

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ
ОБРАЗОВАНИЮ

Утверждено
Главным учебно-методическим
управлением высшего образования

ГИДРАВЛИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов-заочников
инженерно-технических специальностей
высших учебных заведений

ИЗДАНИЕ ЧЕТВЕРТОЕ

Решения задач размещены
на сайте **zadachi24.ru**



Москва «Высшая школа» 1990

ББК 31.56
Г 46
УДК 621.226

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

В первой части курса — гидравлика — изучаются законы равновесия и движения жидкости, рассматриваются способы применения этих законов к решению практических инженерных задач. Во второй и третьей частях — лопастные гидромашины и гидродинамические передачи, объемные насосы и гидравлические приводы — изучаются устройство и принцип действия, теория и элементы расчета насосов, гидравлических приводов и передач, в которых жидкость служит носителем механической энергии.

При изучении материала по учебнику студент должен особое внимание обратить на проработку основных положений темы (раздела), используя для этой цели методические указания, основное предназначение которых — облегчить студенту работу с книгой. Методические указания к каждой теме (разделу) заканчиваются вопросами для самопроверки, охватывающими наиболее существенные положения учебного материала.

Курс целесообразно изучать последовательно по темам (разделам), руководствуясь программой и методическими указаниями. Сначала следует изучить теоретическую часть раздела, затем решить и проанализировать приведенные в учебнике и задачниках примеры и задачи с решениями. После этого необходимо ответить на вопросы для самопроверки. Учебный материал можно считать проработанным и усвоенным только при условии, если студент умеет правильно применить теорию для решения практических задач.

Существенное значение имеет правильный выбор учебника. Не следует одновременно пользоваться несколькими учебниками. Один из учебников, рекомендуемый в списке учебной литературы, должен быть принят в качестве основного. Другие учебники и учебные пособия используют в том случае, если прорабатываемый раздел отсутствует или недостаточно подробно изложен в основном учебнике.

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы/Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. М., 1982
2. Некрасов Б. Б. Гидравлика и ее применение на легковых аппаратах. М., 1967.

Гидравлика: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей высших учебных заведений / И. А. Гилинский. — 4-е изд. — М.: Высш. шк., 1990. — 62 с.: ил.

Г 200403000(430900000)—097
001(01)—90 149—90

ББК 31.56
6П2.3

(С) И. А. Гилинский, 1990

3. Гидравлика и гидропривод/Гейер В. Т., Дулин В. С., Боруменский А. Г., Заря А. Н. М., 1970.
4. Осипов П. Е. Гидравлика и гидравлические машины. М., 1965.
5. Сборник задач по машиностроительной гидравлике/Под ред. И. И. Куколевского и Л. Г. Подвидза. М., 1981.
6. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач/Под ред. С. С. Руднева и Л. Г. Подвидза. М., 1974.

Дополнительная

7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. М., 1971.
8. Ковальчук П. В. Гидропривод горных машин М., 1967.
9. Ибатуллов К. А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности. М., 1972.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ТЕМАМ И РАЗДЕЛАМ КУРСА

ЧАСТЬ I. ГИДРАВЛИКА

1. Основные свойства жидкости

Определение жидкости. Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости. Сжимаемость. Закон Ньютона для жидкостного трения. Вязкость. Поверхностное натяжение. Давление насыщенного пара жидкости. Растворение газов в жидкости. Модель идеальной жидкости. Неньютоновские жидкости.

Методические указания

По своим физическим свойствам жидкости занимают промежуточное положение между твердыми телами и газами. Жидкость весьма мало изменяет свой объем при изменении давления или температуры, в этом отношении она сходна с твердым телом. Жидкость обладает текучестью, благодаря чему она не имеет собственной формы и принимает форму того сосуда, в котором находится. В этом отношении жидкость отличается от твердого тела и имеет сходство с газом. Свойства жидкостей и их отличие от твердых тел и газов обусловливаются молекулярным строением. Следует уяснить, каким образом особенности молекулярного строения влияют на физические свойства жидкости.

Покоящаяся жидкость подвержена действию двух категорий внешних сил: массовых и поверхностных. Массовые силы пропорциональны массе жидкости или для однородных жидкостей — ее объему. Внешние

поверхностные силы непрерывно распределены по граничной поверхности жидкости. Следует знать, какие силы относятся к массовым (объемным) и к поверхностным силам, какие силы называются внешними и какие внутренними.

В покоящейся жидкости может существовать только напряжение сжатия, т. е. давление. Необходимо четко представлять разницу между понятиями среднего гидростатического давления, гидростатического давления в точке, выраженных в единицах напряжения, и понятием суммарного гидростатического давления на поверхность, выраженного в единицах силы.

В гидравлике при изучении законов равновесия и движения широко пользуются различными физическими характеристиками жидкости (например, плотность). Студенту нужно уметь определять основные физические характеристики жидкости, знать единицы этих характеристик.

Следует также рассмотреть основные физические свойства капельных жидкостей: сжимаемость, тепловое расширение, вязкость и др.

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению слоев, вызывающему деформацию сдвига. Это свойство проявляется в том, что в жидкости при ее движении возникает сила сопротивления сдвига, называемая силой внутреннего трения. При прямолинейном слоистом движении жидкости сила внутреннего трения T между перемещающимися один относительно другого слоями с площадью соприкосновения S определяется законом Ньютона:

$$T = \pm \mu S \frac{du}{dn} \text{ или } \frac{T}{S} = \tau = \pm \frac{du}{dn}. \quad (1)$$

Динамический коэффициент вязкости μ не зависит от давления и от характера движения, а определяется лишь физическими свойствами жидкости и ее температурой. Как видно из (1), сила T и касательное напряжение τ пропорциональны градиенту скорости u по нормали n к поверхности трения du/dn , который представляет собой изменение скорости жидкости в направлении нормали на единицу длины нормали. Жидкости, для которых зависимость изменения касательных напряжений от скорости деформации отличается от закона Ньютона (1), называются неньютоновскими или аномальными жидкостями.

Учет сил вязкости значительно осложняет изучение законов движения жидкости. С другой стороны, капельные жидкости незначительно изменяют свой объем при изменении давления и температуры. В целях упрощения постановки задач и их математического решения создана модель идеальной жидкости. Идеальной жидкостью называется воображаемая жидкость, которая характеризуется полным отсутствием вязкости и абсолютной неизменяемостью объема при изменении давления и температуры. Переход от идеальной жидкости к реальной

осуществляется введением в конечные расчетные формулы поправок, учитывающих влияние сил вязкости и полученных главным образом опытным путем. При изучении гидродинамики следует проследить особенности перехода от идеальной жидкости к реальной.

В гидравлике жидкость рассматривается как сплошная среда (континуум), т. е. среда, масса которой распределена по объему непрерывно. Это позволяет рассматривать все характеристики жидкости (плотность, вязкость, давление, скорость и др.) как функции координат точки и времени, причем в большинстве случаев эти функции предполагаются непрерывными.

Литература: [1, с. 8—15]; [2, с. 9—18]; [3, с. 9—17]; [4, с. 9—14]; [6, с. 4—12]; [8, с. 5—10].

Вопросы для самопроверки

1. В чем отличие жидкостей от твердых тел и газов?
2. Какова взаимосвязь между плотностью и удельным весом жидкости? Укажите их единицы.
3. Что называется коэффициентом объемного сжатия жидкости? Какова его связь с модулем упругости?
4. Что называется вязкостью жидкости. В чем состоит закон вязкого трения Ньютона?
5. В чем принципиальная разница между силами внутреннего трения в жидкости и силами трения при относительном перемещении твердых тел?
6. Какова связь между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости? Укажите их единицы.
7. Укажите свойства идеальной жидкости. С какой целью в гидравлике введено понятие об идеальной жидкости? В каких случаях при практических расчетах жидкость можно считать идеальной?

2. Гидростатика

Свойства давления в неподвижной жидкости. Уравнение Эйлера равновесия жидкости. Интегрирование уравнения Эйлера. Поверхности равного давления. Свободная поверхность жидкости. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля. Приборы для измерения давления. Сила давления жидкости на плоские и криволинейные стенки. Закон Архимеда. Плавание тел. Относительный покой жидкости.

Методические указания

Два свойства гидростатического давления обусловлены тем, что покоящаяся жидкость не воспринимает касательных и растягивающих усилий. Знание этих свойств позволяет понять физический смысл формул статического силового воздействия жидкости на твердые тела.

Наиболее общими уравнениями гидростатики являются дифференциальные уравнения Эйлера, устанавливающие связи между массовыми

и поверхностными силами, действующими в жидкости. При изучении этих уравнений следует усвоить физический смысл всех входящих в них величин. Эти уравнения позволяют просто и быстро решать задачи как в случае абсолютного покоя жидкости, когда на жидкость из массовых сил действует только сила тяжести, так и в случае относительного покоя, когда к силе тяжести присоединяются силы инерции. В случае действия на жидкость одной лишь силы тяжести интегрирование уравнений Эйлера дает основное уравнение гидростатики

$$p_2 = p_1 + \gamma h, \quad (2)$$

где p_1 и p_2 — давления в точках 1 и 2; h — глубина погружения точки 2 относительно точки 1; γ — удельный вес жидкости; γh — весовое давление столба жидкости глубиной h .

В зависимости от способа отсчета различают абсолютное, избыточное (манометрическое) и вакуумметрическое давление. Следует знать взаимосвязь этих величин.

В уравнении (2) точка 1 может лежать на свободной поверхности жидкости. При этом весовое давление γh будет избыточным давлением только в том случае, когда давление на свободную поверхность равно атмосферному давлению.

Весьма важными понятиями в гидравлике являются пьезометрическая высота и гидростатический напор. Пьезометрическая высота выражает в метрах столба жидкости избыточное (или абсолютное) давление в рассматриваемой точке жидкости. Гидростатический напор равен сумме геометрической z и пьезометрической p/γ высот. Для всех точек данного объема покоящейся жидкости гидростатический напор относительно выбранной плоскости сравнения есть постоянная величина.

Воздействие жидкости на плоские и криволинейные поверхности наглядно отражается эпюрами давления. Площадь (объем) эпюры дает величину силы давления, а центр тяжести этой площади (объема) — точку приложения силы давления. Аналитическое рассмотрение задачи позволяет получить весьма простые расчетные формулы. В случае плоской поверхности любой формы величина силы гидростатического давления равна смоченной площади этой поверхности, умноженной на гидростатическое давление в центре тяжести площади. Точка приложения силы гидростатического давления (центр давления) лежит всегда ниже центра тяжести (за исключением давления на горизонтальную плоскость, когда они совпадают). Следует указать, что формула для определения координаты центра давления дает точку приложения силы только гидростатического давления без учета давления на свободную поверхность (см. вывод формулы в любом учебнике гидравлики).

Для криволинейных цилиндрических поверхностей обычно определяют горизонтальную и вертикальную составляющие полной силы гид-

ростатического давления. Определение вертикальной составляющей связано с понятием «тела давления», которое представляет собой действительный или воображаемый объем жидкости, расположенный над цилиндрической поверхностью. Линия действия горизонтальной составляющей проходит через центр давления вертикальной проекции криволинейной поверхности, а линия действия вертикальной составляющей — через центр тяжести тела давления.

При изучении этого раздела студенту полезно рассмотреть несколько конкретных примеров построения тел давления для цилиндрических поверхностей, определить самостоятельно вертикальную и горизонтальную составляющие силы давления, точки их приложения и результирующую силу.

Необходимо рассмотреть давление жидкости на стенки труб и резервуаров и расчетные формулы для определения толщины их стенок.

Литература: [1, с. 16–39]; [2, с. 19–47]; [3, с. 17–34]; [4, с. 15–60]; [5, с. 7–103]; [6 с. 12–16]; [8, с. 10–22]

Вопросы для самопроверки

1. Каковы свойства гидростатического давления?
2. Объясните физический смысл величин, входящих в дифференциальные уравнения равновесия жидкости Эйлера.
3. Что такое поверхность равного давления и каковы ее форма и уравнение при абсолютном покое жидкости, в случае движения сосуда по горизонтальной плоскости с ускорением, при вращении сосуда вокруг вертикальной оси?
4. Как формулируется закон Паскаля и какова его связь с основным уравнением гидростатики?
5. Приведите примеры гидравлических установок, действие которых основано на законе Паскаля.
6. Каковы соотношения между абсолютным давлением, избыточным и вакуумом? Что больше: абсолютное давление, равное 0,12 МПа, или избыточное, равное 0,06 МПа?
7. Чему равна пьезометрическая высота (в метрах водяного столба) для атмосферного давления?
8. Почему центр давления всегда находится ниже центра тяжести смоченной поверхности наклонной плоской стены?
9. Сформулируйте закон Архимеда. В каких случаях положение судна будет остойчивым и неостойчивым?

3. Кинематика и динамика жидкости

Виды движения жидкости. Основные понятия кинематики жидкости: линия тока, трубка тока, струйка, нормальное сечение, расход. Поток жидкости. Средняя скорость. Уравнение расхода. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости. Уравнение Бернулли для установившегося движения идеальной жидкости. Геометрическое и энергетическое толкование уравнения Бернулли. Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости. Коэффициент Кориолиса. Общие сведения о гидравлических потерях. Виды гидравлических потерь. Трубка Пито, водомер Вентури.

Методические указания

Одним из основных уравнений гидродинамики является уравнение постоянства расхода (уравнение неразрывности), которое для плавно изменяющегося и параллельностороннего движения может быть представлено в виде $v \cdot S = \text{const}$ (вдоль потока), откуда для двух сечений 1 и 2 получим $v_1/v_2 = S_2/S_1$, т. е. средние скорости потока обратно пропорциональны площадям живых сечений.

Следует уяснить, что уравнение постоянства расхода справедливо только при соблюдении ряда допущений, на которых основан логический вывод этого уравнения.

Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости Эйлера дают общую зависимость между скоростями и ускорениями движущихся частиц жидкости и силами, действующими на эти частицы. Интегрирование этих уравнений для элементарной струйки идеальной жидкости приводит к основному уравнению гидродинамики — уравнению Бернулли, которое можно получить также и непосредственно, применив к бесконечно малому объему жидкости теоремы механики, например теорему живых сил.

Уравнение Бернулли представляет собой частный случай закона сохранения энергии. Все члены уравнения Бернулли отнесены к единице веса жидкости, поэтому все виды энергии в этом уравнении имеют линейную размерность. При рассмотрении уравнения Бернулли для простейшего случая движения элементарной струйки невязкой (идеальной) жидкости следует уяснить геометрический и физический (энергетический) смысл уравнения в целом и его отдельных членов, а также обратить внимание на условия применимости уравнения Бернулли к элементарной струйке.

При распространении уравнения Бернулли для элементарной струйки на поток реальной жидкости возникает ряд трудностей, которые преодолеваются введением соответствующих ограничений и поправок. Уравнение Бернулли составляется для двух живых сечений потока, в которых течение параллельностороннее или плавно изменяющееся. Живые сечения здесь плоские, поэтому отсутствуют ускорения вдоль живых сечений, а из массовых сил действует только сила тяжести. Следовательно, в этих сечениях (участках) справедливы законы гидростатики, в частности постоянство гидростатического напора для всех точек живого сечения относительно любой плоскости сравнения. Между плавно изменяющимися течениями (участками) потока, связанными уравнением Бернулли, поток может быть и резко изменяющимся. При определении кинетической энергии потока по средней скорости в данном сечении вводится поправка в виде коэффициента Кориолиса α , учитывающего неравномерность распределения скоростей по живому сечению.

