

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра горных машин и комплексов

ГИДРАВЛИКА

Методические указания и контрольные задания
для студентов специальности 130400.65 «Горное дело»,
специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование»,
заочной формы обучения

Составители В. В. Кузнецов
К. А. Ананьев
К. В. Начев

Утверждены на заседании кафедры
Протокол № 20 от 28.04.2014
Рекомендованы к изданию
учебно-методической комиссией
специализации 130409.65
Протокол № 8 от 28.04.2014
Электронная версия находится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2014

1. Общие положения

Целью изучения дисциплины является приобретение студентами знаний и навыков применения основных законов поведения жидкого состояния вещества, способов и средств перемещения жидкостей, а также использования их в качестве носителей механической энергии для привода машин и механизмов, в том числе горных машин.

Задачи курса: обучить основам гидро- и пневмоприводов, необходимых для дальнейшего изучения специальных дисциплин, ознакомить с конструкциями и принципом действия основной гидроаппаратуры, дать представление о типовых схемах объемных гидроприводов, способах регулирования их кинематических и силовых параметров.

2. Программа курса

Разработана на основе федерального государственного образовательного стандарта высшего образования и рабочей программы специальности 130400.65 «Горное дело», специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование».

Дисциплина «Гидравлика». Краткая историческая справка. Применение гидромашин, гидроприводов и гидроавтоматики в современном машиностроении и в комплексной механизации и автоматизации горного производства.

Объемный гидравлический привод. Основные понятия. Принцип действия объемного гидропривода. Основные расчетные зависимости, баланс мощности и КПД объемной гидропередачи, структурные и принципиальные схемы гидропередачи, рабочие жидкости гидропередач.

Объемные гидромашины и их характеристики. Конструкция, принцип действия и рабочие параметры шестеренных, пластинчатых и поршневых гидромашин, а также рабочие характеристики объемных гидромашин.

Гидравлическая аппаратура управления, регулирования и защиты. Типы, конструкция и условные обозначения крановых, золотниковых и клапанных распределителей. Предохранительные, переливные и редукционные клапаны, их выбор. Гидравлические замки, реле.

Регулирование параметров гидropередач. Машинный и дроссельный способы регулирования скорости движения гидродвигателей, сравнительная характеристика способов регулирования. Стабилизация скорости движения, нагрузки и мощности гидropередач. Синхронизация скорости движения нескольких гидродвигателей.

Дополнительные устройства гидropередач. Герметизация гидравлических устройств, хранение и кондиционирование рабочей жидкости. Фильтры и схемы фильтраций.

Гидравлический следящий привод. Структурная схема гидроусилителей, их классификация. Объемные (гидростатические) усилители золотникового типа и сопло-заслонка. Гидродинамические (струйные) гидроусилители, эффект Коанда. Точность и чувствительность гидроусилителя.

Гидродинамический привод. Теоретические основы гидродинамической муфты. Уравнение Эйлера для гидромуфты. Внешняя, входная и универсальная характеристики гидромуфты, а также совместная работа с приводным двигателем. Конструкция и принцип действия гидротрансформатора и его внешняя характеристика. Входная и универсальная характеристики гидротрансформаторов различной прозрачности и их совместная работа с двигателями внутреннего сгорания.

Основные правила эксплуатации и ремонта гидравлических приводов. Порядок и типовые схемы организации их обслуживания. Основные неисправности, диагностика и ремонт гидравлических приводов.

Пневматический привод. Общие сведения о применении газов в технике. Особенности пневматического привода. Достоинства и недостатки. Течение воздуха и его подготовка. Исполнительные пневматические устройства. Индикаторная диаграмма и основные технические показатели и характеристики пневмодвигателя. Примеры пневматических приводов.

Список рекомендуемой литературы

1. Скорняков, Н. М. Гидро- и пневмопривод : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. Н. Вернер, В. В. Кузнецов ; ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2003. – 223 с.
2. . Кузнецов В. В. Гидромеханика и основы гидравлики: учебное пособие / В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев; ГУ КузКТУ.– Кемерово, 2013. – 263 с.
3. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1988. – 118 с.
4. Ковалевский, В. Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1973. – 504 с.
5. Куколевский, И. И. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / И. И. Куколевский, З.А. Колмыкова, Л. Г. Подвидз. – М. : Машиностроение, 1981. – 464 с.
6. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, насосам и гидропередачам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов; под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Высш. шк., 1985. – 384 с.
7. Юшкин, В. В. Основы расчета объемного гидропривода. – Минск: Высш. шк., 1982. – 94 с.
8. Коваль, П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин: учеб. для вузов. – М. : Машиностроение, 1979. – 215 с.
9. Скорняков, Н. М. Регулирование и стабилизация движения гидродвигателя и гидродинамические передачи : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, С. Г. Костюк, К. А. Ананьев, Ю. В. Дрозденко ; ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2009. – 136 с.

