения. Классификация гидронасосов и гидродвигателей. Принципы действия объемных и динамических гидромашин.

Основные параметры гидромашин: подача (расход), напор, давление, мощность, КПД. Баланс мощности в гидромашине.

Объемные насосы и моторы (двигатели). Общие сведения, принцип действия, основные свойства и классификация, области применения. Насосы возвратно-поступательного действия. Устройство и области применения поршневых, плунжерных и диафрагменных насосов. Графики подачи и способы ее выравнивания.

Роторные объемные насосы. Классификация, области их применения. Подача роторных насосов и ее равномерность, регулирование подачи. Устройство и особенности работы роторных насосов и моторов различных типов: шестеренных, пластинчатых, роторно-поршневых, винтовых. Основы расчета и проектирования шестеренных насосов.

Лопастные насосы, их классификация. Основы теории лопастных насосов. Центробежные насосы. Основное уравнение лопастных машин. Теоретический напор, влияние конструктивных параметров на напор. Полезный напор. Характеристики центробежных насосов. Виды движения жидкости в насосах. Планы скоростей.

Основы теории подобия и формулы перерасчета параметров насоса.

Коэффициент быстроходности. Порядок расчета центробежного насоса. Насосные установки.

Устойчивость работы насоса и сети. Кавитация в лопастных насосах, кавитационный запас. Формула С.С. Руднева.

Последовательное и параллельное соединение насосов.

Гидродинамические передачи. Назначение, принцип действия и области применения гидродинамических передач. Гидродинамические муфты, устройство, классификация и работа гидромuft. Основные параметры, характеристики гидромuft. Расчет гидромuft по подобию.

Гидродинамические трансформаторы. Физические процессы, происходящие в гидротрансформаторах в процессе их работы. Классификация, основные параметры и характеристики гидротрансформаторов.

Гидроаппаратура. Общая классификация гидроаппаратов и элементов гидросистем и гидроавтоматики.

Предохранительные устройства, назначение, классификация, принцип действия.

Дросселирующие устройства, назначение и классификация.

Распределительные устройства, назначение, принцип действия и характеристики. Классификация гидрораспределителей.

Гидроусилители, их общая классификация, назначение и принцип действия.

Фильтры, гидроаккумуляторы, мультипликаторы. Общие сведения о следящих гидроприводах.

Обозначения гидроаппаратов и элементов гидросистем по ЕСКД.

3. ВЫБОР ВАРИАНТОВ КОНТРОЛЬНЫХ И КУРСОВЫХ РАБОТ

Каждый студент заочного отделения выполняет контрольную работу, которая состоит из четырех задач (по одной задаче из разделов I, II, III, IV). Выбор вариантов задач и исходных данных производится по двум последним цифрам шифра зачетной книжки, то есть по последней цифре выбираются номера задач I, II, III, IV, а по предпоследней – варианты исходных данных для этих задач.

Например, если шифр оканчивается цифрой 32, то студент-заочник решает в контрольной работе задачи I-2, II-2, III-2, IV-2. Исходные данные к задачам принимаются по варианту 3.

Каждый студент очного отделения выполняет курсовую работу; номер задания и вариант исходных данных выбираются по последним цифрам номера зачетной книжки. По последней цифре выбирается номер задания, а по предпоследней цифре – вариант исходных данных для этого задания. Например, если номер зачетки оканчивается цифрами 41, то студент очного отделения выполняет задание 1 и использует вариант исходных данных 4.

Если в зачетной книжке указан номер 5 (это аналогично 05), то выполняется задание 5 с исходными данными 0.

Пояснительная записка по курсовой работе выполняется на стандартных листах писчей бумаги (листы сшиваются или помещаются в скоросшиватель).

Графическая часть выполняется на листах чертежной или миллиметровой бумаги.

4. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ И КУРСОВЫХ РАБОТ

4.1. Гидростатика

При решении задач по гидростатике нужно хорошо усвоить понятия абсолютного, избыточного и вакуумметрического давления, сил давления, тяжести и инерции. Необходимо твердо знать единицы измерения их величин в Международной системе СИ. В частности, единицы измерения этих и других величин приведены в литературе [1], [2], [3].

Единица измерения давления в системе СИ – $\text{Н/м}^2 = \text{Па}$ (паскаль).

Соотношение между часто применяемой единицей давления – технической атмосферой (атм) и другими единицами

$$1 \text{ атм} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 0,981 \text{ бар.}$$

Единица силы, веса в системе СИ – Н (ньютон), массы – кг (килограмм):

$$1 \text{ Н (кгм/с}^2) = 0,102 \text{ кГ} \approx 0,1 \text{ кГ.}$$

Существует следующая связь между давлением, плотностью и высотой жидкости, уравнивающей данное давление (пьезометрической высотой):

$$h = p / \rho g, \text{ кг/м}^3,$$

где p – давление;

ρ – плотность жидкости.

Значения плотности жидкости берут, как правило, по справочникам [1], [2], [3]. В ряде случаев при выборе ρ нужно учитывать температуру T жидкости.

При решении задач, в схемах которых использованы поршни, плунжеры и т. п., следует использовать уравнения равновесия действующих на них сил.

В задачах на относительный покой жидкости необходимо учитывать действие массовых сил.

При решении задач также используется основное уравнение гидростатики

$$p = p_0 \pm \rho gh,$$

где p – искомое давление;

p_0 – известное давление;

h – глубина погружения искомой точки.

Если эта точка находится ниже заданной поверхности с давлением p_0 , в уравнении следует принимать знак «+», если же выше поверхности с p_0 – то знак «-».

При решении задач необходимо учитывать связь между силой F , давлением p и площадью S , на которую действует данное p :

$$F = pS.$$

В задачах на плавание тел необходимо знать, что на всякое тело, полностью или частично погруженное в жидкость, действуют две силы:

– сила тяжести

$$G = \rho_t g V_t;$$

– архимедова сила

$$G = \rho_{\text{ж}} g V_{\text{ж}},$$

где $\rho_{\text{т}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ – соответственно плотности тела и жидкости;

$V_{\text{т}}$ и $V_{\text{ж}}$ – соответственно объемы тела и жидкости, вытесненной телом.

4.2. Гидродинамика

4.2.1. Применение уравнения Бернулли

Уравнение Бернулли (основное уравнение энергии) широко используется при решении задач, в которых рассматривается установившийся поток жидкости. По уравнению можно установить связь между давлением и скоростью в потоке.

Для вязкой несжимаемой жидкости его можно записать в форме напоров или давлений:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{\text{п}} \quad (4.1)$$

или

$$\rho g Z_1 + p_1 + \alpha_1 \frac{\rho v_1^2}{2} = \rho g Z_2 + p_2 + \alpha_2 \frac{\rho v_2^2}{2} + \sum p_n, \quad (4.2)$$

где Z_1, Z_2 – геометрические напоры (высоты), определяющие высоту положения частицы жидкости над какой-то поверхностью сравнения, м;

$p_1/\rho g, p_2/\rho g$ – пьезометрические напоры (высоты), м;

$\alpha_1 v_1^2/2g, \alpha_2 v_2^2/2g$ – динамические (скоростные) напоры (высоты), м;

p_1, p_2 – давления, Па;

v_1, v_2 – скорости в точках сечения, м/с;

$\sum h_{\text{п}}$ – гидравлические потери напора, м;

$\sum p_n$ – гидравлические потери давления, Па;

α_1, α_2 – коэффициенты Кориолиса.

Коэффициент Кориолиса обычно учитывают при ламинарном течении (при турбулентном $\alpha \approx 1$), если рассматривается реальное течение жидкости.

Для идеальной жидкости, когда не учитываются гидравлические потери и неравномерность распределения скоростей:

$$h_{\pi} = 0; \quad p_{\pi} = 0; \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1.$$

При решении задач важно правильно выбрать **два сечения**, для которых затем и записываются уравнения (4.1) или (4.2).

В качестве этих сечений рекомендуется применять:

- свободную поверхность жидкости в гидравлической емкости (баке, резервуаре), где $v = 0$;
- выход в атмосферу, где избыточное давление $p_{\text{изб}} = 0$ и абсолютное $p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}}$;
- сечение, где присоединен прибор, показывающий величину давления;
- неподвижную жидкость вдали от входа в трубопровод.

Чаще всего **два сечения** выбираются так: одно там, где надо определить v или p , другое – где эти величины известны.

Сечения нумеруются в направлении движения жидкости.

При подстановке численных значений в уравнение Бернулли учитывается следующее:

а) если учитываются силы тяжести (первый член уравнения Z), то плоскость сравнения удобнее провести через наименьшую отметку системы.

Для горизонтальных участков трубопроводов за плоскость сравнения принимается ось наиболее низко расположенной трубы; для резервуаров с жидкостью – уровень жидкости в наиболее низко расположенном резервуаре.

При незначительном влиянии сил тяжести членами Z_1 и Z_2 в уравнении можно пренебречь и выбор плоскости сравнения отпадает;

б) давления p , входящие в обе части уравнения, оба должны быть или абсолютными, или избыточными;

в) суммарные потери энергии (давления, напора) приписываются только к правой части уравнений со знаком «+»;

г) общие потери складываются:

– из потерь на трение (потерь по длине), определяемых по формуле Дарси–Вейсбаха;

– местных потерь, определяемых по формуле Вейсбаха или методом эквивалентных длин;

д) если в трубопроводе (канале) содержится внезапное расширение, то при турбулентном режиме потери надо учитывать по теореме Борда.

Формула Вейсбаха

$$h_T = \xi_T \frac{v^2}{2g}, \quad (4.3)$$

$$p_T = \xi_T \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4.4)$$

где h_T , p_T – соответственно потери напора и давления в местных сопротивлениях;

ξ_T – коэффициент местного сопротивления [2];

v – скорость потока жидкости.

Формула Дарси–Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}; \quad (4.5)$$

$$p_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4.6)$$

где h_l и p_l – потери соответственно напора и давления по длине трубопровода (на трение);

λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

d – диаметр трубопровода;

ρ – плотность жидкости [2].

Уравнения, описывающие теорему Борда при внезапном расширении трубопровода:

$$h_p = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g},$$

где v_1 и v_2 – скорости в сечениях до и после внезапного расширения трубопроводов.

$$h_p = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \xi_r \frac{v_1^2}{2g},$$

где S_1 и S_2 – площади живых сечений трубопроводов до и после внезапного расширения.

$$\xi_M = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2.$$

Коэффициент Дарси λ вычисляется в зависимости от режима течения жидкости (ламинарного или турбулентного), определяемого числом Рейнольдса Re :

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где v – скорость потока, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с, см. [1], [3]:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Па/с.

$$\lambda_{л} = \frac{64}{Re},$$

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (4.7)$$

Для круглого сечения критическое $\text{Re} \approx 2300$.

При $\text{Re} \leq R_{\text{кр}}$ – ламинарный режим и коэффициент Дарси λ_L .

При $\text{Re} \geq R_{\text{кр}}$ – турбулентный режим и в приведенных ниже задачах λ можно определить по выражению (4.7).

При других числах Re λ определяется по формулам, приведенным в литературе [1], [2], [3].

4.2.2. Расход жидкости

Расход жидкости Q определяется по уравнению

$$Q = vS,$$

где S – площадь живого сечения.