При решении практических инженерных задач уравнение Бернулли и уравнение постоянства расхода используются совместно. При этом

они составляют систему из двух уравнений, позволяющую решать задачи с двумя неизвестными.

Если для струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии, то для потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергии с учетом гидравлических потерь. Гидравлическими потерями называется работа сил трения, затраченная на перемещение единицы веса жидкости из одного сечения в другое. Энергия потока, израсходованная на работу сил трения, превращается в тепловую энергию и рассеивается в пространстве.

Литература: [1, с. 40—61]; [2, с. 48—72]; [3, с. 37—57]; [4, с. 61—87]; [6, с. 16—21]; [8, с. 23—32].

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение и приведите примеры основных видов движения жидкости: установившегося и неустановившегося, напорного и безнапорного, равномерного и неравномерного, медленно изменяющегося.
2. Что такое линия тока, трубка тока и элементарная струйка?
3. При каких условиях сохраняется постоянство расхода вдоль потока?
4. Укажите физический смысл величин, входящих в дифференциальные уравнения гидродинамики Эйлера.
5. Объясните геометрический и физический смысл понятий: геодезический, пьезометрический и гидравлический уклоны. Может ли быть отрицательным гидравлический уклон? пьезометрический уклон?
6. Когда линия полной энергии и пьезометрическая линия параллельны? Когда в направлении движения жидкости эти линии сближаются и когда удаляются одна от другой?
7. Какие существуют ограничения в применении уравнения Бернулли?
8. К каким выражениям приводится уравнение Бернулли в случаях: а) неподвижной жидкости; б) равномерного движения в горизонтальном трубопроводе; в) истечения жидкости из сосуда через круглое небольшое отверстие.
9. Каковы причины возникновения потерь напора при движении вязкой жидкости? Дайте определение понятию «гидравлические потери напор».

4. Режим движения жидкости и основы гидродинамического подобия

Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости. Число Рейнольдса. Основы теории гидродинамического подобия.

Методические указания

Для использования уравнения Бернулли при решении практических инженерных задач необходимо знать гидравлические потери (потери

напора), имеющие место при движении жидкости. Эти потери в значительной степени зависят от того, будет ли режим движения в потоке турбулентным или ламинарным.

Наличие того или иного режима в трубопроводе обуславливается соотношением трех факторов, входящих в формулу безразмерного критерия Рейнольдса $Re = vd/v$, где v — средняя скорость движения жидкости; d — диаметр трубопровода; v — коэффициент кинематической вязкости.

При изучении режимов движения жидкости следует уяснить различия в структуре потоков. Нужно знать формулу числа Рейнольдса и его критическое значение, отчетливо представлять его физический смысл.

В гидравлике широко применяется метод моделирования, когда исследуется не само явление или установка, а их модель, обычно меньших размеров. Основой моделирования является теория гидродинамического подобия.

Для установившегося движения однородных несжимаемых жидкостей необходимым и достаточным условием гидродинамического подобия является геометрическое, кинематическое и динамическое подобие потоков. Следует четко представлять содержание этих частичных критериев подобия. Для полного гидродинамического подобия необходима пропорциональность всех сил, действующих в потоке, но подобие по одним силам часто исключает подобие по другим силам. Поэтому считается достаточным получение приближенного подобия по силам, преобладающим в данном потоке. Критериями такого подобия являются критерий Рейнольдса (преобладание сил трения), критерий Фруда (силы тяжести), критерий Эйлера (силы давления).

Особое внимание следует обратить на критерий Рейнольдса. Он представляет собой отношение сил инерции к силам трения. Теперь можно более глубоко разобраться в физическом смысле числа, или критерия Рейнольдса: режимы движения жидкости и переход одного режима в другой объясняются преобладанием силы инерции или силы трения в потоке, т. е. величиной Re . Как будет видно из дальнейшего, многие величины, характеризующие движение жидкости, могут быть представлены как функции Re .

Литература: [1, с. 62—74]; [2, с. 73—87]; [3, с. 57—65]; [4, с. 90—94]; [5, с. 103—120]; [6, с. 21—28]; [8, с. 33—35, 64—67].

Вопросы для самопроверки

1. От каких характеристик потока зависит режим движения жидкости?
2. В чем отличие турбулентного течения от ламинарного?
3. Поясните физический смысл и практическое значение критерия Рейнольдса.
4. Сформулируйте условия гидродинамического подобия

потоков и гидравлических машин. 5. Объясните физический смысл критерия Рейнольдса, Фруда, Эйлера. В каких случаях должны применяться эти критерии?

5. Ламинарное движение жидкости

Распределение скоростей по сечению круглой трубы. Потери напора на трение по длине трубы (формула Пуазейля). Начальный участок потока. Ламинарное движение в плоских и кольцевых зазорах. Особые случаи ламинарного течения (переменная вязкость, облитерация).

Методические указания

В ламинарном потоке частицы жидкости движутся слоями с различными скоростями параллельно оси трубы без перемешивания. В таком потоке касательные напряжения подчиняются закону Ньютона. Используя общий закон распределения касательных напряжений и закон Ньютона, можно получить дифференциальное уравнение, из которого строго математически выводятся основные закономерности ламинарного движения: распределение скоростей по живому сечению трубопровода; максимальная и средняя скорости; коэффициент Кориолиса α ; закон сопротивления трения (формула Пуазейля); коэффициент гидравлического трения λ в формуле Дарси.

Теоретические результаты хорошо подтверждаются опытом для потоков, в которых отсутствует теплообмен с окружающей средой.

Из формулы Пуазейля следует, что потери напора на трение по длине трубопровода пропорциональны средней скорости потока и коэффициенту кинематической вязкости жидкости.

Литература: [1, с. 75—94]; [2, с. 88—107]; [3, с. 65—74]; [4, с. 94—98]; [5, с. 187—225]; [6, с. 111—121]; [8, с. 35—37].

Вопросы для самопроверки

- Укажите закон распределения касательных напряжений в цилиндрическом трубопроводе. Для каких режимов этот закон действителен?
- Изобразите эпюру скоростей в цилиндрическом трубопроводе при ламинарном движении жидкости. Каково соотношение между средней и максимальной скоростями?
- От каких параметров потока зависят потери на трение по длине при ламинарном движении жидкости?
- Каковы особенности движения жидкости в начальном участке ламинарного течения? Как определить длину этого участка и потери напора в нем?
- Каковы особенности движения жидкости в плоских и цилиндрических зазорах?

6. Тurbulentное движение жидкости

Особенности турбулентного движения жидкости. Пульсация скоростей и давлений. Распределение осредненных скоростей по сечению. Касательные напряжения в турбулентном потоке. Потери напора в

трубах. Формула Дарси и коэффициент потерь на трение по длине (коэффициент Дарси). Шероховатость стенок абсолютная и относительная. Графики Никурадзе и Мурина. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Формулы для определения коэффициента Дарси и область их применения. Турбулентное движение в некруглых трубах.

Методические указания

Турбулентный поток характеризуется беспорядочным, хаотичным движением частиц жидкости. Из-за сложности явлений до сих пор не создано достаточно удовлетворительной теории турбулентного движения, которая непосредственно вытекала бы из основных уравнений гидродинамики и хорошо подтверждалась опытом (как для ламинарного движения). Поэтому все выводы и расчетные соотношения получены экспериментально и в результате теоретического исследования упрощенных моделей турбулентного течения.

Прежде всего следует уяснить механизм турбулентного перемешивания и пульсации скоростей. Далее рассмотрите структуру и физическую природу касательных напряжений, которые определяются как сумма напряжений, вызванных действием сил вязкости и обусловленных турбулентным перемешиванием. Определение последних основано на полуэмпирических теориях Прандтля и Кармана, получивших дальнейшее развитие в трудах советских ученых.

Потери на трение по длине определяются по формуле Дарси, которая может быть получена из соображений размерности.

Центральным вопросом темы является определение коэффициента гидравлического трения λ в формуле Дарси. В общем случае коэффициент λ является функцией числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости k/d :

$$\lambda = f\left(Re; \frac{k}{d}\right), \quad (3)$$

где k — абсолютная шероховатость; d — диаметр трубы.

Наиболее полно зависимость (3) раскрывается графиком Никурадзе, который получен экспериментально на трубах с искусственной зернистой равномерной шероховатостью. На графике можно выделить пять зон, каждая из которых характеризуется определенной внутренней структурой потока и в соответствии с этим определенной зависимостью λ от Re и k/d .

1. Зона изменения Re от 0 до 2320. Ламинарный режим потока. Здесь $\lambda = f(Re)$. По Пуазейлю,

$$\lambda = 64/Re. \quad (4)$$

2. Зона изменения Re от 2320 до ~ 4000 . Неустойчивая зона переключающейся турбулентности, когда на отдельных участках возникают области турбулентного режима, которые разрастаются, а затем исчезают.

ют и снова появляются. Изменение структуры потока сопровождается колебаниями величины λ . Зона не рекомендуется для применения в гидравлических системах.

3. Зона чисел Re от ~ 4000 до $\sim 10d/k$. Поток характеризуется турбулентным ядром и пристенным (пограничным) ламинарным слоем, который затапливает шероховатости внутренней поверхности трубы, ввиду чего коэффициент λ не зависит от k/d и зависит только от Re . Здесь трубы работают как «гидравлически гладкие». Для этой зоны, по Блазиусу,

$$\lambda = 0,3164 / \sqrt[4]{Re}. \quad (5)$$

4. Зона, в которой $\lambda = f(Re; \frac{k}{d})$. Пределы зоны определяются соотношением $10d/k < Re < (500d)/k$. Переходная зона к «гидравлически шероховатым» трубам. Пристенный ламинарный слой равен (или меньше) высоте выступов шероховатости.

5. Зона больших чисел $Re > (500d)/k$ и, следовательно, интенсивной турбулентности. Трубы «гидравлически шероховатые». Коэффициент λ не зависит от Re и является функцией только k/d .

Как показали более поздние исследования, результаты экспериментов Никурадзе для «гидравлически шероховатых» труб нельзя перенести на трубы с естественной шероховатостью. Оказалось, что в четвертой и пятой зонах общий характер зависимости (3) сохраняется, но вид кривых на графике для различных типов шероховатостей получается различным, т. е. на λ влияет не только величина k/d , но и характер шероховатости стенок труб. Для реальных технических труб с естественной шероховатостью для определения λ в четвертой зоне может быть рекомендована формула Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}, \quad (6)$$

а для пятой зоны — формула Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0.125}. \quad (7)$$

Здесь k_s — эквивалентная абсолютная шероховатость, т. е. такая равномерная зернистая шероховатость Никурадзе, которая при расчетах дает такой же коэффициент λ , как и естественная шероховатость.

Отметим, что при малых $Re (< 10 \cdot d/k)$ формула (6) переходит в формулу (5) для гидравлически гладких труб, а при больших $Re (> 500 d/k)$ обращается в формулу (7) для вполне «гидравлически шероховатых» труб.

Вместо расчетных формул (5), (6) и (7) для определения λ можно пользоваться графиком Г. А. Мурина.

Литература: [1, с. 95—106]; [2, с. 108—127]; [3, с. 74—82]; [4, с. 98—111]; [5, с. 226—265]; [6, с. 121—130]; [8, с. 37—38].

Вопросы для самопроверки

1. В чем отличие турбулентного течения от ламинарного? 2. Чем отличается распределение скоростей в цилиндрическом трубопроводе при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости? При каком режиме имеет место большая неравномерность скоростей и почему? 3. Объясните понятие «гладкие» и «шероховатые» поверхности. Может ли одна и та же труба быть «гидравлически гладкой» и «гидравлически шероховатой»? В каком случае? 4. Объясните основные линии и зоны сопротивления на графике Никурадзе. 5. Какова зависимость между потерей напора и средней скоростью течения жидкости в различных зонах и линиях на графике Никурадзе? 6. От каких факторов зависит коэффициент гидравлического трения при турбулентном течении и по каким формулам его можно определить? 7. Каковы особенности расчета потерь на трение по длине для некруглых трубопроводов?

7. Местные гидравлические сопротивления

Основные виды местных сопротивлений. Коэффициент местных сопротивлений. Местные потери напора при больших числах Рейнольдса. Внезапное расширение трубы (теорема Борда). Диффузоры. Сужение трубы. Колена. Местные потери напора при малых числах Рейнольдса. Эквивалентные длины труб. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях.

Методические указания

Местные сопротивления представляют собой короткие участки трубопроводов, на которых происходят изменения величины и направления скоростей потока, вызванные изменением размеров и формы сечения трубопровода, а также направления его продольной оси. Потери энергии в местных сопротивлениях, отнесенные к единице веса протекающей жидкости, называются местными потерями напора. Потери в местных сопротивлениях делятся на потери трения и вихревые потери. Следует рассмотреть, как эти факторы проявляются в конкретных местных сопротивлениях.

В общем случае коэффициент местного сопротивления ξ (в формуле для определения потерь в местных сопротивлениях) зависит от формы местного сопротивления, относительной шероховатости стенок, распределения скоростей в граничных сечениях потока перед местным сопротивлением и после него и от чисел Рейнольдса. Следует уяснить, как эта общая зависимость конкретизируется для различных зон турбулентного течения и при ламинарном течении. Отметим, что в технических установках в большинстве случаев имеет место турбулентный

режим, соответствующий пятой зоне квадратичного сопротивления, где коэффициент ξ не зависит от Re и где проявляется автомодальность. Если в трубопроводе до и после местного сопротивления имеет место ламинарный режим (жидкости с повышенной кинематической вязкостью), то в местных сопротивлениях, как правило, возникает турбулентное течение.

Весьма существен вопрос о взаимном влиянии местных сопротивлений. Простое суммирование потерь в местных сопротивлениях (так называемый принцип наложения потерь) дает правильные результаты, если сопротивления расположены друг от друга на расстоянии, превышающем длину взаимного влияния, составляющую (30—40) d .

Литература: [1, с. 107—121]; [2, с. 128—146]; [3, с. 82—87]; [4, с. 111—117]; [5, с. 148—186]; [6, с. 139—150]; [8, с. 42—46].

Вопросы для самопроверки

1. Какие сопротивления называются местными?
2. По какой формуле определяются потери, вызванные местными сопротивлениями?
3. Как определить потерю напора при внезапном расширении трубопровода?
4. В каком сечении берется средняя скорость, входящая в формулу потерь?
5. В чем принцип наложения потерь?
6. Как определяется коэффициент сопротивления системы трубопроводов (суммарный коэффициент сопротивления)?

8. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре. Коэффициенты сопротивления, сжатия, скорости, расхода. Истечение жидкости через цилиндрический насадок. Насадки различного типа. Истечение при переменном напоре. Понятие о струйной технике.

Методические указания

Отверстие называется малым, если можно пренебречь изменением давления по его площади. Насадками называются небольшие по длине трубы $\sim l = (3\dots 6)d$, присоединенные к таким отверстиям. Прежде всего следует уяснить характер и особенности движения жидкости в процессе истечения (сжатые струи, образование вакуума).

В гидравлике истечения через отверстия и насадки есть много общего. Скорость истечения и вытекающий расход рассчитываются по общим формулам, выведенным на основе уравнения Бернулли, причем потери при истечении определяются как местные потери. Общими являются также гидравлические характеристики (коэффициенты расхода, скорости, сжатия, сопротивления).