3. Контрольные задания и методические указания по их выполнению

При решении задач по изучаемому курсу перед студентом стоит задача ознакомиться с основными законами гидропривода и научиться выполнять несложные расчеты гидравлических систем.

Задачи включают расчет гидравлической системы, показанной на рис. 1.

Исходные данные для расчетов (принимаются по таблице, расположенной в конце методических указаний, в соответствии с двумя последними цифрами шифра зачетной книжки студента):

D – диаметр поршня гидроцилиндра; d – диаметр штока цилиндра; h – ход поршня; Q_3 – диаметр золотника распределителя; $S_{др}$ – проходное сечение дросселя; R – усилие на штоке гидроцилиндра; ρ – плотность рабочей жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости; n_H – частота вращения насоса; n_M – частота вращения мотора; Δp_p – перепад давления в золотнике распределителя. В начале контрольной работы следует начертить схему рассчитываемой системы с указанием исходных данных. Задачи выполняются последовательно, с использованием в необходимых случаях результатов решения предыдущих задач. Если при решении используются сведения из справочной и учебной литературы, то обязательна ссылка на использованный источник.

Задача 1. Скорость движения поршня гидроцилиндра регулируется с помощью щелевого дросселя (см. рис. 1).

Определить время движения поршня при прямом ходе и обратном. Потерями давления в гидролинии между дросселем и гидроцилиндром пренебречь. Давление настройки клапана или давление перед дросселем принимаем на 20 % выше от давления после дросселя. Усилие при обратном ходе принять на 50 % меньше заданного.

При дальнейших расчетах задач использовать найденный расход и давления.

Задача 2. Определить основные параметры четырехлинейного золотникового распределителя (см. рис. 4): площадь проходной щели, максимальный ход золотника, осевую силу, необходимую для перестановки золотника, если максимальная скорость равноускоренного перемещения золотника $V_3 = 0,005$ м/с, радиальный зазор между гильзой и золотником $\delta = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м. Массу золотника вычислять по формуле $m = 20 D_3^2 d$. Диаметр шейки золотника $d = 0,65 D_3$.

Задача 3. Определить требуемую жесткость пружины клапана (см. рис. 3), если усилие сжатия пружины при открытом клапане увеличилось на 20 % по сравнению с усилием, действующим в момент его открытия и величину подъема запирающего элемента, необходимую для пропуска заданного расхода. Принять $Q = Q_{\text{пх}}$, $p_{\text{к}} = p_{1\text{пх}}$ – для четного варианта, $Q = Q_{\text{ох}}$, $p_{\text{к}} = p_{1\text{ох}}$ – для нечетного варианта, $Q_{\text{пх}}$ и $Q_{\text{ох}}$ – расход при прямом и обратном ходе гидроцилиндра, $p_{1\text{пх}}$ и $p_{1\text{ох}}$ – давление при прямом и обратном ходе. Давление на выходе клапана $p_2 = 0$.

Задача 4. Рассчитать основные геометрические параметры аксиально-поршневого насоса: диаметр цилиндра (плунжера) d , ход плунжера h , диаметр делительной окружности ротора D , а также мощность насоса, если число цилиндров $z = 7$, угол наклона диска $\gamma = 20^\circ$, объемный КПД $\eta_0 = 0,96$, механический КПД $\eta_{\text{м}} = 0,9$; $h = 2d = D \cdot \text{tg } \gamma$.