Расход через дроссель (отверстие, короткий насадок и т. п.)

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

или

$$Q = \mu S \sqrt{2gH},$$

где μ – коэффициент расхода, см. [1], [2], [3] (для коротких цилиндрических дросселей (насадков) $\mu = 0,81-0,82$);

Δp – разность давлений на входе ($p_{\text{вх}}$) и выходе ($p_{\text{вых}}$) дросселя;

H – расчетный напор.

Уравнение неразрывности (сплошности) потока при течении через два сечения трубопровода

$$Q_1 = Q_2 = v_1 S_1 = v_2 S_2.$$

4.3. Построение статической характеристики гидропривода

Характеристика гидропривода представляет собой зависимость давления в приводе от расхода жидкости, проходящей через его гидрролинии.

Более полно характеристика отражает процессы в гидроприводе, если будет показывать совместную работу насоса с потребителем и предохранительным клапаном.

При ее построении вначале строится характеристика насоса $p_n = f_1(Q_n)$. Если последняя неизвестна или не задана, то она предварительно рассчитывается.

Порядок расчета зависит от известных исходных данных. Если заданы частота вращения вала насоса n , об/с, и его рабочий объем V_n , м³/об, то подача насоса

$$Q_n = V_n n, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Если неизвестно необходимое давление p_n насоса, то его рассчитывают, исходя из требуемого усилия или момента на исполнительном устройстве привода.

Необходимое давление в гидроцилиндре

$$p = \frac{F}{S}, \quad (4.8)$$

где F – усилие на штоке поршня;

S – рабочая площадь поршня (при необходимости учитывается сечение штока).

Необходимое давление в гидромоторе

$$p_M = \frac{2\pi M}{V_M}, \quad (4.9)$$

где M – требуемый момент на валу гидромотора;

V_M – рабочий объем гидромотора.

Затем проводится линия $p_{ст} = f(Q)$, соответствующая давлению, которое надо иметь для реализации нагрузки на исполнительном устройстве. Оно может определяться по уравнениям (4.8) или (4.9).

После этого рассчитываются и наносятся на график потери давления в гидрелиниях (их звеньях). Расчет этих потерь осуществляется по уравнениям (4.3)–(4.6). Удобнее просуммировать местные потери p_m и потери по длине p_l , которые затем представить в виде

$$\sum p_{п} = p_l + p_m = kQ^m,$$

где k и m – постоянные коэффициенты;

Q – подача (расход).

В этом случае, задаваясь значениями Q , по таблицам легко определяются значения $\sum p_{п}$, необходимые для построения графика.

Допустим, гидропривод содержит два звена (две линии), потери в которых $\sum p_{п1}$ и $\sum p_{п2}$. Если эти звенья соединены последовательно, то суммарные потери

$$\sum p_{п} = \sum p_{п1} + \sum p_{п2},$$

то есть производится сложение по оси ординат (см. рис. 4.1).

Если эти звенья соединены параллельно, то сложение производится по оси абсцисс, так как $Q = Q_1 + Q_2$ при $\sum p_{п1} = \sum p_{п2} = \sum p'_{п}$.

Если в систему включен регулирующий элемент, например дроссель, то его характеристика строится аналогично описанному выше.

Затем строится характеристика изменения давления в системе

$$p_c = p_{ст} + \sum p_{п},$$

в результате чего получается рабочая точка A .

Рассчитывается давление

$$p'_A = (1,02...1,05)p_A.$$

По полученному давлению p'_A определяется точка A' , проводится линия (характеристика для предохранительного клапана $p_{кл} = f(Q)$). Тип клапана подбирается по справочнику.

В расчетах в ряде случаев необходимо определять следующие параметры.

Диаметр $d_{\text{тр}}$ трубопроводов

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\text{доп}}}},$$

где $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость течения жидкости:

$v_{\text{доп}} = 0,5\text{--}1,5$ м/с для всасывающих линий;

$v_{\text{доп}} = 3\text{--}5$ м/с для нагнетательных;

$v_{\text{доп}} = 2$ м/с для сливных.

Затем $d_{\text{тр}}$ округляется до ближайшего стандартного размера, обеспечивающего необходимую величину Q .

Время движения (перемещения) поршня (штока)

$$t_{\text{п}} = \frac{V_{\text{ц}}}{Q_{\text{ц}}},$$

где $V_{\text{ц}}$ – рабочий объем цилиндра.

Мощность

$$N = pQ,$$

где p и Q – соответственно давление и подача.

Потери в трубопроводе слагаются из потерь по длине p_l (на трение) и потерь в местных сопротивлениях p_m :

$$\sum p_{\text{п}} = p_l + p_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho v^2}{2},$$

где λ – коэффициент сопротивления трению;

l и d – соответственно длина и диаметр трубопровода;

ξ – коэффициент местных потерь;

v – скорость жидкости.

Если трубопровод содержит несколько участков с различными диаметрами, то для каждого из них надо определить скорость течения, режим течения (по числу Рейнольдса Re), найти по соответст-

вующей формуле коэффициент λ и по справочнику [3] ξ для всех местных сопротивлений. Удобнее вначале подсчитать Re для наибольшего и наименьшего диаметров трубопровода, и если оба числа лежат в одной и той же зоне для определения λ , то использовать одну и ту же формулу для всех участков.

При последовательном соединении участков в трубопроводе суммарные потери

$$\begin{aligned} \sum p_{\pi} = \\ = \left[\left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_{1} \right) \cdot v_1^2 + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_{2} \right) \cdot v_2^2 + \dots + \left(\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi_n \right) \cdot v_n^2 \right] \cdot \frac{\rho}{2}. \end{aligned} \quad (4.10)$$

В расчетах часто за базовую принимают скорость v_M , соответствующую скорости в наименьшем по диаметру d_M трубопроводе, то есть максимальную ее величину. В этом случае остальные скорости на основании уравнения неразрывности равны:

$$v_1 = v_M \left(\frac{d_M}{d_1} \right)^2, \dots, v_n = v_M \left(\frac{d_M}{d_n} \right)^2. \quad (4.11)$$

Скорость

$$v_M = 4Q / \pi d_M^2. \quad (4.12)$$

Подставив выражения (4.11), (4.12) в уравнение (4.10), получим

$$\begin{aligned} \sum p_{\pi} = \\ = \left[\left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_{1} \right) \frac{d_M^4}{d_1^4} + \dots + \left(\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi_n \right) \frac{d_M^4}{d_n^4} \right] \cdot \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_M^2} = kQ^2, \end{aligned}$$

где $k = \text{const}$.

Другие рекомендации к решению задач см. в литературе [1], [2], [3].

5. ЗАДАЧИ ПО ГИДРОСТАТИКЕ

I-1. Канистра (цистерна), заполненная бензином и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до температуры T_2 , °С. На сколько повысилось бы давление бензина внутри канистры, если бы она была абсолютно жесткой? Начальная температура бензина T_1 , °С. Модуль объемной упругости бензина принять $K = 1300$ МПа, коэффициент температурного расширения $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4}$ град $^{-1}$. (При решении задачи можно использовать литературу [1]).

I-2. Определить избыточное давление воды в трубе B , если показания манометра p_m . Соединительная трубка заполнена водой и воздухом, как показано на схеме, причем известны высоты H_1 и H_2 (рис. 5.1).

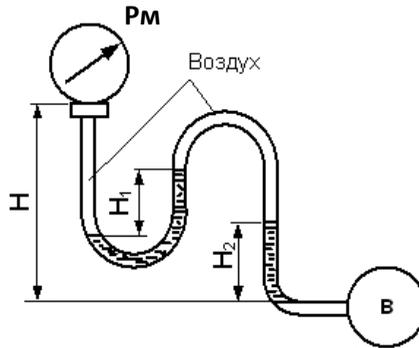


Рис. 5.1. К задаче I-2

Как изменится показание манометра, если при том же давлении в трубе всю соединительную трубку заполнить водой (воздух выпустить через кран)?

Известна высота H .

I-3. В цилиндрический бак (рис. 5.2) диаметром D до уровня H налиты вода и бензин. Уровень воды в пьезометре ниже уровня бензина на величину h . Определить вес находящегося в баке бензина, если $\rho_6 = 700$ кг/м 3 .

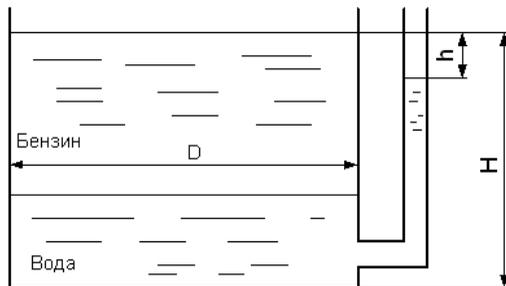


Рис. 5.2. К задаче I-3

I-4. Определить давление p_2 в верхнем цилиндре мультипликатора (рис. 5.3), если показание манометра, присоединенного к нижнему цилиндру, имеет величину p_m . Поршни перемещаются вверх, причем сила трения составляет 10 % от силы давления жидкости на нижний поршень. Сила веса поршней G . Диаметры поршней D и d , высота установки манометра H , плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

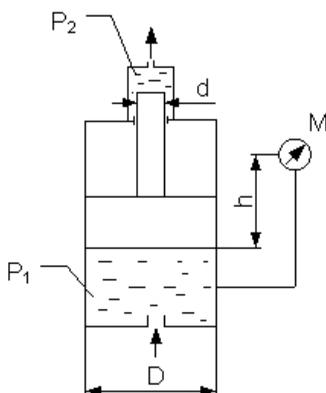


Рис. 5.3. К задаче I-4

I-5. Определить давление в гидросистеме (рис. 5.4) и вес груза G , лежащего на поршне 2, если для подъема к поршню 1 приложена сила F . Диаметры поршней D и d . Разностью высот пренебречь.

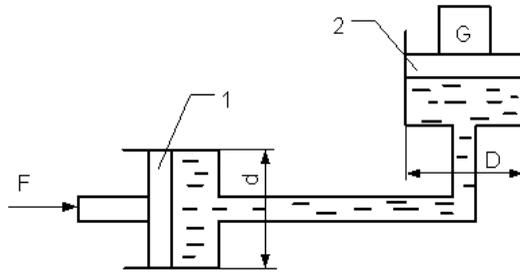


Рис. 5.4. К задаче I-5

I-6. Определить давление p_1 в полости 1, необходимое для удержания цилиндром Ц нагрузки F (рис. 5.5). Противодействие в полости 2 p_2 . Давление в полости 3 атмосферное.

Известны диаметры d_1 ; d_2 ; D_1 и D_2 .

