

Министерство высшего и среднего специального
образования Республики Узбекистан

Андижанский инженерно-экономический институт
Кафедра “Общеинженерные дисциплины”

Курс лекций
по предметам

«Гидравлика и гидромашины»,
«Гидравлика, гидро и пневмопривод»

для направлений образования
5520700 - «Технологические машины и
оборудования»,
5521200 – «Эксплуатация и ремонт
транспортных средств»

Андижан 2008 г.

“УТВЕРЖДАЮ”

Курс лекций одобрен и рекомендован к изданию
Научно-методическим советом №9 Андижанского
инженерно-экономического института

Председатель совета _____ А. Хакимов
“_18_” _____ 06 _____ 2008 год

“ОДОБРЕНО”

Курс лекций рассмотрен и одобрен
советом Инженерного факультета № 10

Председатель совета _____ Н. Туйчибоев
“24” _____ 05 _____ 2008 год

“РЕКОМЕНДОВАНО”

Курс лекций рассмотрен на заседании № 10
кафедры «Общеинженерных дисциплин»

Зав. кафедрой _____ К.Эрматов

“_12_” _____ 05 _____ 2008 год

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

1. Носиров И. – Доцент кафедры «Эксплуатации
транспортных средств» АндИЭИ
2. Запаров А – Зав кафедрой Андижанского
Государственного университета,
к.т.н., доцент,

АВТОРЫ: К.т.н., доц. К.М. Эрматов, асс. Б. Ибрагимджанов, Курс
лекций по предмету «Гидравлика и гидромашины» – АндИЭИ, 2008год.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Лекция № 1

Тема:1. Введение. Основные физические свойства жидкости

I.1 Введение. История развития предмета	8
1.2. Основные понятия о жидкостях.	10
1.3. Основные физические свойства жидкости	11
1.4. Понятие об идеальной жидкости	13
Контрольные вопросы.....	14
Литература.....	14

Лекция № 2

Тема: 2. Гидростатика

2.1. Гидростатика	15
2.2. Гидростатическое давление и его свойства	17
2.3. Дифференциальное уравнение равновесия жидкости.....	19
2.4 Основное уравнение гидростатики	21
2.5 Закон Паскаля.....	23
Контрольные вопросы.....	24
Литература.....	24

Лекция № 3

Тема: 3.Сила давления жидкости на стенки сосудов

3.1. Сила давления жидкости на плоскую стенку.....	25
3.2 Сила давления жидкости на криволинейные стенки. Плавание тел.....	27
3.3. Прямолинейное равноускоренное движение сосуда с жидкостью.....	29
3.4. Равномерное вращение сосуда с жидкостью.....	32
Контрольные вопросы.....	36
Литература.....	36

Лекция № 4

Тема: 4. Кинематика и динамика жидкости

4.1. Основные понятия.....	37
----------------------------	----

4.2. Расход. Уравнение расхода.....	39
4.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.....	40
4.4. Вывод дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости и их интегрирование.....	42
Контрольные вопросы.....	45
Литература.....	45

Лекция № 5

Тема: 5 . Уравнение Бернулли

5.1. Геометрический и физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли.....	46
5.2. Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости.....	50
5.3. Гидравлические потери (общие сведения).....	53
Контрольные вопросы.....	56
Литература.....	56

Лекция № 6

Тема: 6. Виды движения жидкости

6.1. Режимы течение жидкостей в трубах	57
6.2. Гидродинамическое подобие	59
6.3. Ламинарное течение жидкости	61
6.4. Турбулентное течение жидкости	65
Контрольные вопросы.....	684
Литература.....	68

Лекция № 7

Тема: 7. Гидравлические сопротивления

7.1. Понятие о гладких и шероховатых трубах.....	69
7.2. Турбулентное течение в шероховатых трубах.....	70
7.3. Потеря энергии в области местных сопротивлений	74
7.4. Коэффициент сопротивления системы.....	76
Контрольные вопросы.....	78
Литература.....	78

Лекция № 8

Тема: 8. Истечение жидкости через отверстия и насадки

8.1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре	79
8.2. Истечение через насадки при постоянном напоре.....	81
8.3. Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре	82
8.4. Истечение при несовершенном сжатии. Истечения под уровень.....	83
Контрольные вопросы.....	86
Литература.....	86

Лекция № 9

Тема: 9. Способы преобразования энергии. Лопастные насосы

9.1. Назначения гидравлических машин и краткие сведения о них.....	87
9.2. Основные параметры насосов.:	88
9.3. Центробежные насосы	91
9.4. Баланс энергии в лопастном насосе.	92
Контрольные вопросы.....	95
Литература.....	95

Лекция №10

Тема: 10. Эксплуатация лопастных насосов

10.1. Характеристика центробежного насоса.....	96
10.2. Насосная установка и ее характеристика	99
10.3. Работа насоса на сеть.....	101
10.4. Регулирование режима работы насоса.....	103
10.5. Последовательная и параллельная работа насосов на сеть.....	105
Контрольные вопросы.....	109
Литература.....	109

Лекция №11

Тема: 11. Объемные гидромашинны

11.1 Поршневые насосы.	110
-----------------------------	-----

11.2. Устройство и принцип работы роторно-поршневых гидромашин.....	114
11.3. Пластинчатые насосы.....	117
11.4. Шестеренные насосы.	118
11.5. Винтовые насосы и гидродвигатели.....	120
Контрольные вопросы.....	122
Литература.....	122

Лекция №12

Тема:12 Объемные гидроприводы

12.1. Общие положения.	123
12.2. Принцип действия гидропривода.	124
12.3. Принципиальные схемы гидроприводов.	125
Контрольные вопросы.....	127
Литература.....	127

Лекция №13

Тема: 13. Гидродвигатели вращательного движения

13.1. Гидромоторы поршневого типа.....	128
13.2. Пластинчатые гидромоторы.	130
13.3. Шестеренные гидромоторы.	131
Контрольные вопросы.....	133
Литература.....	133

Лекция №14

Тема :14. Гидродвигатели прямолинейного и поворотного движения

14.1. Силовые гидроцилиндры.....	134
14.2. Моментный гидроцилиндр.....	136
14.3. Выравнивание скорости поршня.....	138
Контрольные вопросы.....	140
Литература.....	140

Лекция № 15

Тема: 15. Гидродинамические передачи

15.1. Основные свойства гидродинамических передач.....	141
15.2. Рабочие жидкости.....	142

15.3. Гидромуфты...	144
Контрольные вопросы.....	146
Литература.....	146

Лекция № 16

Тема: 16. Распределители

16.1. Понятие о гидроаппаратуре.....	147
16.2. Золотниковые распределители.....	147
16.3. Крановые распределители.	149
16.4. Клапанные распределители.....	150
Контрольные вопросы.....	152
Литература.....	152

Лекция № 17

Тема:17. Дроссельные устройства и клапаны

17.1. Дроссельные устройства.....	153
17.2. Обратные клапаны	155
17.3. Предохранительные клапаны.....	156
17.4. Редукционные клапаны.....	157
Контрольные вопросы.....	159
Литература.....	159

Лекция №18

Тема:18. Гидроусилители и гидравлические следящие приводы. Проектирование гидропневмоприводов

18.1. Гидравлические усилители.....	160
18.2. Распределительные устройства гидроусилителей.....	162
18.3. Электрогидравлический шаговой привод	163
18.4. Структура, элементная база и области применения гидропневмоприводов.....	164
18.5. Исходные данные и порядок разработки гидропневмосхем...	170
Контрольные вопросы.....	172
Литература.....	172
Ключевые слова.....	173
Список использованных литератур.....	178

Лекция №1

Тема: ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ.

ПЛАН:

1. Введение. История развития предмета
2. Основные понятия о жидкостях.
3. Основные физические свойства жидкости
4. Понятие об идеальной жидкости

1. Введение. История развития предмета

Гидравликой называется прикладная техническая наука, в которой изучаются законы равновесия и движения капельных жидкостей, а также методы применения этих законов в различных областях инженерной практики.

Чтобы познать рассматриваемые явления, установить причины их возникновения, а также условия протекания, в гидравлике широко используются упрощенные приёмы решения некоторых задач для получения приближенных, но иногда крайне необходимых ответов на вопросы инженерной практики.

Решения отдельных частных вопросов раздела гидравлики, рассматривающего законы равновесия жидкостей, были даны еще Архимедом в 250 г до н. э. в его трактате “О плавающих телах”, который считается первым научным трудом в области гидравлики.

Известный закон Архимеда, определяющий силы давления жидкости на поверхность погруженного в нее тела, дошел в полной неприкосновенности до наших дней. В XIV веке знаменитый ученый Леонардо да Винчи (1452-1519) написал исследования “О движении и измерении воды”, которое правда, было опубликовано только в XX столетии.

Последующие главнейшие работы в области гидравлики принадлежат Галилею (1564-1642), Торричелли (1608-1647), Паскалю (1623-1662) и Исааку Ньютону (1642-1726). Торричелли сформулировал закон истечения жидкости из отверстий. Паскалю принадлежит закон о передаче давления внутри жидкости, а Исаак Ньютон высказал гипотезу о внутреннем трении жидкости и установил закон динамического подобия движущихся потоков, широко применяющихся в настоящее время в теории моделирования при гидравлических лабораторных исследованиях.

Перечисленные выше работы крупнейших ученых XVI – XVII веков сыграли большую роль в деле развития отдельных разделов гидравлики. Однако как самостоятельная наука гидравлика начала формироваться только после работ, выполненных в Российской академии наук академиками Михаилом Ломоносовым (1711-1765), Даниилом Бернулли (1700-1782) и

Леонардом Эйлером (1707-1783), которые установили основные законы движения жидкости, ставшие теоретической основой гидравлики.

Гениальный русский учёный М.В.Ломоносов в классическом труде “Рассуждения о твердости и жидкости тела”, открыв закон сохранения вещества и движения, создал теоретическую базу для дальнейшего развития гидродинамики, т.е. раздела гидравлики, рассматривающего законы движения жидкостей.

В выдающемся труде “Гидродинамика”, опубликованном в 1738 г. академик Бернулли получил широкое известное уравнение, устанавливающее связь между давлением, скоростью движения и глубиной. Оно является основным уравнением гидродинамики.

Академик Эйлер в сочинении “Общие принципы движения жидкости” (1755) вывел дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкостей, дав более общее решение данной задачи. В частности, из дифференциальных уравнений Эйлера легко может быть получено уравнение Бернулли.

Исследования Бернулли и Эйлера в дальнейшем были продолжены и расширены, причем вплоть до начала XX столетия основными проблемами гидравлики являлись изучение турбулентности потока и общих законов сопротивления движению вязких жидкостей, исследование движения потока в трубах, каналах и водосливах, изучение гидравлического удара в трубах и потерь энергии на местных сопротивлениях, исследование проблемы фильтрации жидкости через пористую среду, разработка теории размерности и подобия и т.п. При этом особое внимание уделялось лабораторному экспериментированию.

В этот период над перечисленными выше проблемами гидравлики работали многие иностранные и русские ученые. Наибольший интерес представляют исследования таких иностранных авторов, как Шези (1755), Вентури (1780), Вейсбах (1842), Базен (1858-1897) и Рейнольдс (1883). Их работы оставили значительный след и оказали свое влияние на дальнейшее развитие гидравлики.

Французский ученый Шези известен работами в области равномерного движения жидкости. Его формула для средней скорости движения жидкости и в настоящее время является основной при расчете каналов, естественных русел и труб. Работы Вентури посвящены главным образом исследованиям истечения жидкости через отверстия и насадки, а работы Вейсбаха – преимущественно изучению местных и путевых потерь в трубах. Результаты широких исследований Базена, изучавшего истечение жидкости, используются и в настоящее время.

Следует особенно отметить работы английского физика Осборна Рейнольдс, который впервые (1883) на основании поставленных им чрезвычайно наглядных экспериментов показал существование двух режимов при движении реальных жидкостей – ламинарного и турбулентного.

Большую роль в развитии гидравлики того времени сыграли русские ученые. В первую очередь здесь следует отметить работы профессора

Казанского университета И.С. Громека (1851-1889), основателя русской школы гидравликов, рассматривавшего структуру потока жидкости как вихревую. Профессор Н.П.Петров (1836-1920) опубликовал в 1882 году исследование “Гидродинамическая теория трения при наличии смазывающей жидкости”, принесшее ему мировую известность. Великий русский ученый профессор Н.Е Жуковский (1847-1920) еще в конце XIX столетия решил вопрос о гидравлическом ударе в трубах (1898), проложив тем самым начало исследованию одной из важнейших проблем гидравлики.

В результате содружества науки и производства гидравлика превратилась в передовую практическую науку.

2. Основные понятия о жидкостях.

Жидкость в гидравлике рассматривается как непрерывная среда, заполняющая пространство без пустот и промежутков, т. е. как континуум. Тем самым отвлекаются от молекулярного строения вещества и рассматриваемые частицы жидкости, даже бесконечно малые, считают состоящими из большого числа молекул.

Жидкость представляют собой физическое тело, в котором силы межмолекулярного сцепления меньше, чем у твердых тел. Поэтому частицы жидкости легко подвижны и приобретают как поступательное, так и вращательное движение. Весьма малые силы, действующие на жидкость, способны вызывать изменение ее формы. В отличие от твердых тел, жидкости не обладают способностью сохранять свою форму и приобретают форму сосуда, в котором они находятся.

Жидкость настолько подвижна, что она течет под действием силы тяжести. В обычном состоянии жидкость оказывает весьма малое сопротивление разрыву и большое сопротивление всестороннему сжатию. Вместе с тем жидкость оказывает значительное сопротивление относительному движению соседних слоёв.

Обычно под общим названием жидкости объединяют капельные жидкости и газы, когда их можно считать как сплошную малосжимаемую легкоподвижную среду.

Капельные жидкости – вода, нефть, керосин, бензин, ртуть и другие – образуют капли. Газообразные жидкости – воздух и другие газы – в обычном состоянии капель не образуют.

В гидравлике рассматриваются только капельные жидкости. При этом под капельной жидкостью понимают тело, обладающее свойством текучести, т.е. способное под действием весьма малых сил существенно изменять свою форму, но в отличие от газа крайне мало изменяющее свою плотность при изменении давления. Однако в тех случаях, когда имеется возможность пренебрегать сжимаемостью газов, вполне допустимо применение к газам основных зависимостей гидравлики.

3. Основные физические свойства жидкости

Перейдем теперь к краткому изложению основных физических свойств жидкостей, с которыми приходится сталкиваться при изучении гидравлики. К таким свойствам относятся объемный вес, плотность, сжимаемость, температурное расширение и вязкость жидкости.

Объемный вес. Объемным весом жидкости называется отношение

$$\gamma = G / W \quad (1.1)$$

где G – вес, W – объем жидкости.

Величину γ также называют удельным весом.

Плотность. Плотностью называется масса единицы объема, т.е. отношение массы M к ее объему W :

$$\rho = M / W \quad (1.2)$$

За единицу плотности принимается килограмм на кубический метр ($\text{кг}/\text{м}^3$). Что соответствует плотности такого однородного вещества, на один кубический метр которого приходится масса в один килограмм.

Сжимаемость. Сжимаемостью называется свойство жидкости изменять свой объём при изменении давления и температуры. Капельные жидкости характеризуются очень малой сжимаемостью, вследствие чего коэффициент объемного сжатия β_w , т.е. число, определяющее относительное уменьшение объема жидкости при увеличении давления на одну атмосферу

$$\beta_w = dW / W_0 dp \quad (1.3)$$

очень мал.

Здесь W_0 – начальный объём, м^3 ;

dW – элементарное изменение объема, м^3 ;

dp – элементарное изменение давления. $\text{кг}/\text{м}^2$;

Температурное расширение. Коэффициент температурного расширения жидкостей β_t т.е. число, определяющее увеличение объема жидкости при повышении температуры на 1°C и равное

$$\beta_t = dW / W_0 dt \quad 1^\circ\text{C} \quad (1.4)$$

изменяется по мере изменения давления. Коэффициент температурного расширения для воды увеличивается с возрастанием давления, но для большинства других капельных жидкостей этот коэффициент с ростом давления уменьшается.

Силы внутреннего трения (Силы вязкости). При движении реальных жидкостей в результате перемешивания ее частиц возникают касательные силы трения вдоль линии токов и по другим направлениям. Всякое трение сопровождается потерей энергии, поэтому при движении вязких жидкостей неизбежно теряется часть энергии, содержащейся в потоке. Еще в 1687 году, Ньютон, рассматривая прямолинейный параллельно-струйный поток высказал гипотезу о том что силы внутреннего трения, возникающие между соседними движущимися слоями жидкости, прямо пропорциональны скорости относительного движения и площади

поверхности соприкосновения, вдоль которой совершается относительное движение. Они зависят от рода жидкости и не зависят от давления.

Гипотеза Ньютона подвергалась многократной проверке и полностью подтвердилась. Чрезвычайно ценные исследования для доказательства этой гипотезы были выполнены крупнейшим русским ученым профессором Н.П.Петровым (1836-1920), создателем гидродинамической теории смазки.

Предположение о пропорциональности продольных сил внутреннего трения скорости относительного движения соприкасающихся слоев жидкости для случая прямолинейного движения в математической форме может быть выражено следующим образом:

$$T = S \mu \, du / dh \quad (1.5)$$

Где T – сила внутреннего трения;

du/dh – градиент скорости имеющий положительный или отрицательный знак в зависимости от характера изменения скорости по сечению;

du – разность скоростей движения соседних соприкасающихся слоёв жидкости в предположении, что эти слои являются бесконечно тонкими;

dh – расстояние между осями соседних слоёв (рис 1.1)

S – площадь соприкасающихся слоёв;

μ – коэффициент динамической вязкости, характеризующий вязкость жидкости.

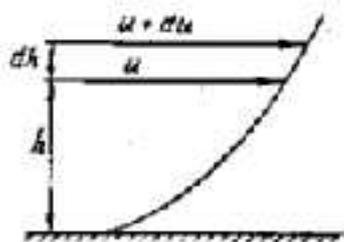


Рис. 1

Рис.1.1

В результате внутреннего трения в вязких жидкостях возникают касательные напряжения, которые могут быть определены путем деления силы внутреннего трения T на площадь трения S :

$$\tau = T / S = \pm \mu \, du / dh \quad \text{кг/м}^2$$

Так как величина касательных напряжений τ всегда должна быть положительной, то знак в формуле следует принимать в зависимости от знака градиента скорости du/dh .

Когда движение жидкости прекращается и скорости скольжения становятся равными нулю, исчезают и силы внутреннего трения. Поэтому в жидкости, находящейся в покое, силы внутреннего трения и следовательно касательные напряжения не проявляются.

Коэффициентом вязкости

$$\mu = \tau / du / dh \quad (1.6)$$

характеризующей вязкость капельных жидкостей, называется динамическим коэффициентом вязкости и имеет размерность кг/сек/м^2 .

За единицу вязкости обычно принимают дину-секунду на квадратный сантиметр (*дин сек / см²*), равную 1г (*см сек*) и называемую пуазом.

На практике наиболее часто пользуются не динамическим коэффициентом вязкости μ а отношением его к плотности жидкости $\nu = \mu / \rho$, называемым кинематическим коэффициентом вязкости.

Единицей измерения кинематического коэффициента вязкости является стокс, равный $\nu = 1 \text{ см}^2/\text{сек}$.

4. Понятие об идеальной жидкости.

При рассмотрении основных физических свойств капельных жидкостей было установлено, что жидкости, существующие в природе, или, как их обычно называют, “реальные жидкости”, обладают практически постоянной плотностью, а также характеризуются наличием очень малых сил сцепления между отдельными частицами. Эти физические свойства реальных капельных жидкостей позволил ввести в гидравлику понятие “идеальной”, или “совершенной” жидкости. Что произведено с целью облегчения решения многих задач и проблем гидромеханики и практической инженерной гидравлики.

Итак. “Идеальной” жидкостью называется такая условная жидкость, которая считается совершенно несжимаемой и не расширяющейся, обладает абсолютной подвижностью частиц и в ней отсутствуют силы внутреннего трения.

Совершенно очевидно что, пренебрегая сжимаемостью и расширяемостью жидкости, а также силами сцепления и силами внутреннего трения, мы значительно облегчаем решение многих задач. Во многих случаях учет всех этих факторов не позволил бы вообще получить никаких решений в конечном виде. Поэтому использование понятия об идеальной жидкости оказалось весьма полезным и практичным.

Рассматривая вместо реальной жидкости идеальную, мы а ряде случаев не делаем очень большой ошибки. Если идеальная жидкость считается абсолютно несжимаемой и нерасширяющейся, то и в реальных жидкостях мы наблюдаем практически постоянные объемы и плотности. Если в идеальной жидкости частицы ее считаются абсолютно подвижными, то в реальных они являются очень подвижными. Следовательно, только пренебрежением вязкостью жидкостей может дать более или менее существенное расхождение в получаемых результатах с действительными условиями. Но здесь на помощь приходит лабораторное экспериментирование, а также наблюдения в натуре, которые позволяют учесть и устранить неточности, неизбежно возникающие в результате рассмотрения движения идеальной жидкости вместо реальной.

Контрольные вопросы:

1. Что называется гидравликой?
2. Дайте понятие о массовой силе?
3. Дайте понятие о поверхностной силе?
4. Формула давления.
5. Что называется объемным весом?
6. Что называется плотностью?
7. Что называется сжимаемостью?
8. Дайте понятие о температурном расширении.
9. Коэффициент вязкости.
10. Дайте понятие об идеальной жидкости.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд.«Машиностроение», 1982г. Стр. 4-14.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1970г. стр. 6- 19.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос»,1999 г. Стр. 40-50.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия»,1995 г. стр. 93-103.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Недра, 1995г. Стр. 3-17
6. Штеренлихт А.Гидравлика, - М.: «Машиностроение» 1998г.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, М.: «Высшая школа», 1978г. стр.4-8.

Лекция №2

Тема: ГИДРОСТАТИКА

ПЛАН

1. Гидростатика. Силы, действующие на жидкость.
2. Гидростатическое давление и его свойства.
3. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости.
4. Основное уравнение гидростатики.
5. Закон Паскаля

1. Гидростатика. Силы действующие на жидкость.

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости и их практические приложения.

Жидкости практически не способны сопротивляться растяжению, а в неподвижных жидкостях не действуют касательные силы. Поэтому на неподвижную жидкость из поверхностных сил могут действовать только силы давления; причем на внешней поверхности рассматриваемого объема жидкости силы давления всегда направлены по нормали внутрь объема жидкости и, следовательно, являются сжимающими. Под внешней поверхностью жидкости понимают не только поверхность раздела жидкости с газообразной средой или твердыми стенками, но и поверхность объема, мысленно выделяемого из общего объема жидкости.

Таким образом, в неподвижной жидкости возможен лишь один вид напряжения – напряжения сжатия, т.е. гидростатическое давление.

Вследствие текучести жидкости в ней не могут действовать сосредоточенные силы, а возможно лишь действие сил, непрерывно распределенных по ее объему или по поверхности. В связи с этим силы, действующие на рассматриваемые объемы жидкости и являющиеся по отношению к ним внешними, разделяют на массовые и поверхностные.

Массовые силы пропорциональны массе жидкого тела, или, для однородных жидкостей, - его объему. Это прежде всего сила тяжести, а затем силы инерции переносного движения, действующие на жидкость при относительном ее покое в ускоренно движущихся сосудах или при относительном движении жидкости в руслах, перемещающихся с тем или иным ускорением.

Поверхностные силы непрерывно распределены по поверхности жидкости и при равномерном их распределении пропорциональны величине этой поверхности. Эти силы обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел, соприкасающихся с данным жидким телом.

В общем случае поверхностная сила ΔR , действующая на площадке ΔS , направлена под некоторым углом к ней, и ее можно разложить на нормальную ΔP и тангенциальную ΔT составляющие (рис 2.1). Первая, если она направлена внутрь объема, называется *силой давления*, а вторая – *силой трения*.

Как массовые, так и поверхностные силы в гидромеханике рассматривают обычно в виде единичных сил, т.е. сил, отнесенных к соответствующим единицам. Массовые силы относят к единице массы, а поверхностные к единице площади.

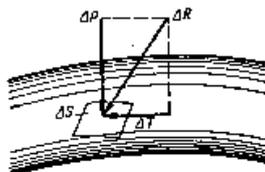


Рис 2.1

Так как всякая массовая сила равна произведению массы на ускорение, то, следовательно, единичная массовая сила, численно равна соответствующему ускорению.

Единичная поверхностная сила, называемая напряжением поверхностной силы, как и всякая сила, раскладывается на нормальное и касательное напряжение

Нормальное напряжение, т.е. напряжение силы давления, называется гидромеханическим давлением или просто давлением и обозначается буквой p .

Если сила давления ΔP равномерно распределена по площадке ΔS или ищут среднее значение гидромеханического давления, то последнее определяют по формуле

$$p = \Delta P / \Delta S \quad (2.1)$$

В общем же случае гидромеханическое давление в данной точке равно пределу, к которому стремится отношение силы давления к площадке, на которую она действует, при стремлении величины площадки к нулю, т.е. при стягивании площадки в точку.

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \Delta P / \Delta S \quad (2.2)$$

Если давление p отсчитывается от нуля, то оно называется абсолютным, а если отсчитывается от атмосферного, то его называют избыточным, или манометрическим. Следовательно, абсолютное давление

$$P_{абс} = P_a + P_{изб.}$$

За единицу давления в международной системе единиц принято равномерно распределенное давление, при котором на площадь 1м^2 действует сила 1 ньютона, т.е. $1\text{н}/\text{м}^2$.

Касательное напряжение в жидкости, т.е. напряжение трения, обозначается буквой τ и выражается подобно давлению пределом

$$\tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \Delta T / \Delta S \quad (2.3)$$

а единицы его измерения те же, что и давления.

2. Гидростатическое давление и его свойства.

Рассмотрим основное свойство гидростатического давления. Первое свойство: гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к площадке, на которую это давление действует. Доказывается оно методом от противного. Будем рассматривать некоторый объем жидкости, находящийся в равновесии. Разделим этот объем произвольной поверхностью S-S на две части. На поверхности раздела возьмем точку А. Предположим, что сила гидростатического давления, приложенная в этой точке, направлена не по нормали к площадке, на которой расположена точка А. Тогда сила гидростатического давления Р могла бы быть разложена на две составляющие: на нормальную Р_н и касательную Р_к к поверхности S-S. Но, как известно, жидкость не может сопротивляться касательным усилиям. Поэтому, если бы могла существовать касательная составляющая силы гидростатического давления Р_к, то частицы жидкости вышли бы из равновесия, т.е. нарушилось бы основное условие о равновесии жидкости. Следовательно, наше предположение неправильно, а потому единственно возможное направление силы гидростатического давления – нормальное к площадке.

Докажем теперь, что сила гидростатического давления может быть направлена только по внутренней нормали. Предположим, что сила гидростатического давления направлена по внешней нормали. Так как в идеальной жидкости не может существовать растягивающих усилий, то при направлении силы гидростатического давления по внешней нормали частицы жидкости пришли бы в движение, что опять противоречит условию о равновесии. Следовательно, единственно возможное направление силы гидростатического давления – по внутренней нормали. Таким образом, силы гидростатического давления, будучи всегда направлены внутрь жидкости, являются силами сжимающими.

Второе свойство: гидростатическое давление в любой точке жидкости

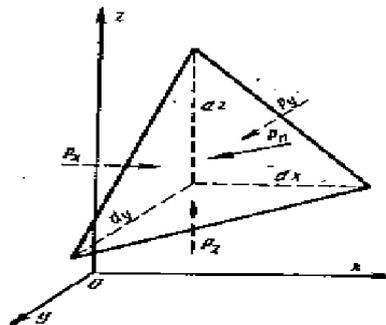


Рис 2.2

по всем направлениям одинаково. Это свойство может быть доказано следующим образом: в жидкости находящейся в равновесии, выделим около точки А (рис. 2.2) бесконечно малую пятигранную призму с бесконечно малыми сторонами.

Для доказательства этого свойства выделим в неподвижной жидкости элементарный объем в форме тетраэдра с ребрами, параллельными координатным осям и соответственно равными dx , dy , и dz (рис 2.2). Пусть внутри выделенного объема на жидкость действует единичная массовая сила, составляющие которой равны X, Y, Z . Обозначим через p_x гидростатическое давление, действующее на грань, нормальную к оси Ox , через p_y – давление на грань, нормальную к оси Oy , и т.д. Гидростатическое давление, действующее на наклонную грань, обозначим через p_n , а площадь этой грани – через dS .

Составим уравнение равновесия выделенного объема жидкости сначала в направлении оси Ox , учитывая при этом, что все силы направлены по нормальям к соответствующим площадкам внутрь объема жидкости. Проекция сил давления на ось Ox равна

$$p_x dy dz / 2 - p_n dS \cos(n, x).$$

Масса жидкости в тетраэдре равна произведению ее объема на плотность, т.е. $dx dy dz / 6$, следовательно, массовая сила, действующая на тетраэдр вдоль оси Ox , составляет $dx dy dz \rho X / 6$.

Уравнение равновесия тетраэдра запишем в виде:

$$dy dz p_x / 2 - p_n dS \cos(n, x) + dx dy dz \rho X / 6 = 0.$$

Разделив это уравнение на площадь $dy dz / 2$, которая равна площади проекции наклонной грани dS на плоскость yOz , т.е. $dy dz / 2 = dS \cos(n, x)$, получим $p_x - p_n + dx X \rho / 3 = 0$.

При стремлении размеров тетраэдра к нулю последний член уравнения, содержащий множитель dx , а также стремится к нулю, а давление p_x и p_n остаются величинами конечными. Следовательно, в пределе получим

$$p_x - p_n = 0 \text{ или } p_x = p_n$$

Аналогично составляя уравнение равновесия вдоль осей Oy , находим

$$p_y = p_n, p_z = p_n \text{ или } p_x = p_y = p_z = p_n \quad (2.1)$$

Так как размеры тетраэдра dx , dy и dz взяты произвольно, то и наклон площадки dS произволен и, следовательно, в пределе при стягивании тетраэдра в точку давление в этой точке по всем направлениям будет одинаково.

Это положение можно легко доказать, основываясь на формулах сопротивления материалов для напряжений при сжатии по двум и трем взаимно перпендикулярным направлениям.

Для этого положим в указанных формулах касательное напряжение равным нулю, в результате чего получим $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -p$.

Рассмотренное свойство давления в неподвижной жидкости имеет место также при движении невязкой жидкости. При движении же реальной

жидкости возникают касательные напряжения, вследствие чего давление в реальной жидкости указанным свойством, строго говоря, не обладает.

3. Дифференциальное уравнение равновесия жидкости.

Рассмотрим равновесие жидкости. Для этого в пространстве исследуемой жидкости выбираем систему координатных осей x, y, z с центром в точке O и фиксируем произвольную точку A с координатами x, y, z (рис 2.3). Затем около точки A выделим бесконечно малый параллелепипед, 1-2-3-4-5-6-7-8 с бесконечно малыми сторонами dx, dy и dz так, чтобы точка A находилась в центре этого параллелепипеда. Гидростатическое давление, возникающее в точке A под действием внешних сил, обозначим через p . Выделенный параллелепипед, находящийся под действием внешних сил, будет в равновесии в том случае, если сумма проекций всех действующих сил на любую из координатных осей равна нулю.

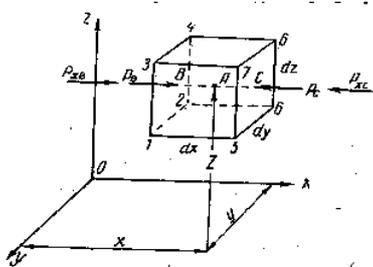


Рис 2.3

Установим внешние силы, действующие на исследуемый нами жидкий параллелепипед. Внешними силами здесь являются:

- 1) объемные силы, пропорциональные массе параллелепипеда;
- 2) силы гидростатического давления, действующие на грани параллелепипеда со стороны окружающей жидкости.