Следует знать физический смысл коэффициентов сжатия, скорости и расхода, зависимость их числовых значений от типа и формы отверстий и насадков и от критерия Рейнольдса. Нужно также обратить внимание на то, что при $Re > 10^5$ влияние сил вязкостного трения на коэффициенты истечения практически отсутствует (квадратическая зона сопротивления). При этом коэффициенты истечения зависят только от формы отверстий и насадков. Это позволяет с успехом использовать отверстия с острой кромкой и с насадками в качестве измерителей расхода.

При истечении при переменном напоре (опорожнение сосудов) расчетными являются формулы для определения времени опорожнения.

Литература: [1, с. 122—136]; [2, с. 147—185]; [3, с. 108—118]; [4, с. 146—162]; [5, с. 121—145]; [6, с. 171—177]; [8, с. 57—62].

Вопросы для самопроверки

1. Как связаны между собой коэффициенты сопротивления, сжатия, скорости и расхода? Поясните физический смысл этих коэффициентов.
2. В каком случае сжатие струи называется неполным, несовершенным? Как неполнота и несовершенство сжатия влияют на коэффициент расхода?
3. Как рассчитываются затопленные отверстия и насадки?
4. Какое влияние оказывает вязкость жидкости при истечении из отверстий и насадков?
5. Как изменяются расход и скорость при истечении жидкости через цилиндрический насадок по сравнению с истечением ее из круглого отверстия того же диаметра и под тем же напором?
6. Чем отличается «насадок» от «трубы»?
7. В чем особенности истечения жидкости из большого отверстия по сравнению с истечением ее из малого отверстия?

9. Гидравлический расчет трубопроводов

Основное расчетное уравнение простого трубопровода. Понятие об определении экономически наивыгоднейшего диаметра трубопровода. Сифонный трубопровод. Последовательное и параллельное соединение трубопроводов. Сложные трубопроводы. Трубопровод с насосной подачей.

Методические указания

Для гидравлического расчета трубопроводов применяются уравнение Бернулли, формулы для определения потерь напора на трение по длине и в местных сопротивлениях, уравнение постоянства расхода.

Для нахождения различных гидравлических характеристик трубопроводов применяются расчетные таблицы. К числу основных гидравлических характеристик относится расходная характеристика.

В зависимости от гидравлической схемы работы и от методов гидравлического расчета различают трубопроводы короткие и длинные, простые и сложные, разветвленные и замкнутые, с транзитными и путевыми расходами жидкости. Следует уяснить различие между перечисленными типами трубопроводов и особенности их гидравлических расчетов. Все случаи расчета простых трубопроводов сводятся к трем типовым задачам по определению: 1) расхода, 2) напора, 3) диаметра трубопровода. Следует знать методику решения этих задач.

При расчете сложных трубопроводов составляется система уравнений, которые устанавливают связь между размерами труб, расходами жидкости и напорами. Эта система состоит из уравнений баланса расходов для каждого узла и уравнений баланса напоров (уравнений Бернулли) для каждой ветви трубопровода.

Литература: [1, с. 137—152]; [2, с. 204—225]; [3, с. 87—89]; [4, с. 117—140]; [5, с. 225—301]; [8, с. 48—52].

Вопросы для самопроверки

1. Какие трубопроводы называются короткими и длинными, простыми и сложными? В чем особенности гидравлического расчета таких трубопроводов?
2. Изложите методику решения трех типовых задач расчета простого короткого трубопровода.
3. Какова особенность расчета трубопроводов с параллельным соединением линий?
4. Чем отличается определение диаметра магистрального трубопровода и его ответвлений при расчете тупиковой водопроводной сети?
5. Что такое сифон и каковы особенности его гидравлического расчета?
6. В чем особенность расчета трубопроводов с насосной подачей жидкости?

10. Неустановившееся движение жидкости

Неустановившееся движение несжимаемой жидкости в жестких трубах с учетом инерционного напора. Явление гидравлического удара. Формула Жуковского для прямого удара. Понятие о непрямом ударе. Способы ослабления гидравлического удара.

Методические указания

Интегрирование дифференциального уравнения неустановившегося движения жидкости в напорном трубопроводе в предположении, что трубы обладают абсолютно жесткими стенками, а жидкость несжимаема, приводит к уравнению Бернулли с инерционным членом. Инерционный член учитывает напор, затраченный на преодоление локальных сил инерции, т. е. сил инерции, обусловленных ускорением (или замедлением) всего объема жидкости в трубопроводе. В случае плавно изменяющегося движения локальные ускорения определяются по изменению

средних скоростей в сечениях потока. Для параллельно-струйного движения (трубопровод постоянного сечения) локальное ускорение в каждый момент времени одинаково для всех сечений потока, т. е. жидкость условно представляется как твердое тело.

Если ускорения в потоке достаточно велики, то предположение о неупругости системы становится неприемлемым. Учет упругих свойств жидкости и стенок трубопровода приводит к рассмотрению процесса распространения вдоль трубопровода упругих волн деформации и связанных с ними волн резкого повышения и понижения давления, приводит к явлению гидравлического удара.

Гидравлическим ударом называется повышение или понижение давления в напорном трубопроводе, вызванное изменением во времени (в некотором сечении трубопровода) скорости движения жидкости. Явление гидравлического удара было теоретически и экспериментально изучено в конце XIX в. Н. Е. Жуковским в связи с многочисленными авариями московского водопровода.

Гидравлический удар чаще всего возникает в случае быстрого закрытия или открытия затвора, управляющего потоком в трубопроводе. Различают прямой удар, когда время закрытия затвора меньше фазы гидравлического удара (время пробега ударной волны от затвора к резервуару и обратно), и непрямой удар, при котором время закрытия затвора больше фазы гидравлического удара.

Формула Н. Е. Жуковского $p = \rho Cv$ дает зависимость величины ударного повышения давления p от плотности жидкости ρ , скорости распространения ударной волны C , уменьшения скорости в трубе перед краном вследствие его закрытия v . Формула применима для расчета прямого и непрямого удара и учитывает как сжатие жидкости, так и растяжение стенок трубы при ударном повышении давления.

После уяснения физической сущности гидравлического удара и методов его расчета следует рассмотреть меры борьбы с ним.

Литература: [1, с. 153—164]; [2, с. 186—203]; [3, с. 99—106]; [4, с. 140—146]; [5, с. 305—378]; [8, с. 52—57].

Вопросы для самопроверки

1. Напишите формулу для определения инерционного напора. Объясните физический смысл входящих в нее величин.
2. Как изменится положение пьезометрической линии для трубы с постоянным диаметром при возникновении положительного и отрицательного локального ускорения?
3. Что называется прямым и непрямым гидравлическим ударом? Что называется фазой гидравлического удара? Как она влияет на повышение давления при гидравлическом ударе?
4. Что такая скорость распространения ударной волны? От каких величин она зависит?
5. Чем гасится колебательный процесс, имеющий место при гидравлическом ударе?
6. Как можно уменьшить или предотвратить ударное

повышение давления? 7. Что называется отрицательным гидравлическим ударом и когда он может возникнуть?

11. Взаимодействие потока со стенками

Воздействие струи на твердые преграды. Силы воздействия потока на стенки.

Методические указания

Настоящий раздел необходим для понимания принципа действия гидравлических машин, изучаемых во второй части курса. Следует хорошо разобраться в физической и механической сущности активного и реактивного взаимодействия между струей и твердой преградой, и сопротивлении твердых тел, движущихся в жидкости.

Литература: [1, с. 165—171]; [3, с. 118—128]; [4, с. 102—174]; [5, с. 376—406]; [8, с. 62—63].

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте теорему об изменении количества движения.
2. Чему равна реактивная сила взаимодействия между струей и твердым телом? 3. Чему равно реактивное давление струи на плоскую стенку? на ковшообразную стенку?

ЧАСТЬ II. ЛОПАСТНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

РАЗДЕЛ А. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

1. Общие сведения о гидромашинах

Насосы и гидродвигатели. Классификация насосов. Принцип действия динамических и объемных насосов. Основные параметры насосов: подача (расход), напор, мощность, КПД.

Методические указания

Насосом называется гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. В гидравлическом двигателе происходит преобразование энергии потока жидкости в механическую энергию на выходном валу двигателя.

Все типы насосов, несмотря на многообразие их конструктивных форм, по принципу действия, т. е. по способу передачи жидкости механической энергии, делятся на две группы: динамические (лопаст-

ные) и объемные (насосы вытеснения). К первым относятся центробежные, диагональные, осевые, вихревые насосы; ко вторым — поршневые и роторные насосы.

При изучении этого раздела студент должен усвоить общую классификацию насосов, их специфические особенности и область применения.

При рассмотрении основных параметров насосов следует обратить внимание на определение напора, его физический смысл и действительную размерность, надо также понять различие между полезной и затраченной мощностями, разобраться в физическом смысле коэффициента полезного действия.

Литература: [1, с. 172—177]; [2, с. 226—227]; [4, с. 204—214]; [6, с. 183—184]; [9, с. 138—141].

Вопросы для самопроверки

1. Расскажите о принципе действия динамических и объемных насосов. 2. Как определяется напор действующего насоса по показаниям приборов и по элементам насосной установки? 3. Как определяется полезная и затраченная мощность насоса? 4. Что представляет собой полный коэффициент полезного действия насоса?

2. Основы теории лопастных насосов и их свойства

Центробежные насосы. Схемы одноступенчатых центробежных насосов. Уравнение Эйлера. Теоретический напор насоса. Полезный напор. Потери энергии в насосе. Характеристика центробежных насосов.

Основы теории подобия насосов. Коэффициент быстроходности. Типы лопастных насосов. Применение формул подобия для пересчета характеристик насоса. Регулирование подачи. Последовательное и параллельное соединение насосов.

Кавитация в лопастных насосах. Кавитационная характеристика. Кавитационный запас. Формула Руднева и ее применение.

Методические указания

Работа лопастных насосов основана на силовом взаимодействии лопастей с обтекающим их потоком. При вращении рабочего колеса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой лопатки (подъемная сила). Силы давления лопастей на поток создают вынужденное вращательное и поступательное движения жидкости, увеличивая ее давление и скоростной напор, т. е. механическую энергию.

Приращение энергии потока жидкости в лопастном колесе (напор насоса) зависит от сочетания скоростей протекания потока, частоты вращения колеса, его размеров, формы лопаток, т. е. от сочетания конструкции, размеров, частоты вращения и подачи насосов. Таким образом, главная особенность и отличие лопастных насосов от объемных состоят в том, что напор и подача у этих насосов взаимосвязаны, а подача непрерывна.

Созданная еще в середине XVIII в. Л. Эйлером приближенная струйная теория лопастных машин до настоящего времени является основой для их расчета. Сложность гидродинамических явлений, которые возникают при протекании жидкости в рабочих органах насоса, привела к теоретической модели идеального рабочего колеса с бесконечным числом бесконечно тонких лопастей. На основе струйной теории Л. Эйлером получено основное уравнение лопастных насосов, дающее зависимость теоретического напора от треугольников скоростей на выходе и входе рабочего колеса. С целью удовлетворительного согласования теории с данными опыта в формулу полезного (действительного) напора вводятся поправки на конечное число лопаток и гидравлические потери. Следует обратить внимание на вывод основного уравнения, которое может быть получен из уравнения Бернулли для относительного движения или из теоремы моментов количества движения.

Различают теоретические и действительные характеристики лопастных насосов. Теоретические характеристики получаются в результате анализа основного уравнения лопастных насосов. Из-за сложности протекания жидкости через рабочие органы насоса точную взаимосвязь основных параметров работы насоса удается получить только экспериментально. В результате испытаний насосов получают их действительные характеристики — кривые зависимости напора, подачи, затраченной мощности, КПД и частоты вращения насоса. Характеристики дают достаточно полное представление об эксплуатационных качествах насосов и позволяют решать вопросы, связанные с их эксплуатацией и проектированием.

Студенту необходимо уяснить методику получения рабочих и универсальных характеристик, их использование для определения оптимальных режимов работы действующих насосов, для выбора новых насосов, определения режимов совместной работы на общую сеть, а также для определения условий работы при изменении частоты вращения и размеров насоса.

При создании новых образцов лопастных машин проводятся их лабораторные исследования и доводка на моделях. Для перехода от данных, полученных на моделях, к натуральным насосам используется общая теория гидродинамического подобия потоков в применении к лопастным машинам. Следует уяснить условия применимости теории подобия к лопастным насосам, а также усвоить формулы пересчета

основных параметров насосов при изменении размеров и частоты вращения.

При проектировании насосов одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в насосах с различной частотой вращения. При этом конструктивный тип рабочего колеса и всей проточной части насоса будет также различен. Для характеристики конструктивного типа насосов служит коэффициент быстроходности (удельная частота вращения), который определяет область применения насосов. Студенту следует знать, по какой формуле вычисляется коэффициент быстроходности, на какие типы подразделяются лопастные насосы в зависимости от его значения. Коэффициент быстроходности зависит не только от частоты вращения, но и от напора и подачи насоса. Поэтому не всегда насосы с большей частотой вращения имеют больший коэффициент быстроходности.

Отрицательное влияние на работу центробежных насосов оказывает кавитация, возникающая в результате снижения давления при входе жидкости на рабочее колесо центробежного насоса ниже давления парообразования. Студент должен знать физическую сущность влияния кавитации и меры, необходимые для избежания этого вредного явления.

Необходимо знать и уметь пользоваться формулой для определения допустимой высоты всасывания центробежного насоса, определять кавитационный запас по формуле Руднева.

Литература: [1, с. 177—254]; [2, с. 228—269]; [4, с. 226—257]; [6, с. 184—216]; [9, с. 141—186].

Вопросы для самопроверки

1. Начертите схему и объясните принцип действия одноступенчатого центробежного насоса.
2. Приведите параллелограммы скоростей на входе и выходе из рабочего колеса и поясните их.
3. Напишите основное уравнение центробежных насосов Эйлера, поясните его вывод и физический смысл.
4. В чем заключаются соотношения подобия (пропорциональности) для лопастных машин? Для каких целей они применяются?
5. Что называется рабочей и универсальной характеристиками центробежных насосов?
6. На какие виды делятся лопастные насосы по быстроходности?
7. Как найти подачу и напор (рабочую точку) при работе одного и двух центробежных насосов на сеть? Приведите соответствующие графики и характеристики.
8. Что такое осевое давление, как оно возникает и каковые меры его устранения (уравновешивания)?
9. Какова физическая сущность явления кавитации в лопастных машинах.
10. Как влияет кавитация на работу центробежных насосов и каковы меры борьбы с ней?
11. Укажите методы регулирования подачи центробежных насосов и расскажите об их физической сущности.

3. Вихревые и струйные насосы

Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристика, область применения. Схема струйного насоса, принцип действия, область применения.

Методические указания

Рабочее колесо вихревого насоса имеет радиальные или наклонные лопатки и помещается в цилиндрическом корпусе с малыми торцевыми зазорами. Рабочий процесс вихревых насосов аналогичен центробежным, однако имеет некоторые особенности. Напор вихревых насосов в 3...7 раз больше напора центробежных при тех же размерах и частоте вращения. Насосы имеют малый коэффициент быстроходности (6...40 об/мин) и применяются для больших напоров и малых расходов. Они обладают способностью самовсасывания и могут перекачивать смеси жидкости и газа.