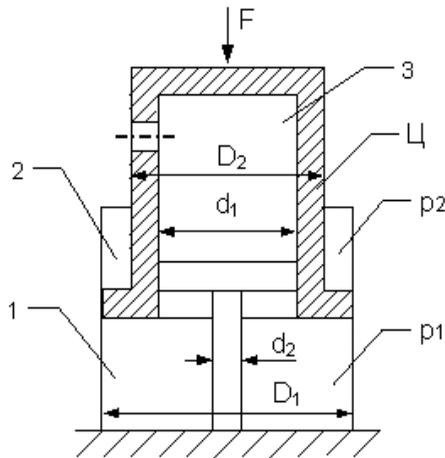


Рис. 5.5. К задаче I-6

I-7. Определить давление p_1 жидкости, которую необходимо подвести к гидроцилиндру (рис. 5.6), чтобы преодолеть усилие F , направленное вдоль штока. Известны диаметры цилиндра D и штока d . Давление в бачке p_0 . Известна высота H_0 . Силу трения не учитывать. Плотность жидкости $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

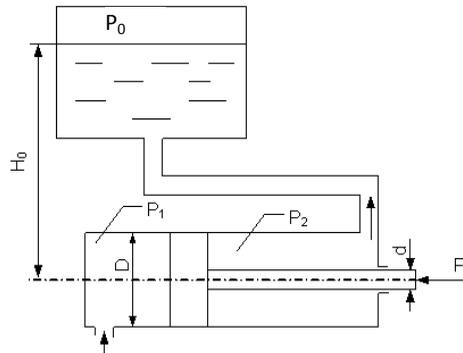


Рис. 5.6. К задаче I-7

I-8. Определить работу, затрачиваемую на перемещение поршня площадью $S_{\text{п}}$ на расстояние l в трубопроводе, соединяющем два резервуара площадями S_1 и S_2 , заполненные при начальном положении поршня до одной и той же высоты жидкостью, плотность которой $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ (рис. 5.7). Трением поршня о стенки трубопровода пренебречь.

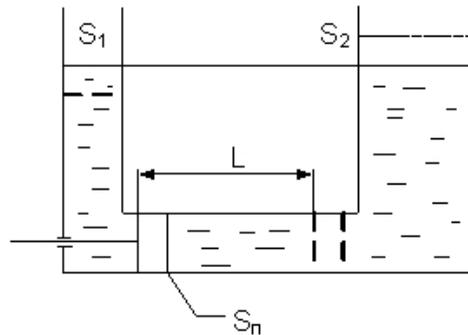


Рис. 5.7. К задаче I-8

I-9. Определить силу прессования F , развиваемую гидравлическим прессом, у которого диаметр большего плунжера D и меньшего d (рис. 5.8). Плунжер диаметром D расположен выше второго плунжера на величину H . Усилие, приложенное к рукоятке, R . Плотность жидкости $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$. Жидкость считать несжимаемой, $a = 0,5 \text{ м}$; $b = 0,1 \text{ м}$.

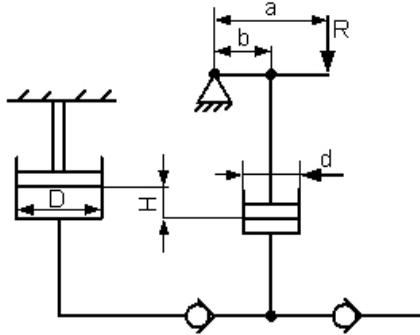


Рис. 5.8. К задаче I-9

I-0. Определить диаметр D_1 гидроцилиндра, необходимый для подъема задвижки при избыточном давлении жидкости p , если диаметр трубопровода D_2 и масса подвижных частей устройства $m = 204$ кг (рис. 5.9). Коэффициент трения задвижки в направляющих поверхностях $f = 0,3$, сила трения в цилиндре равна 5 % от веса подвижных частей. Давление за задвижкой равно атмосферному, влиянием площади штока пренебречь.

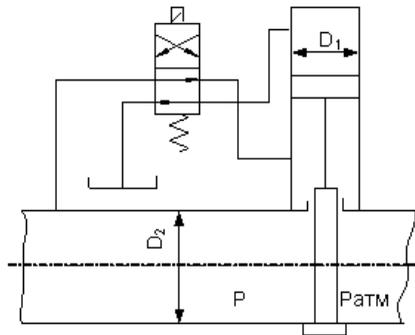


Рис. 5.9. К задаче I-0

II-1. Определить силу давления жидкости плотностью $\rho = 870$ кг/м³ на крышку диаметром D , если известны показание ртутного манометра h и высота a , а также высота H (рис. 5.10).

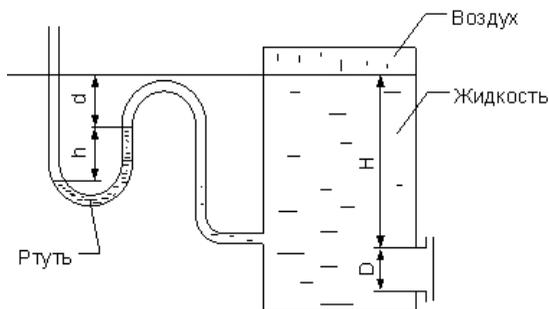


Рис. 5.10. К задаче II-1

II-2. Определить предварительное поджатие x пружины, нагружающей дифференциальный клапан, необходимое для того, чтобы клапан открывался при давлении p (рис. 5.11). Диаметры поршней D_1 и D_2 , а жесткость пружины c . Трением пренебречь.

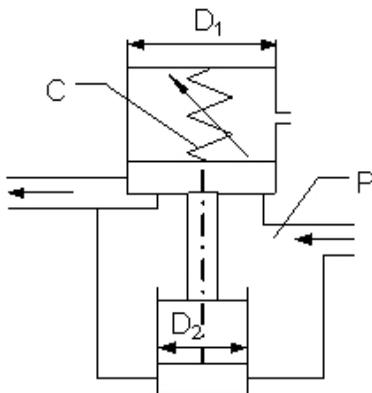


Рис. 5.11. К задаче II-2

II-3. Определить высоту h , на которую может поднять воду прямодействующий паровой поршневой насос, если известно давление p_m , диаметры d_1 и d_2 (рис. 5.12). Трением пренебречь.

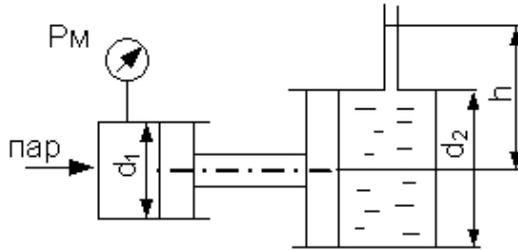


Рис. 5.12. К задаче II-3

II-4. Круглое отверстие в горизонтальном дне резервуара с жидкостью закрывается откидным клапаном диаметром d (рис. 5.13). Определить усилие Q , которое необходимо приложить для открывания клапана, находящегося на глубине h , пренебрегая его весом и трением в шарнире, если плотность жидкости $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ и давление $p = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

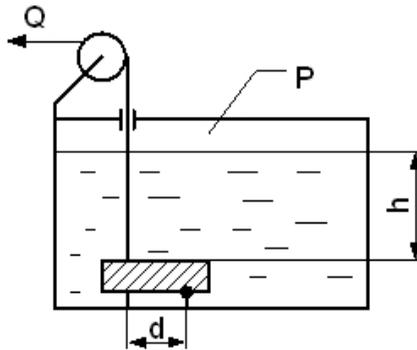


Рис. 5.13. К задаче II-4

II-5. Прямоугольный поворотный щит (рис. 5.14) размером $L \times B$ закрывает выпускное отверстие плотины. Уровни воды справа и слева от щита соответственно H_1 и H_2 . Определить начальную силу T натяжения тросов, необходимую для открытия щита. Трением пренебречь.

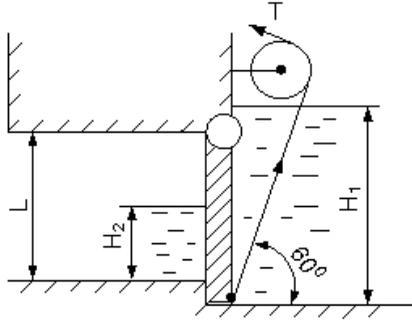


Рис. 5.14. К задаче II-5

II-6. Резервуар (рис. 5.15) посредством перегородки, содержащей сферическую поверхность, разделен на два отсека, в которых хранятся жидкости с плотностями $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_2 = 930 \text{ кг/м}^3$. Определить величину и направление действующей результирующей силы от давлений жидкостей на сферическую часть перегородки, если известны H_1, H_2, R .

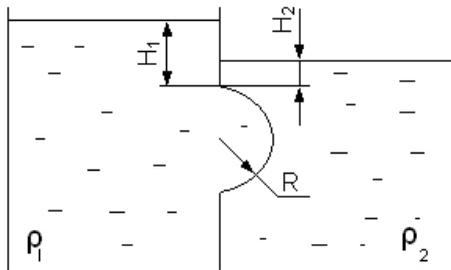


Рис. 5.15. К задаче II-6

II-7. Покоящийся на неподвижном поршне и открытый снизу и сверху сосуд массой m (рис. 5.16) состоит из двух цилиндрических частей, внутренние диаметры которых D и d . Определить, какой минимальный объем V воды должен содержаться в верхней части сосуда, чтобы последний всплыл над поршнем. Трением пренебречь.

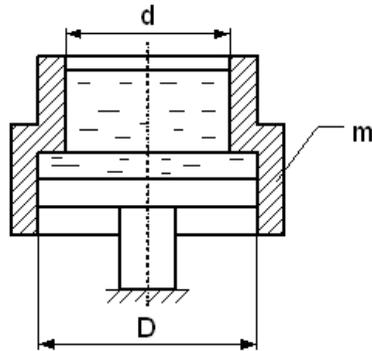


Рис. 5.16. К задаче II-7

II-8. По данным условия задачи II-6 определить величину и направление усилия, действующего на сферическую часть перегородки в вертикальном направлении.

II-9. В закрытый сосуд (рис. 5.17) плотно, но без трения входит цилиндрический стакан диаметром d . На стакан действует сила F . Определить разность уровней X , если прибор показывает давление $p = 0,01$ МПа. Массой стакана пренебречь.

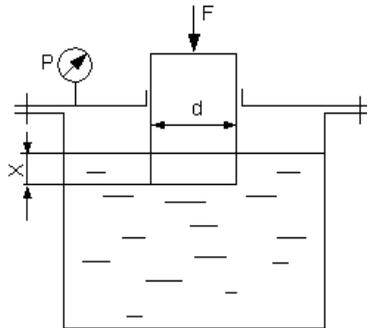


Рис. 5.17. К задаче II-9

II-0. Бензин плотностью $\rho = 750$ кг/м³ под избыточным давлением p подводится к поплавковой камере карбюратора по трубке диаметром d (рис. 5.18). Шаровой поплавок массой m_1 и игла массой m_2 , пе-

рекрывающая доступ бензина, укреплены на рычаге на расстояниях a и b . Рычаг может поворачиваться вокруг оси O . Определить радиус r поплавка из условия, что в момент открытия отверстия поплавков был погружен наполовину. Трением в шарнирах и массой рычага пренебречь.

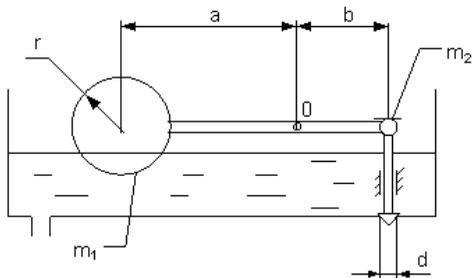


Рис. 5.18. К задаче II-0

6. ЗАДАЧИ ПО ГИДРОДИНАМИКЕ

III-1. Для определения потерь давления на фильтре установлены манометры, как показано на рис. 6.1. При пропускании через фильтр жидкости, расход которой Q , давления имеют величины p_1 и p_2 . Определить, чему равна потеря давления в фильтре, если известны d_1 , d_2 и $\rho_{ж} = 900 \text{ кг/м}^3$.