Обозначим через X, Y и Z проекции всех массовых сил (сила тяжести и силы инерции), отнесенные к единице массы, на координатные оси x, y, z . Тогда проекция объемных сил dQ_x на ось x будет равна

$$dQ_x = X dM,$$

где

$$dM = dx dy dz \rho$$

Следовательно,

$$dQ_x = X dx dy dz \rho$$

Аналогичным путем определяются проекции массовых сил на оси y и z :

$$dQ_y = Y dx dy dz \rho \text{ и } dQ_z = Z dx dy dz \rho$$

Переходим к установлению сил гидростатического давления, действующих на грани параллелепипеда. Рассмотрим силы, действующие на вертикальные грани 1-2-3-4 и 5-6-7-8. Согласно первому свойству

гидростатического давления, эти силы действуют нормально к указанным площадкам, т.е. направлены вдоль оси x . Проведем через точку А горизонтальную линию ВС, которая пересечет грань параллелепипеда 1-2-3-4 в точке В, а грань 5-6-7-8 в точке С. Гидростатическое давление в точке В мы обозначим через p_B , а в точке С – через p_C . Так как в жидкой среде гидростатическое давление изменяется непрерывно по линейному закону, гидростатического давления в точках В и С будут выражаться зависимостями

$$p_B = p - dx dp / 2dx$$

и

$$p_C = p + dx dp / 2dx,$$

где частная производная dp/dx называется градиентом гидростатического давления. Площадки 1-2-3-4 и 5-6-7-8 являются бесконечно малыми, поэтому гидростатические давления для этих площадок. Следовательно, можно установить величины сил гидростатического давления на рассматриваемые площадки P_{xB} и P_{xC} :

$$P_{xB} = (\text{пл. 1-2-3-4}) P_B = dydz(p - dpdx/2dx); \quad (2.2)$$

$$P_{xC} = (\text{пл. 5-6-7-8}) P_C = dydz(p + dpdx/2dx)$$

Составим уравнение равновесия исследуемого нами жидкого параллелепипеда 1-2-3-4-5-6-7-8 относительно оси x . Проектируя на ось x все внешние силы, действующие на параллелепипед, получаем

$$P_{xB} - P_{xC} + dQ_x = 0. \quad (2.3)$$

Здесь силы гидростатического давления P_{xB} и P_{xC} , будучи нормальными к граням 1-2-3-4 и 5-6-7-8, спроектируются на ось x в натуральную величину. Проекции же всех остальных сил гидростатического давления, действующих на другие грани, будут равны нулю, а потому в уравнении (2) не войдут. Уравнение (3) можно переписать следующим образом:

$$dydz (p - dpdx / 2dx) - dydz (p + dpdx / 2dx) + Xdx dydz \rho = 0.$$

После несложных преобразований получим

$$-dp dx dydz / dx + X dx dydz \rho = 0.$$

Окончательно

$$-dp / dx + \rho X = 0. \quad (2.4)$$

Аналогичным путем можно составить уравнение равновесия относительно осей y и z :

$$-dp / dy + \rho Y = 0 \quad (2.5)$$

$$-dp / dz + \rho Z = 0 \quad (2.6)$$

Полученные уравнения (4), (5) и (6) являются дифференциальными уравнениями равновесия жидкости (Эйлера):

$$\begin{aligned} -dp / dx + \rho X &= 0 \\ -dp / dy + \rho Y &= 0 \\ -dp / dz + \rho Z &= 0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Для дальнейшего исследования произведем преобразование системы дифференциальных уравнений (2.7). Умножив каждое из уравнений соответственно на dx , dy и dz , получим:

$$\begin{aligned} -dpdx / dx + \rho X dx &= 0 \\ -dpdy / dy + \rho Y dy &= 0 \\ -dpdz / dz + \rho Z dz &= 0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Сложим эту систему уравнений:

$$dp dx / dx + dp dy / dy + dp dz / dz = \rho (X dx + Y dy + Z dz) \quad (2.9)$$

Так как гидростатическое давление является функцией только координат точки $p = f(x, y, z)$, то левая часть уравнения представляет собою полный дифференциал давления

$$dp = dpdx/dx + dpdy/dy + dpdz/dz \quad (2.10)$$

Следовательно,

$$dp = \rho (X dx + Y dy + Z dz) \quad (2.11)$$

Так как плотность рассматриваемой нами жидкости ρ является постоянной, то уравнение (11) может иметь смысл только в том случае, если правая часть этого уравнения также является полным дифференциалом. Для этого необходимо, чтобы существовала такая функция $U = f(x, y, z)$, частные производные которой по x, y, z были бы равны:

$$dU/dx = X ; dU/dy = Y \text{ и } dU/dz = Z \quad (2.12)$$

Такая функция называется потенциальной, или силовой, а силы, которые этой функцией выражаются, - силами, имеющими потенциал.

Следовательно, жидкость может находиться в равновесии только тогда, когда система массовых сил, действующих на нее, будет иметь потенциал; наибольшее значение из них имеют силы тяжести и силы инерции.

4. Основное уравнение гидростатики.

Рассмотрим распространенный частный случай равновесия жидкости, когда на нее действуют лишь одна массовая сила – сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Если этот объем весьма мал по сравнению с объемом Земли, то свободную поверхность жидкости можно считать горизонтальной плоскостью. Пусть жидкость содержится в сосуде (рис 2.3) и на ее свободную поверхность действует давление p_0 . Найдем гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M расположенной на глубине h . Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем высотой h . Рассмотрим условия равновесия указанного объема жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т.е. вверх..

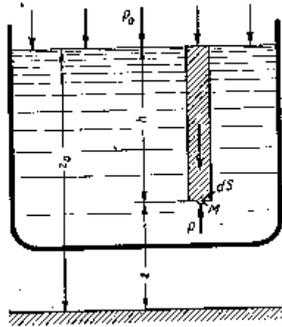


Рис 2.3

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикаль:

$$pdS - p_0dS - \rho g h dS = 0$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости в указанном объеме. Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, так как они нормальны к вертикали. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем

$$P = p_0 + h\rho g = p_0 + h\gamma \quad (2.13)$$

Полученное уравнение называют основным уравнением гидростатики; по нему можно подсчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления p_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Величина p_0 является одинаковой для всех точек объема жидкости, поэтому, учитывая свойство гидростатического давления, можно сказать, что давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково. Это положение известно под названием закона Паскаля.

Давление жидкости, как видно из формулы (2.13), возрастает с увеличением глубины по закону прямой и на данной глубине есть величина постоянная.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня. В данном случае поверхностями уровня являются горизонтальные плоскости, а свободная поверхность является одной из поверхностей уровня.

Возьмем на произвольной высоте горизонтальную плоскость сравнения, от которой вертикально вверх будем отсчитывать координаты z . Обозначив через z_0 координату точки M , через $z_0 - z$ – координату свободной поверхности жидкости и заменив в уравнении (2.11) h на $z_0 - z$, получим,

$$z + p / (\rho g) = z_0 + p_0 / (\rho g)$$

Так как точка M взята произвольно, можно утверждать, что для всего рассматриваемого неподвижного объема жидкости

$$z + p / (\rho g) = \text{const.}$$

Координата z называется гидростатической высотой. Величина $p / (\rho g)$ имеет линейную размерность и называется *пьезометрической высотой*. Сумма $z + p / (\rho g)$ называется гидростатическим напором.

Таким образом, гидростатический напор есть величина постоянная для всего объема неподвижной жидкости.

5. Закон Паскаля.

Предположим, что в закрытом сосуде, изображенном на рисунке в области точки А установлен поршень, который может оказывать давление на некоторую часть пограничной поверхности жидкости. Пусть поршень создает давление p кг/м².

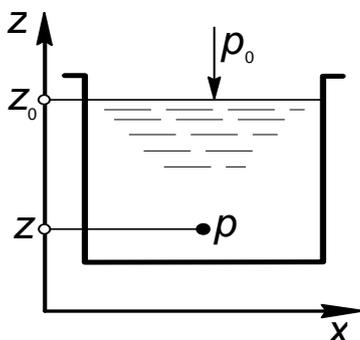


Рис 2.4.

Величина гидростатического давления в любой точке жидкости подчиняется основному уравнению гидростатики

$$p = p_0 + \gamma h$$

Член γh зависит только от веса столба жидкости высотой h , поэтому несколько изменим давление p_0 в точке А под поршнем, ровно настолько изменится давление p в любой точке внутри жидкости. В гидравлике это положение носит название закона Паскаля.

Закон Паскаля может быть сформулирован следующим образом.

Внешнее давление, производимое на пограничную поверхность жидкости, находящейся в равновесии в замкнутом сосуде, передается внутрь жидкости одинаково всем ее частицам.

Закон Паскаля имеет весьма широкое применение в технике и используются при конструировании различных гидравлических установок, действие которых основано на передаче давления внутри жидкости. На его принципе работают гидравлические прессы, гидравлические подъемники, гидравлические тормоза и т.д.

Контрольные вопросы:

1. Что называется гидростатикой?
2. В неподвижной жидкости сколько бывает видов напряжения?
3. Опишите первое свойство гидростатического давления.
4. Опишите второе свойство гидростатического давления.
5. Дифференциальное уравнение равновесия жидкости.
6. Основное уравнение гидростатики.
7. Гидростатический напор – какая величина?
8. Закон Паскаля.
9. Где применяется закон Паскаля ?
10. Напишите формулу закона Паскаля.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр. 6-26.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г. стр. 19-32.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.стр 40-50.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г. Стр. 6-26.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. –М.: недра, 1995г.стр 18-24.
6. Штеренлихт А. Гидравлика, - М.: «Энергоатомиздат» 1984г. Стр.27-38.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г. Стр.9-20.
8. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999г.стр. 11-34.

Лекция №3

Тема : СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА СТЕНКИ СОСУДОВ.

ПЛАН

1. Сила давления жидкости на плоскую стенку.
2. Сила давления жидкости на криволинейные стенки. Плавание тел.
3. Прямолинейное равноускоренное движение сосуда с жидкостью.
4. Равномерное вращение сосуда с жидкостью.

1. Сила давления жидкости на плоскую стенку.

Используем основное уравнение гидростатики для нахождения полной силы давления жидкости на плоскую стенку, наклоненную к горизонту под произвольным углом α (рис. 3.1). Вычислим силу F давления, действующую со стороны жидкости на некоторый участок рассматриваемой стенки, ограниченный произвольным контуром и имеющий площадь, равную S .

Ось Ox направим по линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости, а ось Oy – перпендикулярно к этой линии в плоскости стенки.

Выразим сначала элементарную силу давления, приложенную к бесконечно малой площадке dS :

$$dF = p dS = (p_0 + \rho gh) dS = p_0 dS + \rho gh dS,$$

Где p_0 – давление на свободной поверхности; h -- глубина расположения площадки dS .

Для определения полной силы F проинтегрируем полученное выражение по всей площади S :

$$F = p_0 \int_S dS + \rho g \int_S h dS = p_0 S + \rho g \sin \alpha \int_S y dS,$$

где y - координата площадки dS .

Последний интеграл представляет собой статический момент площади S относительно оси Ox и равен произведению этой площади (точка C), т.е.

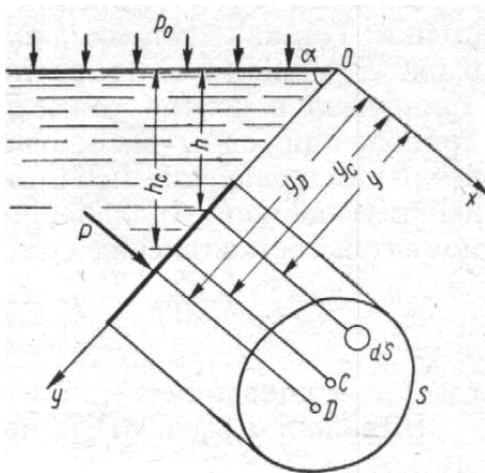


Рис 3.1

$$\int_S y dS = y_c S.$$

Следовательно,

$$F = p_0 S + \rho g \sin \alpha y_c S = p_0 S + \rho g h_c S$$

(здесь h_c -глубина расположения центра тяжести площади S), или

$$F = (p_0 + \rho g h_c) S = p_c S, \quad (3.1)$$

т. е. полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление p_c в центре тяжести этой площади.

В частном случае, когда давление p_0 является атмосферным и действует также с другой стороны стенки, сила $F_{изб}$ избыточного давления жидкости на плоскую стенку равна лишь силе $F_{ж}$ давления от веса жидкости, т. е.

$$F_{изб} = F_{ж} = \rho g h_c S = p_{сиз} S.$$

В общем случае давление p_0 может существенно отличаться от атмосферного, поэтому полную силу F давления жидкости на стенку будем рассматривать как сумму двух сил: F_0 от внешнего давления p_0 и силы $F_{ж}$ от веса жидкости, т. е.

$$F = F_0 + F_{ж} = (p_0 + p_c) S.$$

Рассмотрим вопрос о точках приложения этих сил, называемых центрами давления.

Так как внешнее давление p_0 передается всем точкам площади S одинаково, то его равнодействующая F_0 будет приложена в центре тяжести площади S . Для нахождения точки приложения силы давления $F_{ж}$ от веса жидкости (точка D) применим теорему механики, согласно которой момент равнодействующей силы относительно оси Ox равен сумме моментов составляющих сил, т. е.

$$F_{ж} y_D = \int_S y dF_{ж},$$

где y_D - координата точки приложения силы $F_{ж}$.

Выражая $F_{ж}$ и $dF_{ж}$ через y_c и y и определяя y_D , получаем

$$y_D = \frac{\rho g \sin \alpha \int_S y^2 dS}{\rho g \sin \alpha y_c S} = \frac{J_x}{y_c S},$$

где $J_x = \int_S y^2 dS$ - момент инерции площади S относительно оси Ox .

Учитывая, что

$$J_x = J_{x_0} + y_c^2 S,$$

(J_{x_0} - момент инерции площади S относительно центральной оси, параллельной Ox), находим

$$y_D = y_c + J_{x_0} / (y_c S). \quad (3.2)$$

Таким образом, точка приложения силы $F_{ж}$ расположена ниже центра тяжести площади стенки; расстояние между ними

$$\Delta y = J_{x_0} / (y_c S).$$

Если давление p_0 равно атмосферному, то точка D и будет центром давления.

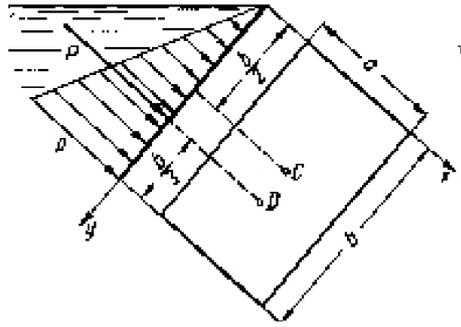


Рис3.2

При p_0 выше атмосферного центр давления находят по правилам механики как точку в частном случае, когда стенка имеет форму прямоугольника размерами $a*b$ (рис. 3.2) и одно из его сторон a лежит на свободной поверхности с атмосферным давлением, центр давления D находится на расстоянии $b/3$ от нижней стороны.

2. Сила давления жидкости на криволинейные стенки. Плавание тел.

Нахождение силы давления жидкости на поверхности произвольной формы в общем случае приводится к определению трех составляющих суммарной силы и трех моментов. Чаще всего рассматривают цилиндрические или сферические поверхности, имеющие вертикальную плоскость симметрии. Сила давления жидкости в этом случае сводится к равнодействующей силе, лежащей в плоскости симметрии.

Возьмем цилиндрическую поверхность AB с образующей, перпендикулярной к плоскости чертежа (рис. 3.3), и определим силу давления жидкости на эту поверхность в двух случаях: 1) жидкость расположена сверху (рис. 3.3, а); 2) жидкость расположена снизу (рис. 3.3, б).

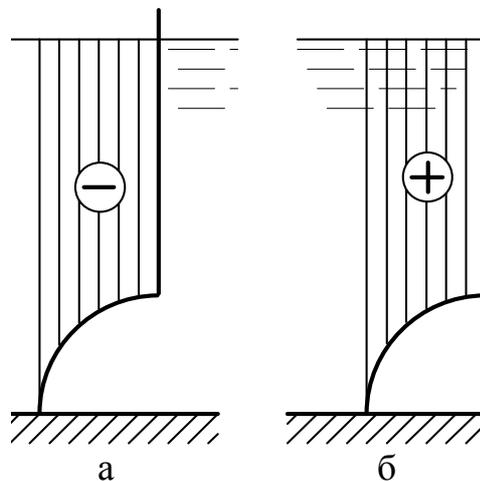


Рис 3.3

В первом случае выделим объем жидкости, ограниченный рассматриваемой поверхностью AB , вертикальными поверхностями, проведенными через границы этого участка, и свободной поверхностью жидкости, т. е. объем $ABCD$, и рассмотрим условия его равновесия в вертикальном и горизонтальном направлениях. Если жидкость действует на стенку AB с силой F , то стенка AB действует на жидкость с силой F , направленной в обратную сторону. Эту силу реакции, разложим на две составляющие: горизонтальную F_c и вертикальную F_v .

Условие равновесия объема $ABCD$ в вертикальном направлении имеет вид

$$F_v = p_0 S_c + G$$

где p_0 – давление на свободной поверхности жидкости; S_c – площадь горизонтальной проекции поверхности AB ; G – вес выделенного объема жидкости.

Условие равновесия того же объема в горизонтальном направлении запишем с учетом того, что силы давления жидкости на поверхности EC и AD взаимно уравновешиваются и остается лишь сила давления на площадь BE , т. е. на вертикальную проекцию поверхности AB – S_v . Тогда

$$F_c = S_v \rho g h_c + p_0 S_v \quad (3.3)$$

определив по формулам (3.2) и (3.3) вертикальную и горизонтальную составляющие полной силы давления F , найдем

$$F = \sqrt{F_v^2 + F_c^2}.$$

Когда жидкость расположена снизу (см. рис. 3.3, б), гидростатическое давление во всех точках поверхности AB имеет те же значения, что и в первом случае, но направление его будет противоположным, и суммарные силы F_v и F_c определяются теми же формулами (3.2) и (3.3), но с обратным знаком. При этом под величиной G следует понимать так же, как и в первом случае, вес жидкости в объеме $ABCD$, хотя этот объем и не заполнен жидкостью.

Положение центра давления на цилиндрической стенке можно легко найти, если известны силы F_v и F_c и определены центр давления на вертикальной проекции стенки и центр тяжести выделенного объема $ABCD$. Задача значительно облегчается в том случае, когда рассматриваемая цилиндрическая поверхность является круговой. Равнодействующая сила при этом пересекает ось поверхности, так как любая элементарная сила давления нормальна к поверхности, т.е. направлена по радиусу.

Изложенный способ определения силы давления на цилиндрические поверхности применим и к сферическим поверхностям, причем

равнодействующая сила в этом случае также проходит через центр поверхности и лежит в вертикальной плоскости симметрии.

Описанный выше прием нахождения вертикальной составляющей силы давления жидкости на криволинейную стенку используют для доказательства закона Архимеда.

Пусть в жидкость погружено тело произвольной формы объемом V (рис.3.4). Спроектируем его на свободную поверхность жидкости и проведем проектирующую цилиндрическую поверхность, которая касается поверхности тела по замкнутой кривой. Эта кривая отделяет верхнюю часть поверхности тела ACB от нижней ее части ADB . Вертикальная составляющая $F_{\theta 1}$ силы избыточного давления жидкости на верхнюю часть поверхности тела направлена вниз и равна весу жидкости в объеме $AA'B'BCA$. Вертикальная составляющая $F_{\theta 2}$ силы давления жидкости на нижнюю часть поверхности тела направлена вверх и равна весу жидкости в объеме $AA'B'BDA$. Отсюда следует, что вертикальная равнодействующая сил давления жидкости на тело будет направлена вверх и равна весу жидкости в объеме, равном разности указанных двух объемов, т.е.

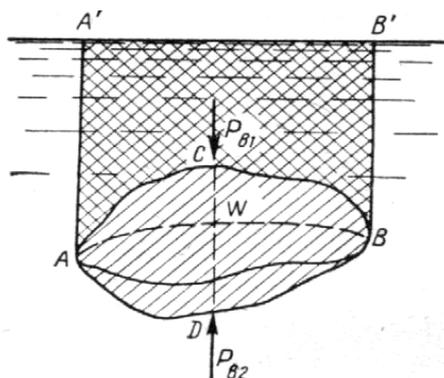


Рис 3.4.

$$F_A = F_{B2} - F_{B1} = G_{ACBD} = V_{pg}.$$

В этом и заключается закон Архимеда, обычно формулируемый так : *на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх, численно равная весу жидкости, вытесненной телом, и приложенная в центре тяжести объема погруженной части тела.*

Сила F_A называется *архимедовой силой*, или *силой поддержания*, а точка ее приложения, т.е. центр тяжести объема V , --*центром водоизмещения*.

В зависимости от соотношения веса G тела и архимедовой силы F_A возможны три случая : 1) $G > F_A$ – тело тонет; 2) $G < F_A$ – тело всплывает и плавает на поверхности жидкости в частично погруженном состоянии; 3) $G = F_A$ – тело плавает в полностью погруженном состоянии.

Для равновесия плавающего тела кроме равенства сил $G = F_A$ должен быть равен нулю суммарный момент. Последнее условие соблюдается тогда, когда центр тяжести тела лежит на одной вертикали с центром водоизмещения. Условие устойчивого равновесия тела, плавающего в полностью погруженном состоянии заключается в следующем: центр тяжести тела должен находиться ниже центра водоизмещения. Устойчивость равновесия тел, плавающих на поверхности жидкости, здесь не рассматривается.

3. Прямолинейное равноускоренное движение сосуда с жидкостью.

Ранее было рассмотрено в основном равновесие жидкости под действием лишь одной массовой силы – ее веса. Этот случай имеет место тогда, когда жидкость покоится в сосуде, неподвижном относительно Земли, а также в сосуде, движущемся равномерно и прямолинейно. Если же сосуд с жидкостью находится в неравномерном или непрямолинейном движении, то на частицы жидкости кроме силы тяжести действуют еще силы инерции, причем если они постоянны по времени, то жидкость принимает новое положение равновесия. Такое равновесие жидкости называется *относительным покоем*.

При относительном покое свободная поверхность жидкости и прочие поверхности уровня могут существенно отличаться от поверхностей уровня при покое жидкости в неподвижном сосуде, т.е. от горизонтальной плоскости. При определении формы и положения свободной поверхности жидкости, находящейся в относительном покое, следует руководствоваться основным свойством всякой поверхности уровня, которое заключается в следующем: равнодействующая массовых сил всегда действует нормально к поверхности уровня. В самом деле, если бы равнодействующая массовая сила действовала под некоторым углом к поверхности уровня, то касательная составляющая этой силы вызывала бы перемещение частиц жидкости вдоль поверхности уровня. Однако в состоянии относительного покоя отсутствуют какие-либо перемещения частиц жидкости как относительно стенок сосуда, так и друг относительно друга. Следовательно, единственным возможным направлением равнодействующей массовой силы является направление, нормальное к свободной поверхности, а также и к другим поверхностям уровня.

Поверхности уровня не могут между собой пересекаться, иначе по линии пересечения двух таких поверхностей был бы получен ряд точек, давление в которых в одно и то же время имело бы два разных значения, что невозможно.

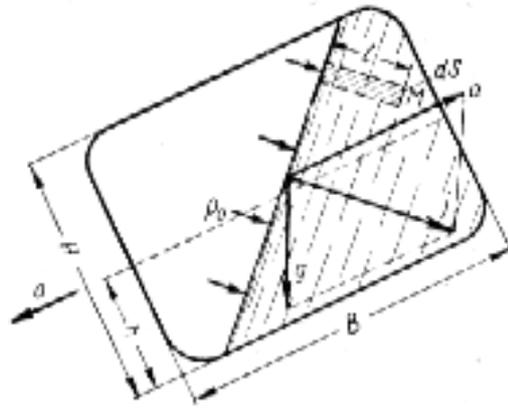


Рис. 3.5

Рассмотрим два характерных случая относительного покоя жидкости: в сосуде, движущемся прямолинейно и равноускоренно и в сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью. Пусть сосуд с жидкостью движется прямолинейно с постоянным ускорением a . В этом случае результирующую массовую силу, действующую на жидкость, найдем как сумму векторов силы инерции, направленной в сторону, обратную ускорению a и силы тяжести (рис. 3.5). Обозначив вектор равнодействующей массовой силы, отнесенной к единице массы, через j , получим

$$j = a + g,$$

Где a и g – векторы единичных сил инерции и тяжести.

Для всех частиц рассматриваемого объема жидкости равнодействующие массовые силы параллельны друг другу, а поверхности уровня перпендикулярны к этим силам, поэтому все поверхности уровня, в том числе свободная поверхность, являются плоскостями, параллельными друг другу. Угол наклона этих плоскостей к горизонту определяется из условия перпендикулярности их к силе j .

Для определения положения свободной поверхности жидкости в сосуде, движущемся прямолинейно равноускоренно, необходимо к предыдущему условию добавить уравнение объемов, т.е. нужно знать объем жидкости в сосуде и выразить его через размеры сосуда B и H и первоначальный уровень жидкости h .

Уравнение, позволяющее находить давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости, можно получить аналогично тому, как это сделано в п. 2.4. Возьмем, например, около точки M площадку dS , параллельную свободной поверхности, и на этой площадке построим цилиндрический объем с образующей, нормальной к свободной поверхности. Условие равновесия указанного объема жидкости в направлении нормали к свободной поверхности будет иметь вид

$$p dS = p_o dS + jpl dS,$$

Где последний член представляет собой полную массовую силу, действующую на выделенный объем жидкости, а l – расстояние от точки M до свободной поверхности.

После сокращения на dS получим

$$p = p_o + jpl \quad (3.4)$$

В частном случае, когда $a = 0$ и соответственно $j = g$, формула (3.4) превращается в основное уравнение гидростатики

То же уравнение (3.4) можно получить интегрированием дифференциального уравнения (2.7). Для этого одну из координатных осей удобнее направить вдоль линии действия результирующей массовой силы j . Приняв такое направление, например, для оси z , будем иметь

$$X = Y = 0, \quad Z = j, \quad dz = dl.$$

Следовательно, вместо уравнения (3.4) можно записать

$$dp = \rho j dl$$

или после интегрирования и определения постоянной подставкой параметров свободной поверхности

$$p = \rho j l + p_o$$

Полученное уравнение совпадает с формулой (3.4).

4. Равномерное вращение сосуда с жидкостью.

Возьмем открытый цилиндрический сосуд с жидкостью и сообщим ему вращение с постоянной угловой скоростью ω вокруг его вертикальной оси. Жидкость постепенно приобретет ту же угловую скорость, что и сосуд, а свободная поверхность ее видоизменится; в центральной части уровень жидкости понизится, у стенок – повысится, и вся свободная поверхность жидкости станет некоторой поверхностью вращения (рис.3.6).

На жидкость в этом случае будет действовать две массовые силы – сила тяжести и центробежная сила, которые, будучи отнесенными к единице массы, соответственно равны g и $\omega^2 r$.

Равнодействующая массовая сила j увеличивается с увеличением радиуса за счет второй составляющей, а угол наклона ее к горизонту уменьшается. Эта сила нормальна к свободной поверхности жидкости, поэтому наклон этой поверхности с увеличением радиуса возрастает. Найдем уравнение кривой AOB в системе координат z и r с началом в

центре дна сосуда. Учитывая, что сила j является нормалью и кривой AOB , из чертежа находим

$$\operatorname{tg} \alpha = dz/dr = \omega^2 r/g,$$

откуда $dz = \omega^2 r dr/g$,
или после интегрирования

$$z = \omega^2 r^2 / (2g) + C.$$

В точке пересечения кривой AOB с осью вращения $r = 0, z = h = C$, поэтому окончательно будет иметь.

$$Z = h + \omega^2 r^2 / (2g) \quad (3.5)$$

т.е. кривая AOB является параболой, а свободная поверхность жидкости – параболоидом. Такую же форму имеют и другие поверхности уровня. Пользуясь уравнением (3.5), можно определить положение свободной поверхности в сосуде, например максимальную высоту H подъема жидкости и высоту h расположения вершины параболоида при данной угловой скорости ω .

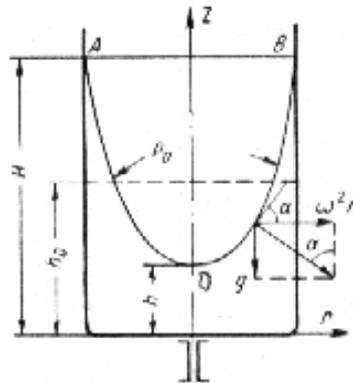


Рис. 3.6

Для этого необходимо использовать еще уравнение объемов : объем неподвижной жидкости равен ее объему во время вращения.

Выделим вертикальный цилиндрический объем жидкости с основанием в виде элементарной горизонтальной площадки dS (точка M) на произвольном радиусе r и высоте z и запишем условие его равновесия в вертикальном направлении. С учетом уравнения (3.5) будем иметь

$$pdS - [h - z + \omega^2 r^2 / (2g)] \rho g dS - p_0 (dS / \cos \alpha) \cos \alpha = 0$$

После сокращений получим

$$p = p_0 + [h - z + \omega^2 r^2 / (2g)] \rho g \quad (3.6)$$

Это значит, что давление возрастает пропорционально радиусу и уменьшается пропорционально высоте z .

Если сосуд, вращающийся вокруг вертикальной оси, имеет крышку и заполнен жидкостью доверху, то ее форма измениться не может, но изменяется давление в соответствии с выражением (3.6). На практике часто рассматривается вращение сосуда с жидкостью, когда угловая скорость ω столь велика, что силой тяжести можно пренебречь по сравнению с центробежными силами. При этом закон изменения давления в жидкости легко получить из формулы (3.6), в которой следует принять $z = h = 0$. Угол, образуемый осью вращения сосуда с вертикалью, значения не имеет, а поверхности уровня можно считать круглыми цилиндрами с общей осью – осью вращения сосуда. Если к тому же давление p_0 действует не в центре, а при $r = r_0$, то очевидно, что вместо выражения (3.6) будем иметь

$$p = p_0 + \rho \omega^2 (r^2 - r_0^2)/2 \quad (3.7)$$

часто бывает необходимо определить силу давления вращающейся вместе с сосудом жидкости на его стенку, нормальную к оси вращения (или на кольцевую часть этой стенки). Для этого необходимо выразить сначала силу давления, приходящуюся на элементарную кольцевую площадку радиусом r и шириной dr :

$$dF = p dS = [p_0 + \rho \omega^2 (r^2 - r_0^2)/2] 2\pi r dr,$$

а затем выполнить интегрирование в требуемых пределах.

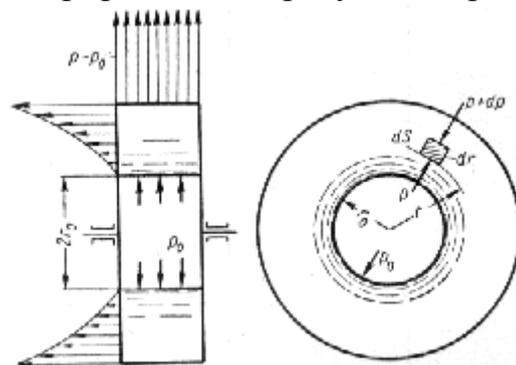


Рис. 3.7

При большой угловой скорости жидкости можно получить весьма значительную суммарную силу давления на стенку. Это используется в некоторых фрикционных муфтах, где для осуществления сцепления двух валов требуется создание больших сил нормального давления. Способ, указанный выше, применяют для определения силы осевого давления жидкости на рабочие колеса центробежных насосов, а также на крышки центрифуг.

Те же формулы для рассмотренного случая относительного покоя можно вывести путем интегрирования дифференциального уравнения (2.7)

равновесия жидкости. Поместив начало координат в центре дна сосуда и направив ось z вертикально вверх, получим

$$X = \omega^2 r \cos(r, x) = \omega^2 x; Y = \omega^2 r \cos(r, y) = \omega^2 y; Z = -g.$$

Подставляя эти величины в уравнение (3.7), находим

$$\omega^2 dx + \omega^2 y dy - g dz = dp/p \omega$$

или

$$dp = p \omega^2 (x dx + y dy) - p g dz.$$

Если учесть, что

$$x dx + y dy = d(r^2 / 2),$$

то после интегрирования получим

$$P = p \omega^2 r^2 / 2 - p g z + C.$$

При $r = 0$ и $z = h$, $p = p_0$, следовательно,

$$C = p_0 + h p g.$$

В результате окончательно получим

$$p = p_0 + p g (h - z) + p \omega^2 r^2 / 2$$

Уравнение свободной поверхности жидкости можно найти, если положить $p = p_0$. После сокращений и преобразований будем иметь

$$z = \omega^2 r^2 / (2g) + h,$$

что совпадает с ранее полученными формулами (3.5) и (3.7)

Контрольные вопросы:

1. Сила давления жидкостей на плоскую стенку.
2. Как определяется точка приложения и величина полной силы давления жидкости на плоскую стенку ?
3. Сила давления жидкостей на криволинейную стенку.
4. Как определяется точка приложения и величина полной силы давления жидкости на криволинейную стенку ?
5. Как определяется сила Архимеда и куда она направлена ?
6. Опишите условие плавания тел ?
7. Прямолинейное равноускоренное движение сосуда с жидкостью.
8. Что называется относительным покоем ?
9. Равномерное вращение сосуда с жидкостью.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр.24-34.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г. Стр.49-72.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. процессы и аппараты пищевой технологии, -М.: «Колос»,1999 г.стр. 40-50.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия»,1995 г.стр.25-29.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: недра, 1995г.стр. 32-50.
6. Штеренлихт А.Гидравлика, - М.: «Энергоатомиздат» 1984г.стр. 39-56.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидроприводов, - М.: «Высшая школа», 1978г. стр. 15-20.
8. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999г. Стр.22-30.

Лекция № 4

Тема: КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ЖИДКОСТИ.

ПЛАН

1. Основные понятия.
2. Расход. Уравнение расхода.
3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
4. Вывод дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости и их интегрирование.
5. Гидравлические потери.