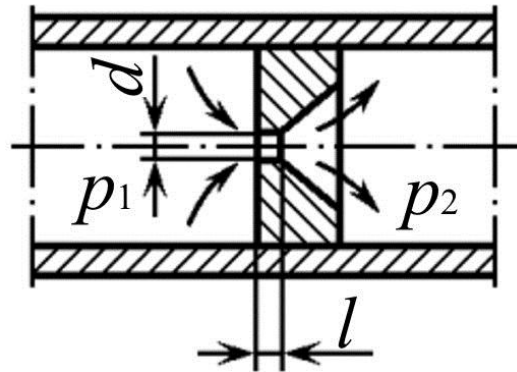
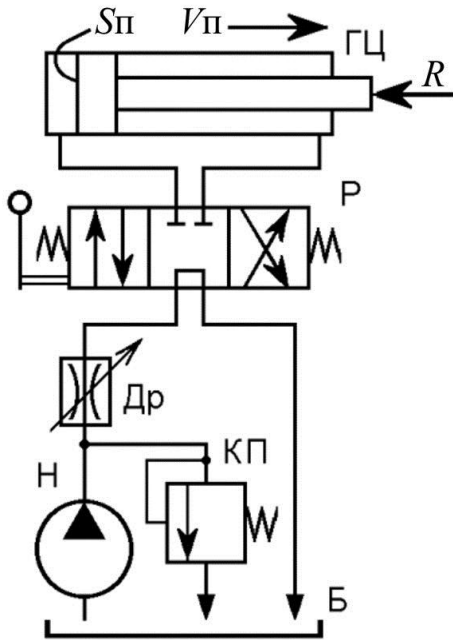
Задача 5. Определить угол наклона диска γ аксиально-поршневого гидромотора, установленного вместо гидроцилиндра. Перепад давления $\Delta p_{\text{гм}} = 2$ МПа. Объемный КПД $\eta_0 = 0,98$, механический КПД $\eta_{\text{м}} = 0,9$. Каким будет крутящий момент гидромотора? Конструктивные размеры гидромотора брать в соответствии с размерами гидронасоса (см. предыдущую задачу). Угол наклона диска не должен превышать 30° , в противном случае произвести перерасчет, изменив количество плунжеров из приведенного ряда $z = 7, 9, 11, 13$.

3.1. Методические указания к выполнению задач

Регулирование скорости выходного звена

При работе различных машин возникает необходимость изменять скорость движения их рабочих органов, что делает целесообразным применение гидропривода с управлением, которое может осуществляться тремя способами: дроссельным, машинным, а также их комбинацией. При дроссельном управлении часть жидкости (рис. 1), подаваемой насосом, отводится в сливную линию и не совершает полезной работы.

Дроссель – это гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости. Он представляет собой местное сопротивление с наперед заданными характеристиками, что обеспечивает поддержание желаемого перепада давления при определенном расходе рабочей жидкости (рис. 2).



При последовательном включении дросселя предусматривается переливной клапан, который поддерживает в нагнетательном трубопроводе постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В этом случае расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу жидкости через дроссель:

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где μ – коэффициент расхода, равный для щелевых дросселей 0,64...0,7, для игольчатых 0,75...0,8; $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя. Простейший квадратичный дроссель представляет собой весьма малое отверстие с острой кромкой, длина которого составляет 0,2... 0,5 мм ($l/d < 5$).

Если пренебречь потерями давления в гидрелинии и в гидрораспределителе, то давление p_2 можно определить по формуле

$$p_2 = \frac{R}{S_{\text{п}}},$$

где R – усилие на штоке гидроцилиндра; $S_{\text{п}}$ – площадь поршня.

Следовательно, средняя скорость перемещения поршня гидроцилиндра

$$V_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 - \frac{R}{S_{\text{п}}} \right)}.$$

Отсюда видно, что скорость поршня зависит от площади проходного сечения дросселя и усилия на штоке.

Расчет гидроклапана давления

Гидроклапан – это гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от воздействия потока рабочей жидкости. Гидроклапаны бывают регулирующие и направляющие. Гидроклапан давления – это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости.

Напорный гидроклапан – это гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке жидкости. Запорно-регулирующий элемент напорных гидроклапанов бывает шариковый, конический, золотниковый.

Расход жидкости, проходящей через щель напорного гидроклапана:

$$Q = \mu S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{к}}} = \mu S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где $\mu = 0,66$ – коэффициент расхода; $S_{\text{кл}}$ – площадь щели клапана; $\Delta p_{\text{к}}$ – перепад давления в клапане; p_1 и p_2 – давление на входе и на выходе из клапана. Для кромочных клапанов (рис. 3)

$$S_{\text{кл}} = \pi dz \sin \beta,$$

где d – диаметр входного канала; z – высота подъема запорно-регулирующего элемента; β – половина угла конуса (рис. 3), причем

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}},$$

где V – скорость во входном канале, которая обычно не превышает 15 м/с, и лишь при давлении свыше 20 МПа ее допусковое значение 30 м/с.