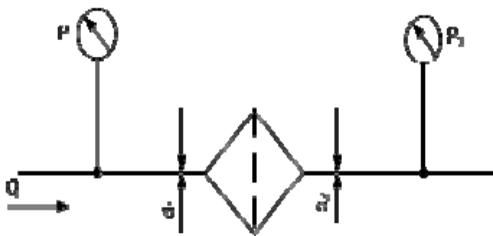


Рис. 6.1. К задаче III-1

III-2. Определить напор, создаваемый насосом системы охлаждения двигателя (рис. 6.2), при следующих данных: подача насоса Q ; коэффициенты сопротивления: блока цилиндров ξ_1 ; термостата ξ_2 ;

радиатора ξ_3 ; трубы (шланга) от радиатора до насоса ξ_4 . Все эти коэффициенты отнесены к скорости в трубе диаметром d . Чему равно абсолютное давление перед входом в насос, если в верхней части радиатора возникает вакуум $p_{\text{вак}} = 1$ кПа, высота H известна? Атмосферное давление $h_a = 750$ мм рт. ст.; $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³.

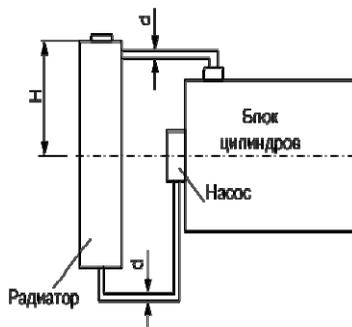


Рис. 6.2. К задаче III-2

III-3. Воздух плотностью $\rho = 1,28$ кг/м³ засасывается двигателем из атмосферы, проходит через воздухоочиститель и затем по трубе диаметром d_1 подаётся к карбюратору (рис. 6.3). Определить разрежение в горловине диффузора диаметром d_2 (сечение 2-2) при расходе воздуха Q . Коэффициенты сопротивления: воздухоочистителя ξ_1 ; колена ξ_2 ; воздушной заслонки ξ_3 (ξ_1 – ξ_3 отнесены к скорости в трубе); сопла ξ_4 (отнесен к скорости в горловине диффузора).

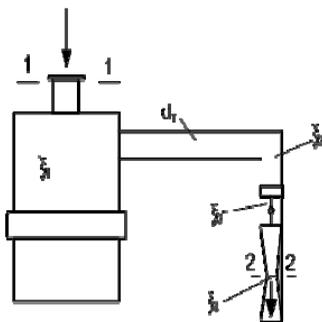


Рис. 6.3. К задаче III-3

III-4. Определить расход бензина через жиклёр Ж (рис. 6.4) карбюратора диаметром d , если коэффициент расхода жиклёра μ . Сопротивлением бензотрубки пренебречь. Давление в поплавковой камере атмосферное. Дано разрежение (вакуум) в горловине диффузора $p_{\text{вак}}$; $\rho_6 = 750 \text{ кг/м}^3$.

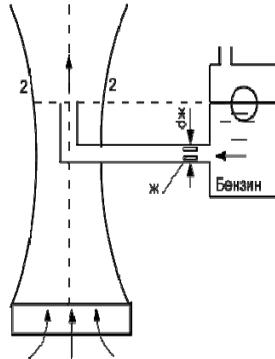


Рис. 6.4. К задаче III-4

III-5. Поршень высотой b и весом G (рис. 6.5) опускается в цилиндре диаметром D , вытесняет воду ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) из нижней части в верхнюю через отверстие в поршне диаметром d .

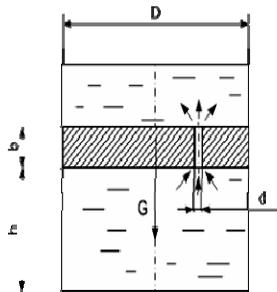


Рис. 6.5. К задаче III-5

Определить, при каком диаметре d время опускания поршня на высоту h составит время t . Коэффициент расхода через цилиндрическое отверстие (насадок) $\mu = 0,82$.

III-6. К поршню ускорительного насоса карбюратора диаметром D приложена сила F (рис. 6.6). Известен диаметр d магистрали, в которой установлен клапан К. Диаметр жиклёра, через который топливо вытекает в воздушный поток, $d_{ж}$. Определить расход бензина, приняв коэффициент сопротивления клапана ξ_k (отнесён к d); коэффициент расхода жиклера $\mu = 0,8$ (отнесён к $d_{ж}$). Давление воздуха над поршнем и в воздушном потоке одинаково. Сопротивление магистрали диаметром d не учитывать; $p_a = 750 \text{ кг/м}^3$.

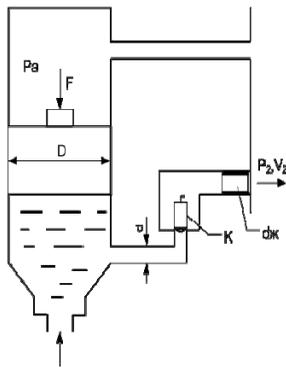


Рис. 6.6. К задаче III-6

III-7. Разрежение в горловине диффузора карбюратора $p_{\text{вак}}$ (рис. 6.7). Диаметры жиклёров: экономического $d_{ж1}$, главного $d_{ж2}$. Определить расход бензина через главную дозирующую систему, считая коэффициенты расхода жиклёров одинаковыми: $\mu = 0,8$; $p_{\text{вак}} = 700 \text{ кг/м}^3$; $\Delta h = 0$.

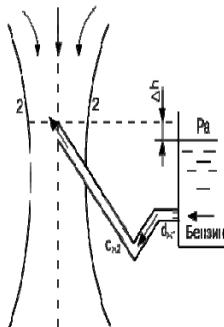


Рис. 6.7. К задаче III-7

III-8. Представленная на рис. 6.8 схема карбюратора обеспечивает обеднение смеси при большом разрежении в диффузоре 1, так как в распылитель 2 поступает и воздух через трубку 3. Определить максимальный расход топлива Q без подсоса воздуха в распылитель, если высота жидкости в поплавковой камере h ; диаметр жиклера 4 $d_{ж}$; коэффициент расхода $\mu = 0,8$.

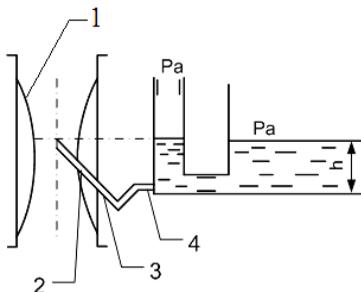


Рис. 6.8. К задаче III-8

III-9. Определить скорость v перемещения поршня гидравлического амортизатора диаметром D , нагруженного силой F (рис. 6.9). Перетекание жидкости из одной полости в другую происходит через два отверстия в поршне, которые имеют диаметры d и коэффициент расхода $\mu = 0,8$. Плотность жидкости $\rho_{ж} = 870 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент трения в манжете поршня шириной b $f = 0,15$. Толщину поршня не учитывать.

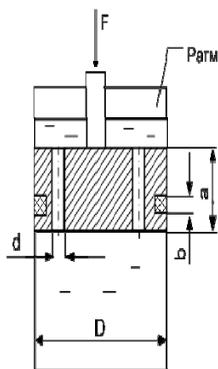


Рис. 6.9. К задаче III-9

III-0. Рабочая камера гидроцилиндра с диаметром поршня D заполнена жидкостью с плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ и соединена с верхней камерой через два дросселя в виде отверстий диаметром d . Определить скорость поршня v_p . Толщина поршня a . На поршень действует сила F . Трением поршня и уплотнений в цилиндре пренебречь. Схему принять по условию задачи III-9.

IV-1. Определить перепад давления на линейном дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2,$$

если жидкость проходит через n завитков однозаходного винта прямоугольного профиля (рис. 6.10). При расчёте принять диаметры: винта D , впадины винта d ; их толщину $b = 2 \text{ мм}$; шаг $l = 4 \text{ мм}$; расход жидкости Q ; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; ее вязкость $\nu = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

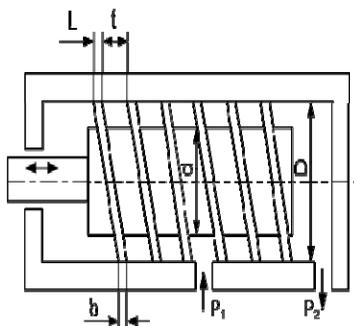


Рис. 6.10. К задаче IV-1

Указание: длину витка можно подсчитать по упрощенной формуле (по среднему диаметру) $l_b = \pi D_{\text{ср}}$. При ламинарном течении в трубе квадратного сечения можно принимать $\lambda_{\text{л}} = 57/\text{Re}$.

IV-2. Гидропривод с дроссельным регулированием и последовательным включением дросселя (рис. 6.11) содержит насос 1, гидроцилиндр 2, регулируемый дроссель 3, переливной клапан 4 (распределитель на схеме не показан). Под каким давлением p_1 нужно подвести жидкость ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) к левой полости гидроцилиндра для перемещения поршня вправо со скоростью v_p и преодоления нагруз-

ки F , если коэффициент местного сопротивления дросселя $\xi_{др}$? Другими местными сопротивлениями и потерей на трение в трубопроводе пренебречь. Диаметры: поршня D_p , штока $d_ш$; трубопровода d_t .

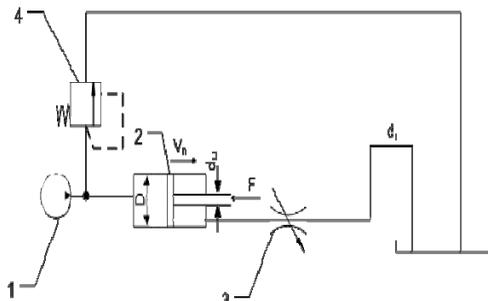


Рис. 6.11. К задаче IV-2

IV-3. Рабочая жидкость (масло) подаётся к подшипнику из магистрали по трубке длиной L_0 и диаметром d_0 через кольцевую канавку шириной b , выполненную в средней части подшипника (рис. 6.12). Длина подшипника L , диаметр вала d ; радиальный зазор $b_0 = 0,1$ мм. Избыточное давление масла в магистрали p ; динамическая вязкость масла $\mu = 1,4$ П.

Принимая режим течения масла в трубке и зазоре ламинарным и пренебрегая влиянием вращения вала, определить количество масла, вытекающего в оба торца, если вал и подшипник расположены соосно.

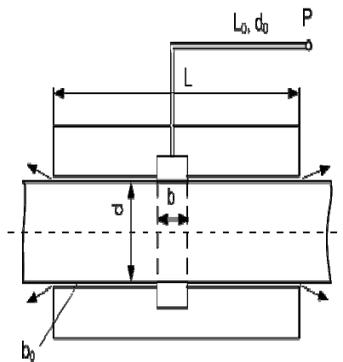


Рис. 6.12. К задаче IV-3

Указание: при решении задачи можно использовать выражение для расхода через концентричную щель в подшипнике

$$Q_0 = \frac{\pi r b_0^3}{6\mu l} q_{\text{тр}},$$

где r – радиус вала;

b_0 – зазор;

μ – динамическая вязкость масла;

l – длина щели;

$q_{\text{тр}}$ – потери в щели.