К струйным относятся насосы, рабочий процесс которых основан на эжектирующем действии струи рабочей жидкости (воды, газа, пара, воздуха). Насосы могут перекачивать воду, пульпу, нефть и другие жидкости, а также газы. Применяются для нагнетания (инжекторы), отсасывания (эжекторы) и вообще для перемещения жидкости (элеваторы). Ввиду сложности процессов расчет струйных насосов базируется главным образом на результатах экспериментов.

Нужно подробно рассмотреть рабочий процесс, характеристики, конструкции, способы регулирования и области применения вихревых и струйных насосов.

Литература: [1, с. 270—290]; [2, с. 269—271]; [4, с. 273—274]; [9, с. 220—224].

Вопросы для самопроверки

1. Начертите схемы вихревого и струйного насосов и расскажите о принципе их действия.
2. Какими достоинствами и недостатками обладают вихревые и струйные насосы? Какова область их применения?
3. От чего зависит подача струйных насосов и как определяется их коэффициент полезного действия?

РАЗДЕЛ Б. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

4. Общие понятия

Назначение и область применения гидродинамических передач. Принцип действия и классификация. Рабочая жидкость.

Методические указания

Гидродинамические передачи предназначены для передачи механической энергии с вала двигателя на вал приводной машины.

В практике эксплуатации машин-орудий все чаще требуется искусственное приспособление характеристики двигателей к характеристикам приводных машин. С этой целью для изменения как частоты вращения, так и крутящего момента на валу приводной машины по сравнению с частотой вращения и крутящими моментами на валу двигателя применяются гидродинамические передачи.

Основными элементами гидродинамической передачи являются: рабочее колесо центробежного насоса — источник гидравлической энергии; рабочее колесо радиально-осевой или осевой гидротурбины — гидравлический двигатель; рабочая жидкость, а также реактор (направляющий аппарат), питающие и отводящие устройства.

В проточной части гидродинамической передачи при взаимодействии лопастных систем с рабочей жидкостью происходит преобразование механической энергии ведущего вала (двигателя) в механическую энергию рабочей жидкости, которая в свою очередь превращается в механическую энергию ведомого вала (приводной машины). По принципу действия гидродинамические передачи делятся на два вида: гидродинамические трансформаторы крутящего момента и гидродинамические муфты (цепления). Следует рассмотреть ценные свойства гидродинамических передач, которые определили применение их в различных областях техники.

В гидродинамических передачах в качестве рабочей жидкости применяются минеральное масло, вода, синтетические жидкости. Необходимо ознакомиться с требованиями, предъявляемыми к рабочим жидкостям, их физическими характеристиками, эксплуатационными свойствами, областью применения.

Литература: [1, с. 291—307]; [3, с. 230—232]; [6, 379—382]; [8, с. 68—80]; [9, с. 249—252].

Вопросы для самопроверки

1. Каковы назначение и область применения гидродинамических передач? На каких машинах и установках они применяются? Приведите примеры.
2. Изобразите принципиальные схемы гидротрансформатора

и гидромуфты и поясните принцип их действия. 3. Каковы достоинства и недостатки гидродинамических передач? 4. Какие требования предъявляются к рабочим жидкостям?

5. Гидродинамические муфты

Устройство и рабочий процесс. Основные параметры, уравнения и характеристики. Совместная работа гидромуфты с двигателем. Регулирование гидромуфты.

Методические указания

Гидродинамическая муфта состоит из двух основных элементов: насосного и турбинного колес, которые крепятся соответственно на ведущем и ведомом валах. Замыкающий кожух, как правило, крепится к фланцу насосного колеса. Лопатки рабочих колес в большинстве случаев плоские, радиальные. При вращении насосного колеса возникает силовое взаимодействие лопастей с обтекающим их потоком. При этом в потоке создается приращение момента количества движения жидкости. Из насосного колеса жидкость поступает в турбинное колесо, где момент количества движения жидкости уменьшается, за счет чего на турбинном колесе возникает крутящий момент. Так как в гидромуфте отсутствуют устройства, способные изменить момент количества движения жидкости в круге циркуляции, то увеличение момента количества движения в насосном колесе всегда равно его уменьшению в турбинном колесе. Следовательно, если не учитывать механические потери и потери трения о воздух, которые обычно малы, то в гидромуфте крутящий момент с ведущего вала на ведомый передается без изменения.

Рабочий процесс в гидромуфте изложен здесь схематизированно. При его изучении следует рассмотреть треугольники скоростей на входе и выходе насосного и турбинного колес, проанализировать уравнения моментов количества движения. Следует уяснить, почему крутящий момент может передаваться, только когда частота вращения ведомого вала меньше частоты вращения ведущего (передаточное отношение меньше единицы), почему КПД гидромуфты равен передаточному отношению.

Оценка энергетических и эксплуатационных качеств гидромуфт может быть проведена с помощью характеристик. Различают внешние (моментные), универсальные и приведенные характеристики. Следует знать методику построения характеристик и уметь ими пользоваться при изучении работы гидромуфты в системе силовой трансмиссии.

Высокие эксплуатационные качества гидромуфт (гашение крутильных колебаний и пульсаций крутящего момента, благоприятные условия запуска двигателя, ограничение передаваемого крутящего мо-

мента и пр.) определяются особенностями рабочего процесса и конструктивными особенностями гидромуфты.

Двигатель в сочетании с гидромуфтой представляет собой силовой агрегат, более полно удовлетворяющий требованиям приводной машины. Следует уяснить методику определения размеров гидромуфты (активного диаметра), методику построения выходной характеристики агрегата «двигатель — гидромуфта» и уметь пользоваться ею для анализа совместной работы гидромуфты с двигателем.

В эксплуатационной практике часто возникает необходимость изменять частоту вращения ведомого вала гидромуфты, не изменяя передаваемый крутящий момент, т. е. необходимость в регулировании гидромуфты. В зависимости от конструкции и назначения гидромуфты применяются различные способы их регулирования. Студенту необходимо знать наиболее распространенные способы регулирования, их физическую сущность, достоинства и недостатки.

Литература: [1, с. 307—323]; [2, с. 339—345]; [3, с. 232—256]; [6, с. 382—390]; [8, с. 307—339]; [9, с. 252—255].

Вопросы для самопроверки

1. Поясните принцип и особенности работы гидромуфты. 2. Приведите уравнение моментов для гидромуфты и поясните его. 3. Укажите соотношения подобия (пропорциональности). Для каких целей применяются эти соотношения? 4. Каковы преимущества и недостатки применения гидромуфты в системе силового привода? 5. Поясните метод построения выходной характеристики агрегата «двигатель — гидромуфта». 6. Ответьте на 4-й вопрос, используя выходную характеристику агрегата с гидромуфтой. 7. Каково назначение регулирования гидромуфты? Какие вам известны способы регулирования гидромуфты?

6. Гидродинамические трансформаторы

Устройство, классификация, рабочий процесс, основные параметры и уравнения. Потери энергии в гидротрансформаторе. Внешние характеристики. Понятие о комплексных гидротрансформаторах.

Методические указания

Гидротрансформатор отличается от гидромуфты тем, что в его проточной части кроме насосного и турбинного колес установлен неподвижный реактор (направляющий аппарат). Лопастное колесо реактора, отклоняя своими лопатками жидкость изменяет момент количества движения потока. Поэтому в гидротрансформаторе крутящие моменты на ведущем и ведомом валах не равны друг другу. Следова-

тельно, гидротрансформаторы в отличие от гидромуфт являются преобразователями крутящего момента.

Реактор размещается либо за турбинным колесом, либо за насосным. Как правило, имеется только одно насосное колесо. В зависимости от степени трансформации крутящего момента гидротрансформаторы могут быть с одной или несколькими ступенями турбинных колес (не более трех) и могут иметь несколько реакторов. Разнообразие конструктивных схем позволяет строить гидротрансформаторы с различными свойствами и характеристиками и подбирать их для эффективной работы в конкретных условиях силового привода.

К числу основных внешних параметров гидротрансформатора относятся крутящие моменты на ведущем и ведомом валах и на реакторе, передаточное отношение, КПД, коэффициент трансформации моментов. Функциональное графическое изображение этих параметров дает характеристики гидротрансформаторов. Различают внешние (моментные), универсальные и приведенные характеристики. Форма кривых на характеристиках зависит от профилирования лопаток рабочих колес, от количества и размещения рабочих колес в проточной части.

В зависимости от формы кривой крутящего момента на ведущем валу различают прозрачные и непрозрачные внешние (моментные) характеристики. Выбор гидротрансформаторов с различной прозрачностью характеристик диктуется условиями их работы: преобладанием требований надежности или экономичности силового привода.

Следует разобраться в методике построения характеристик, проанализировать по характеристикам режимы работы гидротрансформаторов при различных моментах на ведомом валу, которые определяются моментом сопротивления приводной машины, рассмотреть энергетические и эксплуатационные свойства гидротрансформаторов.

Гидротрансформатор обычно работает в системе силового привода. Экономичность и слаженность работы системы силового привода зависят от работы отдельных его элементов — двигателя, гидротрансформатора и приводной машины и правильного согласования их друг с другом. Основой для согласования служат моментная характеристика двигателя, приведенная характеристика гидротрансформатора и моментная характеристика приводной машины. Для согласования характеристик используются формулы подобия и уравнение момента гидродинамических передач.

Следует рассмотреть методику выбора размера гидротрансформатора (активного диаметра), построения выходной характеристики агрегата «двигатель — гидротрансформатор» и уметь ими пользоваться для анализа работы гидротрансформатора в системе силового привода.

В комплексных гидротрансформаторах реактор размещается на муфте свободного хода и при некоторых режимах может вращаться вместе с рабочими колесами. Следует рассмотреть назначение таких

гидротрансформаторов, их характеристики и эксплуатационные свойства.

Литература: [1, с. 323—335]; [2, с. 339—345]; [3, с. 232—238; 256—259]; [6, с. 390—398]; [8, с. 340—348]; [9, с. 255—258].

Вопросы для самопроверки

1. Поясните принцип действия и особенности работы гидротрансформатора.
2. Чем отличаются прозрачные характеристики гидротрансформатора от непрозрачной? Для каких условий работы они применяются?
3. Поясните метод выбора размеров гидротрансформатора и согласование характеристик элементов силового привода.
4. Каковы конструктивная схема, моментная характеристика и назначение комплексного гидротрансформатора?
5. Какие применяются способы регулирования гидротрансформаторов?

ЧАСТЬ III. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОПРИВОДЫ

РАЗДЕЛ А. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

1. Общие положения

Объемные насосы, принцип действия, общие свойства и классификация.

Методические указания

В объемных насосах передача механической энергии жидкости осуществляется изменением объемов их рабочих камер. Объемные насосы делятся на классы: 1) поршневые — с возвратно-поступательным движением вытеснителя (поршня или плунжера) и клапанным распределением жидкости; 2) роторные — с вращательным движением вытеснителей или замыкателей (например, поршней плунжеров, зубьев шестерен, лопаток или пластин) и с бесклапанным распределением жидкости.

В отличие от лопастных насосов в объемных насосах жидкости сообщается потенциальная энергия давления при практически неизменной кинетической энергии жидкости. В этих насосах подача и напор независимы друг от друга, насосы характеризуются неравномерностью подачи и пульсацией давлений.

Литература: [1, с. 336—342]; [2, с. 272—274]; [3, с. 155—157]; [4, с. 204—214]; [6, с. 256—272]; [8, с. 81—90]; [9, с. 5—7].

Вопросы для самопроверки

1. Расскажите о принципе действия объемных насосов. 2. Приведите примеры объемных насосов и укажите элементы, присущие объемным насосам всех типов. 3. Каковы преимущества и недостатки, присущие объемным насосам всех типов?

2. Поршневые и плунжерные насосы

Устройство и область применения поршневых и плунжерных насосов. Индикаторная диаграмма. Графики идеальной подачи и ее неравномерность. Диафрагменные насосы.

Методические указания

Поршневой насос представляет собой гидравлическую машину, в которой преобразование механической энергии двигателя в механическую энергию перемещаемой жидкости осуществляется при помощи поршня или плунжера, совершающего возвратно-поступательное движение в цилиндре. Поршневые насосы принадлежат к классу объемных насосов. Они классифицируются по кратности действия, устройству поршня, расположению цилиндров, способу соединения поршня с двигателем, по быстроходности (числу двойных ходов), по развивающему давлению. Студент должен знать принцип действия насосов, уметь изобразить и пояснить принципиальные схемы насосов одинарного, двойного, дифференциального действия и др.

Подача поршневых насосов пропорциональна их размерам (объему, вытесняемому поршнем при его движении на нагнетание), а также скорости движения поршня (числу двойных ходов — или числу оборотов в единицу времени). Напор поршневых насосов не связан с подачей и зависит от сопротивлений (геодезический напор, гидравлические сопротивления), которые он должен преодолевать.

Одной из основных особенностей поршневых насосов является неравномерная подача жидкости по времени. Студент должен знать способ построения графиков мгновенной подачи и уметь вывести числовые значения коэффициента неравномерности подачи для насосов различной кратности действия. Следует рассмотреть влияние клапанного распределения жидкости на характеристики и свойства поршневых насосов.

Для улучшения равномерности подачи на всасывающем и напорном патрубках насоса устанавливаются воздушные колпаки. При рассмотрении работы воздушных колпаков необходимо понять, почему установка колпака на всасывающем патрубке позволяет увеличить высоту всасывания и число двойных ходов насоса, а установка колпака на напорном патрубке сглаживает неравномерность подачи жидкости к потребителю.

Важной характеристикой работы насоса является индикаторная диаграмма, представляющая собой кривую изменения давления в камере насоса за один двойной ход поршня. Индикаторная диаграмма позволяет судить о качестве насоса, влиянии воздушных колпаков на процессы всасывания и нагнетания, дает возможность установить наличие тех или иных нарушений в работе насоса, позволяет уточнить баланс мощности и КПД в насосе.

Литература: [1, с. 343—354]; [2, с. 274—276]; [3, с. 157—166]; [4, с. 214—226]; [6, с. 272—289]; [8, с. 115—117]; [9, с. 8—49].

Вопросы для самопроверки

1. Приведите схемы и объясните принцип действия поршневых насосов одинарного, двойного, дифференциального действия. 2. От чего зависит и по каким формулам определяется производительность насосов различной кратности действия? Что такое объемный КПД насоса? 3. Приведите графики мгновенной подачи поршневых насосов одинарного и двойного действия; объясните метод их построения и гидравлическую сущность; укажите способы уменьшения неравномерности подачи. 4. Изобразите индикаторную диаграмму поршневого насоса и объясните ее. В чем отличие действительной индикаторной диаграммы от идеальной. 5. От чего зависит и как определяется высота всасывания поршневых насосов? Укажите способы увеличения высоты всасывания. 6. Каковы преимущества и недостатки поршневых насосов по сравнению с центробежными? 7. Как регулируется подача поршневых насосов и каковы правила их пуска?

3. Роторные насосы и гидродвигатели

Классификация роторных насосов. Общие свойства и область применения. Устройство и особенности роторных насосов различных типов: а) шестеренных, б) винтовых, в) пластинчатых (шиберных), г) роторно-поршневых. Определение рабочих объемов. Подача и ее равномерность. Характеристики насосов. Регулирование подачи. Крутящий момент на валу гидромотора. Высокомоментные гидромоторы.