1. Основные понятия.

Кинематика жидкости существенно отличается от кинематики твердого тела. Если отдельные частицы абсолютно твердого тела жестко связаны между собой, то в движущейся жидкой среде такие связи отсутствуют; эта среда состоит из множества частиц, движущихся одна относительно другой.

Скорость в данной точке пространства, занятого движущейся жидкостью, является функцией координат этой точки, а иногда и времени. Таким образом, задачей кинематики жидкости является определение скорости в любой точке жидкой среды, т. е. нахождение поля скоростей.

Сначала рассмотрим движение так называемой *идеальной* жидкости, т. е. такой воображаемой жидкости, которая совершенно лишена вязкости, а затем перейдем к изучению реальных потоков. В такой невязкой жидкости, так же как и в неподвижных реальных жидкостях, возможен лишь один вид напряжений - нормальные напряжения сжатия, т. е. гидромеханическое давление, или просто давление.

Давление в движущейся идеальной жидкости обладает теми же свойствами, что и в неподвижной жидкости, т.е. на внешней поверхности жидкости оно направлено по внутренней нормали, а в любой точке внутри жидкости – по всем направлениям одинаково.

Течение жидкости может быть установившимся (стационарным) или неустановившимся (нестационарным).

Установившимся называется течение жидкости, неизменное по времени, при котором давление и скорость являются функциями только координат, но не зависят от времени. Давление и скорость могут изменяться при перемещении частицы жидкости из одного положения в другое, но в данной неподвижной относительно русла точке давление и скорость при установившемся движении не изменяются по времени, т.е.

$$P = f_1(x, y, z) \quad v = f_2(x, y, z)$$
$$\partial p / \partial t = 0 ; \quad \partial v_x / \partial t = 0 ; \quad \partial v_y / \partial t = 0 ; \quad \partial v_z / \partial t = 0,$$

где индексы у скорости означают ее проекции на соответствующие оси, жестко связанные с руслом.

В частом случае установившееся течение может быть равномерным, когда скорость каждой частицы не изменяется с изменением ее координат, и поле скоростей остается неизменным вдоль потока.

Неустановившимся называется течение жидкости, все характеристики которого (или некоторые из них) изменяются по времени в точках рассматриваемого пространства.

В общем случае неустановившегося течения давление и скорость зависят как от координат, так и от времени:

$$p=F_1(x, y, z, t); \quad v=F_2(x, y, z, t). \quad (4.1)$$

Примерами неустановившегося течения жидкости могут служить быстрое опорожнение сосуда через отверстие в дне или движение во всасывающей или напорной трубе поршневого насоса, поршень которого совершает возвратно-поступательное движение. Примером установившегося течения может служить истечение жидкости из движение жидкости в трубопроводе, создаваемое центробежным насосом с постоянно частотой вращения вала.

Траектории частиц жидкости при установившемся течении являются неизменными по времени.

При не установившемся течении траектории различных частиц, проходящих через данную точку пространства, может имеет разную форму. Поэтому для рассмотрения картины течения, возникающей в каждый данный момент времени, вводится понятие линии тока.

Линией тока называется кривая, в которой вектор скорости в данный момент времени направлен по касательной (рис. 4.1.)

Очевидно, что в условиях установившегося течения линия тока совпадает с траекторией частицы и не изменяет своей формы течением времени.

Если в движущейся жидкости взять бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, ото образуется трубчатая поверхность, называемая *трубкой тока*. Часть потока, заключенная внутри трубки тока, называется *элементарной струйкой* (рис. 4.2). При стремлении поперечных размеров струйки к нулю она в пределе стягивается в линию тока.

В любой точке трубки тока, т. е. боковой поверхности струйки, векторы скорости направлены по касательной, а нормальные к этой поверхности составляющей скорости отсутствуют, следовательно, при установившемся движении ни одна частица жидкости ни в одной точке трубки тока не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу. Трубка тока, таким образом, является как бы непроницаемой стенкой, а элементарная струйка представляет собой самостоятельный элементарный поток.

Потоки конечных размерам будем сначала рассматривать как совокупность элементарных струек, т. е. будем предполагать течение струйным. Из-за различия скоростей соседние струйки будут скользить одно по другой, но не будут перемешивается одна с другой.

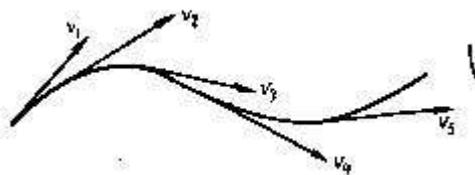


Рис. 4.1 Линия тока

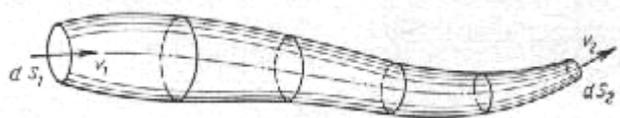


Рис. 4.2 Струйка

Живым сечением, или просто сечением потока, называется в общем случае поверхность в пределах потока, проведенная нормально к линиям тока. Далее будем рассматривать в потоках такие участки, в которых струйки можно считать параллельными и, следовательно, живые сечения - плоскими.

Различают непарные и безнапорные течения жидкости. *Напорными* называют течения в закрытых руслах без свободной поверхности, а *безнапорными* - течения со свободной поверхностью. При непарных течениях давление вдоль потока обычно переменное, при безнапорном – постоянное (на свободной поверхности) и чаще всего атмосферное. Примерами непарного течения могут служить течения в трубопроводах с повышенным (или пониженным) давлением, в гидромашинах или других гидроагрегатах. Безнапорными являются течения в реках, открытых каналах и лотках. В данном курсе рассмотрены непарные течения.

2.Расход. Уравнение расхода.

Расходом называется количество жидкости, протекающее через живое сечение потока (струйки) в единицу времени. Это количество можно измерить в единицах объема, в весовых единицах или в единицах массы, в связи с чем различают объемный Q , весовой Q_G и массовый Q_m расходы.

Для элементарной струйки, имеющей бесконечно малые площади сечений, можно считать истинную скорость v одинаковой во всех точках каждого сечения. Следовательно, для этой струйки объемный ($м^3/с$), весовой ($Н/с$) и массовый ($кг/с$) расходы

$$dQ = v dS; \quad (4.2)$$

$$dQ_G = \rho g dQ \quad (4.3)$$

$$dQ_m = \rho dQ = \rho v dS \quad (4.4)$$

где dS – площадь сечения струйки.

Для потока конечных размеров в общем случае скорость имеет различное значение в разных точках сечения, поэтому расход надо определять как сумму элементарных расходов струек

$$Q = \int_s v dS \quad (4.5)$$

Обычно в рассмотрение вводят среднюю по сечению скорость

$$v_{cp} = Q / S \quad \text{откуда} \quad Q = v_{cp} S \quad (4.6)$$

Основываясь на законе сохранения вещества, на предположении о сплошности (неразрывности) течения и на указанном выше свойстве трубки тока, заключающемся в ее “непроницаемости”, для установившегося течения несжимаемой жидкости можно утверждать, что объемный расход во всех сечениях элементарной струйки один и тот же:

$$dQ = v_1 dS_1 = v_2 dS_2 = const \quad (\text{вдоль струйки}) \quad (4.7)$$

Это уравнение называется *уравнением объемного расхода* для элементарной струйки.

Аналогичное уравнение можно составить и для потока конечных размеров, ограниченного непроницаемыми стенками, только вместо истинных скоростей следует ввести средние скорости. В результате

$$Q = v_{cp1} S_1 = v_{cp2} S_2 = const \quad (\text{вдоль потока}) \quad (4.8)$$

Из последнего уравнения следует, что средние скорости в потоке несжимаемой жидкости обратно пропорциональны площадям сечений:

$$v_{cp1} / v_{cp2} = S_2 / S_1$$

Уравнение расхода является следствием общего закона сохранения вещества для частных условий, в частности для условий сплошности (неразрывности) течения.

3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.

Рассмотрим установившееся течение идеальной жидкости, находящейся под действием лишь одной массовой силы – силы тяжести, и выведем для этого случая основное уравнение, связывающее между собой давление в жидкости и скорость ее движения.

Возьмем одну из элементарных струек, составляющих поток, и выделим сечениями 1 и 2 участок этой струйки произвольной длины (рис 4.3). Пусть площадь первого сечения равна dS_1 , скорость в нем v_1 давление p_1 , а высота расположения центра тяжести сечения, отсчитанная от произвольной горизонтальной плоскости сравнения, z_1 . Во втором сечении соответственно dS_2 , v_2 , p_2 и z_2 .

За бесконечно малый отрезок времени dt выделенный участок струйки переместится в положение $1'-2'$.

Применим к массе жидкости в объеме участка струйки теорему о том, что работа сил, приложенных к телу, равна приращению кинетической энергии этого тела. Такими силами в данном случае являются силы давления, действующие нормально к поверхности рассматриваемого участка струйки, и сила тяжести.

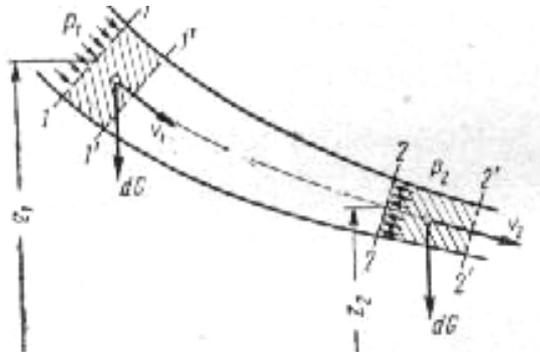


Рис. 4.3

Подсчитаем работу сил давления, силы тяжести и изменения кинетической энергии участка струйки за время dt .

Работа силы давления в первом сечении положительна, так как направление силы совпадает с направлением перемещения, и выражается как произведение силы $p_1 dS$ на путь $v_1 dt$: $p_1 dS v_1 dt$

Работа силы давления во втором сечении имеет знак минус, так как направление силы прямо противоположно направлению перемещения, и определяется выражением

$$p_2 dS v_2 dt.$$

Силы давления, действующие по боковой поверхности отрезка струйки, работы не производят, так как они нормальны к этой поверхности, а следовательно, нормальны и к перемещениям.

Итак, работа сил давления будет равна

$$p_1 dS v_1 dt - p_2 dS v_2 dt \quad (4.9)$$

Работа силы тяжести равна изменению потенциальной энергии положения участка струйки, поэтому надо из энергии положения жидкости в объеме 1-2 вычесть энергию положения жидкости в объеме $1'-2'$. При этом энергия положения промежуточного объема $1'-2$ сократится, и останется лишь разность энергий элементов $1-1', 2-2'$. Если учесть уравнение расхода жидкости, то нетрудно заметить, что объемы, а следовательно и силы тяжести заштрихованных элементов $1-1', 2-2'$ равны между собой:

$$dG = \rho g v_1 dS_1 dt = \rho g v_2 dS_2 dt. \quad (4.10)$$

Тогда работа силы тяжести выразится как произведение разности высот на силу тяжести dG :

$$(z_1 - z_2)dG \quad (4.11)$$

Чтобы подсчитать приращение кинетической энергии рассматриваемого участка струйки за время dt , необходимо из кинетической энергии объема 1'-2' вычесть кинетическую энергию объема 1-2. При вычитании кинетическая энергия промежуточного объема 1'-2' сократится, и останется лишь разность кинетических энергий элементов 2-2' и 1-1', сила тяжести каждого из которых равна dG .

Таким образом, приращение кинетической равно

$$(v_1^2 - v_2^2)dG/(2g) \quad (4.12)$$

Сложив работу сил давления с работой силы тяжести и приравняв эту сумму приращению кинетической энергии, получим

$$p_1 dS v_1 dt - p_2 dS v_2 dt + (z_1 - z_2)dG = (v_1^2 - v_2^2)dG/(2g) \quad (4.13)$$

Разделив это уравнение на dG и произведя сокращения, получим

$$p_1/\rho g - p_2/\rho g + z_1 - z_2 = v_2^2/2g - v_1^2/2g$$

Сгруппируем члены, относящиеся к первому сечению, в левой части уравнения, а члены, относящиеся ко второму сечению, в правой:

$$z_1 + p_1/\rho g + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + v_2^2/2g \quad (4.14)$$

Полученное уравнение называется уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости.

4. Вывод дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости и их интегрирование.

В потоке идеальной жидкости возьмем произвольную точку М с координатами x, y, z (рис.4.4.) и выделим у этой точки элемент жидкости в форме прямоугольного параллелепипеда так, чтобы точка М была бы одной из его вершин. Пусть ребра этого параллелепипеда будут параллельны координатным осям и соответственно равны $\delta x, \delta y, \delta z$.

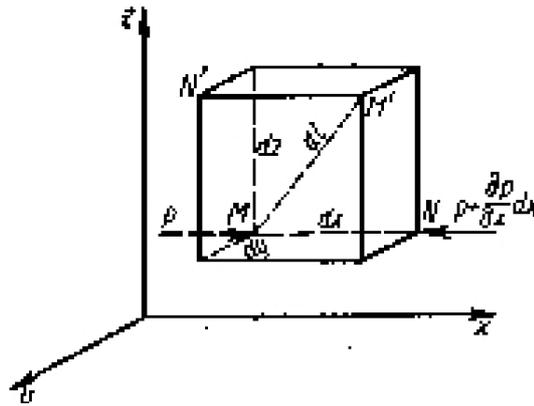


Рис.4.4

Составим уравнение движения выделенного элемента жидкости массой $\rho \delta x \delta y \delta z$. Так же, как и при рассмотрении равновесия подобного объема жидкости, будем считать, что внутри этого объема на жидкость действует результирующая массовая сила, составляющие которой, отнесенные к единице массы равны X, Y, Z . Тогда массовые силы, действующие на выделенный объем в направлении координатных осей, будут равны этим составляющим, умноженным на массу выделенного объема. Если давление в точке M обозначить через p , получим, что разность сил давления, действующих на параллелепипед, например, в направлении оси x , составляет

$$-\frac{dp}{dx} \delta x \delta y \delta z$$

Скорость движения жидкости в точке M обозначим через v_t , а ее компоненты – через v_x, v_y, v_z . Тогда проекции ускорения, с которым движется выделенный объем, будут равны: $dv_x/dt, dv_y/dt, dv_z/dt$, а силы, которые необходимо ввести в уравнения движения по принципу Д'Аламбера, определяется как произведения этих ускорений на массу параллелепипеда.

Уравнение движения выделенного объема жидкости в проекциях на координатные оси будут иметь вид

$$\begin{aligned} \rho \delta x \delta y \delta z \, dv_x/dt &= X \rho \delta x \delta y \delta z - dp/dx \delta x \delta y \delta z; \\ \rho \delta x \delta y \delta z \, dv_y/dt &= Y \rho \delta x \delta y \delta z - dp/dy \delta x \delta y \delta z; \\ \rho \delta x \delta y \delta z \, dv_z/dt &= Z \rho \delta x \delta y \delta z - dp/dz \delta x \delta y \delta z; \end{aligned}$$

Разделим эти уравнения почленно на массу элемента $\rho \delta x \delta y \delta z$ и перейдем к пределу, устремляя одновременно $\delta x, \delta y, \delta z$ к нулю, т.е. стягивая параллелепипед к исходной точке M . Тогда в пределе получим уравнения движения жидкости, отнесенные к точке M :

$$\begin{aligned} dv_x/dt &= X - 1 dp/\rho dx \\ dv_y/dt &= Y - 1 dp/\rho dy \\ dv_z/dt &= Z - 1 dp/\rho dz \end{aligned} \quad (4.15)$$

Полученная система дифференциальных уравнений движение идеальной жидкости носит название уравнений Эйлера. Члены этих уравнений представляют собой соответствующие ускорения, а смысл каждого из уравнений заключается в следующем: полное ускорение частицы вдоль координатной оси складывается из ускорения от массовых сил давление.

Уравнение Эйлера в таком виде справедливы как для несжимаемой, так и для сжимаемой жидкости, а также для случая, когда из числа массовых сил действует лишь сила тяжести, и для общего случая относительного движения жидкости. При этом в величины X, Y и Z должны войти компоненты ускорения переносного движения. Так как при выводе уравнений не накладывались условия стационарности движения, то они справедливы и для неустановившегося движения.

Рассматривая установившееся движение жидкости, умножим каждое из уравнений (15) на соответствующие проекции элементарного перемещения, равные $dx = v_x dt$; $dy = v_y dt$; $dz = v_z dt$, и сложим уравнения. Будем иметь

$$\begin{aligned} Xdx + Ydy + Zdz - (dpdx/dx + dpdy/dy + dpdz/dz)/\rho = \\ = v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z \end{aligned} \quad (4.16)$$

Учитывая, что выражение в скобках является полным дифференциалом давления, а также, что

$$\begin{aligned} v_x dv_x = d(v_x^2/2); \quad v_y dv_y = d(v_y^2/2); \quad v_z dv_z = d(v_z^2/2) \\ v_x^2 + v_y^2 + v_z^2 = v^2 \end{aligned}$$

уравнение (4.16) можно переписать в следующем виде:

$$Xdx + Ydy + Zdz = dp/\rho + d(v^2/2), \quad (4.17)$$

Или

$$dU = dp/\rho + d(v^2/2)$$

где U – силовая функция.

Интегрирования этого уравнения выполним для основного частного случая установившегося движения идеальной жидкости, когда на жидкость действует лишь одна массовая сила – сила тяжести.

При направлении оси z вертикально вверх

$$X=0; \quad Y=0; \quad Z=-g.$$

Подставляя эти значения в уравнение (4.17) получим

$$gdz + dp/\rho + d(v^2/2) = 0 \quad \text{или} \quad dz + dp/\rho g + d(v^2/2g) = 0.$$

Так как для несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$, предыдущее уравнение можно переписать в виде

$$d(z + p/\rho g + v^2/2g) = 0$$

Это уравнение означает, что приращение суммы трех членов, заключенных в скобки, при перемещении частицы жидкости вдоль линии тока равно нулю. Следовательно, указанный трехчлен есть величина постоянная вдоль линии тока, а следовательно, и вдоль элементарной струйки, т.е.

$$z + p/\rho g + v^2/2g = \text{const.}$$

Таким образом, получили уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости, найденное в предыдущем параграфе другим способом.

Контрольные вопросы:

1. Каким бывает течение жидкости?
2. Какое течение жидкости называется установившемся и неустановившемся?
3. Что называется линией тока, трубкой тока и элементарной стружкой?
4. Что такое расход и уравнение объемного расхода?
5. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
6. Уравнения Эйлера – дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости.
7. Можно ли выводить уравнению Бернулли с помощью уравнения Эйлера?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр.стр.34-56.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г.стр. 25-28. 110-113.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. процессы и аппараты пищевой технологии, -М.: «Колос»,1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия»,1995 г.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. –М.: Недра, 1995г. стр.57-82.
6. Штеренлихт А.Гидравлика, -М.: «Машиностроение» 1998 г.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978 г. Стр.24-27.
8. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999 г.стр. 34-47.

Лекция № 5

Тема: УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ.

ПЛАН

1. Геометрический и физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли.
2. Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости
3. Гидравлические потери (общие сведения)

1. Геометрический и физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли.

Для пояснения каждого из членов уравнения Бернулли обратимся к рис. 5.1, на котором показана элементарная струйка движущейся жидкости.

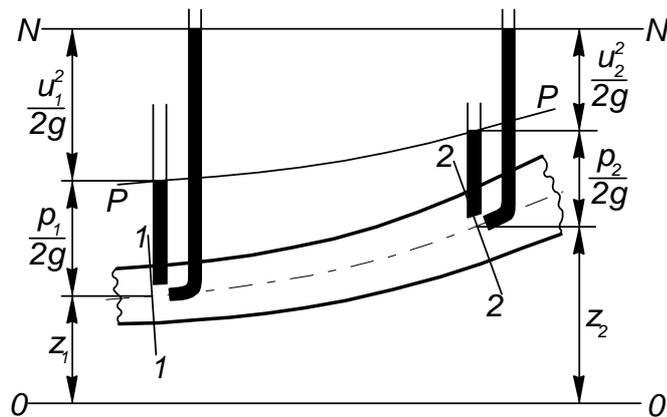


Рис.5.1.

Предположим, что центры тяжести живых сечений струйки 1-1, 2-2 расположены на высотах z_1 и z_2 от плоскости сравнения О-О и что в этих центрах тяжести установлены пьезометрические трубки. Вследствие наличия в точках установки пьезометров давление жидкость в каждой трубке поднимается на высоту $h_p = p / \gamma = p / \rho g$, которая так же, как и в гидростатике, может быть названа пьезометрической.

Следовательно, члены уравнения Бернулли z_1 и z_2 представляет собой геометрические высоты центров тяжести живых сечений элементарной струйки над плоскостью сравнения, а члены p_1/γ и p_2/γ пьезометрические

высоты, соответствующие давления в указанных центрах тяжести; Эти два члена уравнения имеют размерность длины.

Обратимся теперь к 3 члену уравнения $u^2 / 2g = v^2 / 2g$, которые также имеют размерность длины. Для понимания уравнения Бернулли предварительно рассмотрим измерительный прибор, носящий название трубки Пито.

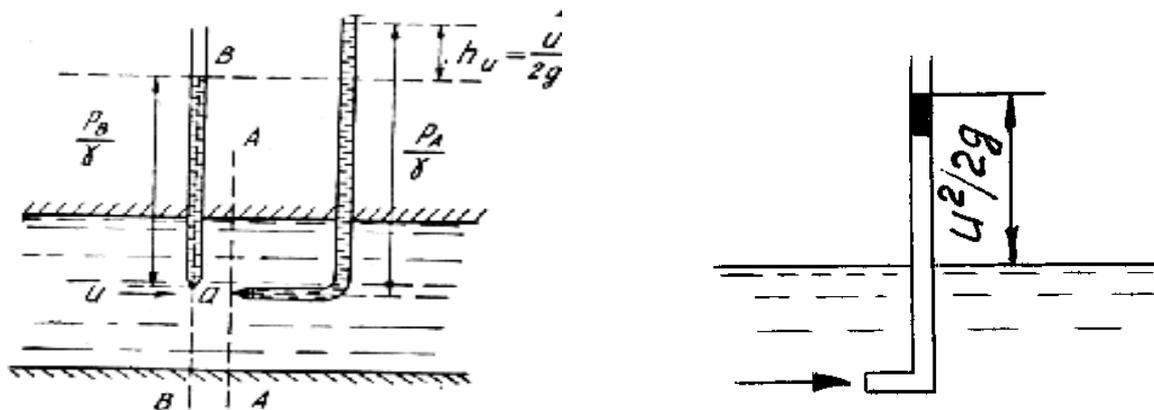


Рис.5.2

Это изогнутая под углом 90° трубка с наконечником меньшего диаметра, чем диаметр самой трубки. Такая трубка, будучи опущенная в движущуюся жидкость отверстием наконечника против течения, может служить для измерения скоростей течения в той точке, в которой помещен ее наконечник. Будем рассматривать поток жидкости в напорной трубе с установленной в точке a трубкой Пито.

Предположив, что точка a расположена в сечении $A-A$, (рис.5.2), возьмем вне непосредственной близости от него второе сечение $B-B$. В этом сечении поместим обычную пьезометрическую трубку таким образом, чтобы нижний конец ее находился на верхней границе струйки, ось которой совпадает с осью трубки Пито рис 5.2. В результате действия давления жидкость в пьезометрической трубке поднимается на высоту p_A/γ , а в трубке Пито под действием полного напора – на высоту p_B/γ . Напишем уравнение Бернулли для сечений $B-B$ и $A-A$ этой струйки относительно плоскости сравнения, совпадающей с осью трубки Пито. В рассматриваемом случае $z_B \approx z_A$, а скорость движения жидкости в точке a равно 0. Так как частицы жидкости в наконечнике трубки Пито неподвижны, то

$$u^2 / 2g + p_B/\gamma = p_A/\gamma \quad (5.1)$$

здесь $u=v$ – скорость движения жидкости в пределах струйки; p_B – гидродинамическое давление в сечении $B-B$, измеряемое пьезометрической высотой p_B/γ ; p_A – гидродинамическое давление в точке a , оказываемое со стороны жидкости, поднявшейся в трубке Пито и измеряемой высотой столба p_A/γ . Из уравнения (5.1.) получаем, что

$$u^2 / 2g = p_A/\gamma - p_B/\gamma \quad (5.2)$$

Разность высот, измеряемое с помощью двух выше указанных трубок, обычно совмещенных в одном приборе, равно

$$h_u = u^2 / 2g, \quad (5.3)$$

называется в гидравлике высотой скоростного напора. Измерив высоту скоростного напора, можно определить скорость движения жидкости в той точке, где установлен наконечник трубки Пито по зависимости $u = \sqrt{2gh}$. При использовании зависимости (5.3) в практических условиях вводится поправочный коэффициент, определяемый опытным путем и учитывающий потери энергии.

Рассмотрим теперь элементарную струйку идеальной жидкости, рис.5.1, предположив, что на оси струйки взяты 2 точки A и B , высоты которых над плоскостью сравнения $O-O$, равны z_1-z_2 . Отложим от точки A отрезок Aa , равный пьезометрической высоте p_1/γ , а от точки B – отрезок Bb , равный пьезометрической высоте p_2/γ . Затем от точек a и b отложим отрезки aa_1 и bb_1 , соответственно равные высотам скоростных напоров $u^2_1/2g$ и $u^2_2/2g$. Аналогичные построения можно сделать для ряда живых сечений, взятых вдоль рассматриваемой нами элементарной струйки. Так как сумма трех членов $u^2/2g$, p/γ и z для идеальной жидкости постоянно вдоль оси струйки, то вершины вертикальных отрезков aa_1 и bb_1 и т.д. располагаются на одинаковых вертикальных расстояниях от плоскости сравнения. Следовательно, вершины этих отрезков должны лежать в одной горизонтальной плоскости, называемой напорной плоскостью $N-N$, (рис5.1).

Итак, напорная плоскость в идеальной жидкости есть плоскость горизонтальная. Далее, если мы плавной кривой соединим уровни жидкости в пьезометрических трубках, то получим так называемую пьезометрическую линию. На рис. 5.2 пьезометрической является линия $P-P$.

В гидродинамике сумма трех высот $u^2/2g$, p/γ и z называется напором и обозначается H_0 :

$$H_0 = u^2/2g + p/\gamma + z = \text{const.} \quad (5.4)$$

Все изложенное и заключает в себе геометрический смысл уравнения Бернулли.

Особый интерес представляет выяснение физического смысла уравнения Бернулли. Будем рассматривать частицу жидкости имеющую массу δm , которая движется по линии тока (рис 5.1).

Определим величину полной энергии, которой обладает частица в сечениях 1-1 и 2-2. Полная энергия представляет собой сумму кинетической и потенциальной энергии. Кинетическая энергия частицы в сечении 1-1 равна $\delta m u^2_1 / 2$, а в сечении 2-2 - $\delta m u^2_2 / 2$.

Потенциальная энергия частицы относительно плоскости сравнения $O-O$ равна произведению веса частицы на высоту подъема ее по отношению к этой плоскости. В сечении 1-1 частица будет поднята над плоскостью сравнения на высоту $z + p_1/\gamma$, где p_1/γ - высота, соответствующая давлению, которому подвержена частица и которое поднимает эту частицу, например, в пьезометрической трубке. В сечении 2-2 частица будет поднята на высоту

z_2+p_2/γ . Таким образом, в сечении I-I частица обладает потенциальной энергией в количестве

$$\gamma \delta V (z_1+p_1/\gamma),$$

здесь δV – объем частицы;

γ - ее объемный вес.

Следовательно, потенциальная энергия частицы может быть записана в таком виде:

$$\gamma \delta V (z_1+p_1/\gamma) = g \delta m (z_1+p_1/\gamma),$$

так как

$$\gamma \delta V = g \delta m.$$

Аналогично определится величина потенциальной энергии частицы, находящейся в сечении 2-2:

$$g \delta m (z_2+p_2/\gamma).$$

Обозначим через δE_1 и δE_2 полную энергию частицы в сечениях I-I и 2-2. Тогда можно записать

$$\delta E_1 = \delta m u_1^2/2 + g \delta m (z_1+p_1/\gamma)$$

$$\delta E_2 = \delta m u_2^2/2 + g \delta m (z_2+p_2/\gamma) \quad (5.5)$$

Разделив почленно уравнения (5.5) на вес частицы $g \delta m$, мы определим полную энергию, которая заключается в единице веса жидкости. Ранее отмечено, что энергия, заключенная в единице веса жидкости, называется удельной энергией. Обозначив удельную энергию частицы в сечении I-I через $\delta \mathcal{E}_1$, а в сечении 2-2 – через $\delta \mathcal{E}_2$, можем написать

$$\delta \mathcal{E}_1 = \delta E_1 / g \delta m = u_1^2/2g + p_1/\gamma + z_1 \quad (5.6)$$

$$\delta \mathcal{E}_2 = \delta E_2 / g \delta m = u_2^2/2g + p_2/\gamma + z_2.$$

Здесь

$u_1^2/2g$ и $u_2^2/2g$ – удельная кинетическая энергия;

p_1/γ и p_2/γ - удельная потенциальная энергия давления;

z_1 и z_2 – удельная потенциальная энергия положения частицы в сечениях I-I и 2-2.

Согласно уравнению Бернулли, сумма трех указанных членов является постоянной:

$$u_1^2/2g + p_1/\gamma + z_1 = u_2^2/2g + p_2/\gamma + z_2 = const,$$

что приводит к равенству

$$\delta \mathcal{E}_1 = \delta \mathcal{E}_2 = const. \quad (5.7)$$

Сечение I-I и 2-2 были взяты нами произвольно по длине струйки. Поэтому мы можем записать в общем виде:

$$\delta \mathcal{E} = u^2/2g + p/\gamma + z = const \quad (5.8)$$

Итак, сумма трех членов уравнения Бернулли есть сумма трех удельных энергий: удельной кинетической энергии, удельной потенциальной энергии

давления и удельной потенциальной энергии положения. Для идеальной жидкости сумма трех удельных энергий по длине элементарной струйки постоянна.

2. Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости

При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной (вязкой) жидкости, имеющему конечные размеры и ограниченному стенками, необходимо учесть неравномерность распределения скоростей по сечению, а также потери энергии (напора). То и другое является следствием вязкости жидкости.

При движении вязкой жидкости вдоль твердой стенки, например, в трубе, происходит торможение потока вследствие влияния вязкости, а также из – за действия сил молекулярного сцепления между жидкостью и стенкой. Поэтому наибольшего значения скорость достигает в центральной части потока, а по мере приближения к стенке она уменьшается практически до нуля. Получается распределение скоростей, подобное тому, которое показано на рис. 5.3.

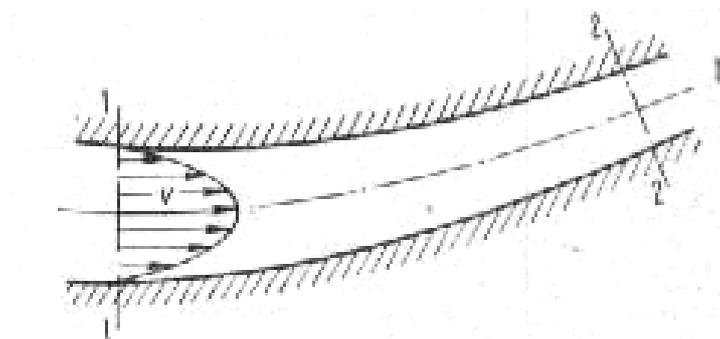


Рис.5.3.

Неравномерное распределение скоростей означает скольжение (сдвиг) одних слоев или частей жидкости по другим, вследствие чего возникают касательные напряжения (напряжение трения). Кроме того, движение вязкой жидкости часто сопровождается вращением частиц, вихреобразованием и перемешиванием. Все это требует затраты энергии, поэтому удельная энергия движущейся вязкой жидкости не остается постоянной, как в случае идеальной жидкости, а постепенно расходуется на преодоление сопротивлений и, следовательно, уменьшается вдоль потока.

Из – за неравномерного распределения скоростей приходится вводить в рассмотрение среднюю по сечению скорость v_{cp} , а также среднее значение удельной энергии жидкости в данном сечении.

Прежде чем приступить к рассмотрению уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости, сделаем следующее допущение : будем считать, что в пределах рассматриваемых поперечных сечений потока справедлив основной закон гидростатики, т.е. гидростатический напор в пределах сечения есть величина, одинаковая для всех точек данного сечения:

$$z + p / (\rho g) = const,$$

т.е. предполагаем, что при движении жидкости отдельные струйки оказывают одна на другую в поперечном направлении такое же давление, как слои жидкости в неподвижном состоянии. Это соответствует действительности и может быть доказано теоретически в том случае, когда течение в данных поперечных сечениях является параллельно струйным. Поэтому именно такие (или близкие к ним) поперечные сечения и будут рассматривать.