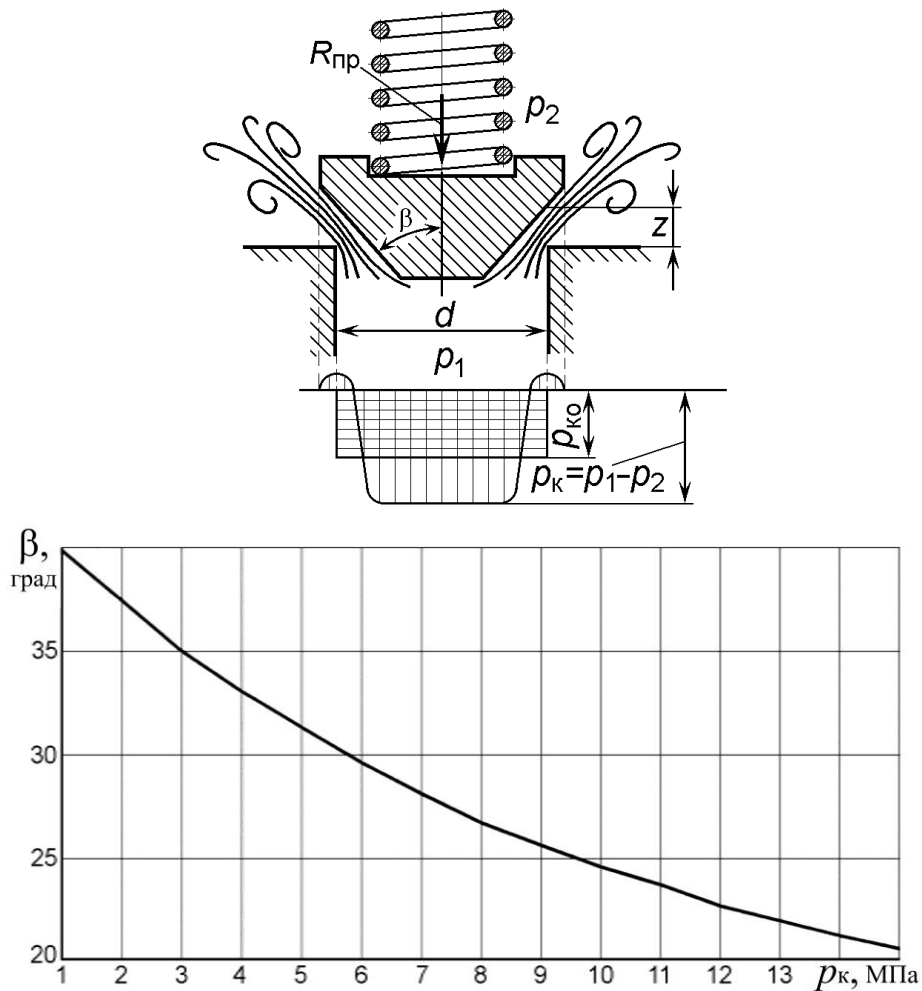


Рис. 3

Равновесие запорно-регулирующего элемента клапана в момент начала открытия (исходное состояние) характеризуется равенством

$$R_0 = p_k S_{0\text{ккл}} = cz_0,$$

где R_0 – усилие пружины в момент открытия клапана; c – жесткость пружины; z_0 – предварительная деформация пружины; $S_{0\text{ккл}} = 0,25\pi d^2$ – площадь запирающего элемента при закрытом клапане.

При установившемся движении жидкости через щель открытого клапана (рис. 3) равновесие его запорно-регулирующего элемента выражается уравнением

$$R_{\Pi} = c(z_0 + z) - p_{\kappa} S_{\kappa\text{л}} - R_v - R_c,$$

где R_v – уменьшение силы из-за движения потока в зоне щели, приближенно определяемое по формуле

$$R_v = \rho Q V_{\text{щ}} \cos \beta,$$

$V_{\text{щ}}$ – скорость жидкости в щели; Q – расход; R_c – увеличение силы в результате натекания потока со стороны седла

$$R_c = \rho Q V,$$

V – скорость жидкости во входном канале клапана.

Расчет золотникового распределителя

Гидрораспределитель – это направляющий гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Наибольшее распространение в технике получили золотниковые распределители.