IV-4. Масляный радиатор (рис. 6.13) состоит из четырёх параллельных трубок эллиптического поперечного сечения. Определить потерю напора h_n в радиаторе при расходе масла Q , если известны a и b , длина каждой трубки L и вязкость масла $\nu = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

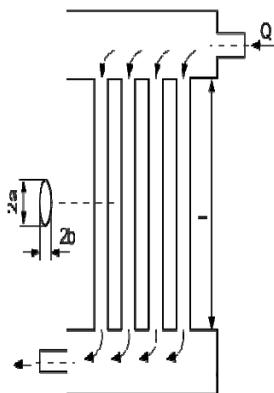


Рис. 6.13. К задаче IV-4

Потерями напора на входе в трубку и выходе из неё, а также влиянием начального участка пренебречь, размеры коллектора считать значительно большими по сравнению с сечением трубки.

IV-5. Определить избыточное давление на входе в шестерёнчатый насос (рис. 6.14) системы смазки, с подачей Q масла при температуре $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (кинематическая вязкость масла $\nu = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность

$\rho = 900 \text{ кг/м}^3$). Длина стального всасывающего трубопровода L , диаметр d , шероховатость $\Delta = 0,1 \text{ мм}$. Входное сечение насоса расположено на расстояние h ниже свободной поверхности в масляном баке. Местные потери в трубопроводе составляют 10 % потерь на трение по длине.

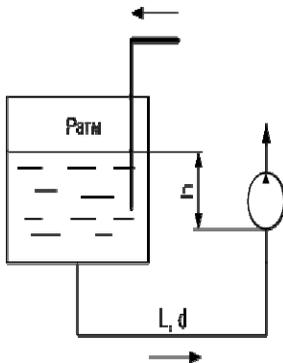


Рис. 6.14. К задаче IV-5

IV-6. Смазочное масло ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) подводится к подшипникам коленвала по системе трубок, состоящей из пяти одинаковых участков, каждый длиной L и диаметром d (рис. 6.15).

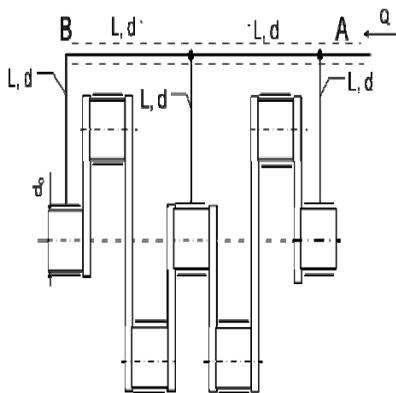


Рис. 6.15. К задаче IV-6

Сколько смазки нужно подать к узлу A системы, чтобы каждый подшипник получил её не менее Q_n ? Давление на выходе трубок в подшипники считать одинаковым, местными потерями и скоростными напорами пренебречь.

IV-7. Объёмный гидропровод поступательного движения с дроссельным регулированием скорости выходного звена (штока) содержит насос 1 , регулируемый дроссель 2 , гидроцилиндр 3 , шток которого нагружен силой F , и предохранительный клапан 4 (закрыт), рис. 6.16.

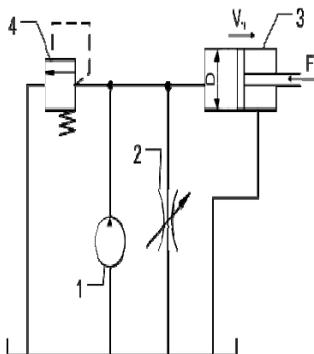


Рис. 6.16. К задаче IV-7

Определить давление на выходе насоса и скорость перемещения v_n поршня диаметром D со штоком при таком открытии дросселя, когда его можно рассматривать как отверстие площадью S_0 с коэффициентом расхода $\mu = 0,65$. Подача насоса Q . Плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Потерями в трубопроводах пренебречь.

IV-8. Рабочая жидкость с вязкостью $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ подаётся в цилиндр прессы грузовым гидроаккумулятором по трубопроводу длиной L и диаметром d . Вес G ; диаметр поршня D_1 (рис. 6.17). Определить скорость движения плунжера, если усилие прессования F , а диаметр плунжера D_2 . Режим течения принять ламинарным. Весом плунжера пренебречь.

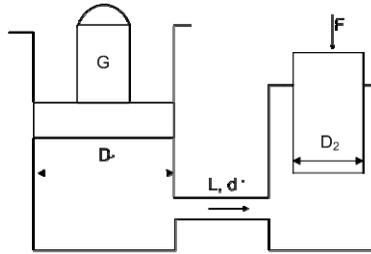


Рис. 6.17. К задаче IV-8

IV-9. Определить давление насоса (рис. 6.18) и его подачу, если сила на штоке F , а скорость перемещения поршня $v_{\text{п}} = 0,1$ м/с. Учесть потерю давления на трение в трубопроводе длиной L и диаметром d . Каждый канал распределителя по сопротивлению эквивалентен длине трубопровода $L_3 = 100d$, Диаметр поршня D , площадь штока принять равной нулю. Параметры масла $\nu = 1 \cdot 10^{-4}$ м²/с, $\rho = 900$ кг/м³.

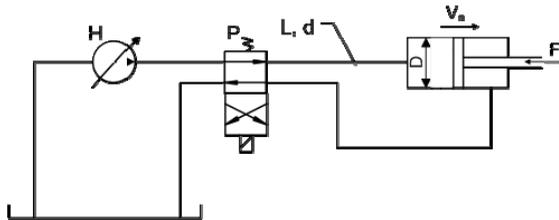


Рис. 6.18. к задаче IV-9

IV-0. Для подъёма груза G со скоростью v используются два гидrocиллиндра диаметром D (рис. 6.19). Груз смещён относительно оси платформы так, что нагрузка на штоке 1-го цилиндра F_I , а на штоке второго цилиндра F_{II} . Каким должен быть коэффициент сопротивления дросселя $\xi_{\text{д}}$, чтобы платформа поднималась без перекашивания? Диаметр трубопровода d ; плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Потери на трение по длине трубы пренебречь.

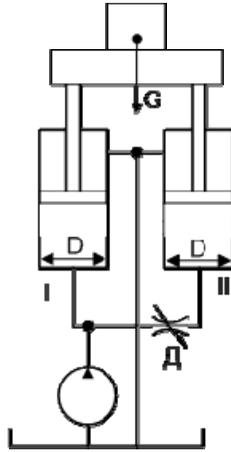


Рис. 6.19. К задаче IV-0

Исходные данные к контрольной работе

Номер задачи	Параметры, размерность	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
I-1	$T_1, ^\circ\text{C}$	20	19	18	17	17	18	19	20	21	22
	$T_2, ^\circ\text{C}$	55	50	45	40	45	40	30	35	40	45
I-2	$p_1, \text{МПа}$	0,03	0,025	0,02	0,03	0,025	0,024	0,023	0,02	0,03	0,02
	$H_1, \text{м}$	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,75	0,7	0,6	0,5
	$H_2, \text{м}$	4,0	4,5	3,0	3,5	3,0	4,0	4,5	4,0	2,5	3,2
	$H_3, \text{м}$	5,0	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,4	5,3	5,2	5,1
I-3	$H, \text{м}$	2,0	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4
	$H, \text{м}$	0,5	0,4	0,35	0,3	0,25	0,3	0,4	0,45	0,38	0,45
	$D, \text{м}$	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1
I-4	$H, \text{м}$	2,0	2,1	2,3	2,4	2,5	5,6	2,6	1,9	1,8	1,7
	$h, \text{м}$	4,0	4,1	3,9	3,8	3,7	4,2	4,3	4,5	4,6	4,7
	$p_{\text{об}}, \text{МПа}$	0,37	0,38	0,39	0,4	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46
	$D, \text{мм}$	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450
	$d, \text{мм}$	60	70	80	90	100	110	120	130	150	160

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
I-5	F , кН	1,0	1,1	1,2	1,3	1,2	1,1	1,0	1,4	1,5	1,0
	D , мм	300	310	320	340	350	350	340	350	380	320
	d , мм	100	110	120	130	140	130	120	125	135	145
I-6	F , кН	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74
	p_2 , МПа	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34
	d_1 , мм	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55
	d_2 , мм	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
	D_1 , мм	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85
I-7	F , кН	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,5	1,4	1,3
	D , мм	50	52	54	55	51	55	60	65	55	60
	d , мм	25	22	25	20	25	20	25	20	25	20
	p_0 , кПа	50	52	53	55	57	59	60	55	50	45
	H_0 , м	5,0	4,8	4,7	4,5	4,4	4,2	4,0	4,4	4,6	4,8
I-8	S_1 , м ²	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,01	0,005	0,006
	S_2 , м ²	0,006	0,008	0,01	0,012	0,014	0,016	0,018	0,02	0,01	0,012
	S_{15} , мм ²	100	110	115	120	125	130	135	140	145	150
I-9	D , мм	300	390	380	370	360	350	340	330	320	310
	d , мм	30	25	20	15	20	25	30	25	20	15
	H , м	0,2	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
	R , Н	50	60	70	80	90	100	120	140	160	200
I-0	p , МПа	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
	D_2 , м	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	1,7	1,6
II-1	D , м	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	h , мм	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60
	a , м	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
	H , м	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
II-2	p , МПа	0,1	0,2	0,15	0,12	0,13	0,16	0,17	0,18	0,14	0,2
	D_1 , мм	30	25	20	22	30	25	20	24	23	22
	D_2 , мм	25	20	15	19	25	18	18	21	20	17
	C , Н/мм	10	11	12	13	14	15	14	13	12	11
II-3	p_M , МПа	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,24	0,1
	d_1 , мм	60	70	80	90	100	110	120	130	100	150
	d_2 , мм	120	140	150	190	200	230	250	260	200	300
II-4	d , мм	900	850	800	750	700	650	600	550	520	500
	h , м	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,5	2,8
II-5	L , м	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10	9,0
	B , м	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	2,0	1,5	2,5	1,0	0,5
	H_1 , м	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	2,0	5,5	7,5	8,35	8,3
	H_2 , м	1,5	2,5	3,5	5,0	6,0	6,5	7,5	8,5	10,5	9,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
II-6	$R, \text{ м}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2	0,1	0,3
	$H_1, \text{ м}$	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
	$H_2, \text{ м}$	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,7
II-7	$m, \text{ кг}$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
	$D, \text{ м}$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,7	0,6
	$d, \text{ м}$	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,5	0,4	0,3
II-8	$R, \text{ м}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2	0,1	0,3
	$H_1, \text{ м}$	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
	$H_2, \text{ м}$	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,7
II-9	$d, \text{ м}$	0,4	0,42	0,43	0,45	0,47	0,49	0,5	0,38	0,37	0,36
	$F, \text{ кН}$	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	1,3	1,2	1,1	1,0
II-0	$p, \text{ кПа}$	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
	$d, \text{ мм}$	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9
	$m_1, \text{ г}$	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
	$m_2, \text{ г}$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	$a, \text{ мм}$	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
	$b, \text{ мм}$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
III-1	$Q, \text{ л/с}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
	$p_1, \text{ МПа}$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
	$p_2, \text{ МПа}$	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21
	$d_1, \text{ мм}$	5,0	6,0	8,0	5,0	6,0	8,0	5,0	8,0	5,0	5,0
	$d_2, \text{ мм}$	8,0	10	10	8,0	10	10	10	10	10	8,0
III-2	$Q, \text{ л/с}$	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8
	ξ_1	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	3,9	3,8	3,7	3,6
	ξ_2	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6
	ξ_3	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1
	ξ_4	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
	$d, \text{ мм}$	40	45	50	40	45	50	40	45	50	40
	$H, \text{ м}$	0,4	0,45	0,4	0,45	0,4	0,5	0,55	0,4	0,5	0,45
III-3	$d_1, \text{ мм}$	50	51	52	53	54	55	54	53	52	51
	$d_2, \text{ мм}$	25	26	27	28	29	30	29	28	27	26
	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,06	0,07	0,06	0,07	0,06	0,07
	ξ_1	5,0	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,4	5,3	5,2	5,1
	ξ_2	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,5	1,4	1,3
	ξ_3	0,5	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59
	ξ_4	0,05	0,06	0,07	0,07	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,04
III-4	$d, \text{ мм}$	1,2	1,1	1,2	1,3	1,4	1,3	1,2	1,1	1,2	1,3
	μ	0,8	0,75	0,8	0,75	0,8	0,75	0,8	0,75	0,8	0,75
	$p_{\text{вак}}, \text{ кПа}$	18	20	19	20	19	18	19	20	19	18