Введем понятие мощности потока. *Мощностью потока* в данном сечении будет называть полную энергию, которую пронесит поток через это сечения в единицу времени. Так как в различных точках поперечного сечения потока частицы жидкости обладают различной энергией, сначала выразим элементарную мощность (мощность элементарной струйки) в виде произведения полной удельной энергии жидкости в данной точке на элементарный массовый расход :

$$dN = g H dQ_m = (gz + p/\rho + v^2/2) \rho v dS.$$

Мощность всего потока найдем как интеграл от предыдущего выражения всей площади S:

$$N = \rho \int_s (gz + p/\rho + v^2/2) v dS$$

или, учитывая сделанное допущение,

$$N = \rho (gz + p/\rho) \int_s v dS + \rho/2 \int_s v^3 dS$$

Найдем среднее по сечению значение полной удельной энергии жидкости делением полной мощности потока на массовый расход. Получаем

$$gH_{cp} = N/Q\rho = gz + p/\rho + \int_s v^3 dS/2Q$$

Умножив и разделив последний член на v_{cp}^2 , получим (переходя к напорам)

$$H_{cp} = z + p/\rho + \int_s v^3 dS/v_{cp}^3 S v_{cp}^2/2g = z + p/\rho g + \alpha v_{cp}^2/2g \quad (5.9)$$

где α – безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей и равный

$$\alpha = \int_s v^3 dS / v_{cp}^3 S \quad (5.10)$$

Если умножить числитель и знаменатель выражения (5.10) на $p/2$, то нетрудно убедиться, что коэффициент α представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока в данном сечении к кинетической энергии того же потока и в том же сечении, но при равномерном распределении скоростей.

Для обычного распределения скоростей (см. рис. 5.3) коэффициент α всегда больше единицы*, а при равномерном распределении скоростей равен единице.

Возьмем два сечения реального потока, первое и второе, и обозначим средние значения полного напора жидкости в этих сечениях соответственно H_{cp1} и H_{cp2} . Тогда

$$H_{cp1} = H_{cp2} + \sum h_n$$

Где $\sum h_n$ —суммарная потеря полного напора на участке между рассматриваемыми сечениями.

Используя формулу для H_{cp} , предыдущее уравнение можно переписать так:

$$z_1 + p_1/\rho g + \alpha_1 v_{cp1}^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + \alpha_2 v_{cp2}^2/2g + \sum h_n \quad (5.11)$$

Это и есть *уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости*. От аналогичного уравнения для элементарной струйки идеальной жидкости полученное уравнение отличается членом, представляющим собой потерю полного напора, и коэффициентом, учитывающим неравномерность распределения скоростей. Кроме того, скорости, входящие в это уравнение, являются средним по сечениям.

Умножив уравнение (5.11) на g , получим форму записи уравнения Бернулли, где члены выражают виды энергии, отнесенной к единице массы, а член $g\sum h_n$ представит собой потерю удельной энергии жидкости.

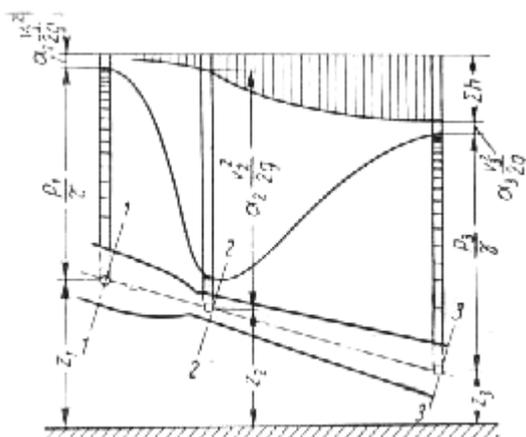


Рис.5.4.

Умножение уравнения (5.11) на ρg даст третью форму записи уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости, но член $\rho g \sum h_n$ выражает потерю энергии, отнесенную к единице объема жидкости.

Уравнение Бернулли (5.11) и его формы применимы не только для жидкостей, но и для газов при условии, что скорость их движения значительно меньше скорости звука.

Графически это уравнение можно представить диаграммой подобно тому, как это делали для идеальной жидкости, но с учетом потери напора. Последняя является некоторой высотой, которая неуклонно возрастает вдоль потока (рис. 5.4).

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 потерь. Энергия, теряемая жидкостью на рассматриваемом участке течения, разумеется, не исчезает бесследно, а лишь превращается в другую форму – тепловую. Так как удельная теплоемкость жидкостей обычно велика по сравнению с потерями удельной энергии, а также ввиду того, что тепловая энергия непрерывно рассеивается, повышение температуры часто бывает практически незаметным. Этот процесс преобразования механической энергии в тепловую является необратимым, т.е. таким, обратное течение которого (превращение тепловой энергии в механическую) невозможно.

Уменьшение среднего значения полной удельной энергии жидкости вдоль потока, отнесенное к единице его длины, называется *гидравлическим уклоном*. Изменение удельной потенциальной энергии жидкости, отнесенное к единице длины, называется *пьезометрическим уклоном*. Очевидно, что в трубе постоянного диаметра с неизменным распределением скоростей указанные уклоны одинаковы.

5. Гидравлические потери (общие сведения)

Потери удельной энергии (напора), или, как их часто называют, гидравлические потери, зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней. Вязкость жидкости, хотя и является первопричиной всех гидравлических потерь, но далеко не всегда оказывает существенное влияние на их величину.

Как показывают опыты, во многих, но не во всех случаях гидравлические потери приблизительно пропорциональны скорости течения жидкости во второй степени, поэтому в гидравлике принят следующий общий способ выражения гидравлических потерь полного напора в линейных единицах:

$$h_n = \xi \cdot v_{cp}^2 / 2g \quad (5.12)$$

или в единицах давления

$$p_n = \rho g h_n = \xi \cdot \rho v_{cp}^2 / 2$$

Такое выражение удобно тем, что включает в себя безразмерный коэффициент пропорциональности ξ , называемый *коэффициентом потерь*, или коэффициентом сопротивления, значение которого для данного русла в первом грубом приближении постоянно.

Коэффициент потерь ξ , таким образом, есть отношение потерянного напора к скоростному напору.

Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине.

Местные потери энергии обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется ее скорость и обычно возникают крупные вихри. Последние образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям. Там же показаны отрывы потока и вихреобразования.

Местные потери напора определяются по формуле (5.12) следующим образом:

$$h_m = \xi \cdot v^2 / (2g), \quad (5.13)$$

или в единицах давления

$$p_m = \xi_m \cdot \rho v^2 / 2.$$

Выражение (5.13) часто называют формулой Вейсбаха. В ней v – средняя по сечению скорость в трубе, в которой установлено данное местное сопротивление. Если же диаметр трубы и, следовательно, скорость в ней изменяются по длине, то за расчетную скорость удобнее принимать большую из скоростей, т.е. ту, которая соответствует меньшему диаметру трубы.



Рис.5.5.

Каждое местное сопротивление характеризуется своим значением коэффициента сопротивления, которое во многих случаях приближенно можно считать постоянным для данной формы местного сопротивления.

Потери на трение по длине, - это потери энергии, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, т.е. при равномерном течении, и возрастают пропорционально длине трубы (рис.5.5). Рассматриваемые потери обусловлены внутренним трением в жидкости, а потому имеют место не только в шероховатых, но и в гладких трубах.

Потерю напора на трение можно выразить по общей формуле (5.12) для гидравлических потерь, т.е.

$$h_{мп} = \xi_{Гр} \cdot v^2 / (2g), \quad (5.14)$$

однако удобнее коэффициент связать с относительной длиной трубы l/d .

Возьмем участок круглой трубы длиной, равной ее диаметру, и обозначим его коэффициент потерь, входящий в формулу (5.14). Тогда для всей трубы длиной l и диаметром d коэффициент потерь будет в l/d раз больше:

$$\xi_{Tp} = \lambda \cdot l / d.$$

В результате формула (5.14) примет вид

$$h_{mp} = \lambda \cdot (l/d) \cdot v^2 / 2g \quad (5.15)$$

или в единицах давления

$$p_{mp} = \lambda \cdot (l/d) \cdot v^2 \cdot \rho / 2 \quad (5.16)$$

Формулу (5.151) обычно называют формулой Вейсбаха – Дарси.

Безразмерный коэффициент λ называют *коэффициентом потерь на трение по длине, или коэффициентом Дарси*. Его можно рассматривать как коэффициент пропорциональности между потерей напора на трение, и произведением относительной длины трубы на скоростной напор.

Нетрудно выяснить физический смысл коэффициента λ , если рассмотреть условие равномерного движения в трубе цилиндрического объема длиной l и диаметром d (см.рис. 5.5.), т.е. равенство нулю суммы сил, действующих на объем: сил давления и силы трения. Это равенство имеет вид

$$(\pi \cdot d^2 \cdot p_{mp} / 4) - \pi \cdot dl \cdot \tau_0 = 0,$$

Где τ_0 – напряжение трения на стенке трубы.

Если учесть формулу (5.16), то легко получить

$$\lambda = 4 \cdot (\tau_0 / \rho) \cdot (v^2 / 2), \quad (5.17)$$

т.е. коэффициент λ есть величина, пропорциональная отношению напряжения трения на стенке трубы к динамическому давлению, определенному по средней скорости.

Ввиду постоянства объемного расхода несжимаемой жидкости вдоль трубы постоянного сечения скорость и удельная кинетическая энергия также остаются постоянными, несмотря на наличие гидравлических сопротивлений, и потерь напора. Потери напора в этом случае определяются разностью показаний двух пьезометров (см. 5.5).

Нахождение численных значений коэффициента λ потерь на трение для конкретных различных случаев течения жидкости будет рассмотрено по мере необходимости в следующих лекциях.

Контрольные вопросы:

1. Дайте формулу высоты скоростного напора.
2. Из чего состоит трубки Пито и объясните ее принцип работы?
2. Геометрический смысл уравнения Бернулли.
3. Физический смысл уравнения Бернулли.
4. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.
5. Что называется гидравлическим уклоном ?
6. Напишите формулу Вейсбаха.
7. Напишите формулу Дарси.
8. Какие виды бывают гидравлические потери ?
9. Чем обусловлены местные потери энергии ?
10. Чем обусловлены потери на трение по длине?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр.34-51.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г. Стр.113.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос»,1999 г.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия»,1995 г.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. –М.: недра, 1995г.
6. Штеренлихт А. Гидравлика, -М.: «Машиностроение» 1998 г.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидроприводов, -М.: «Высшая школа», 1978 г.стр.26.
8. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999 г.стр.41-43.

Лекция № 6

Тема: ВИДЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

ПЛАН

1. Режимы течения жидкости в трубах.
2. Гидродинамическое подобие.
3. Ламинарное течение жидкости.
4. Турбулентное течение жидкости.

1. Режимы течения жидкости в трубах.

В 80-х годах прошлого столетия работы, связанные с изучением сопротивления движению жидкости при течении в трубах, зашли в тупик. Опыты одних исследователей (немецкий инженер-строитель Г.Хаген, французский врач Ж.Пуазейль) показали, что сопротивление линейно зависит от скорости. В то же время не менее тщательные и точные опыты французского инженера А.Дарси свидетельствовали, что сопротивление пропорционально квадрату скорости. Возникшее противоречие тормозило развитие инженерной практики и требовало разрешения.

Наблюдения, выполненные Г.Хагеном еще в 1855 г. показали, что характер движения в трубе изменяется при достижении каких-то определенных условий. На это же со всей определенностью было указано в 1870 году нашим соотечественником проф. Н.Н.Петровым при разработке им теории гидродинамической смазки. Эта гипотеза нашла блестящее подтверждение в опытах английского физика Осборна Рейнольдса, результаты которых были опубликованы в 1883-1884 годах и имели далеко идущие последствия для всей механики жидкости.

Идея опытов отличалась ясностью и предельной простотой.

Опыты показывают, что возможны два режима или два вида течения жидкостей и газов в трубах: ламинарный и турбулентный, которые в дальнейшем будем называть соответствующими течениями.

Указанные течения жидкости можно наблюдать на приборе, представленном на рис. 6.1. Он состоит из резервуара А с водой, от которого отходит стеклянная труба В с краном С на конце, и сосуда Д с водным раствором той или иной краски, которая может по трубке F вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы В.

Если несколько приоткрыть кран С и тем самым дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана Е впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды.

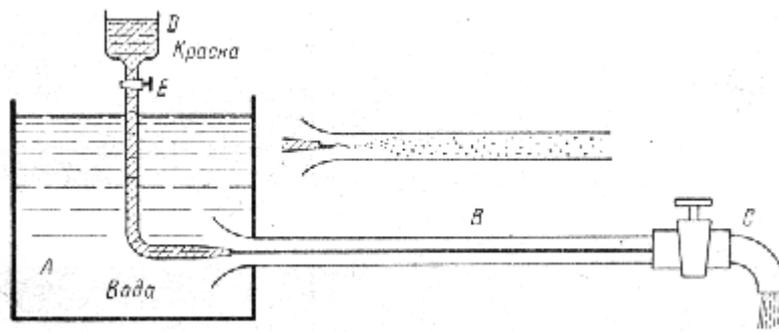


Рис 6.1

Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что будет указывать на слоистый характер течения жидкости и на отсутствия перемешивания. Это – ламинарное течение.

При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана С картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое изменение его. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размываться и перемешиваться с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Это - бурный, хаотичный, приводящий к перемешиванию частиц, позднее по предложению У. Томсона (Лорда Кельвина) получил название турбулентного. (рис 6.1, вверху).

Если затем снова уменьшить скорость течения, то вновь восстановится ламинарное течение.

Смена течения данной жидкости в данной трубе происходит при определенной скорости течения $v_{кр}$, которую называют критической. Как показывают опыты, значение этой скорости прямо пропорционально кинематическому коэффициенту вязкости ν и обратно пропорционально диаметру d трубы, т.е.

$$v_{кр} = k \nu / d$$

Оказывается, что входящий сюда безразмерный коэффициент пропорциональности k имеет универсальное значение, т.е. одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Это означает, что смена течения происходит при вполне определенном соотношении между скоростью, диаметром и вязкостью ν , равном

$$k = v_{кр} d / \nu$$

Это безразмерное число называется *критическим числом Рейнольдса*, по имени английского ученого, который установил этот критерий, и обозначается

$$Re_{кр} = v_{кр} d / \nu \quad (6.1)$$

Как показывает опыты, критическое число Рейнольдса для труб круглого сечения приблизительно равно 2300.

Однако можно говорить не только о $Re_{кр}$, соответствующем смене течения, но и о фактическом Re для того или иного потока и выражать его через фактическую скорость, т.е.

$$Re = v d / \nu. \quad (6.2)$$

Таким образом получаем критерий, позволяющий судить о режиме течения жидкости в трубе. При значениях $Re < Re_{кр}$ течение оказывается ламинарным; при $Re > Re_{кр}$ течение обычно турбулентное.

Зная скорость движения жидкости, диаметр трубы и вязкость жидкости, можно определить расчетным путем течение жидкости.

2. Гидродинамическое подобие.

Полученное в предыдущей главе число Рейнольдса Re имеет большое значение в гидравлике, а также в аэродинамике, так как является одним из основных критерий гидродинамического подобия.

Гидродинамическое подобие – это подобие потоков несжимаемой жидкости, включающее в себя подобие геометрическое, кинематическое и динамическое.

Геометрическое подобие, как известно из геометрии, означает пропорциональность сходственных размеров и равенство соответствующих углов. В гидравлике под геометрическим подобием мы будем понимать подобие тех поверхностей, которые ограничивают потоки жидкостей, т.е. подобие русел.

Отношение двух сходственных размеров подобных русел назовем линейным масштабом и обозначим через k_L . Это величина одинакова (*idem*) для подобных русел I и II, т.е.

$$k_L = L_I / L_{II} = \text{idem}.$$

Кинематическое подобие – это подобие линий тока и пропорциональность сходственных скоростей:

$$v_I / v_{II} = v_{xI} / v_{xII} = v_{yI} / v_{yII} = v_{zI} / v_{zII} = k_v = \text{idem},$$

где k_v – масштаб скоростей, одинаковый при кинематическом подобии.

Так как $v = L/T$, $k_v = k_L / k_T$ (где T – время, k_T – масштаб времени).

Из кинематического подобия вытекает геометрическое подобие линий тока. Очевидно, что для кинематического подобия потоков требуется геометрическое подобие русел.

Динамическое подобие означает пропорциональность сил, действующих на сходственные элементы кинематически подобных потоков, и равенство углов, характеризующих направление этих сил.

В потоках жидкостей обычно действуют разные силы – давления, вязкости (трения), тяжести и др. Соблюдение пропорциональности всех этих разнородных сил означает так называемое полное гидродинамическое подобие. Осуществление на практике полного гидродинамического подобия оказывается весьма затруднительным, поэтому обычно имеют дело с

частичным подобием, при котором соблюдается пропорциональность лишь основных, главных сил.

Для напорных течений в закрытых руслах, т.е. для потоков в трубах, в гидромашинах и тому подобных, такими силами, как показывает анализ, являются силы давления, вязкости и силы инерции. На жидкость действует также сила тяжести, но в напорных потоках ее действие проявляется через давление, т.е. оно сводится к соответствующему изменению давления. Поэтому рассматривая так называемое приведенное давление $p_{np} = p + \rho g z$, тем самым учитываем силу тяжести.

Силы инерции определяются произведением массы на ускорение, т.е. $F=ma$, а их отношение подобных потоках равно масштабу сил:

$$k_F = F_I / F_{II} = (ma)_I / (ma)_{II} = k_\rho k^3_L k_L / k^2_T = k_\rho k_v k^2_L,$$

k_ρ - масштаб плотностей.

Таким образом, силы инерции пропорциональны плотности, скорости во второй степени и размеру L во второй степени, который, в свою очередь, пропорционален площади S :

$$F_{ин} \sim \rho S v^2$$

Заметим, что этому же произведению $\rho S v^2$ пропорциональны силы, с которыми поток воздействует на преграды, лопасти гидромашин, обтекаемые тела.

Примем силы инерции за основу и будем другие силы, действующие на жидкость, сравнивать с инерционным, т.е. с выражением $\rho S v^2$.

Таким образом, для гидродинамически подобных потоков I и II имеем

$$(F/\rho S v^2)_I = (F/\rho S v^2)_{II} = idem \quad (6.3)$$

Это отношение, одинаковое для подобных потоков, называют числом Ньютона и обозначают Ne . Здесь под F подразумевается основная сила: сила давления, вязкости, тяжести и др. Следовательно, соотношение (6.3) представляет собой общий вид закона гидродинамического подобия. Рассмотрим три характерных случая воздействия на движущуюся жидкость основных сил и найдем условия подобия потоков.

1. На жидкость действует лишь силы давления и инерции. Тогда $F = \Delta p S \sim \Delta p L^2$ и условие (6.3) примет вид

$$(\Delta p / \rho v^2)_I = (\Delta p / \rho v^2)_{II} = Eu = idem, \quad (6.4)$$

где Δp некоторая разность давлений; Eu – безразмерный критерий, называемый числом Эйлера.

Следовательно, условием гидродинамического подобия геометрически подобных потоков в данном случае является равенство для них чисел Эйлера.

Из предыдущего ясен физический смысл числа Эйлера: это есть величина пропорциональная отношению сил давления к силам инерции.

2. На жидкость действуют силы вязкости, давления и инерции. Тогда

$$F = \mu (dv/dy) \sim \nu \rho (v/L) L^2 \sim \nu \rho v L$$

и условие (6.3) после деления последнего выражения на $\rho v^2 L^2$ примет вид

$$(v/vL)_I = (v/vL)_{II} \text{ или } (vL/v)_I = (vL/v)_{II} = Re = idem \quad (6.5)$$

где Re – безразмерный критерий, называемый числом Рейнольдса.

Следовательно, условием гидродинамического подобия геометрически подобных потоков в рассматриваемом случае является равенство чисел Рейнольдса, подсчитанных для сходственных сечений потоков.

Последнее условие является особенно важным в данном курсе, так как им устанавливается основной критерий подобия напорных потоков – число Рейнольдса. За характерный размер L при подсчете числа Рейнольдса должен приниматься поперечный размер потока, например, диаметр сечения.

Из предыдущего ясен физический смысл числа Рейнольдса: это есть величина, пропорциональная отношению сил вязкости к силам инерции.

3. На жидкость действуют силы тяжести, давления и инерции. Тогда $F \sim \rho g L^3$ и условие (6.3) принимает вид

$$(\rho g L^3 / \rho v^2 L^3)_I = (\rho g L^3 / \rho v^2 L^3)_{II} \text{ или } (v^2 / g L)_I = (v^2 / g L)_{II} = Fr = idem, \quad (6.6)$$

где Fr – безразмерный критерий, называемый числом Фруда.

Следовательно, условием гидродинамического подобия геометрически подобных потоков в данном случае является равенство чисел Фруда. Из предыдущего ясно, что число Фруда – это величина, пропорциональная отношению сил инерции к силам тяжести.

Критерий Фруда является важным при рассмотрении безнапорных течений в открытых руслах, для напорных течений его можно не учитывать.

3. Ламинарное течение.

Ламинарное течение является строго упорядоченным, слоистым течением без перемешивания жидкости. Теория ламинарного течения жидкости основывается на законе трения Ньютона. Это трение между слоями движущейся жидкости является единственным источником потерь энергии в данном случае.

Рассмотрим установившееся ламинарное течение жидкости в прямой круглой цилиндрической трубе с внутренним диаметром $d = 2r_0$. Чтобы исключить влияние силы тяжести и этим упростить вывод, допустим, что труба расположена горизонтально. Достаточно далеко от входа в нее, где поток уже вполне сформировался, выделим отрезок длиной l между сечениями 1-1 и 2-2 (рис 6.2).

Пусть в сечении 1-1 давление равно p_1 , а в сечении 2-2 – p_2 . Ввиду постоянства диаметра трубы, скорость жидкости будет постоянной, а

коэффициент α будет неизменным вдоль потока в следствии его стабильности, поэтому уравнение Бернулли для выбранных сечений примет вид

$$p_1 l(\rho g) = p_2 l(\rho g) + h_{тр},$$

Где $h_{тр}$ – потеря напора на трение по длине.

Отсюда

$$h_{тр} = (p_1 - p_2) l(\rho g) = p_{тр} l(\rho g),$$

что и показывают пьезометры, установленные в этих сечениях

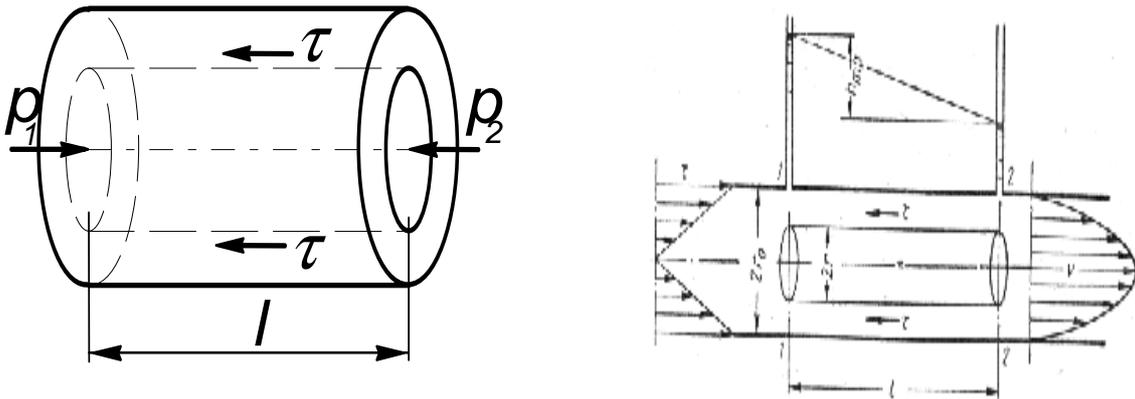


Рис 6.2

В потоке жидкости выделим цилиндрический объем радиусом r , соосный с трубой и имеющий основание в выбранных сечениях. Запишем уравнение равномерного движения выделенного объема жидкости в трубе, т.е. равенство суммы сил, действующих на объем: сил давления и сопротивления. Обозначая касательное напряжение на боковой поверхности цилиндра через τ , получим

$$(p_1 - p_2) \pi r^2 - 2\pi r l \tau = 0,$$

откуда

$$\tau = p_{тр} / (2l).$$

Из формулы следует, что касательные напряжения в поперечном сечении дуги изменяются по линейному закону в функции радиуса. Эпюра касательного напряжения показана на рис.6.2 слева.

Выразим касательное напряжение τ по закону трения Ньютона через динамическую вязкость и поперечный градиент скорости; при этом заменим переменное y (расстояние от стенки) текущим радиусом r :

$$\tau = \mu dv/dy = -\mu dv/dr$$

Знак минус обусловлен тем, что направление отсчета r противоположно направлению отсчета y .

Подставляя значение τ в предыдущее уравнение, получаем

$$p_{тр} / (2l) = -\mu dv/dr$$

Найдем отсюда приращение скорости

$$dv = - p_{тр} r dr / (2\mu l).$$

При положительном приращении радиуса получается отрицательное приращение скорости, что соответствует профилю скоростей, показанному на рисунке 6.2. Выполнив интегрирование, получим

$$V = -p_{тр} r^2 / 2\mu l + C.$$

Постоянную интегрирования C найдем из условия, что на стенке при $r=r_0$ $v=0$

$$C = p_{тр} r_0^2 / (4\mu l).$$

Скорость по окружности радиусом r

$$v = p_{тр} (r_0^2 - r^2) / (4\mu l). \quad (6.7)$$

Это выражение является законом распределения скоростей по сечению круглой трубы при ламинарном течении. Кривая, изображающая эпюру скоростей, является параболой второй степени.

Максимальная скорость, имеющая место в центре сечения (при $r=0$)

$$V_{max} = p_{тр} r_0^2 / (4\mu l). \quad (6.8)$$

Входящее в формулу (6.7) отношение $p_{тр}/l$ (см рис 6.2) представляет собой гидравлический уклон, умножение на rg . Это величина является постоянной вдоль прямой трубы постоянного диаметра.

Применим полученный закон распределения скоростей, описываемый уравнением (6.7) для расчета расхода. Для этого выразим сначала элементарный расход через бесконечно малую площадку dS .

$$dQ = v dS.$$

Здесь v есть функция радиуса, определяемая формулой (6.7), а площадку dS целесообразно взять в виде кольца радиусом r и шириной dr , тогда

$$dQ = p_{тр} (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr / (4\mu l).$$

После интегрирования по всей площади поперечного сечения, т.е. от $r=0$ до $r=r_0$.

$$Q = \pi p_{тр} / 2\mu l \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr = \pi r_0^2 p_{тр} / 8\mu l \quad (6.9)$$

Среднюю по сечению скорость найдем делением расхода на площадь. С учетом выражения (6.9) получим

$$V_{cp} = Q / (\pi r_0^2) = p_{тр} r_0^2 / (8\mu l). \quad (6.10)$$

Сравнение этого выражения с формулой (6.8) показывает, что средняя скорость при ламинарном течении в 2 раза меньше максимальной:

$$v_{cp}=0,5v_{max}.$$

Для получения закона сопротивления т.е. выражением по потере напора $h_{тр}$ на трение через расход и размеры трубы, определим $p_{тр}$ из формулы (6.10).

$$P_{тр} = 8\mu l Q / (\pi r_0^4).$$

Разделив это выражение на ρg , заменив μ на $\nu\rho$ и $p_{тр}$ на $h_{мп}\rho g$, а также перейдя от r_0 к $d=2r_0$, найдем

$$h_{тр} = p_{тр} / (\rho g) = 128 \nu l Q / (\pi g d^4). \quad (6.11)$$

Полученный закон сопротивления показывает, что при ламинарном течении в трубе круглого сечения потеря напора на трении пропорциональна расходу и вязкости в первой степени и обратно пропорциональна диаметру 4 степени. Этот закон обычно называется законом Пуазейля, используется для расчета трубопровода с ламинарным течением.

Приведем закон сопротивления к виду формулы Вейсбаха-Дарси:

$$h_{тр} = \lambda l v_{cp}^2 / d 2g$$

Для этого в формуле заменим расход произведением $\pi d^2 v_{cp} / 4$; умножив и разделив на v_{cp} и перегруппировав множители, после сокращений получим

$$h_{тр} = 64 \nu l v_{cp}^2 / v_{cp} d 2g = 64 \nu l v_{cp}^2 / Re d 2g$$

отсюда найдем

$$\lambda_l = 64 / Re$$

или окончательно найдем

$$h_{тр} = \lambda_l (l/d) (v_{cp}^2 / 2g) \quad (6.12)$$

Потеря напора на трении по длине при ламинарном течении пропорциональна скорости в первой степени, а коэффициент λ_l обратно пропорционален Re , и следовательно, скорости v_{cp} .

Зная закон распределения скоростей по сечению трубы, легко определить коэффициент Кориолиса α , учитывающий неравномерность распределения скоростей уравнении Бернулли, для случая стабилизированного ламинарного течения жидкости в круглой трубе.

Итак, действительная кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в 2 раза превышает кинетическую энергию того же потока, но при равномерном распределении скоростей.

Таким же путем можно показать, что секундное количество движение ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в раз больше количества движения того же потока, но при равномерном распределении скоростей, причем коэффициент β , называемый коэффициентом Буссинески. В данном случае равен 4/3.

Изложенная теория ламинарного течения жидкости в круглой трубе хорошо подтверждается опытом, и выведенный закон сопротивления обычно не нуждается в каких либо поправках, за исключением следующих случаев:

1. При течении в начальном участке трубы, где происходит постепенное формирование параболического профиля скоростей;
2. При течении с теплообменом;
3. При течении в капиллярах и зазорах с облитерацией;
4. При течении с большими перепадами давления.

4. Турбулентное движение жидкости.

Теория турбулентных течений представляет собой важнейший для практики, но и наиболее сложный раздел гидродинамики.

Как уже отмечалось, первые серьезные исследования перехода к турбулентности были выполнены О. Рейнольдсом в 1883 году. Основной, определяющей чертой турбулентного движения является его хаотичность. Это означает, что скорость (и другие параметры) в любой точке потока зависят от времени. Более того, эти флуктуации скорости в данной точке также являются хаотическими.

Из сказанного ясно, что турбулентное движение по своей физической природе является движением неустановившимся. С другой стороны, непосредственные измерения свидетельствуют, что при турбулентном характере потока в нем можно выделить основную, так называемую регулярную часть, на которую накладывается случайная часть движения.

На рис. 6.3 показан типичный вид экспериментально снятой зависимости проекции скорости в какой-то точке потока от времени при сохраняющихся неизменными граничных условиях.

При турбулентном режиме движения, наблюдается непрерывное интенсивное перемешивание частиц жидкости в результате их перемешивания в направлении, перпендикулярном к основному направлению движения потока. При этом возникают мгновенные изменения величин и направлений скоростей движения отдельных частиц, называемые пульсацией скоростей.

Явление пульсации скоростей заключается в том, что местные скорости непрерывно изменяются, колеблясь около некоторой постоянной величины, называемой местной осредненной скоростью.

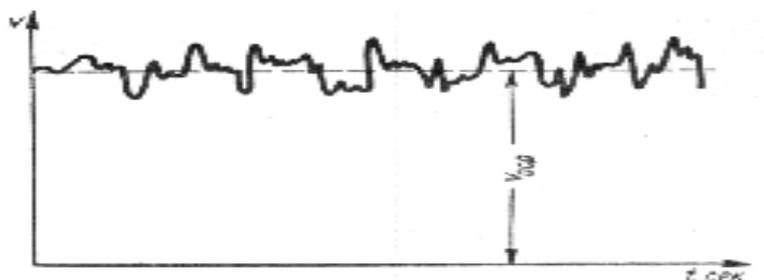


Рис 6.3

Таким образом, строго говоря, турбулентное течение является неустановившемся течением, так как величины скоростей и давлений, а также траектории частиц меняются по времени, однако его можно рассматривать как установившееся при условии, что осредненные по времени значения скоростей и давлений, а также величина полного расхода потока не меняются с течением времени. Такое течение встречается на практике достаточно часто.

Ввиду того, что при турбулентном течении отсутствует слоистость потока и происходит перемешивание жидкости, закон трения Ньютона в этом случае неприменим. Благодаря перемешиванию жидкости и непрерывному переносу количеств движения в поперечном направлении касательное напряжение на стенке трубы в турбулентном потоке значительно больше, чем в ламинарном при тех же значениях Re , и динамического давления, подсчитанных по средней скорости потока и плотности жидкости.

Распределение скоростей в поперечном сечении турбулентного потока существенно отличается от того, которое характерно для ламинарного течения.

Если сравнить кривые распределения скоростей в ламинарном и турбулентном потоках в одной и той же трубе и при одном и том же расходе, то обнаружим существенное различие в указанных кривых.

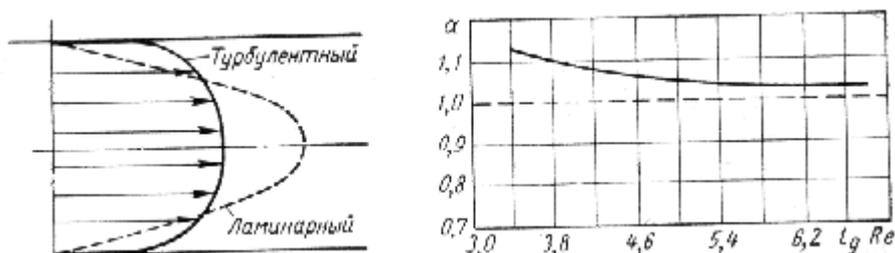


Рис.6.4

Распределение скоростей при турбулентном течении более равномерно, а нарастание скорости у стенки более крутое, чем при ламинарном течении, для которого, как уже известно, характерен параболический закон распределения скоростей.