Методические указания

Роторными называются объемные насосы вращательного движения, содержащие статор, ротор и замыкатели, герметично соприкасающиеся со статором и ротором и разделяющие приемную камеру от нагнетательной. По конструкции роторные насосы разделяют на роторно-поршневые (радиальные и аксиальные), пластинчатые (шиберные, шестеренные, винтовые). Эти насосы широко используются в объемных гидравлических приводах. Роторные насосы обратимы, т. е. могут рабо-

тать в качестве насосов и гидромоторов, имеют бесклапанное распределение жидкости и потому выполняются быстроходными, имеют меньшую неравномерность подачи, чем поршневые насосы, могут быть выполнены с регулированием и реверсированием подачи (роторно-поршневые насосы и шиберные простого действия).

Роторные насосы, так же как и поршневые, не могут работать с закрытой задвижкой и, как правило, снабжаются предохранительным клапаном, разгружающим насос в случае перегрузки. Студенту необходимо разобраться в принципе действия и устройстве перечисленных типов роторных насосов. Следует знать область их применения, принцип действия, кинематическую схему, уметь объяснить конструктивную схему, знать формулы для определения подачи насоса и рабочего объема и способы регулирования подачи, характеристики.

Обращенные роторные насосы являются гидромоторами вращательного действия. Так же как и насосы, они могут быть регулируемыми и нерегулируемыми, реверсивными и нереверсивными.

При изучении роторных гидромоторов следует усвоить принцип действия и устройство, расчетные формулы для определения крутящего момента, мощности, частоты вращения. Следует обратить внимание на способы изменения (регулирования) этих параметров в случае нерегулируемых и регулируемых гидромоторов.

Литература: [1, с. 354—403]; [2, с. 276—301]; [3, с. 166—172, 175—184]; [4, с. 257—271, 308—309]; [6, с. 289—316]; [7, с. 126—244]; [8, с. 90—114, 119—162]; [9, с. 113—137].

Вопросы для самопроверки

1. Приведите конструктивные схемы и объясните принцип действия радиально- и аксиально-поршневых, пластинчатых (шиберных), шестеренных и винтовых насосов.
2. Напишите формулы для определения подачи роторных насосов и объясните их. Изменением каких параметров осуществляется регулирование подачи насоса?
3. Каковы достоинства и недостатки роторных насосов?
4. Укажите область применения роторных насосов.
5. На схемах роторно-поршневых гидромоторов рассмотрите кинематическую цепочку трансформации усилий на поршнях, создаваемых рабочей жидкостью, и механический момент на валу гидромотора.
6. От каких параметров зависят развиваемые на валу роторных гидромоторов крутящий момент, мощность и частота вращения? Приведите соответствующие формулы для каждого типа гидромотора и поясните их.
7. Расскажите о принципе действия и конструктивных особенностях высокомоментных гидромоторов.

4. Гидроцилиндры

Силовые гидроцилиндры, их назначение и устройство. Поворотные гидроцилиндры.

Методические указания

Силовые гидравлические цилиндры являются гидравлическими двигателями возвратно-поступательного действия, работающими по принципу обращенных поршневых насосов. В отличие от последних силовые гидроцилиндры не имеют клапанов. Студенту необходимо рассмотреть конструктивные схемы гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия и телескопических, усвоить расчетные формулы для определения усилия на штоке, скорости движения поршня, потребной подачи жидкости, развиваемой мощности с учетом полного и частных КПД гидроцилиндра.

Литература: [1, с. 403—410]; [3, с. 172—175]; [4, с. 307—308]; [7, с. 318—328]; [8, с. 162—176].

Вопросы для самопроверки

1. Приведите схемы силовых гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия и поясните их.
2. Как определить потребную подачу для гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия? Как влияет объемный КПД на подачу?
3. От каких параметров гидроцилиндров зависят развиваемые мощность и усилие на штоке? Приведите соответствующие формулы и поясните их.

РАЗДЕЛ Б. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

5. Основные понятия и элементы гидропривода

Принцип действия объемного гидропривода. Классификация объемных гидроприводов по характеру движения выходного звена и другим признакам. Основные элементы гидропривода.

Методические указания

Объемный гидропривод предназначен для передачи при помощи объемных гидромашин механической энергии двигателя к исполнительным механизмам с преобразованием скоростей и сил или моментов.

Объемный гидропривод содержит объемный насос (источник гидравлической энергии), объемные гидромоторы (приемники гидравлической энергии или исполнительные механизмы), гидроаппаратуру (устройства или механизмы, предназначенные для передачи энергии, управления и регулирования).

В зависимости от типа гидродвигателя (силовой гидроцилиндр или роторный гидромотор) различают гидроприводы возвратно-поступательного и вращательного движения выходного звена. Схема гидро-

привода может быть открытой (с аккумулирующим рабочую жидкость баком) и закрытой (бак отсутствует, давление в системе больше атмосферного). Закрытая схема не применяется при наличии гидроцилиндров.

Литература: [1, с. 411—412]; [2, с. 302—305]; [3, с. 141—155]; [4, с. 290—296]; [6, с. 354—360]; [7, с. 8—12]; [с. 68—80]

Вопросы для самопроверки

1. Из каких основных частей состоит объемный гидропривод? Приведите одну из известных конструктивных схем и поясните ее. 2. Что такое открытая и закрытая схемы объемного гидропривода? Приведите схемы, объясните принцип действия и укажите преимущества и недостатки. 3. Укажите достоинства и недостатки объемного гидропривода.

6. Гидроаппаратура и другие элементы гидропривода

Распределительные устройства: назначение, принцип действия и основные типы (золотниковые, крановые, клапанные). Клапаны: принцип действия, устройство и характеристики. Дроссельные устройства: назначение, принцип действия и характеристики. Фильтры. Гидроаккумуляторы.

Методические указания

Распределительные устройства предназначены для направления и распределения потока рабочей жидкости от насоса к гидромоторам и отвода от них отработавшей жидкости на слив.

Различают пробковые, золотниковые и клапанные распределительные устройства. Наиболее распространены золотниковые распределительные устройства, так как они сравнительно просты в изготовлении, компактны, надежны в работе, позволяют распределять большие потоки жидкости. По функциональным признакам клапаны делятся на предохранительные, обратные, редукционные.

Для регулирования объемного гидропривода применяются дроссели, представляющие собой регулируемое сопротивление, площадь проходного отверстия которого можно изменять в процессе работы гидропривода. В зависимости от вида проходного отверстия дроссели делятся на игольчатые, щелевые, канавочные и пластинчатые.

Следует знать принцип действия и конструктивные особенности механизмов, а также их место и условия работы в общей схеме гидропривода. Следует изучить условные обозначения всех элементов объемного гидропривода.

Литература: [1, с. 418—458, 472—499]; [2, с. 317—334]; [3, с. 184—211]; [4, с. 309—318]; [7, с. 329—454]; [8, с. 194—248].

Вопросы для самопроверки

1. Приведите конструктивную схему золотникового распределителя и его условное изображение по ГОСТу и поясните, как осуществляется подача рабочей жидкости к гидромотору. 2. Поясните принцип действия и конструкцию клапанов различного назначения. Приведите формулы для их расчета. 3. По какой формуле определяется расход рабочей жидкости через дроссель? При помощи каких устройств обеспечивается постоянство перепада давления на дросселе? 4. Для каких целей в системах гидропривода применяются фильтры и гидроаккумуляторы?

7. Схема гидропривода и способы регулирования скорости

Дроссельное и объемное регулирование скорости. Гидропривод с дроссельным регулированием. Основные схемы. Характеристики. Преимущества и недостатки. Групповой гидропривод с дроссельным регулированием. Гидропривод с объемным регулированием. Основные схемы. Характеристики. Преимущества и недостатки.

Методические указания

Для изменения частоты вращения вала роторного гидромотора или скорости перемещения поршня силового гидроцилиндра применяют дроссельное или объемное регулирование.

Дроссельное регулирование осуществляется регулируемым сопротивлением (дросселем), которое устанавливается на входе, на выходе или параллельно гидромотору. В первом и втором случаях часть жидкости от насоса идет на слив через переливной клапан, давление за насосом определяется настройкой клапана, а насос всегда работает с максимальной подачей. В третьем случае давление за насосом определяется нагрузкой на гидромотор, клапан работает как предохранительный, и только тогда, когда давление превысит допустимый предел, потребляемая мощность будет пропорциональна нагрузке. Таким образом, третий случай более экономичен.

Все три схемы расположения дросселя не обеспечивают постоянства скорости при изменении нагрузки, так как при этом перепад давления на дросселе не остается постоянным. Для создания «жесткой» характеристики, когда требуется, чтобы скорость не зависела от нагрузки, вместе с дросселем применяются регуляторы перепада давления на дросселе (регуляторы скорости).

Объемное регулирование осуществляется изменением рабочего объема насоса или гидромотора или обоих вместе. Регулирование высококачественное, происходит практически без потерь, но для его осуществления необходимы сложные по конструкции и дорогие в изготовлении регулируемые гидромашины.

Следует рассмотреть основные схемы с дроссельным и объемным регулированием, разобраться в их работе и взаимодействии узлов и механизмов, уяснить преимущества и недостатки и область применения.

Литература: [1, с. 412—417]; [2, с. 302—309]; [3, с. 211—230]; [4, с. 297—306, 333—357]; [6, с. 360—379]; [8, с. 249—282].

Вопросы для самопроверки

1. Какими способами осуществляется бесступенчатое регулирование частоты вращения или перемещения рабочего органа гидропривода?
2. Каковы особенности дроссельного регулирования при различном расположении дросселя в схеме гидропривода?
3. Укажите относительные преимущества и недостатки дроссельного и объемного регулирования. В каких случаях они применяются?
4. По конкретным схемам гидропривода с объемным и дроссельным регулированием расскажите о взаимодействии всех элементов системы в процессе регулирования.

8. Следящий гидропривод

Назначение, принципы действия, схема и область применения следящего гидропривода.

Методические указания

Следящим гидроприводом, или гидроусилителем, называется устройство, в котором исполнительный двигатель (выход) автоматически и непрерывно воспроизводит движение задающего устройства (входа) при требуемом увеличении выходной мощности двигателя за счет использования энергии подаваемой жидкости. Принцип действия гидроусилителя основан на том, что изменение положения задающего устройства (ручки управления или элемента автоматики) приводит к рассогласованию системы, а вызванное им действие исполнительного двигателя устраняет рассогласование, приводя выходное звено к положительному задающего устройства. Различают следящий привод без обратной связи (разомкнутый) и с обратной связью (замкнутый), прерывистого (импульсного) и непрерывного (пропорционального) действия.

Следует рассмотреть конкретные схемы следящих гидроприводов различного типа, конструктивные схемы механизмов и устройств, составляющих гидропривод, область применения, преимущества и недостатки по сравнению, например, с электрическими следящими системами.

Литература: [1, с. 459—471]; [2, с. 309—318]; [7, с. 455—512].

Вопросы для самопроверки

1. Для каких целей применяется следящий гидропривод?
2. Из каких механизмов и устройств состоит следящий гидропривод?
3. По конкретной схеме следящего гидропривода расскажите о принципе его работы, устройстве отдельных элементов, его характеристике.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

В зависимости от специальности и учебного плана контрольное задание может состоять из одной, двух или трех контрольных работ, в каждую из которых входит определенное количество контрольных задач (табл. 1).

Одна контрольная работа выполняется студентами-заочниками специальностей «Технология и комплексная механизация подземной разработки месторождений полезных ископаемых» (0202); «Технология и комплексная механизация открытой разработки месторождений полезных ископаемых» (0209).

Две контрольные работы выполняются студентами-заочниками следующих специальностей: «Технология и комплексная механизация разработки торфяных месторождений» (0203), «Обогащение полезных ископаемых» (0204), «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» (0508); «Автоматизация и комплексная механизация машиностроения» (0636); «Технология деревообработки» (0902).

Студенты-заочники специальностей «Судовые машины и механизмы» (0524) и «Лесоинженерное дело» (0901) выполняют три контрольные работы.

Номера контрольных задач выбираются согласно последней цифре шифра зачетной книжки студента (см. табл. 1), числовые значения указанных в задаче величин — по предпоследней цифре шифра зачетной книжки студента (табл. 2).

ЗАДАЧИ

1. Определить величину и направление силы F , приложенной к штоку поршня для удержания его на месте. Справа от поршня находится воздух, слева от поршня и в резервуаре, куда опущен открытый конец трубы, — жидкость $\mathcal{Ж}$ (рис. 1). Показание пружинного манометра — p_m .

2. Паровой прямодействующий насос подает жидкость $\mathcal{Ж}$ на высоту H (рис. 2). Каково абсолютное давление пара, если диаметр парового цилиндра D , а насосного цилиндра d ? Потерями на трение пренебречь.

3. Определить силу прессования F , развиваемую гидравлическим

Рис. 1

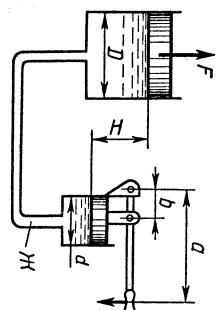


Рис. 3

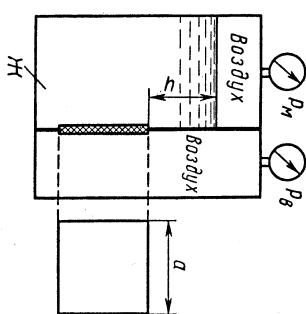


Рис. 4

прессом, у которого диаметр большого плунжера D диаметр меньшего плунжера d . Большой плунжер расположен выше меньшего на величину H , рабочая жидкость Ж , усилие, приложенное к рукоятке R (рис. 3).
4. Замкнутый резервуар разделен на две части плоской перегородкой, имеющей квадратное отверстие со стороной a , закрытое крышкой (рис. 4). Давление над жидкостью Ж в левой части резервуара определяется показаниями манометра p_m , давление воздуха в правой части — показаниями манометра p_g . Определить величину и точку приложения результирующей силы давления на крышки.

Указание. Эксцентриситет e центра давления для результирующей силы может быть определен по выражению

$$e = \frac{I_e}{\left(h_{\text{ц.т}} + \frac{\Delta p}{\gamma} \right) S},$$

где $\Delta p = p_m - p_g$.

5. Шар диаметром D наполнен жидкостью Ж . Ровень жидкости в пьезометре, присоединенном к шару, установлен на высоте H от оси шара. Определить силу давления на боковую половину внутренней

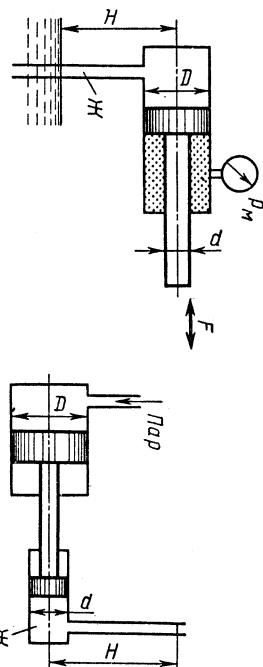


Рис. 1

Рис. 2

прессы, у которого диаметр большого плунжера D диаметр меньшего плунжера d . Большой плунжер расположен выше меньшего на величину H , рабочая жидкость Ж , усилие, приложенное к рукоятке R (рис. 3).
4. Замкнутый резервуар разделен на две части плоской перегородкой, имеющей квадратное отверстие со стороной a , закрытое крышкой (рис. 4). Давление над жидкостью Ж в левой части резервуара определяется показаниями манометра p_m , давление воздуха в правой части — показаниями манометра p_g . Определить величину и точку приложения результирующей силы давления на крышки.