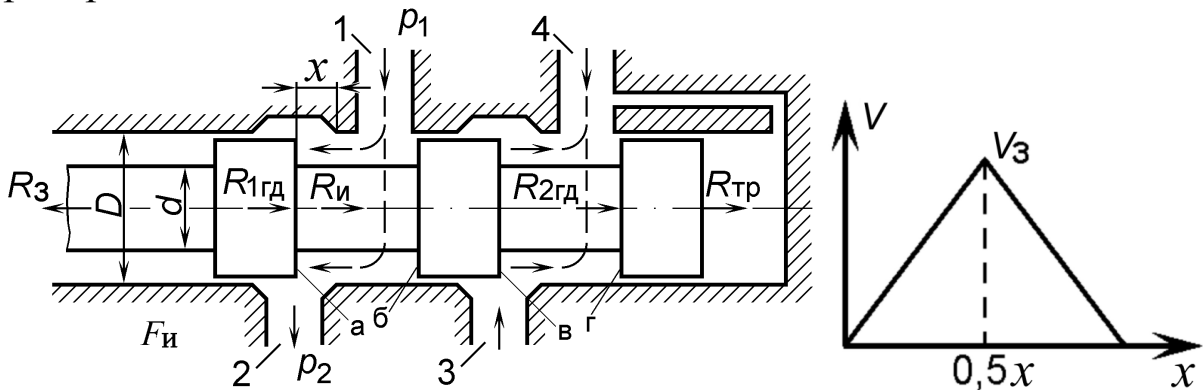


Рис. 4

В золотниковый, например, четырехлинейный распределитель жидкость поступает от насоса через окно 1, а из распределителя она направляется через окно 2 к гидродвигателю (рис. 4). Слив жидкости из гидродвигателя также осуществляется через золотник – через окна 3 и 4.

При установившемся режиме расход жидкости через золотник

$$Q = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где $\mu = 0,67$ – коэффициент расхода; $S_3 = \pi Dx$ – площадь перекрываемого проходного сечения золотника (D – диаметр золотника, x – ширина рабочей щели перекрываемого канала, Δp_3 – перепад давления в золотнике, p_1 – давление на входе, p_2 – давление на выходе золотника).

Осевая сила, необходимая для перестановки золотника (в отсутствие пружинного возврата), определяется выражением

$$R_3 = R_{\text{и}} + R_{\text{Гд}} + R_{\text{тр}},$$

где $R_{\text{и}}$ – сила инерции; $R_{\text{Гд}}$ – осевая гидродинамическая сила; $R_{\text{тр}}$ – сила трения, равная сумме сил трения покоя и движения со смазкой $R_{\text{тр.с}}$, причем по экспериментальным данным сила трения покоя составляет примерно $0,285 R_3$, а сила трения в движении со смазкой

$$R_{\text{тр.с}} = \rho \nu S_3 V_3 / \delta,$$

где ν – кинематическая вязкость; ρ – плотность жидкости; V_3 – скорость движения золотника; S_3 – радиальный зазор между плунжером и корпусом распределителя.

При пропуске жидкости через золотниковый распределитель возникают осевые гидродинамические силы. Одна из них $R_{1\text{Гд}}$ появляется вследствие снижения давления в области кромок выходной щели 5 (рис. 4), а другая $R_{2\text{Гд}}$ – в результате натекания потока на торец сливной кромки 6. Поскольку эти силы действуют в одну сторону, противоположную перестановочной силе R_3 , их определяют суммарно. Например, для четырехлинейного распределителя

$$R_{\text{Гд}} = R_{\text{Гд}1} + R_{\text{Гд}2} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho \Delta p_3},$$

где Q – расход жидкости; ρ – плотность жидкости; Δp_3 – перепад давления в золотнике; α – угол наклона потока относительно оси золотника при вытекании из выточки (согласно теоретическим исследованиям Ю. Е. Захарова $\alpha \approx 69^\circ$).

Сила инерции зависит от ускорения a и приведенной массы m золотника и связанных с ним деталей:

$$R_{\text{и}} = ma.$$

Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневым называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45° .

Устройство аксиально-поршневого насоса показано на рис. 5.