В связи с этим коэффициент α , учитывающий неравномерность распределения скоростей в уравнении Бернулли, при турбулентном течении значительно меньше чем при ламинарном. В отличие от ламинарного течения, где α не зависит от Re , здесь коэффициент α является функцией Re , уменьшаясь с увеличением последнего от 1,13 при $Re=Re_{кр}$ до 1,025 при $Re=3 \cdot 10^6$. Как видно из графика, приведенного на рисунке кривая α в функции Re асимптотически приближается к единице, ввиду чего в большинстве случаев при турбулентном течении можно принимать $\alpha=1$.

Потеря энергии при турбулентном течении жидкость в трубах постоянного сечения также получают иными, нежели при ламинарном. В турбулентном потоке потери напора на трение значительно больше, чем в

ламинарном при тех же размерах трубы, расходе и вязкости жидкости, а следовательно при одинаковых Re .

Это увеличение потерь вызывается вихреобразованиями, перемешиванием и искривлением траекторий. Если при ламинарном течении потеря напора на трение возрастает пропорционально скорости в первой степени, то при переходе к турбулентному течению заметен некоторый скачек сопротивления и затем более крутое нарастание величины $h_{тр}$ по кривой, близкой к параболе второй степени.

Ввиду сложности турбулентного течения и трудностей его аналитического исследования до настоящего времени не имеется достаточно строгой и точной теории этого течения. В большинстве случаев для практических расчетов, связанных с турбулентным течением жидкостей в трубах, пользуются чисто экспериментальными данными, систематизированными на основе гидродинамической теории подобия.

Основной расчетной формулой для турбулентного течения в круглых трубах является формула, которая непосредственно вытекает из соображений подобия и имеет следующий вид:

$$h_{тр} = \lambda_T (l/d) \cdot (v^2/2g)$$

где λ_T – коэффициент потерь на трение при турбулентном течении.

Эта основная формула применима как при турбулентном, так и при ламинарном течении; различие заключается лишь в значениях коэффициента λ . Так как при турбулентном течении потеря напора на трение приблизительно пропорциональна квадрату скорости, то коэффициент потерь на трение в формуле в первом приближении для данной трубы можно считать величиной постоянной.

Однако из закона гидродинамического подобия следует, что коэффициент λ_T , должен являться функцией основного критерия подобия, т.е. Re , включающего в себя диаметр трубы, скорость и вязкость жидкости:

$$\lambda_T = f(Re) = f(vd/\nu)$$

Существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул, выражающих эту функцию для турбулентного течения в гладких трубах; одной из наиболее удобных и употребительных является формула П.К.Конакова

$$\lambda_T = 1 / (1,8 \lg Re - 1,5)^2 \quad (6.13)$$

применимая при Re от $Re = Re_{кр}$ до Re , равного нескольким миллионам.

При $2300 < Re < 10^5$ можно пользоваться также формулой Блазиуса

$$\lambda_T = 0,3164 / \sqrt[4]{Re}$$

Отсюда видно, что с увеличением Re коэффициент λ_T уменьшается, однако это уменьшение гораздо менее значительно, чем при ламинарном течении.

Это различие в законах изменения коэффициента λ связано с тем, что непосредственное влияние вязкости жидкости на сопротивление в турбулентном потоке гораздо меньше, чем в ламинарном.

Контрольные вопросы:

1. Сколько бывает режимов течения жидкости и назовите их.
2. Что называется критическим числом Рейнольдса?
3. Что называется гидродинамическим подобием?
4. Что такое геометрическое подобие?
5. Что такое кинематическое подобие?
6. Что такое динамическое подобие?
7. Что такое ламинарное течение?
8. Как определяется средняя скорость, расход, гидравлическое сопротивление и коэффициент λ в ламинарном течении жидкостей ?
9. Что такое турбулентное течение?
10. Как определяется средняя скорость, расход, гидравлическое сопротивление и коэффициент λ в турбулентном течении жидкостей ?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр. 57-87.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г.стр. 91-102.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.стр. 66-74.
4. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. –М.: недра, 1995г.стр.93-115.
5. Штеренлихт А. Гидравлика, -М.: «Машиностроение» 1984 г.стр.110-128.
6. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978 г.стр.30-34.
7. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999 г.стр.51-60.
8. А.Д.Альтшуль, и др. «Гидравлика и аэродинамика» .Москва, «Стройиздат» 1987г. стр.148-178.

Лекция № 7

Тема: ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ.

ПЛАН

1. Понятие о гладких и шероховатых трубах.
2. Турбулентное течение в шероховатых трубах.
3. Потеря энергии в области местных сопротивлений.
4. Коэффициент сопротивления системы.

1 Понятие о гладких и шероховатых трубах.

Предположим, что поток движется по трубе, выступы шероховатости которой имеют размер Δ . Если ламинарный подслои толщиной δ , обволакивающий выступы шероховатости, полностью их перекрывает, как это показано на рисунке 7.1, то потери напора не будут зависеть от степени шероховатости стенок трубы: в этом случае жидкость скользит по ламинарному подслою, и имеет место трение жидкости о жидкость.

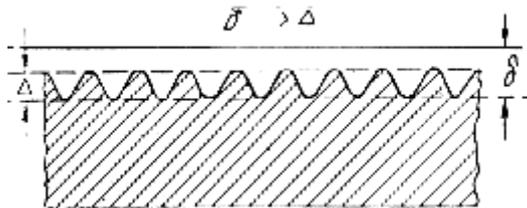


Рис 7.1

Если же выступы шероховатости больше толщины ламинарного подслоя Рис 7.2, то потери напора будут в значительной степени зависеть от шероховатости стенок, так как в этом случае трение жидкости происходит о шероховатую поверхность, не сглаженную подслоем. В соответствии с этим различают две категории стенок труб: гладкие ($\delta > \Delta$) и шероховатые ($\delta < \Delta$). При этом необходимо отметить, что понятие «гладкой» стенки является относительным, так как толщина ламинарного подслоя зависит от числа Re , уменьшаясь с его увеличением.

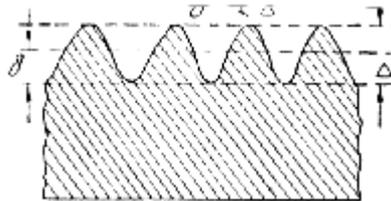


Рис 7.2

Установим зависимость, связывающую толщину ламинарного подслоя δ с числом Re . Градиент скорости в пределах ламинарного подслоя, учитывая его малую толщину и наличие нулевой скорости на стенке, можно определить зависимостью

$$du/dh = u_{\pi}/\delta$$

где u_{π} – скорость на внешней границе ламинарного подслоя.

Тогда величина напряжения трения на стенке трубы

$$\tau_0 = \mu u_{\pi} / \delta$$

Разделим полученное уравнение на значение плотности ρ :

$$\tau_0 / \rho = \mu u_{\pi} / \rho \delta = \nu u_{\pi} / \delta$$

или

$$u_* = \nu u_{\pi} / \delta. \quad (7.1)$$

Таким образом, толщина ламинарного подслоя равна

$$\delta = \nu u_{\pi} / u_*^2 \quad \text{или} \quad \delta u_* / \nu = u_{\pi} / u_* \quad (7.2)$$

На основании опытов принимается, что выражение $\delta u_* / \nu = N$ для гладких труб есть величина постоянная и равная $N = 10,47$. Тогда толщина ламинарного подслоя будет равна

$$\delta = \nu N / u_* = 10,47 \nu / u_* \quad (7.3)$$

Выше было установлено, что «динамическая скорость» связана с гидравлическим радиусом и уклоном зависимостью

$$u_* = \sqrt{gJR} = \frac{1}{2} \sqrt{gdJ}$$

если гидравлический радиус выразить через диаметр трубы d . С другой стороны. Гидравлический уклон J может быть определен по соотношению

$$J = \lambda v^2 / d 2g.$$

Подставив это значение в зависимость, получим окончательное выражение для «динамической скорости»

$$U_* = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{gd\lambda v^2}{2gd}} = \frac{v}{2} \sqrt{\frac{\lambda}{2}} \quad (7.4)$$

Следовательно, зависимость (3) может быть записана теперь в таком виде:

$$\delta = 10,47 \nu 2 \sqrt{2 / v \sqrt{\lambda}} \approx 30 \nu / v \sqrt{\lambda} \quad (7.5)$$

Поэтому окончательно имеем

$$\delta = 30d / Re \sqrt{\lambda} = 60r / Re \sqrt{\lambda} \quad (7.6)$$

Итак, толщина подслоя прямо пропорциональна радиусу трубы, обратно пропорциональна числу Re и квадратному корню из коэффициента сопротивления λ .

2. Турбулентное течение в шероховатых трубах

Если для гладких труб коэффициент потерь на трение вполне определяется Re , то для шероховатых труб λ_T зависит еще и от шероховатости внутренней поверхности трубы. При этом важен не абсолютный размер k бугорков шероховатости, а отношение этого размера к радиусу трубы, т.е. так называемая относительная шероховатость k/r_0 . Одна и та же абсолютная шероховатость может совершенно не сказаться на сопротивлении трубы большого диаметра, но способна значительно

увеличить сопротивление трубы малого диаметра. Кроме того, на сопротивление влияет характер шероховатости. Простейшим случаем будет тот, когда все бугорки шероховатости имеют один и тот же размер κ и одинаковую форму т.е. при так называемой равномерно распределенной зернистой шероховатости.

Таким образом, в случае равномерно распределенной зернистой шероховатости коэффициент λ_T зависит от Re , так и от отношения κ/r_0 :

$$\lambda_T = f(Re; \kappa/r_0)$$

Характер влияния этих двух параметров на сопротивление труб отчетливо виден из графика, который является результатом опытов И.И.Никурадзе (рис.7.3.).

И.И.Никурадзе испытал на сопротивление ряд труб с искусственно созданной шероховатостью на их внутренней поверхности. Шероховатость была получена путем приклейки песчинок определенного размера, полученного просеиванием песка через специальные сита. Тем самым была осуществлена равномерно распределенная зернистая шероховатость. Испытания были произведены при широком диапазоне относительных шероховатостей $\kappa/r_0 = (1/500 \div 1/15)$, а также Re ($Re = 500 \div 10^6$). Результаты этих испытаний представлены на логарифмическом графике, где построены кривые зависимости $\lg(1000\lambda)$ от $\lg Re$ для ряда значений κ/r_0 .

Наклоненные прямые А и В соответствуют законам сопротивления гладких труб. После умножения на 1000 и логарифмирования получим уравнения прямых

$$\begin{aligned} \lg(1000\lambda_n) &= \lg 64000 - \lg Re \\ \lg(1000\lambda_T) &= \lg 316,4 - \lg Re/4. \end{aligned}$$

Штриховой линией показаны кривые для труб с различной относительной шероховатостью.

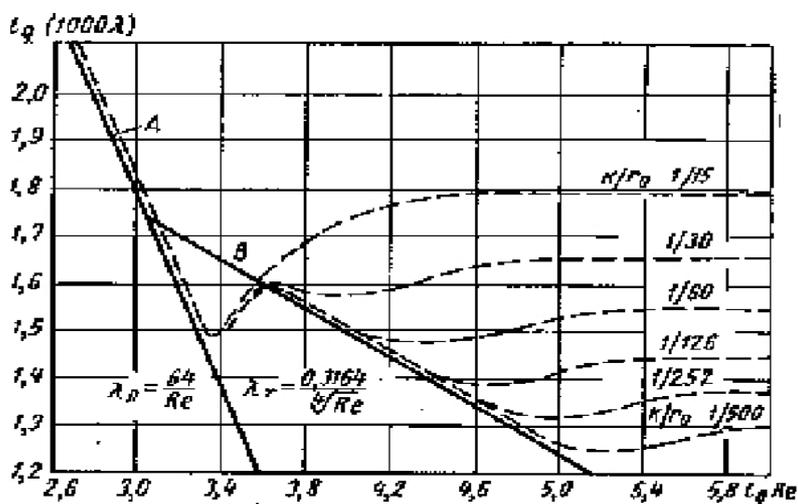


Рис 7.3

Из рассмотрения графика можно сделать следующие основные выводы:

1. При ламинарном течении шероховатость на сопротивление не влияет; штриховые кривые, соответствующие различным шероховатостям, практически совпадают с прямой A .

2. Критическое Re от шероховатости практически не зависит; штриховые кривые отклоняются от прямой A приблизительно при одном и том же Re .

3. В области турбулентного течения, но при небольших Re и k/r_0 , шероховатость на сопротивление не влияет; штриховые линии на некоторых участках совпадают с прямой B . Однако при увеличении Re это влияние начинает сказываться и кривые для шероховатых труб начинают отклоняться от прямой, соответствующей закону сопротивления гладких труб.

4. При больших Re и больших относительных шероховатостях коэффициент λ_T перестает зависеть от Re и становится постоянным для данной относительной шероховатости. Это соответствует тем участкам штриховых кривых, где они после некоторого подъема располагаются параллельно оси абсцисс.

Таким образом, для каждой из кривых, соответствующих шероховатым трубам при турбулентном течении, можно отметить следующие три области значений Re и k/r_0 , отличающиеся друг от друга характером изменения коэффициента λ_T .

Первая область – область малых Re и k/r_0 , где коэффициент λ_T от шероховатости не зависит. A определяется Re , как для гладких труб.

Эта область не имеет места для максимальных значений шероховатости и опытах И.И Никурадзе.

Вторая область, где коэффициент λ_T зависит одновременно от двух параметров: Re и относительной шероховатости.

Третья область – область больших Re и k/r_0 , где коэффициент λ_T не зависит от Re , а определяется лишь относительной шероховатостью. Эту область называют областью автомодельности или коэффициента λ_T от Re означает, что потеря напора пропорциональна квадрату скорости.

Чтобы лучше уяснить эти особенности сопротивления шероховатых труб, необходимо учесть наличие ламинарного слоя.

Как указывалось выше, при увеличении Re толщина ламинарного слоя δ_l уменьшается. Поэтому, когда имеем турбулентный поток в шероховатой трубе, то при малых Re толщина ламинарного слоя, обтекаются плавно и на сопротивление не влияют. По мере увеличения Re толщина δ_l уменьшается, бугорки шероховатости начинают выступать за пределы слоя и влиять на величину сопротивления. При больших Re толщина ламинарного слоя делается исчезающей малой, а бугорки шероховатости обтекаются турбулентным потоком с вихреобразованиями за каждым бугорком; этим и объясняется квадратичный закон сопротивления, имеющийся в данной области.

График И.И. Никурадзе позволяет построить примерную зависимость от Re допустимой шероховатости, т.е. такого максимального значения k/r_0 , при котором шероховатость трубы еще влияет на ее сопротивление. Для этого следует взять те точки на графике, в которых кривые для шероховатых труб начинают отклоняться от прямой В для гладких труб. Очевидно, что с увеличением Re величина допустимой шероховатости уменьшается.

Опыты производились на трубах, снабженных искусственной, равномерно распределенной зернистой шероховатостью. Для натуральных шероховатых труб закон изменения λ_T от Re получается несколько иным, без подъема кривых после отклонения их от закона для гладких труб. На рисунке 7.4. даны результаты опытов, поставленных во Всесоюзном теплотехническом институте им. Ф.Э.Дзержинского. Коэффициент λ_T для натуральных шероховатых труб на графике дан в зависимости от Re для разных значений d/k_s , где k_s – абсолютная шероховатость, эквивалентная зернистой шероховатости в опытах И.И.Никурадзе.

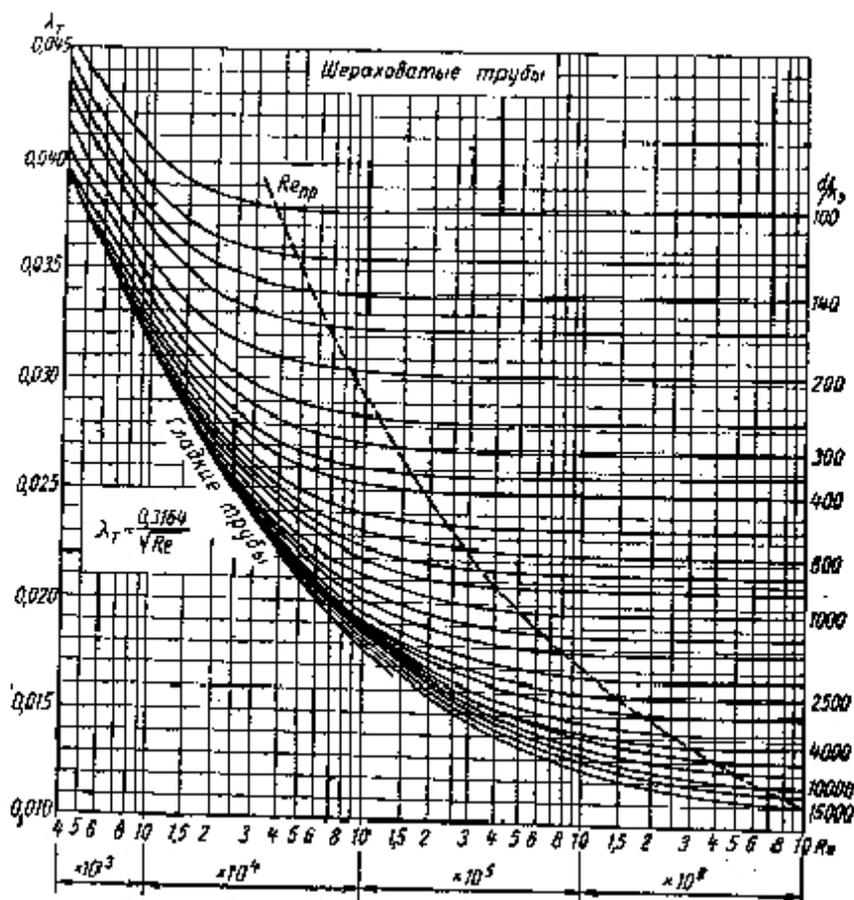


Рис 7.4

Различие в характере кривых, представленных на рисунках, объясняется тем, что в натурной трубе бугорки шероховатости имеют различную высоту и при увеличении Re начинают выступать за пределы ламинарного слоя не одновременно, а при разных Re . Ввиду этого переход от закона,

соответствующего сопротивлению гладких труб, к горизонтальным прямым, соответствующим квадратичному закону, происходит для натуральных труб более плавно, без провала кривых, характерного для графика И.И.Никурадзе.

Для практических расчетов по определению сопротивления реальных шероховатых труб можно рекомендовать также следующую универсальную формулу:

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{1,46k_s}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} \quad (7.7)$$

где k_s – эквивалентная абсолютная шероховатость;

d – диаметр трубы.

Таким образом, путем сравнения численного значения отношения d/k_s с числом Re можно установить границы указанных выше областей турбулентного течения в шероховатых трубах.

3. Местные гидравлические сопротивления.

Наблюдаются также местные потери энергии, вызываемые местными сопротивлениями. Местные сопротивления – это всякого рода изменения живого сечения или конфигурации потока, т.е. расширение и сужение потока, повороты, препятствия в виде диафрагм, кранов, задвижек и т.д.

В зоне местных сопротивлений происходит обтекание местных препятствий с образованием водоворотных зон и интенсивным обменом частицами жидкости основного потока и этих зон. Это и является основным источником местных потерь энергии. Многочисленными опытами установлено, что местные потери подчиняются общему закону потерь энергии, будучи при турбулентном режиме движения пропорциональными квадрату скорости, а в условиях ламинарного режима пропорциональными скорости степени $n < 2$. Местные потери энергии при турбулентном режиме движения определяется по формуле

$$h_m = \xi_m \cdot (v^2/2g) \quad (7.8)$$

где ξ – безразмерный коэффициент, называемый коэффициентом местного сопротивления и определяемый опытным путем для каждого вида сопротивлений.

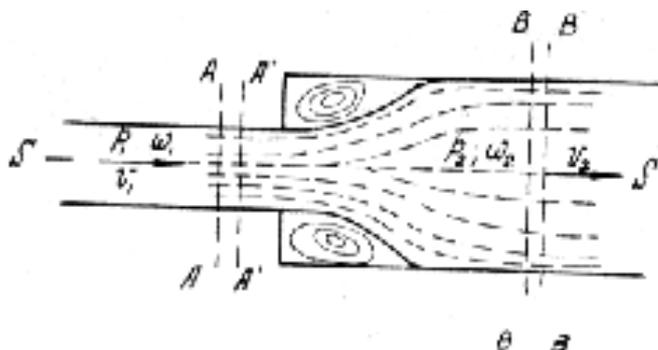


Рис 7.5

Рассмотрим один из случаев местных потерь энергии, а именно, внезапное расширение потока. В этом случае коэффициент сопротивления можно определить теоретически, что представляет несомненный интерес с точки зрения установления его природы. Для этого в потоке, движущемся в области внезапного расширения. Рассмотрим отсек жидкости между сечениями А-А и В-В, взяв сечение В-В в этой области, где поток работает полным сечением и где деление можно принимать следующим гидростатическому закону. Обозначим: ω_1 и ω_2 – площади живых сечений потока до и после расширения, v_1 и v_2 – средние скорости в живых сечениях, p_1 и p_2 – давление в центрах тяжести живых сечений ω_1 и ω_2 .

Предположим, что за время dt отсек ААВВ переместится в новое положение А`А`В`В`. Вследствие не сжимаемости жидкости объемы АА А`А` и ВВВ`В` равны между собой и могут быть выражены как Qdt , где Q – расход жидкости, движущейся через отсек.

Применим в рассматриваемом случае закон изменения количества движения. Примем за ось проекции ось потока S-S (рис 7.5). Определим изменение количества движения в исследуемом нами отсеке. Оно равно разности количеств движения в объемах ВВВ`В` и АА А`А`. Обозначив чрез $K_{\partial A}$ и $K_{\partial B}$ количества движений в указанных объемах, можно записать:

$$K_{\partial A} = m\alpha_1 v_1 = \rho V \alpha_1 v_1 = \rho Q dt \alpha_1 v_1;$$

$$K_{\partial B} = m\alpha_2 v_2 = \rho V \alpha_2 v_2 = \rho Q dt \alpha_2 v_2;$$

Тогда изменение количества движения будет равно

$$\Delta K_{\partial} = K_{\partial B} - K_{\partial A} = \rho Q (\alpha_2 v_2 - \alpha_1 v_1) dt.$$

Так как за ось проекций мы выбрали ось движения, то изменение количества движения спроектируется в натуральную величину. Пренебрегая силами терния на стенке и учитывая, что проекция импульса силы тяжести на горизонтальную ось будет равна нулю, устанавливаем, что в выражении импульса войдут только силы давления $P_1 = \omega_1 p_1$ и $P_2 = -\omega_2 p_2$ в сечениях А-А и В-В. Так как давление направлено нормально к площадям живых сечений, их импульсы также спроектируются на ось проекций в натуральную величину.

$$\Delta K_{\partial} = P_1 dt + P_2 dt.$$

Или

$$\rho Q (\alpha_2 v_2 - \alpha_1 v_1) dt = \omega_2 p_2 dt - \omega_1 p_1 dt$$

Разделив это уравнение на $\gamma Q dt$ и приняв $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$, получим $v_2 - v_1/g = \omega_2 p_2 / \gamma Q - \omega_1 p_1 / \gamma Q$ или $v_2 - v_1/g = p_1 / \gamma v_1 - p_2 / \gamma v_2 = 1/v_2 (p_1 / \gamma - p_2 / \gamma)$.

Следовательно

$$v_2 (v_2 - v_1) / g = p_1 / \gamma - p_2 / \gamma \quad (7.9)$$

Прибавим к левой и правой части уравнения (7.9) разности скоростных напоров $v_2^2 - v_1^2 / 2g$:

$$(v_2 - v_1)^2 / 2g = (v_1^2 / 2g + p_1 / \gamma) - (v_2^2 / 2g + p_2 / \gamma) \quad (8.0)$$

Заменим в левой части зависимости (8.0) скорость $v_1 = v_2 \omega_2 / \omega_1$:

$$v_2^2 / 2g [(\omega_2 / \omega_1)^2 - 2(\omega_2 / \omega_1) + 1] = v_2^2 / 2g [\omega_2 / \omega_1 - 1]^2 (v_1^2 / 2g + p_1 / \gamma) - (v_2^2 / 2g + p_2 / \gamma) \quad 8.1$$

Правая часть зависимости при учете, что $z_1=z_2=0$, представляет собой разность полных удельных энергий между сечениями А-А и В-В. Тогда

$$h_{\omega}=(\omega_2/\omega_1-1)^2 v^2/2g \quad (8.2)$$

где выражение в скобках – коэффициент сопротивления для случая внезапного расширения:

$$\xi_{н.р}=(\omega_2/\omega_1-1)^2 \quad (8.3)$$

Таким образом, значение коэффициента сопротивления $\xi_{н.р}$ определено теоретическим путем и подтверждена пропорциональность местных потерь при принятых условиях квадрату скорости движения потока.

Следует отметить, что действительные потери энергии при внезапном расширении потока несколько больше подсчитанных по формуле (8.3). Поэтому в теоретическую формулу (8.2) рекомендует вводить поправочный коэффициент k , определяемый опытным путем:

$$h_{\omega}=k\xi_{н.р} v^2/2g \quad (8.4)$$

Коэффициенты сопротивления, учитывающие другие виды местных потерь, не могут быть определены теоретически, как это было показано выше для случая внезапного расширения. Поэтому указанные коэффициенты для других видов местных сопротивлений устанавливаются только опытным путем.

Однако нужно иметь в виду, что коэффициенты местных сопротивлений, если это специально не оговаривается, относятся к средней скорости, устанавливающейся за местными сопротивлениями.

Н.З.Френкель экспериментальным путем установил, что местные потери энергии в условиях ламинарного движения пропорциональны скорости в степени $n<2$, в зависимости от степени нарушения ламинарного режима в области местного сопротивления.

При этом коэффициент местного сопротивления зависит от числа Re . В тех случаях, когда ламинарный режим не нарушается, потери энергии пропорциональны скорости в степени $n<2$, а коэффициент сопротивления может быть выражен формулой вида

$$\xi=B/Re \quad (8.5)$$

где B – постоянный коэффициент, зависящий от типа местного сопротивления.

Если в результате воздействия местного сопротивления нарушается устойчивый ламинарный режим потока, то потери энергии пропорциональны скорости в степени $n=1,73$, а коэффициент сопротивления становится равным

$$\xi=C/Re^{0,27} \quad (8.6).$$

4. Коэффициент сопротивления системы

Если на трубопроводе имеется ряд местных сопротивлений, характеризующихся коэффициентами сопротивлениями $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_n$, то для участка трубопровода с постоянным расходом общие потери энергии на преодоление местных сопротивлений могут быть найдены простым

суммированием отдельных видов местных потерь. При этом поток на прямых участках трубопровода между соседними местными сопротивлениями должен быть стабилизированным, отвечающим нормальной эпюре скоростей.

Предположим, что трубопровод длиной L имеет постоянный диаметр d и расход жидкости Q . На трубопроводе имеется n местных сопротивлений. Установив значения коэффициентов местных сопротивлений $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_n$, можно подсчитать местные потери энергии, зная значение $v^2/2g$. Кроме того, необходимо определить потери по длине трубопровода из зависимости

$$h_{\omega} = \lambda L v^2 / d 2g$$

Тогда

$$\begin{aligned} h_{\omega 1} &= \xi_1 v^2 / 2g \\ h_{\omega 2} &= \xi_2 v^2 / 2g \\ &\dots\dots\dots \\ h_{\omega} &= \xi_n v^2 / 2g \\ h_{\omega} &= \lambda L v^2 / d 2g \end{aligned} \quad (8.7)$$

Сложив левые и правые части системы уравнений (8.7), получим сумму потерь энергии на трубопроводе длиной L :

$$\sum h_{\omega} = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \dots + \xi_n + \lambda L / d) v^2 / 2g \quad (8.8)$$

Выражение в скобках, представляющее собой сумму всех коэффициентов местных сопротивлений, включая коэффициент λ , характеризующий потери энергии по длине, называется коэффициентом сопротивления системы:

$$\xi_{\text{сист}} = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \dots + \xi_n + \lambda L / d \quad (8.9)$$

Следовательно,

$$\sum h_{\omega} = \xi_{\text{сист}} v^2 / 2g \quad (8.10)$$

В заключении отметим, что изложенный выше принцип наложения потерь, как уже отмечалось, справедлив только для стабилизированных потоков. По имеющимся в настоящее время, правда, недостаточно полным данным, длину участка стабилизированного потока можно принимать в пределах $20-50d$. Если нужно получить более точные данные о потерях напора, проводят специальные лабораторные исследования. Это необходимо потому, что участок с не стабилизированным потоком сам по себе является источником дополнительных потерь энергии, что и увеличивает общие потери энергии.

Контрольные вопросы:

1. Дайте понятие о гладких трубах.
2. Дайте понятие о шероховатых трубах.
3. Турбулентное течение в шероховатых трубах.
4. Сколько областей значений в шероховатых трубах при турбулентном течении ?
5. Напишите формулу определения сопротивления в реальных шероховатых трубах ?
6. Что такое местное сопротивление ?
7. Напишите формулу местной потери энергии при турбулентном режиме течения.
8. Коэффициент сопротивления системы.
9. Каким путем определяют коэффициент сопротивления.
10. В каких пределах можно принимать длину участка стабилизировавшегося потока ?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр. 87- 96.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г.стр. 155-160.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.стр.71-80.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г.стр.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Недра, 1995г.стр.115-118.
6. Штеренлихт А. Гидравлика, - М.: «Машиностроение» 1998г.стр.166-178.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидроприводов, - М.: «Высшая школа», 1978 г.стр.33-38.
8. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999 г.стр.

Лекция № 8

Тема: ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

ПЛАН

1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре.
2. Истечение через насадки при постоянном напоре.
3. Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре.
4. Истечение при несовершенном сжатии. Истечение под уровень.

1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре.

В данной главе мы рассмотрим различные случаи истечения жидкости из резервуаров, баков, котлов через отверстия и насадки в атмосферу или в пространство, заполненное газом или той же жидкостью.

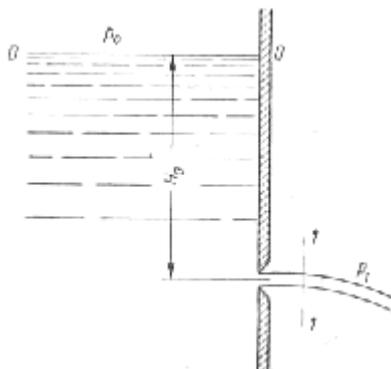


Рис 8.1

Этот случай движения жидкости характерен тем, что в процессе истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость в резервуаре, превращается с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию свободной струи или капель.

Основным вопросом, который нас интересует в данном случае, является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

Возьмем большой резервуар с жидкостью под давлением p_0 , имеющий малое круглое отверстие в стенке на достаточно большой глубине H_0 от свободной поверхности (рис. 8.1). Через это отверстие жидкость вытекает в воздушное пространство с давлением p_1 .

Пусть отверстие имеет форму, показанную на рис. 8.2,а, т.е. выполнено в виде сверления в тонкой стенке без обработки входной кромки или имеет форму, показанную на рис. 8.2,б, т.е. выполнено в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны. Условия истечения жидкости в этих двух случаях будут совершенно одинаковыми: частицы

жидкости приближаются к отверстию из всего прилежащего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям (рис 8.2,а). Струя открывается от стенки у кромки отверстия и затем несколько сжимается.

Цилиндрическую форму струя принимает на расстоянии, равном примерно одному диаметру отверстия. Сжатие струи обусловлено необходимостью плавного перехода от различных направлений движения жидкости в резервуаре, в том числе от радиального движения по стенке. К осевому движению в струе.

Так как размер отверстия предполагается малым по сравнению с напором H_0 и размерами резервуара и, следовательно, боковые стенки резервуара и свободная поверхность жидкости не влияют на приток жидкости к отверстию, то наблюдается *совершенное сжатие* струи, т.е. наибольшее сжатие в отличие от несовершенного сжатия, которое рассмотрено ниже.