Указание. Эксцентриситет e центра давления для результирующей силы может быть определен по выражению

$$e = \frac{I_e}{\left(h_{\text{ц.т}} + \frac{\Delta p}{\gamma} \right) S},$$

где $\Delta p = p_m - p_g$.

5. Шар диаметром D наполнен жидкостью Ж . Ровень жидкости в пьезометре, присоединенном к шару, установлен на высоте H от оси шара. Определить силу давления на боковую половину внутренней

Таблица 1. Номера задач в контрольных работах

Послед- няя цифра шифра	При выполнении одной контрольной работы	При выполнении двух контроль- ных работ		При выполнении трех контрольных работ		
		в первой	во второй	в первой	во второй	в третьей
0	1, 7, 10, 22, 28, 31	1, 7, 10, 19	22, 28, 31, 34	1, 7, 10, 13, 16	22, 25, 28	31, 34, 37
1	2, 8, 11, 23, 29, 32	2, 8, 11, 20	23, 29, 32, 35	2, 8, 11, 14, 17	23, 26, 29	32, 36, 38
2	3, 9, 12, 24, 30, 33	3, 9, 12, 21	24, 30, 33, 36	3, 9, 12, 15, 18	24, 27, 30	33, 34, 39
3	4, 14, 13, 25, 28, 34	4, 7, 13, 19	25, 30, 36, 37	4, 9, 10, 14, 19	22, 26, 30	33, 35, 39
4	5, 15, 18, 26, 29, 35	5, 8, 14, 20	26, 29, 35, 38	5, 7, 11, 15, 20	23, 27, 28	31, 36, 37
5	6, 7, 16, 27, 30, 36	6, 9, 15, 21	27, 28, 34, 39	6, 8, 12, 13, 21	24, 25, 29	32, 34, 38
6	1, 8, 17, 22, 30, 40	1, 7, 16, 19	22, 30, 32, 34	1, 8, 10, 15, 16	22, 27, 29	31, 36, 38
7	2, 9, 19, 23, 28, 41	2, 8, 17, 20	23, 28, 33, 35	2, 9, 11, 13, 17	23, 25, 30	32, 34, 39
8	4, 14, 20, 24, 29, 40	4, 9, 18, 21	24, 29, 31, 36	4, 7, 12, 14, 18	24, 26, 28	33, 35, 37
9	6, 18, 21, 25, 30, 41	6, 8, 13, 20	25, 29, 34, 37	6, 9, 11, 13, 20	23, 27, 29	31, 34, 38

Примечание. Студенты-заочники специальности «Обогащение полезных ископаемых» (0204) при выполнении второй контрольной работы дополнительно решают задачу 42.

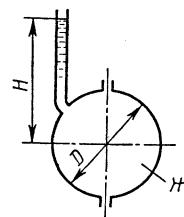


Рис. 5

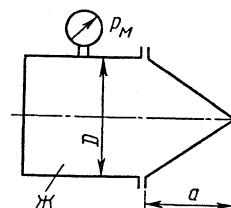


Рис. 6

поверхности шара (рис. 5). Показать на чертеже вертикальную и горизонтальную составляющие, а также полную силу давления.

6. Определить силу давления на коническую крышку горизонтального цилиндрического сосуда диаметром D , заполненного жидкостью \mathcal{J} (рис. 6). Показание манометра в точке его присоединения — p_m . Показать на чертеже вертикальную и горизонтальную составляющие, а также полную силу давления.

7. При истечении жидкости из резервуара в атмосферу по горизонтальной трубе диаметра d и длиной $2l$ уровень в пьезометре, установленном посередине длины трубы, равен h (рис. 7). Определить расход Q и коэффициент гидравлического трения трубы λ , если статический напор в баке постоянен и равен H . Построить пьезометрическую и напорную линии. Сопротивлением входа в трубу пренебречь.

8. Жидкость \mathcal{J} подается в открытый верхний бак по вертикальной трубе длиной l и диаметром d за счет давления воздуха в нижнем замкнутом резервуаре (рис. 8). Определить давление p воздуха, при котором расход будет равен Q . Принять коэффициенты сопротивления: вентиля $\xi_v = 8,0$; входа в трубу $\xi_{bx} = 0,5$; выхода в бак $\xi_{by} = 1,0$. Эквивалентная шероховатость стенок трубы $k_s = 0,2$ мм.

9. Поршень диаметром D движется равномерно вниз в цилиндре,

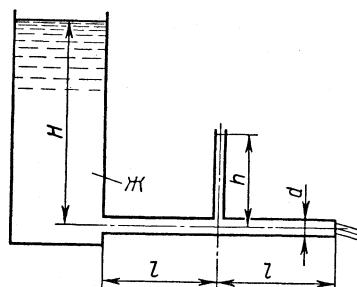


Рис. 7

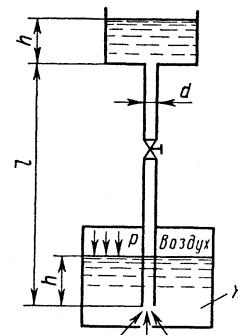


Рис. 8

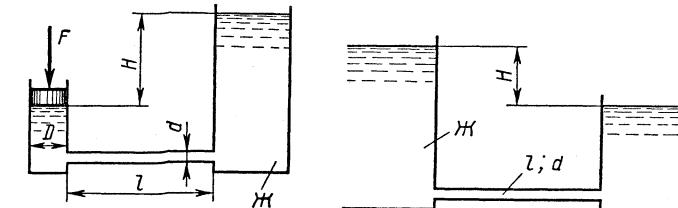


Рис. 9

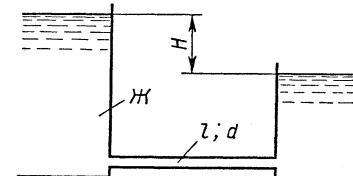


Рис. 10

подавая жидкость \mathcal{J} в открытый резервуар с постоянным уровнем (рис. 9). Диаметр трубопровода d , его длина l . Когда поршень находится ниже уровня жидкости в резервуаре на $H = 0,5$ м, потребная для его перемещения сила равна F . Определить скорость поршня и расход жидкости в трубопроводе. Построить напорную и пьезометрическую линии для трубопровода. Коэффициент гидравлического трения трубы принять $\lambda = 0,03$. Коэффициент сопротивления входа в трубу $\xi_{bx} = 0,5$. Коэффициент сопротивления выхода в резервуар $\xi_{by} = 1,0$.

10. Определить диаметр трубопровода, по которому подается жидкость \mathcal{J} с расходом Q , из условия получения в нем максимально возможной скорости при сохранении ламинарного режима. Температура жидкости $t = 20^\circ\text{C}$.

11. При ламинарном режиме движения жидкости по горизонтальному трубопроводу диаметром $d = 30$ см расход равнялся Q , а падение пьезометрической высоты на участке данной l составило h . Определить кинематический и динамический коэффициенты вязкости перекачиваемой жидкости.

12. По трубопроводу диаметром d и длиной l движется жидкость \mathcal{J} (рис. 10). Чему равен напор H , при котором происходит смена ламинарного режима турбулентным? Местные потери напора не учитывать. Температура жидкости $t = 20^\circ\text{C}$.

Указание. Воспользоваться формулой для потерь на трение при ламинарном режиме (формула Пуазеля).

13. На поршень диаметром D действует сила F (рис. 11). Определить скорость движения поршня, если в цилиндре находится вода, диаметр отверстия в поршне d , толщина поршня a . Силой трения поршня о цилиндр пренебречь, давление жидкости на верхнюю плоскость поршня не учитывать.

14. Определить длину трубы l , при которой расход жидкости из бака будет в два раза меньше, чем через отверстие того же диаметра d . Напор над отверстием равен H . Коэффициент гидравлического трения в трубе принять $\lambda = 0,025$ (рис. 12).

15. Определить длину трубы l , при которой опорожнение цилиндрического бака диаметром D на глубину H будет происходить в два раза

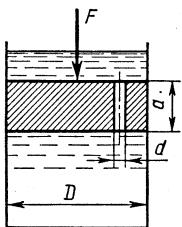


Рис. 11

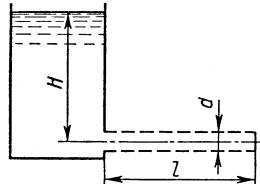


Рис. 12

медленнее, чем через отверстие того же диаметра d . Коэффициент гидравлического трения в трубе принять $\lambda = 0,025$ (рис. 12).

Указание. В формуле для определения времени опорожнения бака коэффициент расхода μ выпускного устройства определяется его конструкцией. Для трубы

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi + \lambda \frac{l}{d}}},$$

где ξ — суммарный коэффициент местных сопротивлений.

16. Определить диаметр d горизонтального стального трубопровода длиной $l = 20$ м, необходимый для пропуска по нему воды в количестве Q , если располагаемый напор равен H . Эквивалентная шероховатость стенок трубы $k = 0,15$ мм.

Указание. Для ряда значений d и заданного Q определяется ряд значений потребного напора H_n . Затем строится график $H_n = f(d)$ и по заданному H определяется d .

17. Из бака A , в котором поддерживается постоянный уровень, вода протекает по цилиндрическому насадку диаметром d в бак B , из которого сливается в атмосферу по короткой трубе диаметром D , снабженной краном (рис. 13). Определить наибольшее значение коэффициента сопротивления крана ξ , при котором истечение из насадка будет осуществляться в атмосферу. Потери на трение в трубе не учитывать.

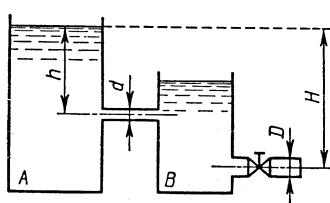


Рис. 13

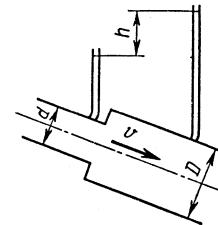


Рис. 14

18. При внезапном расширении трубопровода скорость жидкости в трубе большего диаметра равна v . Отношение диаметров труб $D/d = 2$ (рис. 14). Определить h — разность показаний пьезометров.

19. Горизонтальная труба служит для отвода жидкости J в количестве Q из большого открытого бака (рис. 15). Свободный конец трубы снабжен краном. Определить ударное повышение давления в трубе перед краном, если диаметр трубы d , длина l , толщина стенки δ , материал стенки — сталь. Кран закрывается за время $t_{зак}$ по закону, обеспечивающему линейное уменьшение скорости жидкости в трубе перед краном в функции времени.

20. Вода в количестве Q перекачивается по чугунной труbe диаметром d , длиной l с толщиной стенки δ . Свободный конец трубы снабжен затвором. Определить время закрытия затвора при условии, чтобы повышение давления в трубе вследствие гидравлического удара не превышало $\Delta p = 1$ МПа. Как повысится давление при мгновенном закрытии затвора?

21. Определить время закрытия задвижки, установленной на свободном конце стального водопровода диаметром d , длиной l с толщиной стенки δ , при условии, чтобы максимальное повышение давления в водопроводе было в три раза меньше, чем при мгновенном закрытии задвижки. Через сколько времени после мгновенного закрытия задвижки повышение давления распространится до сечения, находящегося на расстоянии $0,7l$ от задвижки?

22. Центробежный насос производительностью Q работает при частоте вращения n (рис. 16). Определить допустимую высоту всасывания, если диаметр всасывающей трубы d , а ее длина l . Коэффициент кавитации в формуле Руднева принять равным C . Температура воды $t = 20^{\circ}\text{C}$. Коэффициент сопротивления колена $\xi = 0,2$. Коэффициент сопротивления входа в трубу $\xi_{вх} = 1,8$. Эквивалентная шероховатость стенок трубы $k_3 = 0,15$ мм.

23. Центробежный насос подает воду в количестве Q из колодца в открытый напорный бак по трубе диаметром d на геодезическую высоту H . Определить коэффициент быстроходности и коэффициент

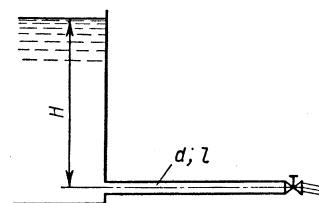


Рис. 15

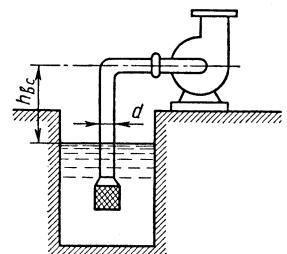


Рис. 16

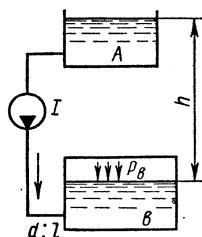


Рис. 17

полезного действия насоса, если мощность на валу насоса N_e , частота вращения n , а суммарный коэффициент сопротивления системы (сети) $\xi = 12$.

24. Вода перекачивается насосом I из открытого бака в расположенный ниже резервуар B , где поддерживается постоянное давление p_B по трубопроводу общей длиной l и диаметром d . Разность уровней воды в баках h (рис. 17). Определить напор, создаваемый насосом для подачи в бак B расхода воды Q . Принять суммарный коэффициент местных сопротивлений $\xi = 6,5$. Эквивалентная шероховатость стенок трубопровода $k_s = 0,15$ мм.

25. Определить производительность и напор насоса (рабочую точку) при подаче воды в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту H по трубопроводу диаметром d , длиной l с коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и эквивалентной длиной местных сопротивлений $l_{\text{экв}} = 8$ м.

Как изменяется подача и напор насоса, если частота вращения рабочего колеса уменьшится на 10 %?

Данные, необходимые для построения характеристики $Q - H$ центробежного насоса:

Q	0	$0,2Q_0$	$0,4Q_0$	$0,6Q_0$	$0,8Q_0$	$1,0Q_0$
H	$1,0H_0$	$1,05H_0$	$1,0H_0$	$0,88H_0$	$0,65H_0$	$0,35H_0$

26. Два одинаковых насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту H по трубопроводу диаметром d , длиной l , с коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\xi = 30$. Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть. Как изменяются суммарная подача и напор, если частота вращения рабочего колеса одного из насосов увеличится на 10 %? (Данные, необходимые для построения характеристик $Q - H$, те же, что и в задаче 25.)

27. Два одинаковых насоса работают последовательно и подают воду в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту H . Определить рабочую точку (напор и подачу) при совместной работе насосов на сеть, если коэффициент сопротивления сети (системы) $\xi = 1200$, а диаметр трубопровода d . Как изменяются суммарный напор и подача, если частота вращения рабочего колеса одного из насосов увеличится на 12 %? (Данные, необходимые для построения характеристики $Q - H$, те же, что и в задаче 25.)

28. Определить средний объемный коэффициент полезного действия, максимальную теоретическую подачу и степень неравномерности подачи поршневого насоса двойного действия с диаметром цилиндра D , ходом поршня S и диаметром штока d при n двойных ходах в минуту, заполняющего мерный бак емкостью W в течение t_0 .