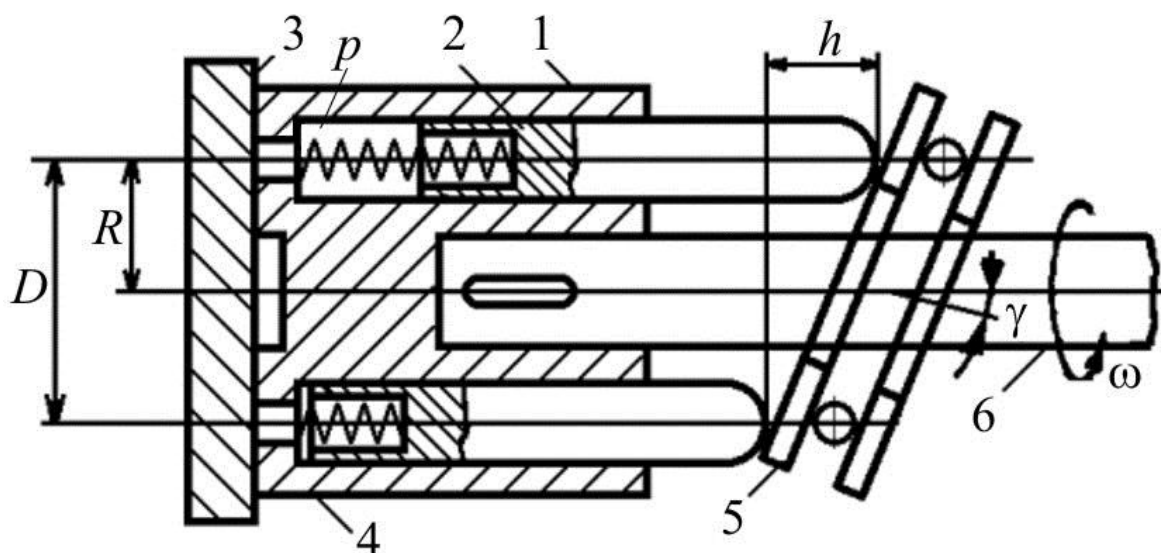


Рис. 5

В роторе 1 параллельно оси его вращения равномерно по окружности диаметра D выполнено несколько сквозных цилиндрических отверстий, которые с одной стороны закрыты подвижными поршнями 2, а с другой – диском 3, который выполняет функции распределительного золотника. Поршни 2 своими выступающими сферическими торцами с помощью пружин 4 постоянно прижаты к наклонному диску 5, установленному в корпусе насоса на упорном подшипнике под углом γ к оси ротора, который приводится во вращение валом 6. При вращении вала поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора, причем на один оборот ротора каждый поршень совершает один всасывающий и один нагнетательный ход. Распределительный диск 3 при этом не вращается. Имеющиеся в нем два дугообразных окна соединены: одно со всасывающим, другое с нагнетательным каналами насоса.

Рабочий объем насоса

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \gamma z,$$

где d – диаметр поршня; z – количество поршней.

Подача аксиально-поршневого насоса рассчитывается по выражению $Q_H = V_o n \eta_o$ (V_o – рабочий объем насоса), а для рассматриваемых насосов $\eta_o = 0,95 \dots 0,98$.

В технике широко применяют аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком. Некоторые типы аксиально-поршневых насосов допускают регулирование рабочего объема и подачи насоса изменением угла γ .

Аксиально-поршневые гидромашины получили значительное распространение в качестве регулируемых и нерегулируемых гидромоторов, частота вращения и крутящий момент которых определяются по формулам

$$n = \frac{Q}{V_o} \eta_{o.гм}; \quad M = \frac{\Delta p_{гм} V_o}{2\pi} \eta_{м.гм}$$

где $\eta_{м.гм}$ – механический КПД гидромотора; $\Delta p_{гм}$ – перепад давления на гидромоторе; $\eta_{o.гм}$ – объемный КПД гидромотора.

Исходные данные

Вариант	D , м	d , м	h , м	D_3 , мм	$S_{др}$, мм ²	R , кН	ρ , кг/м ³	ν , мм ² /с	n_H , мин ⁻¹	n_M , мин ⁻¹	Δp_p , МПа
01	0,28	0,18	0,3	8	2,0	1500	920	46	2800	300	0,15
02	0,28	0,18	0,3	8	2,0	1600	910	40	2600	500	0,175
03	0,28	0,18	0,3	8	2,0	1800	900	30	2400	700	0,2
04	0,28	0,18	0,3	8	2,0	2000	885	20	2200	900	0,225
05	0,28	0,18	0,3	8	2,0	2200	875	10	2000	1100	0,25
06	0,28	0,18	0,3	8	2,0	2400	870	10	1800	1300	0,275
07	0,28	0,18	0,3	8	2,0	2600	865	30	1600	1500	0,3
08	0,28	0,18	0,3	8	2,0	2800	850	20	1400	1700	0,325
09	0,28	0,18	0,3	8	2,0	3000	840	40	1200	1900	0,35
10	0,32	0,2	0,4	10	2,5	1400	930	57	3000	100	0,125
11	0,32	0,2	0,4	10	2,5	1500	920	46	2800	300	0,15
12	0,32	0,2	0,4	10	2,5	1600	910	40	2600	500	0,175
13	0,32	0,2	0,4	10	2,5	1800	900	30	2400	700	0,2
14	0,32	0,2	0,4	10	2,5	2000	885	20	2200	900	0,225
15	0,32	0,2	0,4	10	2,5	2200	875	10	2000	1100	0,25
16	0,32	0,2	0,4	10	2,5	2400	870	10	1800	1300	0,275
17	0,32	0,2	0,4	10	2,5	2600	865	30	1600	1500	0,3
18	0,32	0,2	0,4	10	2,5	2800	850	20	1400	1700	0,325
19	0,32	0,2	0,4	10	2,5	3000	840	40	1200	1900	0,35
20	0,35	0,22	0,5	12	3,0	1400	930	57	3000	100	0,125
21	0,35	0,22	0,5	12	3,0	1500	920	46	2800	300	0,15
22	0,35	0,22	0,5	12	3,0	1600	910	40	2600	500	0,175
23	0,35	0,22	0,5	12	3,0	1800	900	30	2400	700	0,2
24	0,35	0,22	0,5	12	3,0	2000	885	20	2200	900	0,225