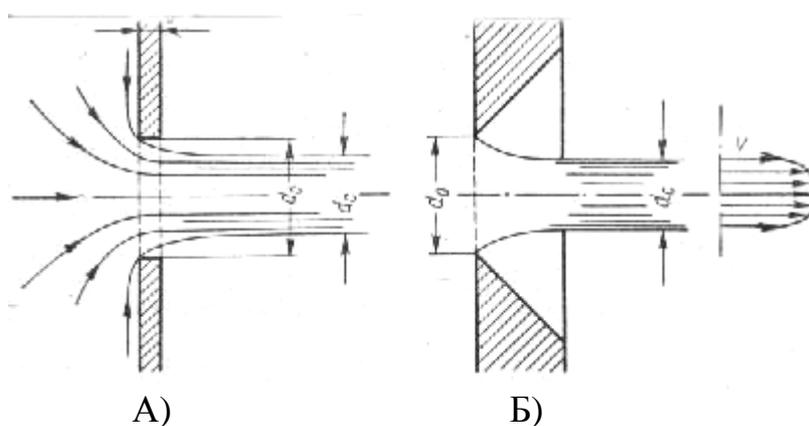


Рис 8.2

Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия ϵ , равным отношению площади поперечного сечения струи в месте сжатия к площади отверстия,

$$\epsilon = S_c / S_0 = (d_c / d_0)^2 \quad (8.1)$$

Запишем уравнение Бернулли для движения жидкости от свободной поверхности ее в резервуаре (сечение О-О на рис 8.1), где давление p_0 , а скорость можно считать равной нулю, до одного из сечений струи (сечение 1-1) в той ее части, где она уже приняла цилиндрическую форму, а давление в ней, следовательно, сделалось равным p_1 . Считая распределение скоростей в струе равномерным, получим

$$H_0 + p_0 / \gamma = p_1 / \gamma + v^2 / 2g + \xi v^2 / 2g$$

Где ξ - коэффициент сопротивления отверстия.

Вводя расчетный напор H , получим

$$H = v^2 / 2g (1 + \xi)$$

$$H = H_0 + p_0 - p_1 / \gamma$$

Отсюда скорость истечения

$$v = 1/\sqrt{1+\xi} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH} \quad (8.2)$$

2. Истечение через насадки при постоянном напоре.

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной 2-6 диаметрам без закругления входной кромки (рис 8.3а). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку (рис 8.3б).

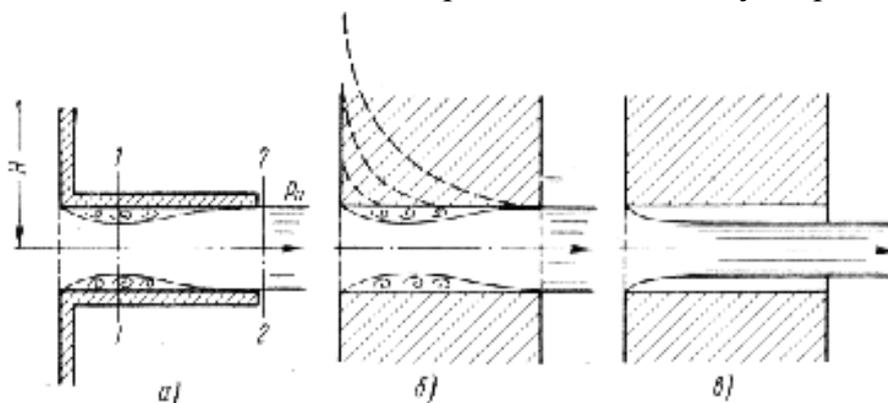


Рис 8.3

Истечение через такой насадок в газовую среду может происходить двояко. Схема течения, соответствующая первому режиму, показана на рис 8.3 а и б. Струя после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем, вследствие того, что сжатия часть струи окружена завихренной жидкостью, струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Этот режим истечения называют безотрывным режимом.

Так как на выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия, то $\epsilon=1$ и, следовательно, $\mu=\varphi$.

Осредненные значения коэффициентов для этого режима истечения маловязких жидкостей (больше Re) следующие:

$$\mu=\varphi=0,80; \xi=0,5$$

Сравнение с отверстием в тонкой стенке показывает, что при безотрывном истечении через цилиндрический насадок расход получается больше, чем при истечении через отверстие вследствие отсутствия сжатия струи на выходе из насадка. Скорость же оказывается меньше вследствие значительно большего сопротивления.

3. Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре.

Рассмотрим опорожнение открытого в атмосферу сосуда произвольной формы через донное отверстие или насадку с коэффициентом расхода μ .

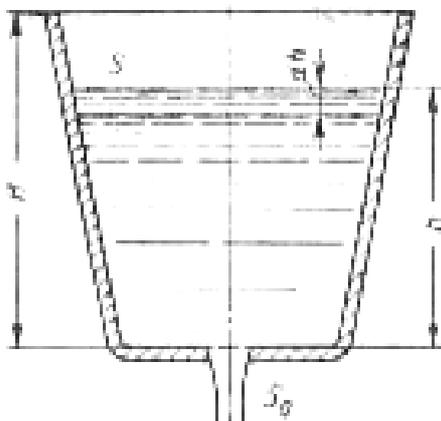


Рис 8.4

В этом случае истечение будет происходить при переменном, постепенно уменьшающемся напоре, т.е., строго говоря, течение является неустановившемся.

Обозначив переменную высоту уровня жидкости в сосуде, отсчитываемую от дна через h , площадь сечения резервуара на этом уровне S , а площадь отверстия S_0 и взяв бесконечно малый отрезок времени dt , можно записать следующее уравнение объемов

$$Sdh = -Qdt \quad (8.2)$$

Или

$$Sdh = -\mu S_0 \sqrt{2gh} dt$$

Где dh – снижение уровня жидкости в сосуде за время dt .

Знак минус обусловлен тем, что положительному приращению dt соответствует отрицательное приращение dh .

Отсюда следует время полного опорожнения сосуда высотой H найдем следующим путем (Считая $\mu = \text{const}$)

$$t = -1/\mu S_0 \sqrt{2g} \int_{h=H}^{h=0} Sdh/\sqrt{h} \quad (8.3)$$

Интеграл может быть подсчитан, если известен закон изменения площади S по высоте h . Для призматического сосуда $S = \text{const}$, следовательно,

$$t = S/\mu S_0 \sqrt{2g} \int_0^H dh/\sqrt{h}$$

Или

$$T = 2S/\mu S_0 \sqrt{2g} \sqrt{H} = 2SH/\mu S_0 \sqrt{2gH} \quad (8.4).$$

Числитель этой формулы равен удвоенному объему сосуда, а знаменатель представляет собой расход в начальный момент опорожнения, т.е. при напоре H . Следовательно, время полного опорожнения сосуда в два раза

больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

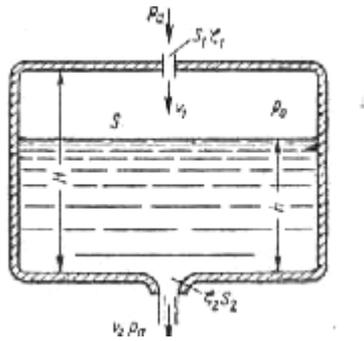


Рис 8.4

4. Истечение при несовершенном сжатии. Истечение под уровень.

Несовершенное сжатие струи наблюдается в том случае, когда на истечение жидкости через отверстие и на формировании струи оказывает влияние близость боковых стенок резервуара, причем отверстие расположено на одинаковых расстояниях от этих стенок, т.е. на оси симметрии резервуара (рис.8.5). Ввиду того, что боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию, струя по выходе из отверстия сжимается в меньшей степени, чем при истечении из резервуара неограниченных размеров, как это рассматривалось выше и когда имелось совершенное сжатие.

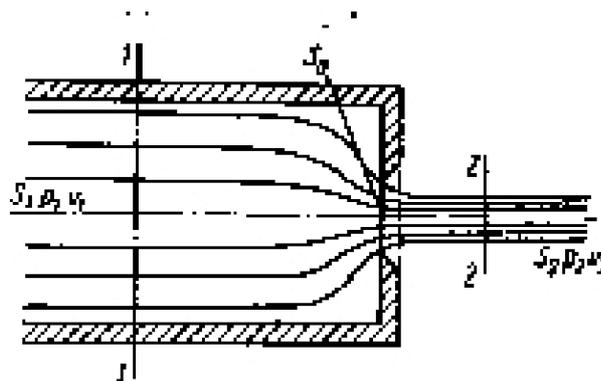


Рис 8.5

Вследствие уменьшения сжатия струи возрастает коэффициент расхода.

При истечении маловязких жидкостей из цилиндрического резервуара круглого сечения через круглое отверстие, расположенное в центре торцевой стенки, коэффициент ϵ_1 сжатия можно находить по следующей эмпирической формуле в долях от коэффициента ϵ сжатия при совершенном сжатии:

$$\epsilon_1/\epsilon = 1 + 0,37n^2/\epsilon \quad (8.5)$$

где $n=S_0/S_1$ – отношение площади отверстия к площади поперечного сечения резервуара.

Коэффициент ξ сопротивления отверстия, а также коэффициент φ скорости при несовершенном сжатии можно считать не зависящими от соотношения n площадей и приблизительно равными для маловязких жидкостей:

$$\xi=0,065 \text{ и } \varphi=0,97$$

Потому коэффициент расхода μ_1 легко найти из соотношения

$$\mu_1 = \varepsilon_1 \varphi,$$

а расход определить по формуле

$$Q = \mu_1 S_0 \sqrt{2gH}$$

Однако при пользовании этой формулой в случае несовершенного сжатия следует иметь в виду, что входящий в формулу расчетный напор H представляет собой полный напор, равный

$$H = p_1 - p_2 / \gamma + v_1^2 / 2g$$

Это значит, что помимо гидростатического напора следует учитывать еще и скоростной напор в резервуаре. Но так как при вычислении расхода скоростной напор обычно тоже не известен, то желательно иметь формулу, выражающую расход при несовершенном сжатии не через полный напор H , а через гидростатический.

Такую формулу легко получить, если для сечений 1-1 и 2-2 записать уравнение Бернулли и уравнение расхода, т.е.

$$p_1 / \gamma + v_1^2 / 2g = p_2 / \gamma + v_2^2 / 2g + \xi v_2^2 / 2g$$

$$v_1 S_1 = v_2 \varepsilon_1 S_0$$

Отсюда получим

$$v_2 = \sqrt{2g(p_1 - p_2) / \gamma} / \sqrt{1 + \xi - \varepsilon_1 n^2}$$

и далее

$$Q = \varepsilon_1 \cdot S_0 \sqrt{2g \Delta p / \gamma} / \sqrt{1 + \xi - \varepsilon_1 n^2} = \mu_1 S_0 \sqrt{2g \Delta p / \gamma} \quad (8.5)$$

Где

$$\mu_1 = \varepsilon_1 / \sqrt{1 + \xi - \varepsilon_1 n^2} \quad (8.6)$$

Часто приходится иметь дело истечением жидкости не в атмосферу, а в пространство, заполненное этой же жидкостью (рис 8.6).

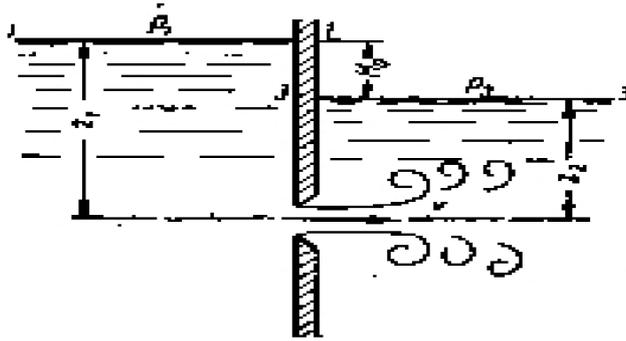


Рис8.6

Такой случай называется *истечением под уровень*, или истечением через *затопленное отверстие*.

В этом случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование, как при внезапном расширении. Поэтому уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 3-3 запишем в следующем виде:

$$z_1 + p_1/\gamma = z_2 + p_1/\gamma + \Sigma h = z_2 + p_3/\gamma + \xi v^2/2g + v^2/2g$$

или

$$H = H_0 + p_1 - p_3/\gamma = (\xi + 1) v^2/2g,$$

Где H - расчетный напор;

ξ - коэффициент сопротивления отверстия, имеющий примерно то же значение, что и при истечении в атмосферу;

v - скорость истечения в сжатом сечении струи.

Отсюда

$$v = \sqrt{2gH} / \sqrt{\xi + 1} = \varphi \sqrt{2gH}$$

и

$$Q = vS_c = \varepsilon \varphi S_0 \sqrt{2gH} = \mu S_0 \sqrt{2gH}$$

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при истечении в воздух (газ), только напор H в данном случае представляет собой разность гидростатических напоров по обе стороны стенки, т.е. скорость и расход не зависят от высоты расположения отверстия.

Коэффициенты сжатия и расхода при истечении под уровень можно принимать теми же, что и при истечении в воздушную среду.

Контрольные вопросы.

1. Коэффициент сжатия.
2. Истечения через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре.
3. Чему равна скорость истечения ?
4. Истечение через насадки при постоянном напоре..
5. На каком расстоянии принимает струя цилиндрическую форму?
6. Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре.
7. Дайте формулу полного расхода.
8. Истечение при несовершенном сжатии.
9. Истечение под уровень.
10. Коэффициент расхода.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г.стр.106-118.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., стр.194-212
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г., стр.81-88.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г., стр.109-111.
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Недра, 1995г., стр.131-150.
6. Штеренлихт А. Гидравлика, - М.: «Машиностроение» 1984г.стр.199-237.
7. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г.стр.301-315.
8. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999г.стр.61-71.
9. А.Д. Альтшуль и др. «Гидравлика и аэродинамика» Москва . Стройиздат , 1987г., стр.301-315.

Лекция № 9

Тема : СПОСОБЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

ПЛАН

1. Назначение гидравлических машин и краткие сведения о них.
2. Основные параметры насосов.
3. Центробежные насосы.
4. Баланс энергии в лопастном насосе.

1. Назначение гидравлических машин и краткие сведения о них.

Гидравлические машины служат для преобразования механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости или гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию.

Гидравлические машины делятся на лопастные гидравлические машины и объемные машины, действующие по принципу вытеснения жидкости.

К гидравлическим машинам относят и некоторые специальные устройства, служащие, так же как и насосы, для перемещения жидкостей:

- 1) гидравлические тараны, основанные на принципе использования давления, получающегося при гидравлическом ударе;
- 2) Эжекторы, в которых подъем жидкости происходит за счет использования кинетической энергии струи ;
- 3) Эрлифты – устройства для подъема воды из скважин сжатым воздухом.

Первым гидравлическим двигателем было водяное колесо, с помощью которого использовалась энергия текущей воды, а первым насосом – поршневой насос. Водяные колеса начали применяться более 3000 лет назад в Китае, Египте и Индии в качестве источника энергии для подъема воды в оросительные каналы и для вращения мельничных жерновов. Водяные мельницы, поршневые насосы, приводимые в действие мускульной силой человека и животных, а также насосы, приводимые в действие водяными колесами, были известны и применялись в древней Руси. В допетровской России в XVI в. уже стали появляться фабрики, использовавшие водяную энергию. Великий русский ученый М.В.Ломоносов в своих трудах описал различные насосы, в частности, конструкции насосов для откачки воды из глубоких шахт.

В середине XVIII столетия только на одном Урале существовало более 150 заводов, имевших гидравлические установки. В 1787г. известный русский гидротехник К.Д.Фролов построил подземную гидросиловую установку для откачки воды из шахт и подъема руды. Паровая машина

изобретенная И.И.Ползуновым, стала широко применяться для приведения в действие поршневых насосов.

В середине XVIII в. член Российской академии наук Леонард Эйлер (1707-1783) создал знаменитую теорию лопастных гидравлических машин. Академик Эйлер вывел зависимости, характеризующие работу лопастных гидравлических машин, опередив технику почти на сто лет. Только в середине XIX столетия, когда в 1835г. А.А.Саблуков изобрел центробежный насос, уравнения Эйлера стали находить применение при проектировании гидравлических турбин и центробежных насосов. Использование работ Эйлера началось в конце XIX столетия, когда были созданы достаточно быстроходные двигатели для насосов, а гидроэнергетика стала получать более широкое развитие.

Известный русский ученый и инженер академик В.Г.Шухов разработал ряд ценнейших конструкций поршневых насосов для откачки нефти из глубоких скважин и первый изложил теорию работы паровых поршневых насосов прямого действия.

Крупнейшие русские ученые Н.Е.Жуковский и С.А.Чаплыгин разработали теоретические основы обтекания потоком крыла, послужившие базой для проектирования лопастей рабочих колес и направляющих аппаратов лопастных машин, что позволило инженерам сконструировать ряд турбин и насосов совершеннейших конструкций. Исключительно ценными являются также работы профессора И.И.Куколевского, который первым применил законы динамического подобия к проектированию центробежных насосов и тем самым положил начало строго научному лабораторному экспериментированию в области насосостроения.

2. Основные параметры насосов.

Насосами называются гидравлические машины, служащие для преобразования механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости.

Широкое использование насосов в различных областях техники привело к созданию многочисленных типов насосов, отличных друг от друга по принципу работы и по своим конструктивным особенностям.

В теории насосов применяется ряд терминов и определений, которые относятся к насосам всех типов. Рассмотрим схему работы насоса, включенного в систему, подающую воду из источника водоснабжения в напорный резервуар (рис 9.1). При работе насоса во всасывающем трубопроводе и всасывающей камере создается вакуум, который обеспечивает подъем воды через всасывающую трубу из водоприемного колодца в насос. Этот вакуум должен быть достаточным для подъема воды из колодца на высоту $h_{вс}$, для преодоления потерь энергии во всасывающей линии $h_{вс}$, а также для создания скорости во всасывающей трубе. *Вертикальное расстояние от уровня воды в колодце до центра насоса $h_{вс}$*

называется геодезической высотой всасывания; потери энергии во всасывающей линии $h_{\text{вс}}$ называются потерями при всасывании.

Жидкости, поступившей в насос, сообщается энергия, которая расходуется на преодоление сопротивлений в напорном трубопроводе, по которому движется жидкость, и на подъем жидкости в резервуар

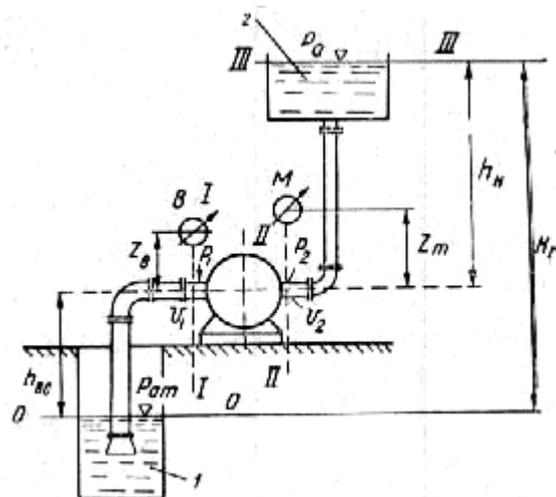


Рис. 9.1

Вертикальное расстояние $h_{\text{н}}$ от центра насоса до уровня воды в резервуаре называется геодезической высотой нагнетания; потери энергии в напорной линии называются потерями при нагнетании $h_{\text{он}}$.

Полный напор, который должен создаваться насосом, может быть определен как разность удельных энергий потока жидкости в сечениях, соответствующих началу нагнетательной линии и концу всасывающей трубы. В этих сечениях обычно устанавливаются манометры и вакуумметры. Определим величины удельных энергий потока в сечении I-I, где установлен вакуумметр, и в сечении II-II, где установлен манометр. Предположим сначала, что давления на поверхности уровня воды в колодце и напорном резервуаре одинаковы и равны атмосферному.

Принимая за плоскость сравнения уровень свободной поверхности в водоприемном колодце O-O (рис1), получим выражение для определения удельных энергий:

$$E_1 = (h_{\text{вс}} - z_{\text{в}}) + p_1/\gamma + v_1^2/2g$$

$$E_{11} = (h_{\text{вс}} - z_{\text{н}}) + p_2/\gamma + v_2^2/2g$$

Здесь $z_{\text{в}}$ и $z_{\text{н}}$ – вертикальные расстояния от точек установки вакуумметра и манометра до оси насоса.

p_1 и p_2 – абсолютное давление в местах установки приборов;

v_1^2 и v_2^2 скорости во всасывающей и нагнетательной трубах;

Следовательно, полный напор насоса H равен

$$H = E_{11} - E_1,$$

Или

$$H = p_2/\gamma - p_1/\gamma + \Delta h + v_2^2/2g - v_1^2/2g \quad (9.1)$$

Где $\Delta h = z_m - z_n$.

Вакуумметр показывает величину разрежения $H_{\text{ВАК}}$ во всасывающей трубе, поэтому его величина

$$H_{\text{ВАК}} = p_2/\gamma - p_1/\gamma, \text{ или } p_1/\gamma = p_2/\gamma - H_{\text{ВАК}};$$

Манометр показывает избыточное давление в нагнетательной линии

$$H_{\text{МАН}} = p_2/\gamma - p_{\text{ат}}/\gamma, \text{ или } p_2/\gamma = p_{\text{ат}}/\gamma + H_{\text{МАН}};$$

Подставляя в зависимость (9.1) эти значения, получим

$$H = H_{\text{ВАК}} + H_{\text{МАН}} + \Delta h + v_2^2/2g - v_1^2/2g \quad (9.2)$$

Следует заметить, что при расположении манометра ниже вакуумметра величина Δh будет отрицательной. Сумма трех величин

$$H_{\text{МАН}} + H_{\text{ВАК}} \pm \Delta h = H_M \quad (9.3)$$

а именно: показаний манометра и вакуумметра, выраженных в метрах водяного столба, и вертикального расстояния между точками присоединения приборов, называется манометрическим напором насоса.

Полный напор насоса может быть выражен таким равенством:

$$H = H_M + v_2^2/2g - v_1^2/2g \quad (9.4)$$

Таким образом, напором насоса называют энергию, сообщаемую насосом каждому килограмму перекачиваемой жидкости.

Полезная мощность, производимая насосом для подъема и перемещения жидкости при напоре H , равна

$$N_H = \gamma \cdot Q \cdot H, \text{ кгм}$$

А полезная мощность насоса составит величину

$$N_H = \gamma \cdot Q \cdot H / 75 = \gamma \cdot Q \cdot H / 102 \text{ кВт} \quad (9.5)$$

Вследствие наличия потерь в насосе, которые могут быть оценены полным к.п.д. насоса η , мощность двигателя N , потребляемая насосом, будет больше полезной мощности насоса:

$$N = N_H / \eta = \gamma \cdot Q \cdot H / 75\eta \text{ (л.с)} = \gamma \cdot Q \cdot H / 102\eta \text{ (кВт)} \quad (9.6)$$

Работа насоса характеризуется его подачей, напором и потребляемой мощностью. Подачей Q насоса называется объем жидкости, перемещаемой насосом за единицу времени. Напором H насоса называется энергия, сообщаемая им единице веса (1кГ или 1н) перемещаемой жидкости. Напор насоса равен разности полного напора за насосом $z_n + p_n/\gamma + v_n^2/2g$ и напора $z_b + p_b/\gamma + v_b^2/2g$ перед ним

$$H = z_n - z_b + p_n/\gamma - p_b/\gamma + v_n^2/2g - v_b^2/2g \quad (9.7)$$

И выражается в метрах столба перемещаемой жидкости.

Мощность насоса можно определить из следующих соображений: каждой единице веса жидкости насос передает энергию в количестве H м, за

единицу времени через насос протекает жидкость весом $Q\gamma$. Следовательно, энергия передаваемая насосом жидкости за единицу времени, или полезная мощность насоса

$$N_n = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (9.8)$$

Потребляемая насосом мощность N больше полезной мощности N_n на величину потерь в насосе. Эти потери мощности оцениваются к.п.д. η насоса, который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой им мощности двигателя:

$$\eta = N_n / N \quad (9.9)$$

Отсюда потребляемая насосом мощность

$$N = \gamma \cdot Q \cdot H / \eta \quad (9.10)$$

Найденные по уравнениям (9.8) и (9.10) мощности выражаются в технической системе единиц в кГм/сек, в системе СИ – в ваттах.

3. Лопастные насосы.

В современной технике в зависимости от назначения применяются центробежные насосы самых различных типов, отличающиеся друг от друга конструктивными особенностями и эксплуатационными данными.

Рассмотрим схему одноколесного насоса с горизонтальным валом (Рис 9.2). Основной и наиболее важной частью центробежного насоса является рабочее колесо 1, соединенное с рабочим валом 2. Рабочее колесо, состоящее из изогнутых лопастей, укрепленных в дисках, заключено в неподвижную спиральную камеру 3. Жидкость к насосу подводится по всасывающей трубе 4, которая на своем конце имеет сетку, препятствующую засасыванию насосом плавающих в жидкости предметов, и обратный клапан 6, необходимый для заливки насоса перед пуском. По нагнетательной трубе 7 жидкость из насоса поступает в напорный трубопровод. На одном валу с рабочим колесом находится двигатель, приводящий его в движение.

В местах пересечения рабочего вала с кожухом устраиваются сальники 8 с уплотняющей набивкой для предотвращения утечки воды и попадания воздуха во всасывающую трубу. Насосы оборудуются вакуумметром В, манометром М, иногда краном для заливки насоса 9 и задвижкой 10 на нагнетательной трубе, служащей для регулирования расхода и отключения нагнетательной линии от насоса.

Кроме того, в нагнетательной трубе обычно устанавливается обратный клапан, который автоматически закрывается при остановке насоса, отключая последний от напорной линии. Перед пуском насос заливается жидкостью. Обратный клапан всасывающей трубы при этом закрыт.

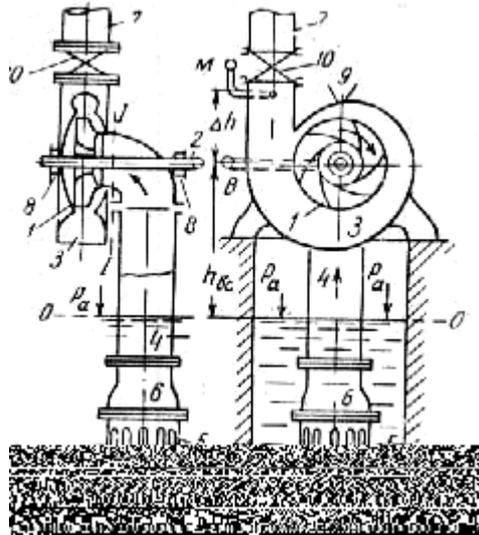


Рис 9.2

После того как весь насос, включая всасывающую трубу, заполнен жидкостью, пускают двигатель, который приводит во вращение рабочее колесо. Частицы жидкости под действием центробежной силы перемещаются от входа в насос к выходу из него. В результате указанного перемещения жидкости в сторону нагнетательной линии во всасывающей трубе создается вакуум.

Тогда наружное (атмосферное) давление, действующее на свободную поверхность жидкости, откроет нижний клапан б и жидкость из колодца начнет поступать в насос. Таким образом создается непрерывный поток жидкости через центробежный насос. При движении жидкости через рабочее колесо происходит преобразование механической энергии двигателя в энергию движущейся жидкости.

Основное уравнение центробежного насоса.

$$H_T = u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 / g$$

Большинство современных конструкций центробежных насосов не имеет направляющих лопаток при входе, а поэтому жидкость входит на рабочее колесо в радиальном направлении; при этом угол α_1 между скоростями c_1 и u_1 равен 90° , а $\cos \alpha_1 = 0$.

4. Баланс энергии в лопастном насосе.

На рисунке 9.3 изображен баланс энергии в лопастном насосе. К насосу подводится мощность N . Часть этой мощности теряется. Потери мощности в насосе делят на механические, объемные и гидравлические.

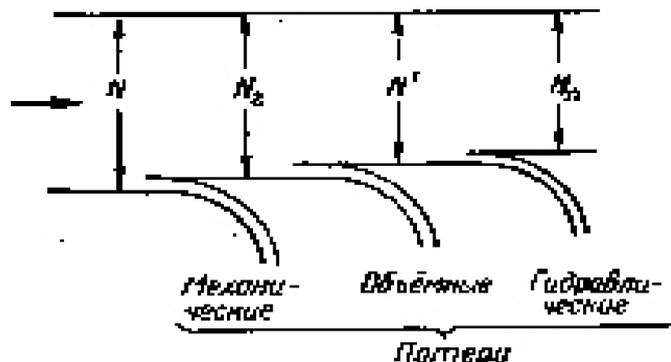


Рис 9.3

Механические потери. Механическими являются потери на трение в подшипниках, сальниках и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость.

Мощность, остающаяся за вычетом механических потерь. Передается рабочим колесом жидкости. Принято называть эту мощность гидравлической. Энергия переданная рабочим колесом единице веса жидкости, называется теоретическим напором. Он больше напора H насоса на величину гидравлических потерь при течении жидкости в рабочих органах насоса:

$$H_T = H + h_n \quad (9.11)$$

Через рабочее колесо протекает в секунду жидкость объемом Q_k или весом $Q_k \gamma$. Следовательно, гидравлическая мощность насоса, т.е. мощность, сообщаемая жидкости в колесе,

$$N_2 = Q_k \gamma H_T \quad (9.12)$$

Величина механических потерь оценивается механическим к.п.д., который равен отношению оставшейся после преодоления механических сопротивлений гидравлической мощности N_2 к затраченной мощности – мощности на валу насоса N :

$$\eta_{\text{мех}} = N_2 / N \quad (9.13)$$

Объемные потери. Рассмотрим сначала объемные потери в одноступенчатом насосе. Жидкость, выходящая из рабочего колеса в количестве Q_k в основном поступает в отвод и, следовательно в напорный патрубок насоса и частично возвращается в подвод через зазоры в уплотнении между рабочим колесом и корпусом насоса. Энергия жидкости, возвращающаяся в подвод, теряется. Эти потери называют объемными. Утечки обусловлены тем, что давление на выходе из рабочего колеса больше, чем в подводе. Утечки тем больше, чем больше зазор в уплотнении между колесом и корпусом насоса. Для того чтобы уменьшить утечки, следует

уменьшить этот зазор до минимума, допускаемого технологией изготовления и деформацией вала и корпуса насоса при их нагрузке во время работы.

Кроме рассмотренных утечек жидкости, имеют место утечки через сальники. Эти утечки весьма малы и при рассмотрении баланса мощности ими можно пренебречь.

Объемные потери оценивают объемным к.п.д., равным отношению мощности N' , оставшейся за вычетом объемных потерь, к гидравлической мощности N_2 :

$$\eta_0 = N' / N_2 \quad (9.14)$$

Мощность N' отличается от гидравлической мощности на величину мощности N_0 , обусловленной утечками жидкости. Каждая единица веса жидкости, протекающей через уплотнение рабочего колеса, уносит энергию H_T . Следовательно, мощность объемных потерь

$$N_0 = q_k \gamma H_T$$

Отсюда

$$N' = N_2 - N_0 = Q_k \gamma H_T - q_k \gamma H_T = (Q_k - q_k) \gamma H_T$$

Так как подача насоса (рис 9.4 а)

$$Q = Q_k - q_k$$

То

$$N' = Q \gamma H_T \quad (9.15)$$

Подставив уравнение (9.15) и (9.13) в уравнение (9.14), получим

$$\eta_0 = Q / Q_k = Q / (Q + q_k) \quad (9.16)$$

У многоступенчатых насосов, кроме утечек жидкости через уплотнения рабочих колес, имеются также утечки жидкости через зазоры между валом и перегородками имеют место также значительные утечки через гидравлическую пятю. Поэтому уравнение (9.16) строго говоря, справедливо лишь для одноступенчатых насосов.

Гидравлические потери. Третьим видом потерь в насосе являются потери на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочего колеса и отвода. Или гидравлические потери. Они оцениваются гидравлическим к.п.д., который равен отношению полезной мощности насоса N_n к мощности N' . Согласно уравнениям,

$$\eta_2 = N_n / N' = H / H_T = H / (H + h_n) \quad (9.17)$$

Умножив и разделив правую часть уравнения на $N_2 N'$, получим

$$\eta = N_n / N' \cdot N' / N_2 \cdot N_2 / N = \eta_2 \eta_0 \eta_{мех} \quad (9.18)$$

т.е. к.п.д. насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического к.п.д.

Контрольные вопросы:

1. Для чего служат гидравлические машины?
2. Дайте краткие сведения о гидравлических машинах.
3. Что называют насосами?
4. Что называют геодезической высотой всасывания?
5. Что называют геодезической высотой нагнетания?
6. Что называют манометрическим напором насоса?
7. Мощность насоса.
8. Механические потери.
9. Объемные потери.
10. Гидравлические потери.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г., стр.154-160.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., стр.227-239.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г., стр.100-110.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г., стр.176-189.
5. Штеренлихт А. Гидравлика, - М.: «Машиностроение» 1998г.
6. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г., стр.63-78.
7. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999г., стр. 159-175.

Лекция № 10

Тема: ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ.

ПЛАН

1. Характеристика центробежного насоса.
2. Насосная установка и ее характеристика.
3. Работа насоса на сеть.
4. Регулирование режима работы насоса.
5. Последовательная и параллельная работа насосов на сеть.

1. Характеристика центробежного насоса.

Изменение расхода жидкости в трубопроводе, в которой рабочая жидкость подается центробежным насосом, вызывает определенное изменение напора и производительности насоса и его напором при постоянном числе оборотов рабочего колеса. Поэтому установление связи между производительностью насоса и его напором при постоянном числе оборотов имеет большое практическое значение. Кроме изменения напора, всякое отклонение расхода в трубопроводе от расчетной производительности насоса приводит к снижению к.п.д. насосной установки.