29. Поршневой насос двойного действия подает воду в количестве Q из колодца в открытый резервуар на геодезическую высоту H по трубопроводу длиной l , диаметром d ; коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\xi = 20$. Определить диаметр цилиндра и мощность электродвигателя, если отношение длины хода поршня к его диаметру $S : D = 1,0$; число двойных ходов в минуту n , отношение диаметра штока к диаметру поршня $d : D = 0,15$; объемный коэффициент полезного действия $\eta_{\text{об}} = 0,9$; полный коэффициент полезного действия $\eta = 0,7$.

30. Поршневой насос простого действия с диаметром цилиндра D , ходом поршня S , числом двойных ходов в минуту n и объемным КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$ подает рабочую жидкость в систему гидропривода. При какой частоте вращения должен работать включенный параллельно шестеренный насос с начальным диаметром шестерен d_1 , шириной шестерен b , числом зубьев $z = 30$ и объемным КПД $\eta_{\text{об}} = 0,86$, чтобы количество подаваемой жидкости удвоилось?

31. Силовой гидравлический цилиндр (рис. 18) нагружен силой F и делает n двойных ходов в минуту. Длина хода поршня S , диаметр поршня D , диаметр штока d . Определить давление масла, потребную подачу и среднюю скорость поршня. Механический коэффициент полезного действия гидроцилиндра $\eta_{\text{мех}} = 0,95$, объемный коэффициент полезного действия $\eta_{\text{об}} = 0,98$.

32. Перемещение поршней гидроцилиндров с диаметром $D = 25$ см осуществляется подачей рабочей жидкости ($v = 1,5 \text{ см}^2/\text{с}$, $\gamma = 14000 \text{ Н/м}^3$) по трубам 1 и 2 одинаковой эквивалентной длины $l = 20$ м и диаметром $d = 5$ см (рис. 19). Определить силу F_2 , при которой скорость перемещения второго поршня была бы в два раза больше скорости первого поршня. Расход в магистрали Q , первый поршень нагружен силой F_1 .

Указание. На перемещение поршней затрачивается одинаковый суммарный напор (считая от точки A).

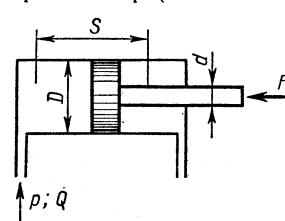


Рис. 18

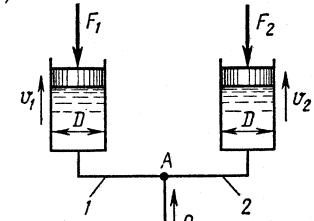


Рис. 19

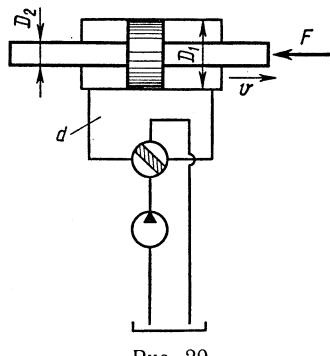


Рис. 20

33. Перемещение поршней гидроцилиндров с диаметром $D=20$ см, нагруженных силами F_1 и F_2 , осуществляется подачей минерального масла по трубам 1 и 2 с одинаковыми диаметрами $d=4$ см (рис. 19). Суммарный коэффициент сопротивления первого трубопровода $\xi=18$. Каким должен быть суммарный коэффициент сопротивления второго трубопровода, чтобы при расходе Q в магистрали скорости поршней были одинаковыми?

Указание. На перемещение поршней затрачивается одинаковый суммарный напор, считая от точки А.

34. Определить полезную мощность насоса объемного гидропривода, если внешняя нагрузка на поршень силового гидроцилиндра F , скорость рабочего хода v , диаметр поршня D_1 , диаметр штока D_2 (рис. 20). Механический коэффициент полезного действия гидроцилиндра $\eta_{\text{мех}} = 0,96$, объемный коэффициент полезного действия гидроцилиндра $\eta_{\text{об}} = 0,97$. Общая длина трубопроводов системы l ; диаметр трубопроводов d ; суммарный коэффициент местных сопротивлений $\xi_c = 20$. Рабочая жидкость в системе — спиртоглицериновая смесь ($\gamma = 12\ 100 \text{ Н/м}^3$; $v = 1,2 \text{ см}^2/\text{с}$).

Указание. Напор насоса затрачивается на перемещение поршня, нагруженного силой F , и на преодоление гидравлических потерь в трубопроводах системы.

35. Определить рабочий напор и подачу насоса объемного гидропривода, если усилие на штоке силового гидроцилиндра F , ход поршня S , число двойных ходов в минуту n , диаметр поршня D_1 , диаметр штока D_2 , механический коэффициент полезного действия гидроцилиндра $\eta_{\text{мех}} = 0,95$, объемный коэффициент полезного действия $\eta_{\text{об}} = 0,98$. Общая длина трубопроводов системы с учетом эквивалентной длины местных сопротивлений l , диаметр трубопроводов d (рис. 20). Рабочая жидкость в системе — трансформаторное масло ($\gamma = 8900 \text{ Н/м}^3$; $v = 9,0 \text{ см}^2/\text{с}$).

Указание. Напор насоса затрачивается на перемещение поршня, нагруженного силой F , и на преодоление гидравлических потерь в трубопроводах системы.

36. Построить график изменения скорости перемещения поршня силового гидроцилиндра в зависимости от угла γ наклона шайбы регулируемого аксиально-поршневого насоса (рис. 21). Пределы изменения угла $\gamma = 0 \dots 30^\circ$. Параметры гидроцилиндра: диаметр поршня D_1 , диаметр штока $D_2 = 0,6$. Параметры насоса: $z = 7$, $n = 800 \text{ об/мин}$, диа-

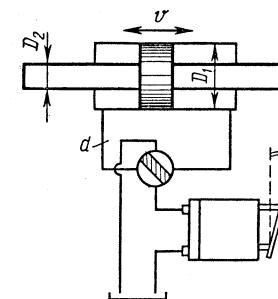


Рис. 21

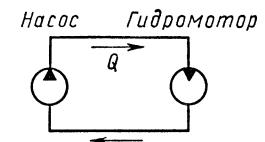


Рис. 22

метр цилиндров d , диаметр окружности центров цилиндров $D = 2,7d$. Объемные потери не учитывать.

37. В объемном гидроприводе насос соединен с гидромотором двумя трубами с эквивалентной длиной l и диаметром d (рис. 22). Определить мощность, теряемую в трубопроводе, и перепад давления на гидромоторе, если полезная мощность насоса N_n , а расход жидкости Q . Рабочая жидкость — трансформаторное масло.

38. Определить силу F , которую нужно приложить к хвостовику клапана распределительного устройства объемного гидропривода для отрыва его от седла, если усилие затяжки пружины $F_{\text{пр}}$, давление в полости подвода жидкости к клапану p_1 , в полости отвода жидкости p_2 (рис. 23). Силы трения покоя и массу клапана не учитывать.

39. Определить силу предварительного натяжения пружины дифференциального предохранительного (переливного) клапана объемного гидропривода, при которой клапан сработает и откроет доступ маслу из системы, как только давление в системе достигнет величины p_c (рис. 24). Диаметры поршней D_1 и D_2 ; диаметр их общего штока d .

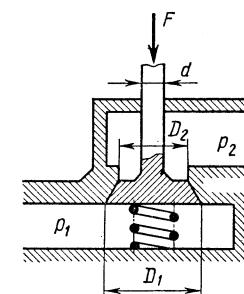


Рис. 23

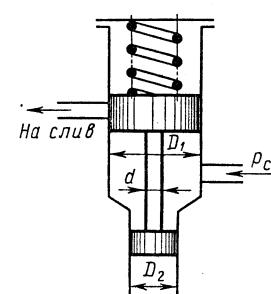


Рис. 24

40. Пользуясь характеристикой гидромуфты, определить расчетный и максимальный моменты, передаваемые ею, а также передаточное отношение, коэффициент полезного действия и скольжение при этих режимах, если активный диаметр гидромуфты D , частота вращения ведущего вала n_1 , рабочая жидкость — трансформаторное масло. Как изменяются передаваемые крутящий момент и мощность, если частоту вращения ведущего вала увеличить в полтора раза?

Характеристика гидромуфты

$i = n_2/n_1$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0
$\lambda, \text{мин}^2/\text{м}$	$60 \cdot 10^{-7}$	$56,5 \cdot 10^{-7}$	$51 \cdot 10^{-7}$	$43 \cdot 10^{-7}$	$32 \cdot 10^{-7}$	$24 \cdot 10^{-7}$	0

41. Пользуясь характеристикой, приведенной в задаче 40, определить активный диаметр и построить внешнюю (моментную) характеристику гидромуфты, предназначенной для работы с асинхронным электродвигателем, развивающим максимальный крутящий момент M_{\max} при частоте вращения n_2 . Рабочая жидкость — минеральное масло.

Указание. Активный диаметр может быть определен по уравнению моментов совмещением режимов гидромуфты при $i = 0$ и электродвигателя при M_{\max} .

42. Пневматический силовой цилиндр нагружен полезной силой F_p . Длина хода поршня S , избыточное давление в сети p , масса подвижных частей m . Определить диаметр пневмоцилиндра, общее усилие на поршень, скорость перемещения поршня, время его перемещения за один двойной ход, число двойных ходов в минуту, объемный расход воздуха и мощность, развиваемую поршнем пневмоцилиндра.

Таблица 2. Числовые значения величин

№ зада- чи	Наимено- вание ве- личин и единицы	Предпоследняя цифра шифра										0
		1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	Ж	Вода	Керосин	Бензин	Масло трансформаторное	Нефть	Масло турбинное	Глицерин	Спирт	Керосин	Бензин	
	$p_m, \text{ МПа}^*$	0,02 (вак.) 5	0,08 (изб.) 6	0,07 (абс.) 7	0,08 (абс.) 8	0,05 (вак.) 6	0,10 (абс.) 5	0,02 (вак.) 5	0,02 (изб.) 8	0,10 (абс.) 7	0,05 (изб.) 6	
	$H, \text{ м}$	100	200	300	120	140	160	180	200	180	160	
	$D, \text{ мм}$	50	100	140	60	70	80	90	100	90	80	
2	Ж	Нефть	Бензин	Керосин	Вода	Масло трансформаторное	Глицерин	Вода	Керосин	Масло турбинное	Бензин	
	$H, \text{ м}$	10	20	30	40	30	20	10	50	45	30	
	$D, \text{ мм}$	300	200	100	300	140	160	180	200	180	160	
	$d, \text{ мм}$	150	50	150	70	90	80	90	100	90	80	

* Здесь и далее в табл. 2 показание пружинного манометра $p_m, \text{ МПа}$; (вак.) — вакуум; (изб.) — давление избыточное; (абс.) — давление абсолютное.

Продолжение табл. 2

№ за- да- чи	Наимено- вание ве- личин и единицы	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
3	Ж	Масло трансформаторное	Вода	Глицерин	Вода	Масло турбинное	Масло трансформаторное	Вода	Масло турбинное	Вода	Глицерин
	R, Н	50	100	150	200	250	200	150	100	50	100
	H, м	2	1	1,5	2	3	1,5	2	3	1	1,5
	D, мм	500	600	700	600	500	400	350	400	300	200
	d, мм	120	150	180	150	120	100	90	100	75	50
	a, мм	700	700	1000	700	800	500	600	650	500	400
	b, мм	70	80	100	80	70	60	55	60	45	45
4	Ж	Вода	Бензин	Керосин	Вода	Масло трансформаторное	Глицерин	Нефть	Керосин	Масло турбинное	Бензин
	p _в , МПа	0,08 (изб.)	0,09 (абс.)	0,07 (абс.)	0,08 (изб.)	0,05 (изб.)	0,09 (абс.)	0,10 (абс.)	0,03 (изб.)	0,10 (абс.)	0,05 (изб.)
	p _в , МПа	0,01 (вак.)	0,01 (изб.)	0,02 (абс.)	0,02 (изб.)	0,03 (вак.)	0,03 (изб.)	0,01 (вак.)	0,01 (изб.)	0,02 (вак.)	0,02 (изб.)
	a, мм	200	300	400	100	200	300	200	100	400	200
	h, мм	500	3000	1300	600	500	400	500	300	600	300
5	Ж	Бензин	✓	Масло турбинное	Керосин	Вода	Глицерин	Масло трансформаторное	Вода	Керосин	Бензин
	H, м	3	4	5	6	5	4	4	6	5	8
	D, мм	500	600	700	600	500	400	500	600	700	400

6	Ж	Нефть	Керосин	Бензин	Масло трансформаторное	Вода	Масло турбинное	Глицерин	Вода	Керосин	Бензин
	p _в , МПа	0,5 (изб.)	0,4 (абс.)	0,3 (абс.)	0,8 (изб.)	0,4 (изб.)	0,2 (абс.)	0,6 (изб.)	0,4 (изб.)	0,7 (абс.)	0,6 (абс.)
	D, мм	1000	1500	2000	2500	2000	1500	1000	1500	2000	2500
	a, мм	700	900	1200	1500	1200	900	700	1000	1300	1500
7	H, м	10	10	7	8	7	9	10	9	8	7
	h, м	4,5	4,5	3	3,5	3	4	4,5	4	3,5	3
	l, м	46	4,5	3	6	4	4	5,2	6,7	4,65	2
	d, мм	300	30	30	50	40	30	35	50	40	20
8	Ж	Вода	Масло трансформаторное	Бензин	Керосин	Глицерин	Вода	Масло трансформаторное	Вода	Бензин	Глицерин
	Q, л/с	4	8	0,7	1,5	2,5	10	6	7,5	8	6
	l, м	6	8	10	6	8	10	12	8	6	15
	d, мм	50	70	20	40	40	80	60	70	70	60
9	Ж	Вода	Керосин	Бензин	Масло трансформаторное	Вода	Масло турбинное	Глицерин	Нефть	Бензин	Керосин
	F, Н	12 400	27 700	16 700	12 400	22 000	5500	3100	1370	16 700	8550
	D, мм	180	270	210	180	240	120	90	60	210	150
	d, мм	60	90	70	60	80	40	30	20	70	50
	l, м	18	27	21	18	24	12	9	6	21	15

Продолжение табл. 2

№ за-да-чи	Наимено-вание ве-личин и единицы	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
10	Ж	Керосин	Бензин	Вода	Глицерин	Масло индустримальное	Вода	Масло трансформаторное	Бензин	Вода	Керосин
	Q , л/с	0,72	0,21	0,29	251,3	14,4	0,29	8,66	0,21	0,29	0,72
11	Q , м ³ /с l , см h , см	0,259 259 30	0,285 315 40	0,306 366 50	0,330 407 60	0,352 446 70	0,376 179 30	0,400 224 40	0,424 264 50	0,447 300 60	0,470 334 70
12	Ж	Керосин	Масло веретенное	Вода	Масло веретенное	Керосин	Бензин	Вода	Керосин	Вода	Масло трансформаторное
	d , мм l , м	20 500	50 20	10 400	60 34	30 1710	10 745	8 203	25 990	12 685	80 225
13	F , Н D , мм d , мм a , мм	$4 \cdot 10^4$ 200	$9 \cdot 10^4$ 300	$7 \cdot 10^4$ 250	$11 \cdot 10^4$ 300	$3 \cdot 10^4$ 200	$7 \cdot 10^4$ 150	$20 \cdot 10^4$ 350	$2 \cdot 10^4$ 200	$1 \cdot 10^4$ 200	$2 \cdot 10^4$ 250
14	H , м d , мм	6 30	5 50	4 70	5 90	6 70	5 50	4 40	8 60	7 80	6 70