Вариант	D , м	d , м	h , м	D_3 , мм	$S_{др}$, мм ²	R , кН	ρ , кг/м ³	v , мм ² /с	n_H , мин ⁻¹	n_M , мин ⁻¹	Δp_p , МПа
25	0,35	0,22	0,5	12	3,0	2200	875	10	2000	1100	0,25
26	0,35	0,22	0,5	12	3,0	2400	870	10	1800	1300	0,275
27	0,35	0,22	0,5	12	3,0	2600	865	30	1600	1500	0,3
28	0,35	0,22	0,5	12	3,0	2800	850	20	1400	1700	0,325
29	0,35	0,22	0,5	12	3,0	3000	840	40	1200	1900	0,35
30	0,37	0,24	0,6	14	3,5	1400	930	57	3000	100	0,125
31	0,37	0,24	0,6	14	3,5	1500	920	46	2800	300	0,15
32	0,37	0,24	0,6	14	3,5	1600	910	40	2600	500	0,175
33	0,37	0,24	0,6	14	3,5	1800	900	30	2400	700	0,2
34	0,37	0,24	0,6	14	3,5	2000	885	20	2200	900	0,225
35	0,37	0,24	0,6	14	3,5	2200	875	10	2000	1100	0,25
36	0,37	0,24	0,6	14	3,5	2400	870	10	1800	1300	0,275
37	0,37	0,24	0,6	14	3,5	2600	865	30	1600	1500	0,3
38	0,37	0,24	0,6	14	3,5	2800	850	20	1400	1700	0,325
39	0,37	0,24	0,6	14	3,5	3000	840	40	1200	1900	0,35
40	0,40	0,26	0,7	16	4,0	1400	930	57	3000	100	0,125
41	0,40	0,26	0,7	16	4,0	1500	920	46	2800	300	0,15
42	0,40	0,26	0,7	16	4,0	1600	910	40	2600	500	0,175
43	0,40	0,26	0,7	16	4,0	1800	900	30	2400	700	0,2
44	0,40	0,26	0,7	16	4,0	2000	885	20	2200	900	0,225
45	0,40	0,26	0,7	16	4,0	2200	875	10	2000	1100	0,25
46	0,40	0,26	0,7	16	4,0	2400	870	10	1800	1300	0,275
47	0,40	0,26	0,7	16	4,0	2600	865	30	1600	1500	0,3
48	0,40	0,26	0,7	16	4,0	2800	850	20	1400	1700	0,325
49	0,40	0,26	0,7	16	4,0	3000	840	40	1200	1900	0,35