Зависимости $H=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ при $n=const$ характеризуют энергетические свойства центробежного насоса. Следовательно, графически выраженная зависимость напора, мощности и к.п.д. насоса от его производительности при постоянном числе оборотов называется характеристикой насоса.

Теоретический напор центробежного насоса при радиальном входе ($\alpha_1=90^\circ$) Равен

$$H_T = v_2 c_2 \cos \alpha_2 / g \quad (10.1)$$

Пользуясь этой формулой, можно найти главную теоретическую зависимость для центробежных насосов $H_T=f(Q_T)$ при $n=const$. Из параллелограмма скоростей (рис 10.1) Следует, что

$$c_2 \cos \alpha_2 = v_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$$

Подставив значение $c_2 \cos \alpha_2$ в уравнение (10.1), получим

$$H_T = v_2 / g (v_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (10.2)$$

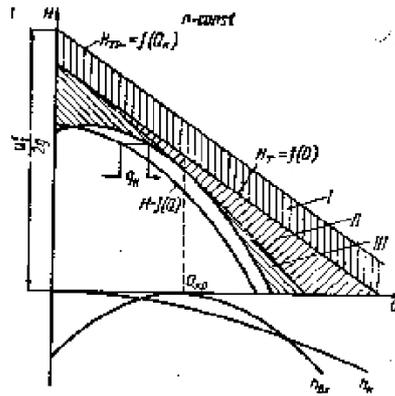


Рис.10.1

Теоретическая производительность насоса определяется зависимостью

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_{2r}, \quad (10.3)$$

Где D_2 – наружный диаметр рабочего колеса;
 b_2 – ширина колеса

Определим радиальную скорость c_{2r} из уравнения (10,3)

$$c_{2r} = Q_T / \pi D_2 b_2$$

Подставив полученное уравнение c_{2r} в уравнение (10.2):

$$H_T = v_2/g (v_2 - Q_T \text{ctg} \beta_2 / \pi D_2 b_2) = v_2^2/g - v_2 Q_T \text{ctg} \beta_2 / g \pi D_2 b_2$$

Поскольку при $n = \text{const}$ для данного насоса значение v_2 , β_2 , D_2 , b_2 постоянны, можно обозначить:

$$A = v_2^2/g \text{ и } B = v_2 \text{ctg} \beta_2 / g \pi D_2 b_2$$

Тогда

$$H_T = A - B Q_T \quad (10.4)$$

Из выражения (10,4) видно, что теоретическая характеристика насоса выражает на графике нисходящей прямой, если $B > 0$. Однако, как показывают многочисленные испытания лопастных насосов, действительная характеристика отличается от прямой.

Рабочие характеристики насосов получаются путем испытаний насосов при постоянном числе оборотов. При этом для каждого числа оборотов определяются мощности и напоры для ряда производительностей, регулируемых открытием задвижки на напорном трубопроводе.

Теоретическая характеристика центробежного насоса зависит от характера закруглости лопастей на выходе из рабочего колеса. На рисунке 10.1 показаны теоретические характеристики насосов с различными углами β_2 . У рабочих колес с радиальными и изогнутыми вперед лопастями канал между лопастями получается короткий и с большим углом расширения.

отклонения от оптимального режима были незначительными: уменьшение к.п.д. против оптимального его значения должно быть не более 5-7%.

Для выбора рабочего режима насоса и соответствующего числа оборотов пользуются универсальными характеристиками, на которых в графической форме представлена связь между напором, производительностью, числом оборотов и к.п.д. Для построения универсальных характеристик требуется испытание насоса при разных числах оборотов и построение серии рабочих характеристик $Q=f(H)$ для каждого числа оборотов рабочего колеса, а также кривых $\eta=f(Q)$. Совокупность серии главных характеристик и линий равных к.п.д. и составляет универсальную характеристику центробежного насоса.

На практике используют размерные и безразмерные универсальные характеристики. Особенно удобными являются безразмерные универсальные характеристики, которые пригодны для всей серии подобных насосов. Построение таких безразмерных характеристик производится так же, как и размерных, только значения напоров, производительностей и к.п.д. выражаются безразмерными числами, представляющими собой отношения производительностей и напоров к оптимальным их значениям.

2. Насосная установка и ее характеристика.

На рисунке 10.4 изображена схема насосной установки. К насосу 7, приводимому в движение электродвигателем 6, жидкость поступает из приемного резервуара 1 по всасываемому трубопроводу 12. насос нагнетает жидкость в напорный резервуар 2 по напорному трубопроводу 3. На напорном трубопроводе имеется регулирующая задвижка 8, при помощи которой изменяется подача насоса.

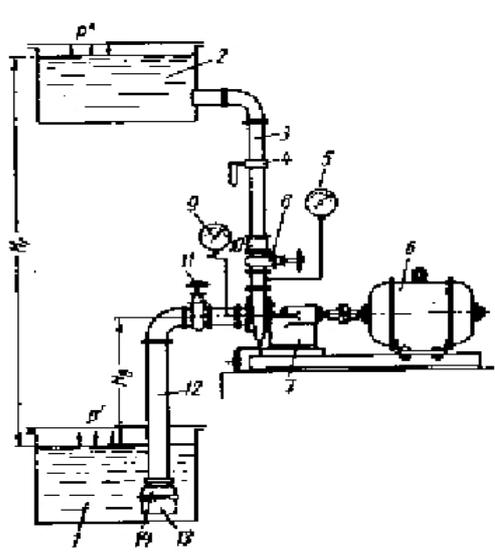


Рис 10.4

Иногда на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан 10, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий благодаря этому возникновению обратного тока жидкости из напорного резервуара. всасывающего трубопровода часто имеется приемная сетка 13, предохраняющая насос от попадания твердых тел, и пятовый клапан 14, дающий возможность залить насос и всасывающий трубопровод жидкостью.

Если давление в приемном резервуаре отлично от атмосферного, то на всасывающей трубопроводе устанавливается монтажная задвижка 11, которая перекрывается при остановке или ремонте насоса. Работа насоса контролируется по расходомеру 4, который измеряет подачу насоса, и по манометру 5 и вакуумметру или манометру 9, дающим возможность определить напор насоса.

Назовём уровни свободной поверхности жидкости в приемном и напорном резервуарах приемных и напорным уровнями; разность H_2 высот напорного и приемного уровней – геометрическим напором насосной установки.

Для того чтобы перемещать жидкость по трубопроводам установки из приемного резервуара и напорный, необходимо затрачивать энергию на подъем жидкости на высоту H_2 , на преодоление разности давлений $p''-p'$ в резервуарах и на преодоление суммарного гидравлического сопротивления $\sum h_n$ всасывающего и напорного трубопроводов. Таким образом, энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного резервуара в напорный по трубопроводам установки, или потребный напор,

$$H_{номр} = H_2 + p'' - p' / \gamma + \sum h_n = H_{см} + \sum h_n,$$

где $H_{см} = H_2 + p'' - p' / \gamma$ статический напор установки.

Характеристикой напорной установки называется зависимость потребного напора от расхода жидкости. Геометрический напор H_2 , давление p'' и p' и, следовательно, статический напор $H_{см}$ от расхода обычно не зависит. При турбулентном течении гидравлические потери пропорциональны квадрату расхода:

$$\sum h_n = kQ^2,$$

где k – сопротивление трубопроводов насосной установки.

На рисунке 10.5 справа изображен график характеристики насосной установки, слева – схема установки. Уровни, на которых размещены элементы установки, на схеме вычерчены в масштабе оси напоров графика. Уровень в приемном резервуаре совмещен с осью абсцисс графика. Так как статический напор установки от подачи насоса не зависит, то характеристика насосной установки представляет суммарную характеристику всасывающего и напорного трубопроводов $\sum h_n = kQ^2$, смещенную вдоль оси напоров на величину $H_{см}$.

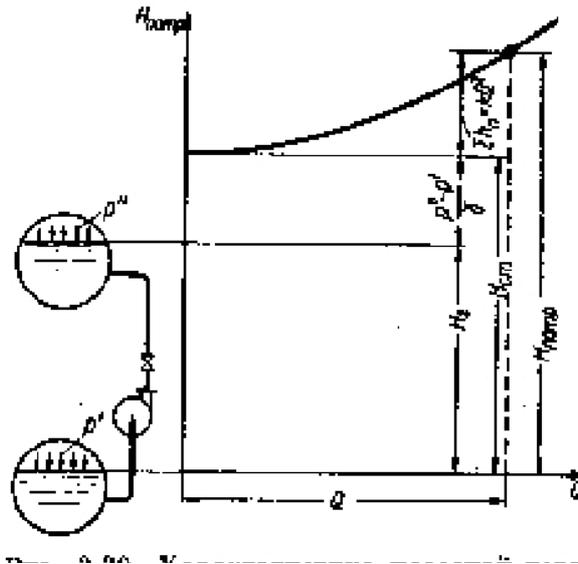


Рис 10.5

3. Работа насоса на сеть.

Насос установленный в данной насосной установке, работает на таком режиме, при котором потребный напор равен напору насоса, т.е. при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки, равна энергии, сообщаемой жидкости насосом. Для определения режима работы насоса следует на одном и том же графике в одинаковых масштабах нанести характеристику насоса и насосной установки (рис.10.6)

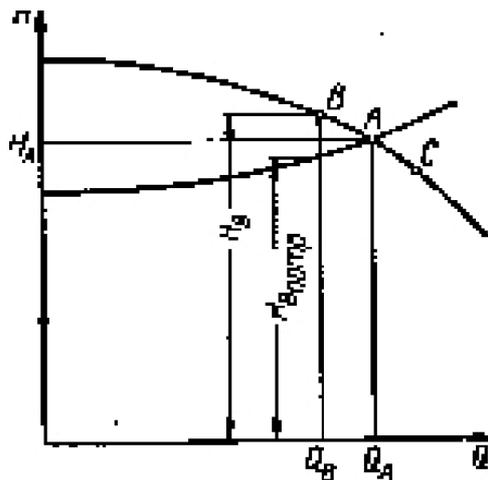


Рис 10.6

Равенство напора насоса потребного напора установки получается для режима, определяемого точкой А пересечения характеристик. Покажем, что насос не может работать в режиме, отличном от режима А. Предположим, что насос работает в режиме В. В этом случае напор, сообщаемый насосом

жидкости, равен H_B ; напор, расходуемый при движении жидкости по установке, равен $H_{B \text{ потр}} < H_B$. Таким образом, энергия, расходуемая при движении жидкости по установке, меньше сообщаемой ей насосом. Избыток энергии в жидкости идет на приращение ее кинетической энергии. Следовательно, скорость жидкости увеличивается. Увеличение скорости приведет к увеличению расхода, которое будет происходить до тех пор пока он сравняется с Q_A . Если подача насоса больше Q_A , то сообщаемый насосом напор меньше потребляемого. Недостаток энергии приведет к уменьшению скорости движения и, следовательно, к уменьшению расхода до Q_A .

Рассмотрим частные случаи насосных установок.

1. Приемный и напорный уровни совпадают. При этом геометрический напор установки H_z равен 0, $p'' = p'$ и характеристика насосной установки представляет собой кривую $H_{\text{потр}} = kQ^2$ (Рис 10.7)

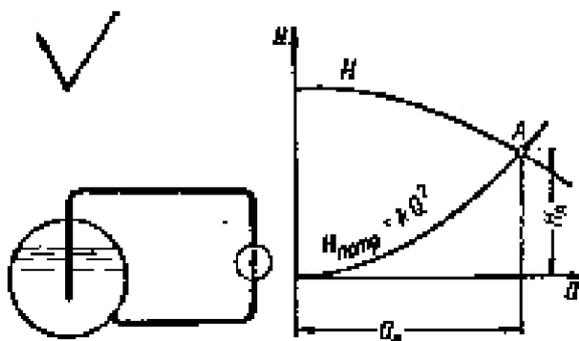


Рис10.7

Весь напор затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в системе. Наносим на характеристику установки характеристику насоса. Пересечение кривой напоров насоса с характеристикой установки дает рабочую точку А, определяющую режим работы насоса.

2. Напорный уровень находится ниже приемного. Геометрический напор при этом отрицателен. Поэтому его следует откладывать вниз от оси абсцисс графика. Приемный уровень схемы установки совмещаем с осью абсцисс. Построив от прямой ВС вверх кривую потерь $\sum h_n = kQ^2$, получим характеристику установки. В пересечении кривой напоров характеристики насоса с характеристикой насосной установки находим точку А, которая определяет режим работы насоса. Точка пересечения характеристики установки с осью абсцисс дает величину расхода Q_0 в трубопроводе при отсутствии насоса. Включение насоса увеличило расход в системе на величину $Q_A - Q_0$.

4. Регулирование режима работы насоса.

Данной характеристике насоса и насосной установки соответствует только одна рабочая точка. Между тем величина требуемой подачи может меняться. Для того чтобы изменить режим работы насоса, необходимо изменить либо характеристику насоса, либо характеристику насосной установки. Это изменение характеристик для обеспечения требуемой подачи называется регулированием. Регулирование центробежных и малых осевых насосов может осуществляться либо при помощи регулирующей задвижки, либо изменением числа оборотов. Иногда малые осевые насосы регулируют перепуском части расхода из напорного трубопровода во всасывающий.

Работа установки со средними и крупными осевыми насосами, имеющими обычно поворотные лопасти, регулируются изменением угла установки лопастей рабочего колеса, при котором меняется характеристика насоса.

Регулирование задвижкой (дросселированием). Предположим, что насос должен иметь подачу не Q_A , соответствующую точке А пересечения характеристики насоса с характеристикой насосной установки, а Q_B (рис 10.8). Пусть $Q_B < Q_A$. Этой подаче соответствует рабочая точка В характеристики насоса.

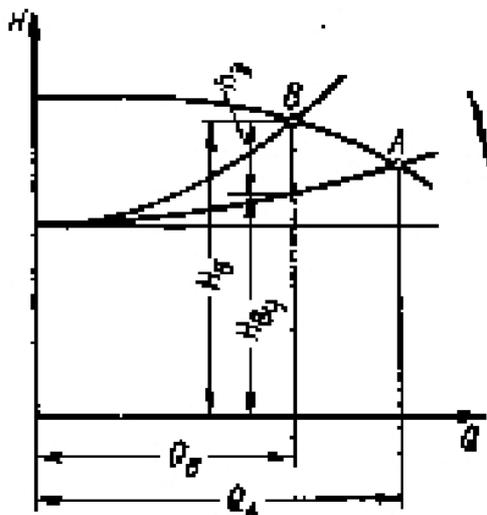


Рис 10.8

Для того чтобы характеристика насосной установки пересекалась с кривой напоров $H=f(Q)$ в точке В, необходимо увеличить потери напора в установке. Это осуществляется прикрытием регулирующей задвижки, установленной на напорном трубопроводе. В результате увеличения потерь напора в установке характеристика насосной установки пойдет круче и пересечет кривую напоров $H=f(Q)$ насоса в точке В. При этом напор насоса складывается из напора H_{B2} , расходуемого в установке при

эксплуатации с полностью открытой задвижкой, и потери напора в задвижке h_3 :

$$H_B = H_{By} + h_3$$

Таким образом, регулирование работы насоса дросселированием вызывает дополнительные потери энергии, снижающие к.п.д. установки. Поэтому этот способ регулирования не экономичен. Однако, благодаря исключительной простоте, регулирование дросселированием получило наибольшее распространение.

Регулирование изменением числа оборотов насоса. Изменение числа оборотов насоса ведет к изменению его характеристики и, следовательно, к изменению рабочего режима (рис. 10.9)

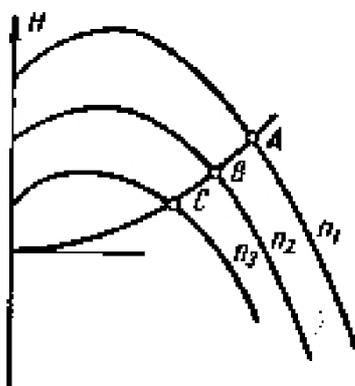


Рис. 10.9

Для осуществления регулирования изменением числа оборотов необходимы двигатели с переменным числом оборотов. Такими двигателями являются электродвигатели постоянного тока, паровые и газовые турбины и двигатели внутреннего сгорания. Наиболее распространенные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором практически не допускают изменения числа оборотов.

Применяется также изменение числа оборотов включением сопротивления в цепь ротора асинхронного двигателя с фазовым ротором, а также гидромуфтой, установленной между двигателем и насосом.

Регулирование работы насоса изменением числа его оборотов более экономично, чем регулирование дросселированием. Даже применение гидромуфт и сопротивления в цепи ротора асинхронного двигателя, связанные с дополнительными потерями мощности, экономичнее, чем регулирование дросселированием.

Регулирование перепуском. Оно осуществляется перепуском части расхода жидкости, подаваемой насосом, из напорного трубопровода во всасывающий по обводному трубопроводу, на котором установлена задвижка. При изменении степени открытия этой задвижки изменяется расход

перепускаемой жидкости и, следовательно расход во внешней сети. Энергия жидкости, проходящей по обводному трубопроводу теряется. Поэтому регулирование перепуском неэкономично.

Регулирование поворотом лопастей. Оно применяется в средних и крупных поворотнолопастных осевых насосах. При повороте лопастей изменяется характеристика насоса и, следовательно, режим его работы.

К.п.д. насоса при повороте лопастей изменяется, но незначительно. Поэтому этот способ регулирования значительно экономичнее регулирования дросселированием.

5. Последовательная и параллельная работа насосов на сеть.

Последовательное соединение насосов применяется для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создать требуемого напора. При этом подача насосов одинакова, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов, взятых при одной и той же подаче. Следовательно, суммарная характеристика насосов $I+II$ (Рис 10.10) получается сложением ординат кривых напоров I и II обоих насосов.

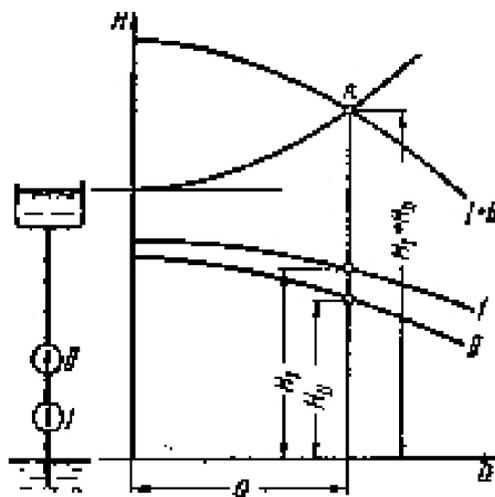


Рис.10.10

Пересечение суммарной характеристики насосов с характеристикой насосной установки даст рабочую точку А, которая определяет подачу Q и суммарный напор H_I+H_{II} обоих насосов. Опустив из точки А вертикаль, получаем на пересечении ее с кривыми напоров напоры насосов H_I и H_{II} .

При последовательном соединении насосов жидкость, подводимая к насосу II имеет значительное давление. При этом давление в насосе II может превысить величину, допустимую по условиям прочности. В этом случае насос II следует размещать отдельно от насоса I, в такой точке напорного

трубопровода, в котором давление жидкости снижается до безопасной для насоса II величины. Эту точку можно определить, построив пьезометрическую линию напорного трубопровода.

Насосы, работающие параллельно на один длинный трубопровод, обычно устанавливаются близко друг от друга, в пределах одного машинного зала. На рисунке 10.11 слева показана такая схема установки двух насосов. Так как насосы II и I установлены близко друг от друга, а трубопровод, на который они работают, длинный, то можно пренебречь сопротивлением всасывающих и напорных трубопроводов до узловой точки O. Пусть приемные уровни обоих насосов одинаковы. При этом напор насосов одинаков, так как одинаково давление в точке O, создаваемое обоими насосами. Заменяем оба насоса одним насосом, имеющим подачу, равную сумме подач обоих насосов, взятых при одинаковом напоре. При такой замене режим работы насосной установки не изменится. Для получения характеристики этого насоса или суммарной характеристики двух насосов, следует сложить абсциссы точек кривой напора $H=f(Q)$ обоих насосов, взятых при одной и той же ординате.

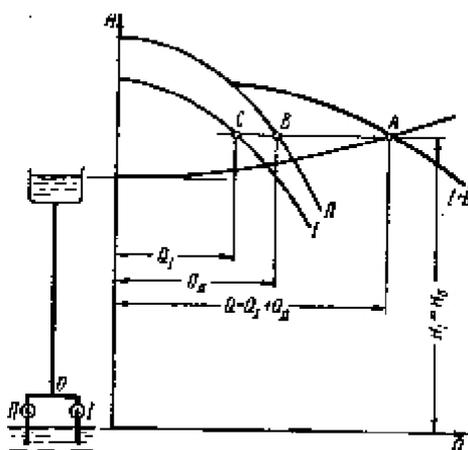


Рис 10.11

Иными словами, следует сложить кривые напоров I и II обоих насосов по горизонтали. Пересечение суммарной характеристики I+II с характеристикой насосной установки дает рабочую точку A. Абсцисса точки A равна суммарной подаче обоих насосов $Q_I + Q_{II}$, ордината – напору насосов $H_I = H_{II}$. Проведя через точку A горизонтальную прямую, получаем на пересечении с кривыми I и II напоров режимные точки C и B насосов I и II.

Определим режим работы двух разных параллельно соединенных насосов, установленных на значительном расстоянии друг от друга (Рис 10.12).

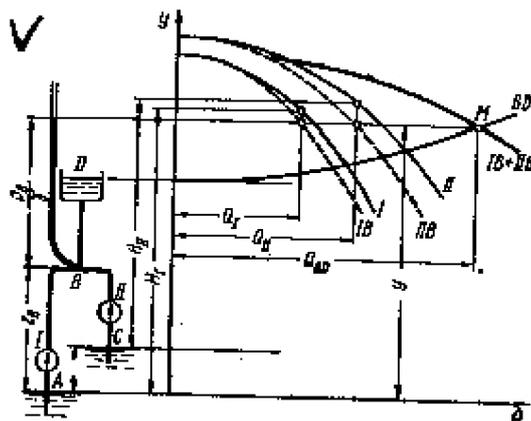


Рис 10.12

Сопротивлением всасывающей и напорной линии до точки В соединения трубопроводов при этом пренебречь нельзя. Пусть приемные уровни насосов находятся на разных отметках. В точке В поставим пьезометр. Высота жидкости в пьезометре равна пьезометрическому напору p_B/γ в сечении В. Приняв за плоскость сравнения приемный уровень насоса I и пренебрегая скоростным напором, получим полный напор жидкости в сечении В:

$$Y = z_B + p_B/\gamma \quad (10.5)$$

Для решения поставленной задачи изобразим графики зависимости полного напора y в сечении в от расхода жидкости по трубопроводам установки. Ось абсцисс графиков совместим с приемным уровнем насоса I. Напишем уравнение движения жидкости по трубопроводам АВ, СВ и ВД.

Трубопровод АВ. Напор насоса I тратится на подъем жидкости с уровня А до уровня В на высоту z_B , создание в точке В пьезометрического напора p_B/γ и преодоление гидравлических потерь h_{AB} в трубопроводе АВ:

$$H_I = z_B + p_B/\gamma + h_{AB},$$

Или, согласно уравнению 10.5,

$$y = H_I - h_{AB} \quad (10.6)$$

Для построения кривой зависимости y от расхода жидкости по трубопроводу АВ следует, согласно уравнению 10.6 на ординат характеристики I насоса I, вычесть величину гидравлических потерь в трубопроводе АВ, пропорциональных квадрату расхода. В результате получаем кривую IB, которую будем называть характеристикой насоса I, приведенной к точке В.

Трубопровод СВ. Напор насоса II тратится на подъем жидкости с уровня С, до уровня В на высоту $z_B - z_C$, создание в точке В пьезометрического напора p_B/γ и преодоление гидравлических h_{CB} в трубопроводе СВ:

$$H_{II} = (z_B - z_C) + p_B/\gamma + h_{CB},$$

Или

$$y = H_{II} + z_C - h_{CB}$$

Для построения кривой зависимости y от расхода по трубопроводу СВ необходимо к ординатам характеристики насоса II прибавить высоту z_C , или, другими словами, построить характеристику ПВ насоса II, приведенную к точке В.

Трубопровод ВD. Уравнение Бернулли для сечений В и D имеет вид

$$z_B + p_B/\gamma = z_D + h_{BD}$$

Отсюда

$$y = z_D + h_{BD} \quad (10.7)$$

Для построения кривой ВD зависимости y от расхода по трубопроводу ВD необходимо к постоянной величине z_D прибавить гидравлические потери в трубопроводе ВD, пропорциональные квадрату расхода.

Расход по трубопроводу ВD, равен сумме расходов по трубопроводам АВ и СВ:

$$Q_{BD} = Q_I + Q_{II} \quad (10.8)$$

Построим кривую IВ+IIВ зависимости y от суммарного расхода по трубопроводам АВ и СВ. Для этого необходимо для расхода каждого значения y суммировать абсциссы приведенных характеристик IВ и IIВ. Насосная установка работает при таком значении y , при котором расход по трубопроводу ВD равен сумме расходов по трубопроводам АВ и СВ, т.е. при котором абсциссы суммарной характеристики IВ + IIВ и криво ВD одинаковы. Этому удовлетворяет точка М пересечения этих кривых. Абсцисса точки М равна расходу по трубопроводу ВD. Ордината равна y . Зная величину y , можно найти по приведенным характеристикам IВ и IIВ расходы Q_I и Q_{II} жидкости по трубопроводам АВ и СВ, равные подачам насосов I и II, а по известным подачам Q_I и Q_{II} по характеристикам I и II насосов найти их напоры H_I и H_{II} .

Контрольные вопросы:

1. Характеристика центробежного насоса.
2. Какие бывают характеристики?
3. Насосная установка.
4. Характеристика насосной установки.
5. Работа насоса на сеть.
6. Частные случаи насосных установок.
7. Регулирование режима работы насоса.
8. Виды регулирования.
9. Последовательная работа насосов на сеть.
10. Параллельная работа насосов на сеть.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г., стр. 167-172. стр.186-196.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., стр.245-250.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г., стр.105-112.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г., 181-182.
5. Штеренлихт А. Гидравлика, - М : «Машиностроение», 1998г.
6. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г., стр. 76-78.
7. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, - М.: «Машиностроение» 1994г.

Лекция №11

Тема: ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

ПЛАН

1. Поршневые насосы.
2. Устройство и принцип работы роторно-поршневых гидромашин.
3. Пластинчатые насосы.
4. Шестеренные насосы.
5. Винтовые насосы и гидродвигатели.

1. Поршневые насосы.

Типичным представителем объемных гидромашин является кривошипно-шатунный поршневой насос, применяемый для перекачки (перемещения) различных жидкостей, которые вытесняются в нем под воздействием поршня,двигающегося возвратно-поступательно в цилиндре. Путем конструктивных модификаций прототипа этих насосов получено большое разнообразие их конструкций для применения в гидросистемах машин и установок, работающих при высоких (200 кг/см^2 и выше) давлениях, а также для использования их в качестве газовых компрессоров и вакуум-насосов. Многие типы этих машин используют в качестве гидродвигателей. Мощность поршневых насосов, применяемых в некоторых отраслях промышленности, составляет 3000 кВт и выше с расходом жидкости до 8000 л/мин. Насосы этого типа выполняются для давлений до 1000 кг/см^2 .

Поршневые насосы с ручным приводом

Простейшим из поршневых насосов является насос с ручным приводом.

Схема одного из таких насосов приведена на рисунке 11.1,а. Насос состоит из цилиндра 7, поршня 2, шток которого связан с приводной ручкой 4. При качательных движениях этой ручки поршень 2 совершает поступательные перемещения в цилиндре 7. При его вправо левая камера цилиндра будет увеличиваться, в результате в ней создается вакуум и жидкость через всасывающий клапан 6 будет поступать в эту камеру; одновременно с этим правая полость цилиндра уменьшается, вследствие чего жидкость через нагнетательный клапан 3 вытесняется поршнем в нагнетательный трубопровод.

При движении поршня 2 влево полости всасывания и нагнетения поменяются местами, и жидкость будет всасываться через клапан 5 и нагнетаться через клапан 1.

Расчетный расход жидкости за один ход поршня равен:

При ходе поршня вправо

$$q_1 = (\pi/4)(D^2 - d^2)h$$

При ходе поршня влево

$$q_2 = (\pi/4)D^2h$$

где D и d – соответственно диаметры цилиндра и штока поршня;
 h – ход поршня.

Подача за одно двойное качение ручки составит

$$q = q_1 + q_2 = (\pi/4)h(2D^2 - d^2) \quad (12.1)$$

Для того чтобы обеспечить равные подачи жидкости при движении ручки как в ту, так и в другую стороны, применяют двух цилиндровые насосы (Рис 11.1, б).

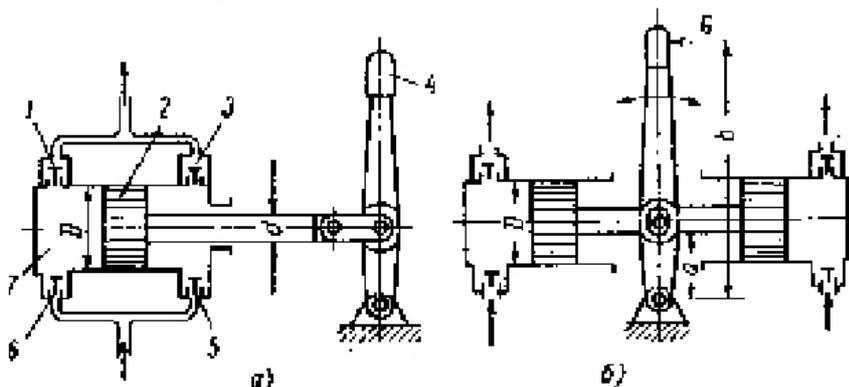


Рис 11.1

При повороте ручки в какую-либо сторону жидкость из одного цилиндра вытесняется, а в другой – засасывается. Ввиду того, что рабочие площади обоих поршней равны между собой, равными будут также вытесняемые объемы и усилия в ручке. Величина этого усилия для последней схемы определится из соотношения

$$F_{pa} = Gb; G = Fp(a/b) \quad (11.2)$$

Где $F = \pi D^2/4$ – площадь поршня;

G – нагрузка на ручке, требующаяся для создания давления p ;

a и b – плечи приложения действующих сил.

Подобным насосом можно развить при соответствующем выборе диаметра цилиндра (30-40мм) и кинематики привода поршня давление жидкости до 150-200 кг/см². В практике же они обычно применяются для вспомогательных установок с небольшими давлениями и расходами, для

основных же гидроустановок применяются насосы с механическим или электрическим приводом.

Поршневые насосы с кривошипно – шатунным приводом поршней.

В поршневых насосах с кривошипно - шатунным приводом Рис.11.2 возвратно – поступательные движения поршня *b* осуществляются при помощи кривошипно – шатунного механизма *a*.

Нетрудно видеть, что за каждый оборот вала поршень *b* такого насоса совершит два хода, один из которых является для каждой из полостей ходом всасывания и второй ходом нагнетания.

Поршневые насосы имеют очень широкое распространение и разнообразное конструктивное оформление. Они широко применяются для перекачки воды, нефти и прочих жидкостей, а также в объемных гидроприводах, причем в последнем случае они выполняются преимущественно для небольших расходов жидкости и больших напоров, предел которых лимитируется в основном прочностью деталей насоса.

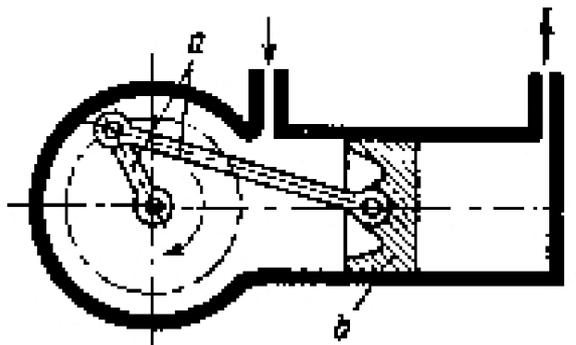


Рис 11.2

Подача или производительность насоса определяется для поршневого насоса одинарного действия величиной площади *F* поршня, значением длины его хода *h*, за один оборот коленчатого вала и числом оборотов вала в единицу времени:

$$Q = F \cdot h \cdot n.$$

Из кинематической схемы простейшего одноцилиндрового насоса этого типа, представленной на рисунке 11.3, видно, что при вращении кривошипа 1 вокруг оси приводного вала, поршень 4, связанный с шатуном 2, будет совершать возвратно – поступательные движения в цилиндре 3, причем за каждый оборот кривошипа поршень совершит два хода, один из которых может быть использован для всасывания и другой – для нагнетания жидкости.