15	H , м d , мм	6 70	7 30	8 50	4 70	5 90	6 70	5 50	4 40	5 60	6 80
16	Q , л/с H , м	2,5 3,4	3,1 5,2	3,8 7,5	4,4 10	5,0 13,5	5,6 17	6,2 21	7,0 25	7,5 30	8,1 35
17	d , мм D , мм h , см H , см	15 19 35 98	20 25 40 110	25 31 45 125	30 38 50 140	35 44 55 154	30 37 52 145	25 31 42 128	20 25 38 105	15 18,5 36 100	20 25 40 112
18	v , м/с	2	2,5	3,0	1,5	2,3	2,8	1,6	3,5	3,2	3,0
19	Ж	Бензин	Вода	Масло трансформаторное	Бензин	Глицерин	Керосин	Нефть	Масло трансформаторное	Масло трансформаторное	Вода
	Q , л/с d , мм l , м	0,2 16 20	10 55 1000	0,5 22 50	0,3 16 25	0,2 18 20	0,2 16 25	0,2 16 25	0,1 10 10	0,5 20 50	15 70 1500
	δ , мм $t_{зак}$, с	2 0,5	3 2,0	2 0,7	2 0,8	2 0,6	3 0,7	2 0,6	2 0,2	2 0,6	3 2,0
20	Q , м ³ /мин d , мм l , м δ , мм	0,352 50 1200 7	1,41 100 1400 8,5	3,18 150 1600 9,5	5,66 200 2000 10,5	8,85 250 1500 11,5	12,7 300 1100 12,5	8,85 250 1300 11,5	5,66 200 1500 10,5	3,18 150 1700 9,5	1,41 100 1200 8,5
21	d , мм l , м δ , мм	100 1900 7	150 1700 8	200 1850 8	250 1750 10	300 1450 12	250 1900 11	200 1600 10	150 1800 9	100 1500 8	50 2000 6

Продолжение табл. 2

№ за- да- чи	Наимено- вание ве- личин и единицы	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
22	Q , л/с d , мм l , м n , об/мин C	15 100 15 2860 1000	25 125 18 2850 1100	35 150 12 2740 1200	62 200 15 1470 800	30 150 14 2500 1000	22 125 13 2890 900	14 100 17 1475 1200	100 250 16 1450 800	53 200 20 1500 900	32 150 15 2000 1000
23	Q , л/с H , м d , мм N_e , кВт n , об/мин	15 10 100 2,3 3000	25 8 125 3,2 2500	36 9 150 5,0 2000	63 20 200 17,3 1500	36 15 150 7,7 3000	25 12 125 4,4 3000	15 10 100 2,3 2000	25 5 125 2,3 2800	36 8 150 4,6 3000	15 16 100 3,4 2700
24	p_b , МПа l , м d , мм h , м Q , л/с	0,17 (абс.) 90 100 2,0 15	0,075 (изб.) 112 125 2,5 25	0,18 (абс.) 225 180 250 3,0 98	0,18 (абс.) 180 135 200 3,5 63	0,08 (изб.) 135 113 150 4,0 36	0,02 (вак.) 90 113 125 1,0 24	0,02 (изб.) 225 100 125 5,0 14	0,025 (вак.) 180 225 250 0,5 100	0,03 (вак.) 135 200 250 0 62	0,09 (абс.) 150 180 200 2,0 35
25	H_n , м d , мм l , м Q_0 , м ³ /с H_0 , м	30 200 6 0,7 100	45 100 25 0,1 150	6 250 100 0,3 20	30 100 30 0,1 100	30 50 50 0,01 100	60 80 80 0,1 200	60 100 100 0,1 200	6 200 200 0,3 20	15 70 70 0,03 50	15 300 280 0,3 50

26	H_n , м d , мм l , м Q_0 , м ³ /с H_0 , м	24 180 185 0,05 80	30 185 190 0,06 100	45 180 185 0,07 150	40 180 190 0,065 130	60 200 210 0,10 200	30 170 175 0,05 100	25 130 125 0,025 80	40 170 175 0,06 140	50 190 200 0,08 160	60 250 260 0,15 200
27	H_n , м d , мм Q_0 , м ³ /с H_0 , м	60 260 0,15 200	24 187 0,05 80	30 195 0,06 100	45 190 0,07 150	40 190 0,065 130	60 210 0,10 200	30 210 0,05 100	25 180 0,025 80	40 180 0,06 140	50 200 0,08 160
28	D , мм S , мм d , мм n , об/мин W , м ³ t , с	200 150 50 50 0,52 80	300 250 75 60 1,45 50	250 200 62,5 70 1,13 60	100 60 25 60 0,077 100	200 250 50 80 0,86 50	300 300 75 60 3,5 100	160 100 40 50 0,2 80	250 250 62,5 75 1,76 70	300 350 75 60 3,7 90	280 250 70 90 3,0 80
29	Q , л/с H_n , м l , м d , мм n , об/мин	30 10 20 100 100	50 15 25 150 90	65 20 35 200 80	150 15 40 250 70	200 10 35 300 60	150 25 35 250 90	100 20 30 200 80	60 30 25 150 70	120 35 20 250 60	200 25 40 300 100
30	D , мм S , мм n , ход/мин d_{in} , мм b , мм	80 200 60 64 50	90 260 75 72 65	100 160 50 80 40	110 220 65 88 55	120 180 55 96 45	70 240 70 56 60	90 280 80 72 70	100 300 85 72 75	110 320 90 88 80	80 340 95 64 85

Продолжение табл. 2

№ за-да-чи	Наимено-вание величин и единицы	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
31	$F, \text{Н}$ $S, \text{см}$ $n, \text{об/мин}$ $D, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	90 000	80 000	70 000	60 000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000
		100	115	120	100	110	105	120	130	105	112
		12	10	20	11	10	20	25	20	10	15
		145	150	130	120	110	120	130	140	145	155
32	$F_1, \text{Н}$ $Q, \text{л/с}$	5 500	8 250	11 000	13 750	16 500	4 130	6 900	9 600	12 400	15 100
		6	9	12	15	18	4,5	7,5	10,5	13,5	16,5
33	$F_1, \text{Н}$ $F_2, \text{Н}$ $Q, \text{л/с}$	7 000	9 500	12 000	10 500	12 400	20 700	20 500	20 700	28 700	30 700
		3 230	1 350	5 250	2 140	2 000	8 000	5 400	3 000	8 000	7 000
		12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
34	$F, \text{Н}$ $v, \text{см/с}$ $D_1, \text{мм}$ $D_2, \text{мм}$ $l, \text{м}$ $d, \text{мм}$	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000	90 000	80 000	70 000	60 000
		4	9,5	12,5	8,6	3,5	5,6	3,4	11	8	5,3
		110	120	130	138	145	155	145	138	130	120
		36	40	44	46	48	52	48	46	43	40
		10	15	12	10	8	14	12	10	8	12
35	$F, \text{Н}$ $S, \text{мм}$ $n, \text{об/мин}$ $D_1, \text{мм}$ $D_2, \text{мм}$ $l, \text{м}$ $d, \text{мм}$	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000	90 000	80 000	70 000	60 000	50 000
		150	120	220	100	112	105	130	150	145	120
		10,6	20	10	10	15	10	20	25	20	10
		120	130	138	145	155	145	138	130	120	110
		40	43	46	48	52	48	46	44	40	36
		25	20	22	25	18	16	20	24	30	20
36	$D_1, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	95 20	135 25	175 30	225 35	275 40	112 22	210 34	255 38	325 45	235 36
37	$N_1, \text{кВт}$ $Q, \text{л/с}$ $l, \text{м}$ $d, \text{мм}$	5 0,5	6 0,62	7,5 0,75	10 0,98	12 1,24	14 1,4	5 0,5	10 1,0	8 0,76	10 1,06
		36 18	40 20	44 22	50 25	56 28	60 30	36 18	50 25	44 22	52 26
38	$F_{np}, \text{Н}$ $p_1, \text{МПа}$ $p_2, \text{МПа}$ $D_1, \text{мм}$ $D_2, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	300 0,6	350 0,7	400 0,8	250 0,5	420 0,85	320 0,65	300 0,6	350 0,7	400 0,8	450 0,85
		0,4 50	0,5 45	0,6 45	0,3 35	0,55 40	0,35 50	0,3 56	0,4 48	0,6 50	0,65 55
		40 10	45 12	35 11	30 10	40 12	45 11	38 12	42 10	45 12	35 11
39	$p_c, \text{МПа}$ $D_1, \text{мм}$ $D_2, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	0,255 100	0,315 90	0,4 80	0,52 70	0,71 60	0,52 70	0,4 80	0,315 90	0,255 100	1,0 50
		50 25	45 20	40 20	35 18	30 10	35 16	40 15	45 20	50 25	25 12
40	$D, \text{см}$ $n_1, \text{об/мин}$	440 1500	420 2000	500 1500	450 1200	440 2200	430 1800	420 1400	460 1000	480 1300	500 1600
41	$M_{\text{д. макс}}, \text{Н}\cdot\text{м}$ $n_{\text{д. об/мин}}$	300 2200	350 1100	250 1100	400 2200	300 1100	350 2200	250 2200	400 2200	270 1100	280 2200
42	$F_{\text{н}}, \text{Н}$ $S, \text{мм}$ $P_{\text{изб}}, \text{МПа}$ $m, \text{кг}$	14 500 200 0,45 $80 \cdot 10^4$	15 000 220 $0,45 \cdot 10^4$ $85 \cdot 10^4$	14 000 240 0,5 $75 \cdot 10^4$	14 800 250 0,45 $78 \cdot 10^4$	16 000 300 0,55 $90 \cdot 10^4$	17 000 180 0,4 $70 \cdot 10^4$	17 500 300 0,6 $74 \cdot 10^4$	15 200 280 0,6 $85 \cdot 10^4$	18 000 240 0,58 $70 \cdot 10^4$	15 800 200 0,45 $82 \cdot 10^4$

36	$D_1, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	95 20	135 25	175 30	225 35	275 40	112 22	210 34	255 38	325 45	235 36
37	$N_1, \text{кВт}$ $Q, \text{л/с}$ $l, \text{м}$ $d, \text{мм}$	5 0,5	6 0,62	7,5 0,75	10 0,98	12 1,24	14 1,4	5 0,5	10 1,0	8 0,76	10 1,06
38	$F_{np}, \text{Н}$ $p_1, \text{МПа}$ $p_2, \text{МПа}$ $D_1, \text{мм}$ $D_2, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	300 0,6	350 0,7	400 0,8	250 0,5	420 0,85	320 0,65	300 0,6	350 0,7	400 0,8	450 0,85
39	$p_c, \text{МПа}$ $D_1, \text{мм}$ $D_2, \text{мм}$ $d, \text{мм}$	0,255 100	0,315 90	0,4 80	0,52 70	0,71 60	0,52 70	0,4 80	0,315 90	0,255 100	1,0 50
40	$D, \text{см}$ $n_1, \text{об/мин}$	440 1500	420 2000	500 1500	450 1200	440 2200	430 1800	420 1400	460 1000	480 1300	500 1600
41	$M_{\text{д. макс}}, \text{Н}\cdot\text{м}$ $n_{\text{д. об/мин}}$	300 2200	350 1100	250 1100	400 2200	300 1100	350 2200	250 2200	400 2200	270 1100	280 2200
42	$F_{\text{н}}, \text{Н}$ $S, \text{мм}$ $P_{\text{изб}}, \text{МПа}$ $m, \text{кг}$	14 500 200 0,45 $80 \cdot 10^4$	15 000 220 $0,45 \cdot 10^4$ $85 \cdot 10^4$	14 000 240 0,5 $75 \cdot 10^4$	14 800 250 0,45 $78 \cdot 10^4$	16 000 300 0,55 $90 \cdot 10^4$	17 000 180 0,4 $70 \cdot 10^4$	17 500 300 0,6 $74 \cdot 10^4$	15 200 280 0,6 $85 \cdot 10^4$	18 000 240 0,58 $70 \cdot 10^4$	15 800 200 0,45 $82 \cdot 10^4$

ПРИЛОЖЕНИЕ

1. Удельный вес γ и плотность ρ жидкостей при $t = 20^\circ\text{C}$

Наименование	γ , Н/м ²	ρ , кг/м ³
Бензин авиационный . . .	7 250...7 350	739...751
Вода пресная . . .	9 790	998,2
Глицерин безводный . . .	12 260	1 250
Керосин	7 770...8 450	792...840
Масло касторовое	9 250	970
Масло минеральное	8 600...8 750	877...892
Нефть	8 340...9 320	850...950
Ртуть	132 900	13 547
Спирт этиловый безводный . . .	7 740	789,3
Масло трансформаторное . . .	8 870...8 960	904...915
Масло турбинное . . .	9 200...9 300	940...952

2. Кинематический коэффициент вязкости жидкостей v при $t = 20^\circ\text{C}$

Жидкость	v , см ² /с	Жидкость	v , см ² /с
Бензин авиационный . . .	0,0073	Глицерин	8,7
Керосин Т-1	0,025	Воздух	0,149
Вода	0,010	Масло трансформаторное	0,3
Ртуть	0,0016	Масло индустриальное (веретенное)	0,5

3. Давление насыщения паров, МПа (абс.)

Вещество	Температура, °C				
	20	40	60	80	100
Бензин Б-70 . . .	0,0163	0,0332	0,056	0,1	—
Керосин Т-1 . . .	0,0035	0,0058	0,0075	0,0012	0,02
Вода	0,0033	0,008	0,02	0,048	0,1
Спирт	0,008	0,02	0,049	—	—

4. Модуль упругости жидкостей при $t = 50^\circ\text{C}$, МПа

Жидкость	Модуль упругости	Жидкость	Модуль упругости
Вода	2100	Турбинное масло	1750
Нефть	1300	Спирт	1000
Керосин	1400	Глицерин	4150
Ртуть	2 5100		

5. Модуль упругости металлов, МПа

Сталь	2 · 10 ⁵
Чугун	10 ⁵

СОДЕРЖАНИЕ

Общие методические указания	5
Литература	5
Методические указания к темам и разделам курса	6
Часть I. Гидравлика	6
Часть II. Лопастные гидромашины и гидродинамические пере- дачи	22
Часть III. Объемные насосы и гидроприводы	31
Контрольные задания	39
Приложение	60

Учебное издание

Гилинский Иосиф Абрамович

ГИДРАВЛИКА

**Методические указания и контрольные задания
для студентов-заочников инженерно-технических
специальностей высших учебных заведений**

Зав. редакцией А. В. Дубровский

Редактор Н. С. Сафонова

Технический редактор З. В. Нуждина

Корректор Г. А. Чечеткина

П/К

Изд. № ОТ-717. Сдано в набор 12.06.89. Подп. в печать 07.12.89. Формат 84×108^{1/4}.
Бум. кн.-журн. Гарнитура лингвистическая. Печать высокая. Объем 3,36 усл. печ. л.
3,36 усл. кр.-отт., 3,36 уч. час. в Тираж 55 000 экз. Зак. № 374. Цена 10 коп.

Издательство «Высшая школа» 101410, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 20/14
Ярославский полиграфкомбинат Госиздатапти СССР. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 67