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
III-5	$b, \text{ м}$	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06	0,065	0,042	0,052	0,042	0,05
	$G, \text{ H}$	80	85	90	95	100	110	115	120	125	130
	$D, \text{ м}$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,135	0,14	0,145	0,15	0,125	0,132
	$h, \text{ м}$	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,82	0,85	0,88	0,9	0,95
	$t, \text{ с}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
III-6	$D, \text{ мм}$	16	15	17	18	19	20	18	17	16	15
	$F, \text{ H}$	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	10	9,0	8,0	7,0
	$d, \text{ мм}$	2,0	1,9	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0
	$d_{ж2}, \text{ мм}$	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7
	$\xi_{\text{жк}}$	10	10	9,0	9,0	8,0	8,0	9,0	9,0	10	10
III-7	$p_{\text{вжк}}, \text{ кПа}$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	$d_{ж1}, \text{ мм}$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,2	1,1	1,0
	$d_{ж2}, \text{ мм}$	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,0	1,1	1,0	0,9	0,8
III-8	$h, \text{ мм}$	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
	$d_{ж2}, \text{ мм}$	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,5	2,6	2,7
III-9 III-0	$D, \text{ мм}$	50	55	60	65	70	75	80	75	60	55
	$F, \text{ кН}$	10	12	14	16	18	20	22	19	20	20
	$d, \text{ мм}$	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,45	2,1	2,0
	$b, \text{ мм}$	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	3,0	3,0	3,0	4,0
IV-1	$a, \text{ мм}$	10	11	12	13	14	15	16	15	14	13
	h	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
	$D, \text{ мм}$	20	22	24	25	28	30	32	34	35	38
	$d, \text{ мм}$	16	18	20	21	27	27	28	29	30	36
	$Q, \text{ л/с}$	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29
IV-2	$v_{\text{п}}, \text{ м/с}$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
	$F, \text{ H}$	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450
	$\xi_{\text{пд}}$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	$D_{\text{п}}, \text{ мм}$	60	62	64	65	57	70	70	65	64	60
	$d_{\text{ш}}, \text{ мм}$	30	31	32	32	33	35	35	32	34	30
	$d_{\text{т}}, \text{ мм}$	6	6	6	8	8	8	10	10	5	5
IV-3	$L_0, \text{ м}$	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25
	$d_0, \text{ мм}$	6	5	6	5	6	5	6	5	6	5
	$b, \text{ мм}$	10	9	8	7	7	6	8	9	9	10
	$L, \text{ мм}$	120	125	130	135	140	145	150	140	130	120
	$d, \text{ мм}$	60	55	50	45	45	50	50	55	60	55
	$p, \text{ кПа}$	160	150	155	165	140	145	160	165	150	140
	$Q, \text{ л/с}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2
IV-4	$a, \text{ мм}$	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
	$b, \text{ мм}$	4	4	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2
	$L, \text{ м}$	0,3	0,25	0,3	0,25	0,3	0,25	0,3	0,25	0,3	0,4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
IV-5	Q , л/МИН	60	61	62	63	63	64	65	66	67	68
	L , м	5	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,4	5,3	5,2	5,1
	d , мм	30	31	32	33	34	35	34	33	32	31
	h , м	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,4	2,4	2,5	2,5
IV-6	L , м	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
	d , мм	4	4	4,5	4,5	5,0	5,0	4,5	4,5	4	4
	$Q_{\text{н}}$, м ³ /с	8	8,5	9,0	9,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5
IV-7	F , Н	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
	D , мм	40	42	44	45	45	42	44	40	40	45
	Q , л/с	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59
IV-8	L , м	100	95	90	85	80	75	70	65	60	55
	d , мм	30	20	30	20	15	30	35	25	30	30
	G , кН	380	370	360	350	340	330	320	310	300	370
	D_1 , мм	220	210	215	220	200	200	210	210	200	200
	F , кН	650	650	640	640	630	630	620	620	610	610
	D_2 , мм	300	290	280	270	260	265	260	270	290	300
IV-9	F , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	L , м	8	8,5	8,7	9	8	10	8	9	10	9
	d , мм	14	13	14	11	10	9	10	11	12	13
	D , мм	100	100	90	90	95	95	80	80	100	100
IV-0	v , м/с	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,09	0,08	0,1	0,16
	D , мм	100	95	90	85	80	75	70	100	95	90
	F_1 , кН	6	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,1	7,2	7,3	7,5
	F_2 , кН	5	5,1	6,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9
	d , мм	10	9,5	9,0	8,5	8	8	7,5	8	9	10

7. ЗАДАНИЯ ПО КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Задание 1

Для вращения вентиляторов двигателя внутреннего сгорания большой мощности (рис. 7.1) используется объемный гидропривод, состоящий из роторного гидронасоса 1 и гидромотора 2, регулируемого дросселя 3, предохранительного клапана 4. Компенсация утечек рабочей жидкости в гидроприводе с замкнутым штоком (насос 1 – гидролиния 5 – мотор 2 – гидролиния 6 – насос 1) обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки, в которую входят подпиточный насос 7, переливной клапан 8, поддерживающий постоянное давление подпитки $p_n = 0,4$ МПа в линии 9, обратный клапан 10, фильтр 11.

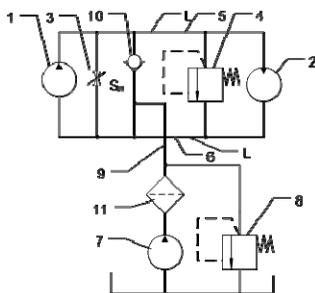


Рис. 7.1. К заданию 1

Определить необходимое давление гидронасоса, частоту вращения его вала, мощность, затрачиваемую на привод насоса, частоту вращения вала двигателя при нагрузке на валу гидромотора M_M , если плотность рабочей жидкости $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Гидролинии 5 и 6 одинакового диаметра, имеют по m крутых поворотов (под углом 90°). Клапан 4 закрыт, а дроссель 3 открыт и имеет площадь проходного сечения S_d . Коэффициент расхода дросселя μ_d .

Длина каждой гидролинии 5 и 6 – L . Построить характеристику гидропривода, подобрав гидронасос, гидромотор и предохранительный клапан.

Задание 2

В процессе сборки двигателя внутреннего сгорания (рис. 7.2) используется гидравлический подъемник, рабочий орган 1 которого поднимается или опускается с помощью двух гидроцилиндров 2 и 3, входящих в состав гидропривода, состоящего из гидронасоса 4, предохранительного клапана 5, дросселирующего распределителя 6, фильтра 7 с предохранительным клапаном 8, гидрозамка 9.

Определить время подъема рабочего органа весом G , жестко соединенного со штоками гидроцилиндров 2 и 3, если гидролинии имеют длины и диаметры соответственно L_1 и d_1 . Размеры гидроцилиндров: D – диаметр поршня, $d_{ш}$ – диаметр штока, h – ход поршня. Плотность рабочей жидкости $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$. Коэффициенты местных сопротивлений: распределителя ξ_p , гидрозамка ξ_r , фильтра ξ_ϕ . Трение в гидроцилиндрах и утечки не учитывать.

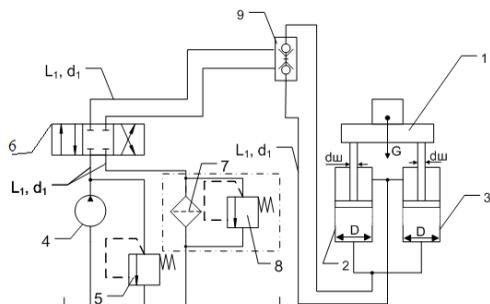


Рис. 7.2. К заданию 2

Построить характеристику гидропривода, подобрать насос 4, распределитель 6, предохранительный клапан 5.

Задание 3

При ремонте двигателя внутреннего сгорания (рис. 7.3) используется гидропривод, в котором регулируемый дроссель 1 установлен параллельно гидроцилиндру 2. Гидропривод содержит также гидронасос 3, предохранительный клапан 4, гидрораспределитель 5, фильтр 6 с предохранительным клапаном 7.

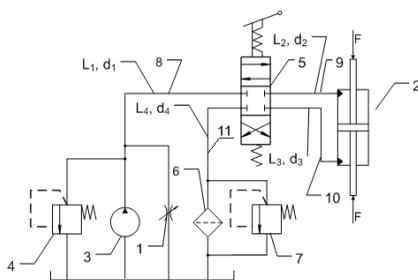


Рис. 7.3. К заданию 3

Определить необходимую подачу Q_n и давление p_n насоса 3. Выбрать насос при подаче жидкости плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ с кинематической вязкостью $\nu = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Длины гидролиний 8, 9, 10 и 11 соответственно L_1, L_2, L_3 и L_4 .

Потеря давления в гидрораспределителе (для каждой линии) 0,10 МПа. Гидроцилиндр имеет диаметры поршня D и штока $d_{ш}$. Реализуемое усилие F при скорости штока $v_{ш}$. Дроссель 1 открыт и имеет проходное сечение S_d , коэффициент расхода μ_d . Клапан 7 закрыт. Каналы фильтра 6 заменить эквивалентной длиной $L_\Phi = 200d_4$, где d_4 – диаметр гидрролинии 11 . Трение в гидроцилиндре не учитывать.

Построить характеристику гидропривода, выбрать предохранительный клапан 4 . Диаметр d_2 определить с учётом скорости $v_{ш}$ ($d_1 = d_2 = d_3 = d_4$).