Вариант	D , м	d , м	h , м	D_3 , мм	$S_{др}$, мм ²	R , кН	ρ , кг/м ³	v , мм ² /с	n_H , мин ⁻¹	n_M , мин ⁻¹	Δp_p , МПа
50	0,42	0,28	0,8	18	4,5	1400	930	57	3000	100	0,125
51	0,42	0,28	0,8	18	4,5	1500	920	46	2800	300	0,15
52	0,42	0,28	0,8	18	4,5	1600	910	40	2600	500	0,175
53	0,42	0,28	0,8	18	4,5	1800	900	30	2400	700	0,2
54	0,42	0,28	0,8	18	4,5	2000	885	20	2200	900	0,225
55	0,42	0,28	0,8	18	4,5	2200	875	10	2000	1100	0,25
56	0,42	0,28	0,8	18	4,5	2400	870	10	1800	1300	0,275
57	0,42	0,28	0,8	18	4,5	2600	865	30	1600	1500	0,3
58	0,42	0,28	0,8	18	4,5	2800	850	20	1400	1700	0,325
59	0,42	0,28	0,8	18	4,5	3000	840	40	1200	1900	0,35
60	0,44	0,3	0,9	20	5,0	1400	930	57	3000	100	0,125
61	0,44	0,3	0,9	20	5,0	1500	920	46	2800	300	0,15
62	0,44	0,3	0,9	20	5,0	1600	910	40	2600	500	0,175
63	0,44	0,3	0,9	20	5,0	1800	900	30	2400	700	0,2
64	0,44	0,3	0,9	20	5,0	2000	885	20	2200	900	0,225
65	0,44	0,3	0,9	20	5,0	2200	875	10	2000	1100	0,25
66	0,44	0,3	0,9	20	5,0	2400	870	10	1800	1300	0,275
67	0,44	0,3	0,9	20	5,0	2600	865	30	1600	1500	0,3
68	0,44	0,3	0,9	20	5,0	2800	850	20	1400	1700	0,325
69	0,44	0,3	0,9	20	5,0	3000	840	40	1200	1900	0,35
70	0,46	0,32	1	22	5,5	1400	930	57	3000	100	0,125
71	0,46	0,32	1	22	5,5	1500	920	46	2800	300	0,15
72	0,46	0,32	1	22	5,5	1600	910	40	2600	500	0,175
73	0,46	0,32	1	22	5,5	1800	900	30	2400	700	0,2
74	0,46	0,32	1	22	5,5	2000	885	20	2200	900	0,225

Вариант	D , м	d , м	h , м	D_3 , мм	$S_{др}$, мм ²	R , кН	ρ , кг/м ³	v , мм ² /с	n_H , мин ⁻¹	n_M , мин ⁻¹	Δp_p , МПа
75	0,46	0,32	1	22	5,5	2200	875	10	2000	1100	0,25
76	0,46	0,32	1	22	5,5	2400	870	10	1800	1300	0,275
77	0,46	0,32	1	22	5,5	2600	865	30	1600	1500	0,3
78	0,46	0,32	1	22	5,5	2800	850	20	1400	1700	0,325
79	0,46	0,32	1	22	5,5	3000	840	40	1200	1900	0,35
80	0,48	0,34	1,1	24	6,0	1400	930	57	3000	100	0,125
81	0,48	0,34	1,1	24	6,0	1500	920	46	2800	300	0,15
82	0,48	0,34	1,1	24	6,0	1600	910	40	2600	500	0,175
83	0,48	0,34	1,1	24	6,0	1800	900	30	2400	700	0,2
84	0,48	0,34	1,1	24	6,0	2000	885	20	2200	900	0,225
85	0,48	0,34	1,1	24	6,0	2200	875	10	2000	1100	0,25
86	0,48	0,34	1,1	24	6,0	2400	870	10	1800	1300	0,275
87	0,48	0,34	1,1	24	6,0	2600	865	30	1600	1500	0,3
88	0,48	0,34	1,1	24	6,0	2800	850	20	1400	1700	0,325
89	0,48	0,34	1,1	24	6,0	3000	840	40	1200	1900	0,35
90	0,50	0,36	1,2	26	6,5	1400	930	57	3000	100	0,125
91	0,50	0,36	1,2	26	6,5	1500	920	46	2800	300	0,15
92	0,50	0,36	1,2	26	6,5	1600	910	40	2600	500	0,175
93	0,50	0,36	1,2	26	6,5	1800	900	30	2400	700	0,2
94	0,50	0,36	1,2	26	6,5	2000	885	20	2200	900	0,225
95	0,50	0,36	1,2	26	6,5	2200	875	10	2000	1100	0,25
96	0,50	0,36	1,2	26	6,5	2400	870	10	1800	1300	0,275
97	0,50	0,36	1,2	26	6,5	2600	865	30	1600	1500	0,3
98	0,50	0,36	1,2	26	6,5	2800	850	20	1400	1700	0,325
99	0,50	0,36	1,2	26	6,5	3000	840	40	1200	1900	0,35

Составители

Владимир Всеволодович Кузнецов
Кирилл Алексеевич Ананьев
Константин Викторович Начев

ГИДРАВЛИКА

Методические указания и контрольные задания
для студентов специальности 130400.65 «Горное дело»,
специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование»,
заочной формы обучения

Рецензент Л. Е. Маметьев

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 16.06.2014. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 0,9.

Тираж 50 экз. Заказ

КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Издательский центр КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4 А.