Задание 4

В установке для восстановления деталей двигателя (рис. 7.4) используется гидропривод, содержащий гидронасос 1 , предохранительный клапан 2 , регулируемый дроссель 3 , направляющий распределитель 4 , фильтр 5 с предохранительным клапаном 6 , гидравлический преобразователь давления 7 , исполнительные механизмы (гидроцилиндры) 8 и 9 .

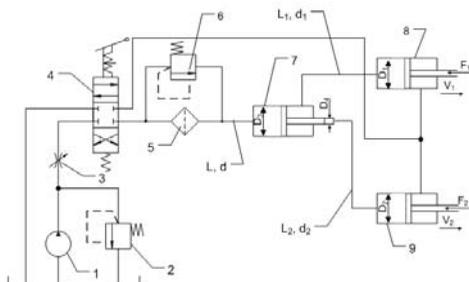


Рис. 7.4. К заданию 4

Построить характеристику привода. Подобрать насос и предохранительный клапан. Определить скорости v_1 и v_2 гидроцилиндров 8 и 9 , если известны силы F_1 и F_2 , плотность рабочей жидкости $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, диаметры D_1, D_2, D_3, D_4 , длины гидропроводов L, L_1, L_2 и их диаметры d, d_1, d_2 , коэффициенты сопротивления дросселя и распределителя соответственно ξ_d и ξ_p . Заменить фильтр эквивалентной длиной $L_\Phi = 180d$.

Сопротивление в сливной линии и трение в гидроцилиндрах не учитывать.

Задание 5

Гидропривод (рис. 7.5) состоит из насоса 1, фильтра 2 с клапаном 3, обратного клапана 4, распределителя 5, поршня 6, радиатора 7 и магистралей 8, 9, 10 и 11. Известны длины L_1, L_2 , сила F , диаметры D и $d_{ш}$, а также коэффициенты местных потерь клапана 4 $\xi_{\kappa} = 3$ и радиатора 7 $\xi_p = 4,5$. Каналы фильтра и распределителя заменить эквивалентными длинами $L_{\phi} = 220d_1$ и $L_{рас} = 180d_1$.

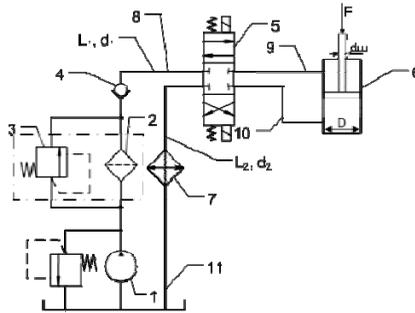


Рис. 7.5. К заданию 5

Определить подачу Q_n и давление p_n насоса при заданном усилии F и скорости штока $v_{ш}$. Жидкость имеет плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ и кинематическую вязкость $\nu = 1,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Построить характеристику привода и подобрать предохранительный клапан. Диаметры поршня d_1 и d_2 выбрать, исходя из скорости $v_{ш}$ и размеров цилиндра.

Задание 6

В гидросистеме охлаждения V-образного двигателя внутреннего сгорания (рис. 7.6) центробежный насос 1, имеющий один вход и два выхода, нагнетает жидкость в охлаждающие рубашки блоков цилиндров 2 и 3 по трубопроводам 4 и 5 длиной L_1 и диаметром d_1 . Из блоков цилиндров 2 и 3 жидкость движется по трубопроводам 6 и 7 длиной L_2 и диаметром d_2 в теплообменник (радиатор) 8, а затем из последнего – снова в насос 1 по трубопроводу 9 длиной L_3 и диаметром d_3 . Частота вращения рабочего колеса насоса ω_1 ; $d_3 = 1,5d_1$; $L_3 = L_1$.

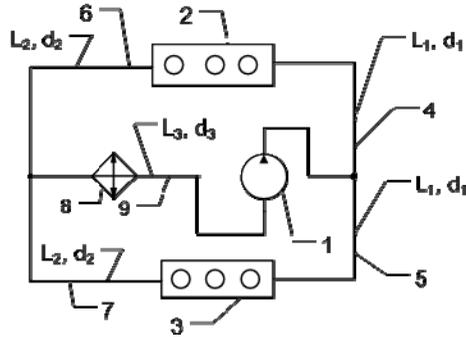


Рис. 7.6. К заданию 6

Решая задачу графоаналитически и принимая режим течения жидкости турбулентным (коэффициент Дарси $\lambda_T = 0,035$), построить характеристику гидросистемы (включая характеристику насоса), если коэффициенты сопротивления каждого блока цилиндров 2 и 3 $\xi_{\text{бл}}$, а радиатора 8 ξ_r . Каждый трубопровод 4, 5, 6, 7, 9 имеет изгиб в виде колена с коэффициентом сопротивления ξ_k . Характеристики насоса при частоте вращения рабочего колеса $\omega_2 = 157 \text{ с}^{-1}$ даны ниже.

Q , л/с	0	1	2	3	4	5	6	7	8
H , м	6,25	6,35	6,27	6,10	5,9	5,5	5,16	4,6	3,75
η , %	0	24	35,0	39,5	40	37	30	20	7

Определить расход воды в гидросистеме, напор и КПД насоса и потребляемую мощность (способ пересчета характеристики насоса изложен в главе 5 [1]). Q , H , η – подача, напор, давление и КПД насоса.

Задание 7

Газотурбинный двигатель (рис. 7.7) большой мощности удерживается на заданном режиме центробежным регулятором 1, который пропускает через себя в бак часть подачи насоса 2 по трубопроводам 3 и 4, имеющим длины L_1 и L_2 , диаметрами d_1 и d_2 . Топливо плотностью $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ из бака 6 подаётся в камеру сгорания 5, давление в которой $p_0 = 0,5 \text{ МПа}$, по трубопроводам 7, 8 и 9, через коллектор 10

(кольцевую трубу) и шесть форсунок 11 с отверстиями $d_{\text{ф}} = L$ мм и коэффициентами расхода $\mu_{\text{ф}} = 0,25$. Длины и диаметры трубопроводов 8 и 9 соответственно L_3, d_3 и L_4, d_4 . Определить весовой расход топлива двигателем и мощность, потребляемую насосом, приняв режим течения турбулентным, а коэффициент Дарси $\lambda_{\text{т}} = 0,04$. Рабочий объем насоса $V_{\text{н}}$, частота вращения ω , полный КПД насоса $\eta = 0,8$ при давлении $p_{\text{н}}$ (объемный КПД $\eta_0 = 0,86$).

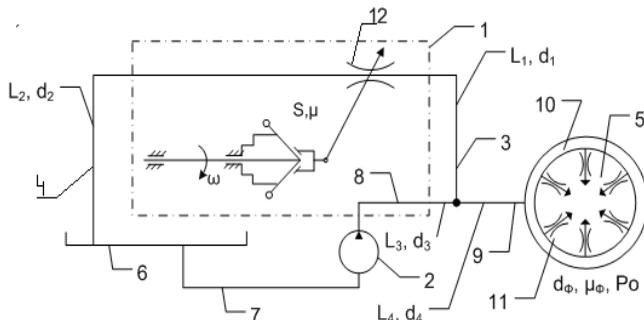


Рис. 7.7. К заданию 7

Центробежный регулятор рассматривать как дроссель 12 с отверстием площадью S и коэффициентом расхода μ .

Задачу лучше решать графоаналитически. Построить характеристику гидросистемы.

Задание 8

В двигателе внутреннего сгорания (рис. 7.8) подача масла для смазки коренных подшипников коленчатого вала производится насосом 1 по трубопроводу 2 длиной L_1 и диаметром d_1 через фильтр 3 и распределительный канал 4, от которого отходят три отводных канала 5, 6 и 7 длиной L_2 и диаметром d_2 к середине подшипников 8, 9, 10. Часть подачи насоса по трубопроводу 11 длиной L_3 и диаметром d_3 подается в радиатор 12, из которого по такому же трубопроводу 13 сливается в картер 14.

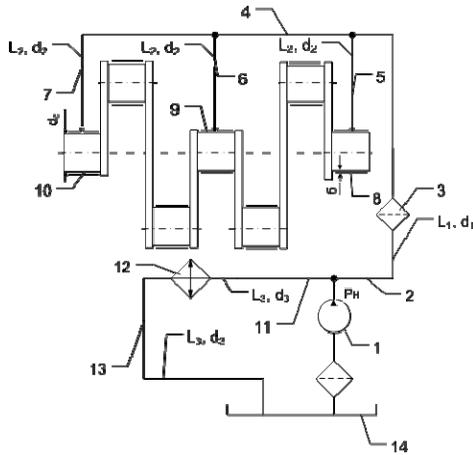


Рис. 7.8. К заданию 8

Определить давление насоса I и расход масла через подшипники и радиатор (диаметр шейки коленвала d_0 , длина подшипника S).

Зазоры в подшипниках считать концентрическими и равными δ . Влиянием вращения вала пренебречь. Сопротивление фильтра и радиатора принять эквивалентным сопротивлению трубок длиной

$$L_{\phi} = 100d_1, \quad L_p = 1300d_3.$$

Масло имеет плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ и кинематическую вязкость $\nu = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Давление в распределительном канале 4 считать постоянным по длине. Режим течения считать ламинарным. Трубопроводы 2, 11 и 13 имеют по два прямоугольных поворота (колена), а каналы 5, 6 и 7 – по одному колену.

Характеристика насоса:

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	10^{-4}	$1,2 \cdot 10^{-4}$
$p_{\text{н}}, \text{ МПа}$	0,7	0,60	0

Построить характеристику системы смазки.

Задание 9

Гидросистема смазки двигателя (рис. 7.9) предназначена для непрерывного подвода смазочного материала (масла) в зоны трения (подшипники 6, 7, 8) под определённым давлением и очистки смазочного материала от продуктов изнашивания. Гидросистема состоит из бака 1, насоса 2, редукционного клапана 3, масляного фильтра 4, перепускного клапана 5 и магистралей с длинами L_1, L_2, L_3 и диаметрами d_1, d_2, d_3 .

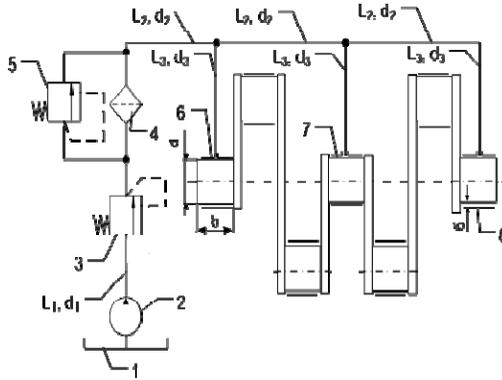


Рис. 7.9. К заданию 9

Определить давление насоса 2 и расход масла через подшипники (подачу насоса), если диаметр шейки коленвала d , длина подшипника b . Зазоры в подшипниках принять концентричными и равными δ . Коэффициент местных потерь в клапане ξ_{κ} и в фильтре ξ_{ϕ} . Плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Режим течения жидкости считать ламинарным. Построить характеристику системы смазки.

Определить давление настройки редукционного клапана 3. Характеристика насоса приведена в задании 8.

Задание 0

Гидропривод (рис. 7.10) содержит насос *1*, предохранительный клапан *2*, регулируемый дроссель *3*, фильтр *4*, электрогидравлический распределитель *5*, гидроцилиндр *6*, бак *7*, теплообменник *8* и соединительные трубопроводы с длинами L_1, L_2, L_3, L_4 и диаметрами d_1, d_2, d_3, d_4 . Диаметр поршня $D_{п}$, диаметр штока $d_{ш}$.

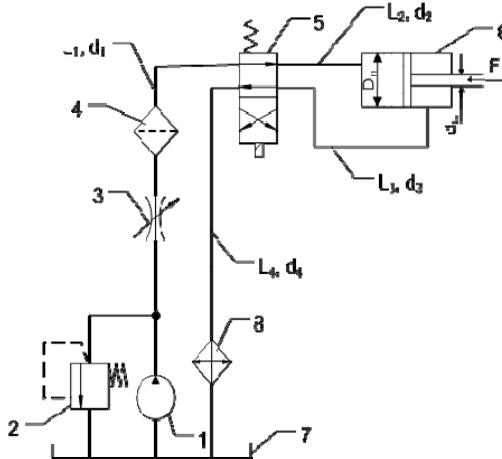


Рис. 7.10. К заданию 0

Определить необходимые подачу Q_n и давление p_n насоса *1*. Выбрать насос при подаче жидкости плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ с кинематической вязкостью $\nu = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Коэффициенты местных потерь в дросселе *3*, фильтре *4* и распределителе соответственно $\xi_d = 6$; $\xi_\phi = 6,5$; $\xi_p = 2$. Каналы теплообменника заменить эквивалентной длиной $L_T = 200d_4$. Реализуемое усилие на штоке F при его скорости $v_{ш}$.

Построить характеристику гидропривода, выбрать предохранительный клапан. Трение в гидроцилиндре не учитывать.

Диаметры d_2 и d_3 определить из учета скорости $v_{ш}$.

Исходные данные к курсовой работе

Задачи	Параметры, размерность	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$\omega_M, \text{с}^{-1}$	110	120	115	130	100	105	108	109	125	135
	$M_M, \text{Н}\cdot\text{М}$	25	24	23	22	21	22	23	24	25	24
	m	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0
	$S_{\text{ш}}, \text{мм}^2$	4,0	3,0	2,0	4,0	3,0	2,0	4,0	5,0	3,0	4,5
	$\mu_{\text{ш}}$	0,75	0,7	0,8	0,75	0,8	0,7	0,7	0,75	0,8	0,82
	$L, \text{м}$	4,5	5,0	4,5	5,0	4,5	5,0	4,5	5,0	5,0	4,0
2	$G, \text{кН}$	10	9,5	9,0	8,5	8,0	7,0	7,5	6,9	7,9	8,8
	$L_1, \text{м}$	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	2,9	2,8	2,7
	$d_1, \text{мм}$	10	8	10	8	15	10	8	5	8	10
	$D, \text{мм}$	300	250	250	300	280	270	200	180	150	120
	$d_{\text{ш}}, \text{мм}$	120	100	80	150	140	120	100	90	80	70
	$h, \text{м}$	0,7	0,6	0,65	0,75	0,5	0,55	0,4	0,8	0,7	0,6
	$\xi_{\text{сп}}$	5,0	5,0	4,5	4,5	4,0	4,0	5,1	5,2	5,3	5,4
	$\xi_{\text{с3}}$	1,0	2,0	2,0	1,0	1,5	2,0	1,7	1,1	1,3	1,5
	$\xi_{\text{сф}}$	2,0	3,0	2,0	3,0	2,5	2,2	2,1	2,3	2,0	2,4
	3	$L_1, \text{м}$	1,0	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3
$L_2, \text{м}$		2,0	1,25	1,35	1,45	1,55	1,95	1,85	1,75	1,65	1,55
$L_3, \text{м}$		2,2	1,6	2,0	2,0	1,1	1,4	2,0	2,0	1,2	1,3
$L_4, \text{м}$		2,0	1,5	1,5	1,8	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
$D, \text{мм}$		150	145	140	135	130	130	125	135	135	120
$d_{\text{ш}}, \text{мм}$		80	80	85	70	75	70	80	80	75	65
$F, \text{кН}$		15,0	14,0	13,0	12,0	11,0	11,0	11,0	11,3	12,3	11,2
$v_{\text{ш}}, \text{м/с}$		0,1	0,11	0,12	0,1	0,13	0,14	0,1	0,14	0,15	0,11
$S_{\text{ш2}}, \text{мм}^2$		1,5	2,0	1,95	1,9	1,8	1,85	1,7	1,75	1,6	1,65
$\mu_{\text{ш}}$		0,7	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75	0,71	0,72	0,73	0,74
4	$D_1 = D_2, \text{мм}$	200	190	180	160	130	100	80	180	130	110
	$D_3, \text{мм}$	500	450	400	350	300	250	200	450	300	350
	$D_4, \text{мм}$	250	220	200	180	150	120	100	200	150	120
	$L_1 = L_2, \text{мм}$	3,5	3,5	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	4,15	4,2	4,0
	$L_2, \text{мм}$	1,0	1,1	1,2	1,05	1,15	1,5	1,4	1,3	1,2	1,0
	$d_1 = d_2, \text{мм}$	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	5,0	5,5	6,0	6,0
	$d, \text{мм}$	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0
	$\xi_{\text{сп}}$	5,0	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	4,0
	$\xi_{\text{ш}}$	10	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	5,5	9,0
	$F_2, \text{кН}$	8	5	9	10	11	15	12	8	10	6
	$F_1, \text{кН}$	5	8	10	12	15	11	8	9	6	8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	L_1, M	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1
	L_2, M	2,8	2,7	2,6	2,9	3,0	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6
	F, KH	210	220	215	213	208	205	200	210	220	230
	D, MM	350	345	340	355	360	370	365	380	390	385
	$d_{\text{III}}, \text{MM}$	100	120	130	140	150	130	140	150	160	170
	$v_{\text{III}}, \text{M/C}$	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
6	L_1, MM	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8
	d_1, MM	30	35	30	35	30	35	30	35	30	35
	L_2, MM	1,8	1,7	1,85	1,75	1,65	1,6	1,7	1,8	1,85	1,75
	d_2, MM	30	35	30	35	30	35	30	35	30	35
	ω_1, C^{-1}	250	260	270	275	265	280	285	270	260	270
	ξ_{6II}	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,5	4,4	4,3	4,15
7	$L_1=L_2, \text{MM}$	2,0	2,5	2,6	2,7	2,4	2,3	2,1	2,2	2,5	2,6
	$L_3=L_4, \text{MM}$	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1
	$d_1=d_2, \text{MM}$	5,0	5,0	4,5	4,5	4,5	5,0	5,0	5,0	4,5	4,5
	$d_3=d_4, \text{MM}$	4,0	4,5	4,5	4,5	5,0	5,0	4,0	4,0	4,0	4,5
	V, CM^3	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	5,0
	ω_1, C^{-1}	800	700	600	750	650	800	750	700	650	650
	S, MM^2	1,0	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	1,2
	μ	0,7	0,72	0,73	0,74	0,75	0,74	0,73	0,72	0,7	0,71
	$p_{\text{II}}, \text{MIIa}$	1,2	1,1	1,0	0,9	1,0	1,1	1,2	1,25	1,3	1,0
8	$L_1=L_3, \text{MM}$	1,0	0,9	0,95	0,8	0,85	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0
	$d_1=d_3, \text{MM}$	10	9,5	9,0	8,5	8,0	8,0	8,5	9,0	9,5	8,5
	L_2, M	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,25	0,3	0,5	0,4	0,32
	d_2, MM	4,0	4,0	3,5	3,5	3,7	3,7	3,6	3,6	3,5	3,5
	d_0, MM	50	55	60	55	60	55	60	50	60	55
	S, MM	60	65	64	63	62	61	60	59	58	65
9	δ, MM	0,1	0,08	0,07	0,07	0,08	0,085	0,09	0,095	0,1	0,09
	L_1, M	1,0	0,95	0,9	0,85	0,95	1,0	1,1	0,9	0,8	0,82
	L_2, M	0,4	0,42	0,43	0,44	0,41	0,4	0,5	0,51	0,52	0,52
	L_3, M	0,35	0,33	0,34	0,32	0,31	0,4	0,37	0,38	0,36	0,35
	d_1, MM	10	8,5	8,0	9,0	8,5	10	8,0	9,0	10	8,5
	d_2, MM	7,0	8,0	9,0	7,5	8,0	7,5	9,0	7,0	8,5	7,0
	d_3, MM	7,0	8,0	9,0	7,5	8,0	7,5	9,0	7,0	8,5	7,0
	b, MM	40	42	45	47	48	50	51	52	47	46
	δ, MM	50	51	52	53	54	55	58	60	62	61
		0,01	0,02	0,03	0,04	0,02	0,03	0,01	0,02	0,03	0,02

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	L_1, M	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
	L_2, M	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
	L_3, M	1,7	1,8	1,4	1,4	1,6	1,5	1,9	1,8	1,7	1,4
	L_4, M	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	1,8	1,4	1,5
	d_1, MM	6,0	6,2	6,3	5,8	5,9	6,0	6,1	5,7	5,5	5,4
	d_4, MM	5,5	5,6	5,7	5,5	5,4	5,3	5,2	5,0	4,8	4,9
	D_{II}, MM	130	140	135	145	150	125	120	140	150	135
	$d_{\text{III}}, \text{MM}$	70	75	72	70	80	82	72	75	70	75
	$U_{\text{III}}, \text{M/C}$	0,12	0,11	0,09	0,08	0,11	0,12	0,15	0,14	0,14	0,12
	F, KH	12	13	14	15	16	17	18	17	16	15

ЛИТЕРАТУРА

1. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу : учебное пособие / под ред. Б. Б. Некрасова. – М.: Высш. школа, 1989. – 192 с.
2. Сборник задач по машиностроительной гидравлике : учебное пособие для машиностроительных вузов / под ред. И. И. Куклевского и Л. Г. Подвидзе. – М. : Машиностроение, 1981. – 464 с.
3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Выш. школа, 1985. – 381 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
5. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 231 с.
6. Холин, К. М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К. М. Холин, О. Ф. Никитин. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	3
2. РАБОЧАЯ ПРОГРАММА.....	3
3. ВЫБОР ВАРИАНТОВ КОНТРОЛЬНЫХ И КУРСОВЫХ РАБОТ.....	5
4. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ И КУРСОВЫХ РАБОТ....	6
4.1. Гидростатика.....	6
4.2. Гидродинамика.....	8
4.3. Построение статической характеристики гидропривода....	13
5. ЗАДАЧИ ПО ГИДРОСТАТИКЕ.....	18
6. ЗАДАЧИ ПО ГИДРОДИНАМИКЕ.....	27
7. ЗАДАНИЯ ПО КУРСОВОЙ РАБОТЕ.....	42
ЛИТЕРАТУРА.....	55

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМАШИНЫ

Методические указания
по выполнению контрольных и курсовых работ
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Составители:

БАРТОШ Петр Романович
КИШКЕВИЧ Павел Нестерович

Редактор *Т. Н. Микулук*
Компьютерная верстка *А. Г. Занкевич*

Подписано в печать 25.11.2013. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 2,54. Тираж 100. Заказ 847.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.