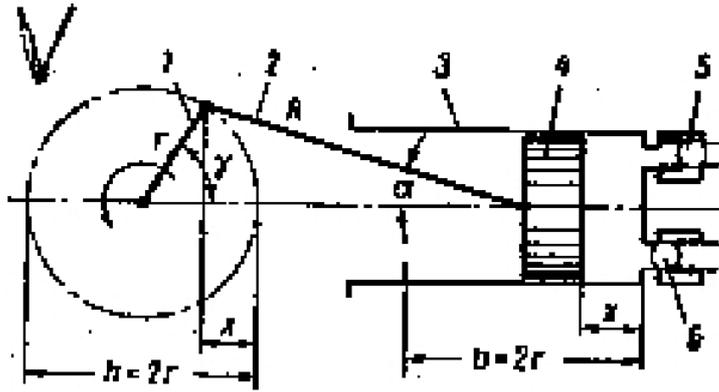


Рис 11.3

Для обеспечения процессов нагнетания и всасывания насос снабжен двумя самодействующими клапанами всасывания 5 и нагнетания 6, первый из которых соединен с линией, ведущей в бак, и второй – с линией питания гидросистемы.

При ходе поршня 4 вправо объем рабочей камеры уменьшается и жидкость вытесняется через клапан 6 в нагнетательную линию; при ходе влево объем рабочей камеры увеличивается, в результате чего в цилиндре создается вакуум, и жидкость, открыв под действием атмосферного давления клапан 5, будет засасываться из бака.

Величина хода h поршня равна двойной величине кривошипа. Расчетная производительность насоса равна произведению рабочего объема насоса на число оборотов приводного вала в единицу времени.

Средняя расчетная подача рассматриваемого одноцилиндрового насоса за один ход

$$Q_{cp} = h \cdot F = 2 \cdot r \cdot F, \quad (11.3)$$

Где $h = 2r$ – величина хода поршня при повороте кривошипа на 180° .

r – радиус кривошипа

F – площадь поршня.

Подача в единицу времени $Q_{cp} = 2r \cdot F \cdot n$, где n – число оборотов кривошипа.

Мгновенная подача жидкости. Она пропорциональна относительной скорости поршня в цилиндре при рабочем ходе и определяется произведением

$$q = v \cdot F \quad (11.4)$$

где F – площадь сечения поршня;

v – мгновенная скорость движения поршня в цилиндре.

Из схемы, представленной на рисунке 11.3 следует, что при повороте в направлении стрелки кривошипа 1 из мертвого положения на угол γ поршень переместится в цилиндре на величину пути

$$x = (r + R) - (r \cos \gamma + R \cos \alpha),$$

где r и R соответственно длины кривошипа 1 и шатуна 2 рис.11.3.

α - угол между шатуном 2 и осью цилиндра.

Текущая скорость v движения поршня определится как производная пути поршня x по времени t :

$$v=dx/dt$$

Так как текущая угловая скорость кривошипа $\omega=d\gamma/dt$, последнее выражение можно представить в виде $v=\omega dx/d\gamma$.

Учитывая, что $R/r=\sin\gamma/\sin\alpha$, получим в результате дифференцирования

$$v=r\omega(\sin\gamma+r\sin 2\gamma/2R\cos\alpha).$$

Поскольку угол α мал, можно написать, что

$$v =r\omega(\sin\gamma+r\sin 2\gamma/2R). \quad (11.5)$$

Следовательно, графически скорость v движения поршня в цилиндре представляет сумму полусинусоиды и полной синусоиды.

Подставив значение v в выражение (11.3), получим мгновенную расчетную подачу насоса

$$q =Fr\omega(\sin\gamma+r\sin 2\gamma/2R) \quad (11.6)$$

Так как величина шатуна R значительно больше радиуса кривошипа r , вторым членом выражения в скобках можем пренебречь. В результате скорость поршня и соответственно подача насоса будет представлена синусоидой

$$q=Fr\omega \sin\gamma \quad (11.7)$$

2. Устройство и принцип работы роторно-поршневых гидромашин.

Подача одноцилиндровых поршневых насосов отличается большой неравномерностью. Более равномерную подачу жидкости можно получить путем применения многоцилиндровых поршневых машин, цилиндры которых объединены в общий блок. Вытеснение жидкости в многоцилиндровых машинах производится последовательно несколькими поршнями, приводимыми в движение непосредственно от двигателя вращательного движения.

Такие многоцилиндровые поршневые гидромашины называют роторно-поршневыми. В зависимости от способа приведения поршней в движение различают роторно-поршневые машины с вращающимся и неподвижным блоком. Цилиндры могут быть расположены радиально и аксиально по отношению к оси блока. Если цилиндры в блоке расположены радиально, то такие гидромашины называют радиально-поршневыми. При аксиальном расположении цилиндров в блоке гидромашины называют аксиально-поршневыми.

Характерной особенностью большинства роторно-поршневых машин является отсутствие всасывающих и напорных клапанов. Эта особенность позволяет применять их при большом числе оборотов.

В роторно-поршневых гидромашинах нет обычного кривошипно-шатунного механизма, но кинематической основой их являются инверсии кривошипно-шатунного механизма .

Роторно-поршневые гидромашины получили широкое применение в объемных гидropередачах и приводах. Их используют в качестве насосов постоянно и переменной подачи и гидродвигателе вращательного движения с постоянным и переменным крутящимся моментом.

В радиально- поршневых гидромашинах (рис.11.4) ротор 1 расположен эксцентрично относительно статора 2. В роторе просверлены радиальные цилиндрические отверстия (цилиндры). Поршни 3 при вращении ротора совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение, скользя своими сферическими головками по внутренней стороне статора. Доньшки цилиндров имеют сквозные радиальные отверстия А , которые сообщаются то с верхним, то с нижним сегментным вырезом в распределительной цапфе 4.

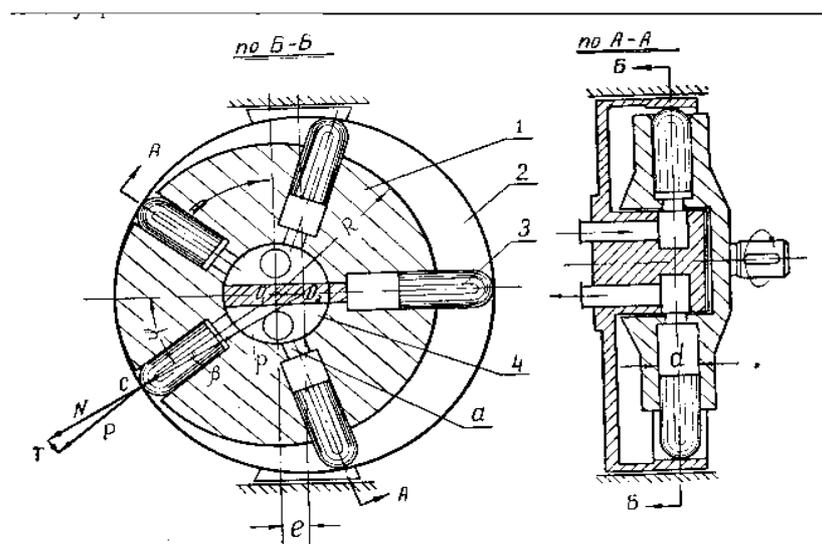


Рис. 214

Рис11.4

Сегментные вырезы цапфы разделены перегородкой и образуют две камеры: при направлении вращения ротора по часовой стрелке в верхнем вырезе будет всасывающая камера, а в нижнем - нагнетательная. Поршни, соединены в данный момент времени с верхним вырезом в цапфе 4 , двигаясь от оси вращения, всасывают жидкость из верхнего выреза в свои цилиндры и вместе с вращающимся блоком, пройдя уплотнительную перегородку цапфы, переходят в нижнюю половину машины. Здесь поршни, двигаясь к оси вращения блока, вытесняют жидкость под давлением в нижний сегментный вырез цапфы, т.е. в камеру нагнетания. Таким образом, при непрерывном

вращении ротора происходит подача жидкости из камеры всасывания в нагнетательную камеру. При подаче жидкости под давлением в верхний вырез цапфы ротор вращается, отводя жидкость через нижний вырез разделительной цапфы, т.е. радиально-поршневая гидромашина работает как гидродвигатель.

На рис.11.5 показана аксиально-поршневая гидромашина с наклонным диском (шайбой), у которой блок 1 имеет цилиндрические отверстия (цилиндры), параллельные его оси вращения.

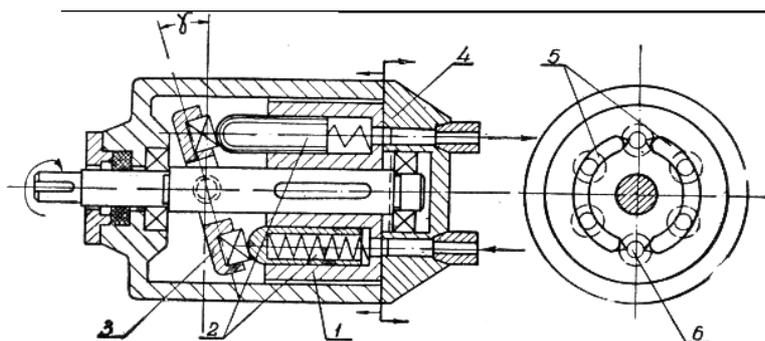


Рис11.5

Поршни 2, выталкиваемые из цилиндров пружинами, упираются своими сферическими головками в неподвижный наклонный диск 3. При вращении блока упирающиеся в диск поршни совершают относительно цилиндров возвратно-поступательное движение. В крышке 4, к которой ротор плотно прилегает своим торцом, имеются две дугообразные канавки 5, разделенные уплотнительной перегородкой 6.

Одна из канавок сообщается со всасывающей линией, а другая – с напорной. Во время вращения блока донные отверстия цилиндров, перемещаясь по дугообразным канавкам, соединяют полости цилиндров то с всасывающей линией, то с напорной. В момент, когда донное отверстие переходит перегородку 6, заполнившая данный цилиндр жидкость переносится из полости всасывания в полость нагнетания.

Если в аксиально-поршневую машину подавать жидкость под давлением во всасывающую полость и отводить через нагнетательную, то она будет работать как гидродвигатель вращательного движения.

Поскольку кинематической основой роторно-поршневых машин являются инверсии кривошипно-шатунного механизма, то рассмотренные выше уравнения для определения основных параметров одноцилиндровых поршневых машин можно применить и для расчета основных параметров роторно-поршневых машин с учетом количества цилиндров и их расположения в блоке.

3. Пластинчатые насосы.

Пластинчатые насосы – насосы, в которых рабочие камеры ограничены двумя соседними вытеснителями (пластинами) и поверхностями ротора и статора. На рис 11.6 изображена схема простейшего двухпластинчатого насоса.

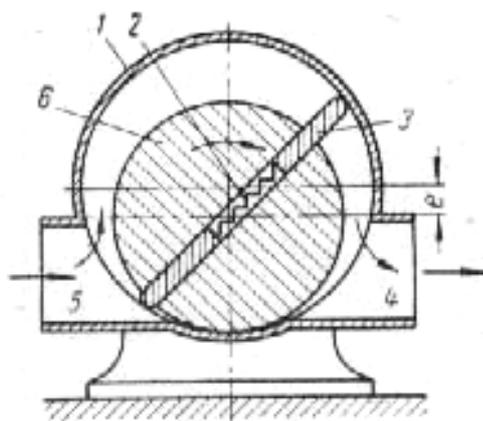


Рис 11.6

В роторе 6 насоса помещены две пластины 3, поджимаемые с помощью пружины 2 к статорному кольцу 1, ось которого смещена относительно оси ротора на величину e

При повороте ротора 6 в направлении, указанном стрелкой, объем камеры насоса, соединенной с входной (всасывающей) полостью 5, увеличивается и камеры соединенной с нагревательной полостью 4 - уменьшается, в соответствии с чем происходит всасывания (через канал 5) и нагнетание (через канал 4) жидкости.

Поскольку ротор 6 имеет плотный контакт с нижней частью статорного кольца, одна из пластин в любом положении ротора отделяет всасывающую полость 5 от нагревательной 4.

Этот насос пригоден для работы при небольших давлениях и применяется для вспомогательных целей (подача смазки и др.).

Для устранения этих недостатков применяют насосы с большим числом пластин.

Рабочий объем q (расчетная производительность за один оборот) насоса на единицу ширины ротора равен объему, описываемому рабочей частью пластины высотой h , имеющий контакт с левой разделительной перемычкой за один оборот. Максимальная рабочая высота пластины (в нейтральном положении) равна $2e$.

В соответствии с этим, допуская, что толщина пластины равна нулю и рабочая высота ее при повороте на который пластина будет находиться в контакте с левой перемычкой статора, не изменяется и равна $h=2e$, можем написать

$$q = 2\pi\rho h = 2\pi\rho 2e \quad (11.8)$$

где ρ - расстояние от центра вращения ротора до центра давления рабочей высоты пластины $\rho = D/2$ в соответствии с чем

$$q = \pi D h = 2\pi D e$$

где D – диаметр колодца в корпусе статора.

Средняя расчетная подача насоса, имеющего ширину ротора b за n оборотов в единицу времени равна

$$Q_T = 2\pi D e n b \quad (11.9)$$

С учетом толщины s пластин жидкости будет вытесняться меньше на величину объема, занимаемого пластинами, в результате производительность равна

$$Q_T = 2e n b (\pi D - z s) \quad (11.10)$$

Где z – число пластин.

Регулирование величины производительности и реверсирование подачи осуществляются соответственно изменением величины и знака эксцентриситета e . Последнее обычно достигается с помощью винтового механизма, а также иных механических и гидравлических устройств.

При расчете производительности было принято допущение, что рабочая высота h пластины равна $2e$. В действительности же, поскольку центр вращения ротора смещен относительно центра направляющего кольца (статора), который представляет круг диаметром D , принятое условие справедливо лишь для мгновенного положения пластины, в иных же положениях рабочая высота меньше $2e$.

В соответствии с этим подача будет иметь пульсирующий характер. Пульсация подачи уменьшается с увеличением числа пластин, при этом соответственно несколько уменьшается величина расчетной подачи.

4. Шестеренные насосы.

Шестеренные насосы выполняют с шестернями внешнего и внутреннего зацепления, из которых наиболее распространенными являются насосы первого типа.

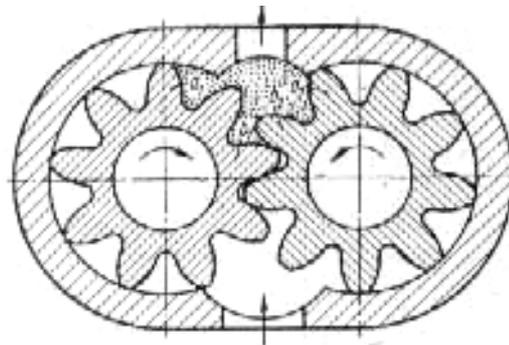


Рис 11.7

Шестеренный насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус с каналами для подвода жидкости (рис.11.7). При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится в камеру нагнетания (отмечено точечной штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями a_1 , b_2 , b_1 и a_2 . Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобожденном зубьями b_1 и b_2 , находящимися в зацеплении. Разность объемов, описываемых этими двумя парами зубьев, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Эти насосы отличаются простотой изготовления и надежностью в эксплуатации. Максимальное давление, разливаемое этими насосами, обычно равно 100кГ/см^2 и реже (в авиационных гидросистемах) $150-200\text{кГ/см}^2$. Объемный к.п.д. доведен до $0,95-0,96$, общий к.п.д. – $0,87-0,9$.

Мгновенная подача (расход) насоса зависит от текущего положения точки зацепления O , которая при повороте шестерен на угол $\alpha=2\pi/z$ переместится с начала вступления очередной пары зубьев в зацепление по профилю одного зуба, равный $2m$, где m – модуль зацепления, подача будет равна:

$$Q=q_1+q_2=b\omega r_1 h_1 + b\omega r_2 h_2 \quad (11.11)$$

Где q_1 и q_2 – мгновенные объемы, вытесняемые зубьями левой и правой шестерен.

h_1 и h_2 – рабочие высоты зубьев.

r_1 и r_2 – расстояние от осей вращения шестерен до центров давления рабочих поверхностей зубьев a_1 и a_2 высоты которых равны h_1 и h_2 .

ω и b угловая скорость и ширина шестерен.

Принимая во внимание, что при положении точки зацепления на оси симметрии значения $r_1=r_2=r_H+m/2$ и $h_1=h_2=m$, где r_H и m – радиус начальной окружности и модуль зацепления, выражение для этого случая примет вид

$$Q_1=2mb\omega(r_H+m/2) \quad (11.12)$$

При повороте шестерен изменяется как положение точки зацепления O , так и величины рабочих высот зубьев h_1 и h_2 , а также параметров r_1 и r_2 . Так например, при повороте шестерен в положение, соответствующее концу зацепления рассматриваемой пары зубьев, мгновенные значения этих параметров будут равны $h_1=0$ и $r_1=r_H+m$; $h_2=2m$ и $r_2=r_H$. Следовательно, величина q_1 в конце зацепления равна нулю, в соответствии с чем мгновенная подача в этом положении зубьев

$$Q_2=q_2=2b\omega r_H m \quad (11.13)$$

Нетрудно видеть, что этому положению зубьев соответствует минимальное значение мгновенной подачи.

При подходе точки зацепления этой пары сцепляющихся зубьев к оси симметрии подача вновь повысится до рассмотренного выше максимального значения.

Нетрудно видеть, что мгновенная подача для любого промежуточного между рассмотренными положениями точки зацепления будет находится в

интервале Q_1 и Q_2 , причем характер изменения подачи по углу поворота в пределах угла $2\pi/z$ определится законом перемещения точки зацепления O и соответственно с этим – законом изменения параметров ρ_1 и ρ_2 .

Разность между максимальным значением мгновенной подачи Q_1 , соответствующей положению точки зацепления на оси симметрии, и минимальной подачи, соответствующей концу зацепления очередной пары, равна амплитуде колебания подачи

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = m^2 b \omega \quad (11.14)$$

Для приближенных расчетов производительности насоса с шестернями равных размеров применяют также формулу, полученную при допущении, что насос за каждый оборот подает количество жидкости, равное сумме объемов радиальных зазоров в зацеплении, причем принимается, что объемы впадин и зубьев равны между собой. При этом допущении подача насоса составит

$$Q = qn = 2\pi d_n m b n \quad (11.15)$$

Подставив значение $d_n = mz$, получим

$$Q = 2\pi z m^2 b n \quad (11.16)$$

Где d_n – диаметр начальной окружности ведущей шестерни в см.

m и b – соответственно модуль зацепления и ширина шестерни в см

n – число оборотов ведущей шестерни в минуту.

5. Винтовые насосы и гидродвигатели.

Винтовые насосы отличаются равномерной подачей жидкости, а гидродвигатели – равномерным крутящим моментом. Винтовые гидромашины имеют высокий к. п. д., компактны, бесшумным, надежны в работе, допускают высокое число оборотов и работают при достаточно больших давлениях.

Основными рабочими органами являются винты, находящиеся в зацеплении и размещены в корпусе с весьма малым зазором. Винтовые гидромашины изготавливаются в двух- и трех- винтовом исполнении. Преимущественное распространение получили трехвинтовые двухзаходные гидромашины с циклоидальным зацеплением.

На рис. 11.8 показан трехвинтовый насос. Ведущий винт 2 с двумя ведомыми 4 устанавливается в корпусе 5, имеющем всасывающий патрубок 1 и напорный – 3. В результате наличия разности давлений между всасывающей камерой –3. В результате наличия разности давлений между всасывающей камерой В и нагнетательной Н вдоль оси винтов в сторону всасывания будут действовать осевые силы. Для восприятия этих сил каждый винт имеет упорный подшипник 6. Впадины между зубьями винтовой нарезки во время работы заполнены жидкостью и представляют собой замкнутые объемы, отделяющие полость всасывания от полости

нагнетания, так как длина нарезки винтов всегда выполняется больше $1,25t$ (t - шаг винтовой нарезки). Также как и в шестереночном насосе, в полости всасывания винтовые зубья при вращении винтов раскрывают впадины, объем камеры всасывания увеличивается, и жидкость поступает в камеру из всасывающего патрубка 1. При дальнейшем вращении винтов заполнившая впадины жидкость отделяется от всасывающей камеры и переносится вдоль оси по винтовой нарезке из камеры всасывания в камеру нагнетания, где зубья винтов, входя во впадины, вытесняют жидкость в камеру нагнетания и далее в напорный патрубок 3.

При перемещении в объемах впадин А,В,С жидкости передается энергия давления в результате воздействия на нее винтовых поверхностей подобно воздействию поршня на жидкость в цилиндре.

Для разгрузки осевых сил, действующих на упорные подшипники б, под их упорные поверхности по осевым отверстиям (пунктирные линии) подводится жидкость под давлением нагнетания. При подаче рабочей жидкости под давлением в камеру всасывания винтовая гидромашина работает как винтовой гидродвигатель.

Удельная подача винтового насоса за один оборот ведущего винта равна объему впадин на длине одного шага и зависит от его поперечных размеров и шага. Несколько шагов винтовой нарезки применяется для увеличения объемного к. п. д., т. е. Более надежного отделения полости всасывания от полости нагнетания.

Винтовые насосы и гидродвигатели применяются в объемных гидропроводах, гидравлических системах регулирования паровых и гидравлических турбин, в нефтяной промышленности.

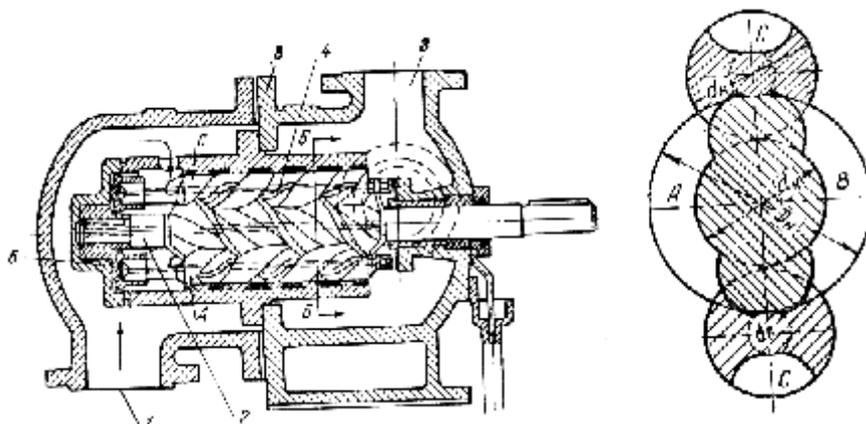


Рис11.8.

Контрольные вопросы:

1. Устройство и принцип работы поршневых насосов.
2. Поршневые насосы с ручным приводом.
3. Поршневые насосы с кривошипно – шатунным приводом поршней.
4. Дайте формулу мгновенной подачи жидкости?
5. Устройство и принцип работы радиальных роторно – поршневых гидромашин.
6. Устройство и принцип работы аксиальных роторно – поршневых гидромашин.
7. Устройство и принцип работы пластинчатых насосов.
8. Устройство и принцип работы шестеренных насосов.
9. Устройство и принцип работы винтовых насосов.
10. Как определяется производительность вышеназванных насосов?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г., стр 275-279, 333-347.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., 323-344.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М. : «Колос», 1999 г., стр.93-100.
5. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г., стр.166-174.
6. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г., стр.133-138.
7. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999г.
8. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, - М.: «Машиностроение» 1994г.
9. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1969г., стр 628.

Лекция № 12

Тема: ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

ПЛАН

1. Общие положения.
2. Принцип действия гидропривода.
3. Принципиальные схемы гидроприводов.

1. Общие положения.

В объемных гидравлических машинах передача механической энергии жидкости осуществляется изменением объемов их рабочих камер. Например, вытеснение жидкости и объемных насосах происходит в результате уменьшения и всасывание – в результате увеличения геометрического объема рабочих камер.

В гидродвигателях рабочий ход осуществляется в результате увеличения этих камер под действием поступающей в них жидкости.

Гидравлическая система, включающая в себя насос и гидродвигатель с соответствующей регулирующей аппаратурой служит для передачи посредством жидкости энергии на расстояние, причем из различных видов потенциальной энергии жидкости в рассматриваемых здесь передачах используется энергия давления, которая с помощью гидравлических двигателей преобразовывается в механическую работу.

Под гидроприводом понимается гидравлическая система, служащая для передачи посредством жидкости механической энергии на расстояние и преобразования ее в кинетическую энергию на выходе системы с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости выходного звена, а также преобразования одного вида движения в другой.

Источником расхода жидкости в большинстве случаев служит насос гидродвигателя возвратно-поступательного или вращательного движения, а также агрегаты управления и жидкостные магистрали.

Насосом называется машина, преобразующая механическую энергию в гидравлическую, и гидродвигателем – машина, осуществляющая обратное преобразование энергии.

Потенциальной энергией положения в рассматриваемых объемных передачах обычно пренебрегают, поскольку разности высот между отдельными элементами гидросистемы несоизмеримо малы в сравнении с действующими в ней статическими давлениями жидкости.

В равной мере пренебрегают и кинетическим видом энергии, хотя эта энергия в виде скоростного напора жидкости, выражаемого $v^2/2g$, используется в ряде командных устройств гидроприводов.

Основными преимуществами гидравлических приводов является малые габариты и малый вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности.

Преимуществом гидравлических приводов является возможность непрерывного регулирования в широком диапазоне выходной скорости и осуществления высокой степени ее редукции, а также простота управления, плавность, равномерность и устойчивость движения и большой срок службы гидроагрегатов. При применении гидроприводов конструктивно просто решается задача защиты машины от перегрузок. Благодаря тому, что передача энергии производится по трубопроводам, гидросистемы обладают хорошими коммутационными качествами. Насосы и гидродвигатели этих систем имеют высокие коэффициенты полезного действия. Вместе с тем гидроприводы просты в изготовлении и эксплуатации.

Преимущества гидропривода особенно наглядно проявляются в том случае, когда условия работы требуют учета динамики привода. Благодаря возможности получения больших сил в очень ограниченном пространстве обеспечивается способность гидропривода к быстродействию и развитию больших ускорений.

2. Принцип действия гидропривода.

Действие объемных гидроприводов основано на практической несжимаемости жидкости и преобразовании сил по закону Паскаля.

Это можно наглядно иллюстрировать схемой (рис 12.1), которая имеет два силовых цилиндра 1 и 4 с разными площадями поршней нагруженных грузами, и ручной насос 2, выходной канал которого связан с цилиндрами и входной – с резервуаром 3. При условии, что площадь поршня цилиндра 1 равна 5 см^2 и цилиндра 4- 12 см^2 веса удерживаемых ими грузов при давлении жидкости, развиваемом насосом в 100 кг/см^2 , соответственно будут равны $G_1=500\text{ кг}$ и $G_2=1200\text{ кг}$.

Равновесие сил, действующих в рассматриваемой схеме, можно сравнить с равновесием обычного коромысла с нагрузкой G_1 и G_2 , приложенной по его концам (рис12,1 а).

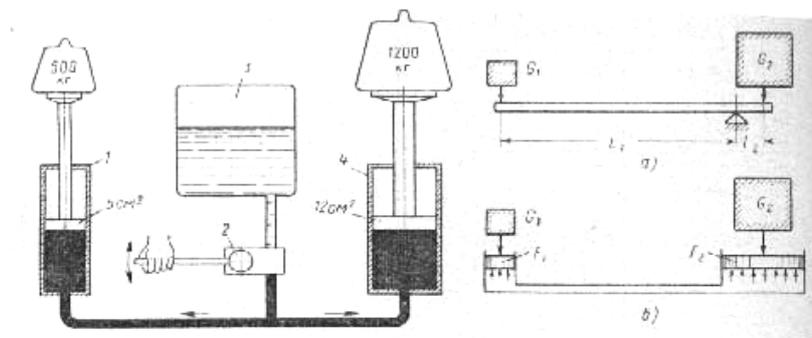


Рис 12.1

Длины плеч L_1 и L_2 коромысла и величины грузов G_1 и G_2 , связаны отношением

$$G_1/G_2 = L_2/L_1$$

Соответственно для гидравлической схемы (рис 12.1, б), состоящей из двух цилиндров площадью F_1 и F_2 , поршни которых нагружены грузами G_1 и G_2 , эти параметры связаны соотношением

$$G_1/G_2 = F_1/F_2$$

Из последнего соотношения следует, что при соответствующем выборе площадей цилиндров представляется возможным уравновесить большой груз G_2 малым грузом G_1 .

3. Принципиальные схемы гидроприводов.

Всякий объемный гидропривод состоит из объемного насоса и гидродвигателя, а также распределительно-регулирующей и предохранительной аппаратуры, связанных гидравлической магистралью.

Однако для превращения этой схемы в конструктивную ее необходимо снабдить насосом непрерывного действия и рядом дополнительных аппаратов, которые позволили бы управлять потоком жидкости, поступающей от насоса к гидродвигателю и предохранять систему от перегрузок.

В соответствии с этим во всяком гидроприводе различают три группы элементов: насос, гидродвигатель, а также распределительная и предохранительная аппаратура.

В гидроприводах машин применяют ротативные насосы той или иной конструкции, двигатели прямолинейного возвратно - поступательного движения (силовые цилиндры) и гидродвигатели (гидромоторы) вращательного движения. Реже используется гидродвигатели возвратно-поворотного (угол поворота $< 360^\circ$) движения.

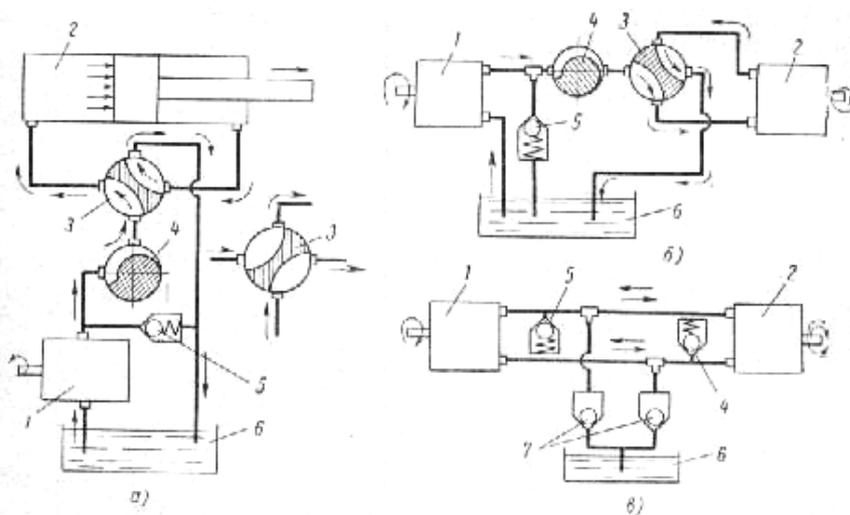


Рис 12.2

На рис 12.2,а показана упрощенная схема гидропривода с гидродвигателем прямолинейного возвратно-поступательного движения. Привод состоит из насоса 1 с резервуаром 6 и гидродвигателя 2, соединенных маслопроводами, а также предохранительного клапана 5, ограничивающего повышения давления жидкости выше установленной величины. Реверсирование гидродвигателя осуществляется распределительным устройством 3, с помощью которого изменяется направление потока жидкости от насоса к двигателю.

В положении распределителя 3, представленного на рис 12.2 а, жидкость из насоса 1 поступает в левую полость цилиндра 2, перемещая его поршень вправо. Жидкость же вытесняемая при этом поршнем из правой полости цилиндра 2, по сливным трубопроводам и распределитель 3 удаляется в резервуар 6. При установке распределителя 3 в противоположное положение жидкость от насоса 1 будет поступать в правую полость цилиндра 2 и отводиться в бак 6 из левой его полости; поршень цилиндра в этом случае будет перемещаться влево. При повышении давления жидкости сверх установленной величины откроется предохранительный клапан 5 и жидкость от насоса будет поступать через него в бак.

На рис 12.2.б и в представлены схемы гидропередат с гидродвигателем 2 вращательного движения.

Схемы снабжены предохранительными клапанами 5 и баком 6 для рабочей жидкости.

Реверсирование гидродвигателя гидропередатчи вращательного движения осуществляется либо с помощью распределительного устройства 3 рис12.2,б, либо изменением направления потоков жидкости, подаваемой насосом 1 рис 12.2, в. Гидросистема в последнем случае должна быть снабжена обратными клапанами 7, которые отсоединяют нагнетательную линию от бака 6 и одновременно обеспечивают подпитку всасывающей полости насоса 1 в случае, если в последней разовьется вакуум в результате утечек жидкости.

При условии герметичности гидроагрегатов и практической несжимаемости жидкости выходное звено гидродвигателя должно перемещаться с определенной скоростью, для того чтобы пропустить через свои рабочие камеры жидкость, подаваемую насосом, т.е. должно быть выполнено условие

$$Q_n = Q_d$$

Где Q_n и Q_d - теоретические расходы насоса и гидродвигателя в единицу времени.

В результате , при условии указанных допущений, получим жесткую кинематическую связь между насосом и гидродвигателем.

Регулирование скорости гидродвигателя в передачах мощностью более 5 л.с. осуществляется изменением расхода насоса 1, и в передачах меньших мощностей – посредством дросселя 4, с помощью которого часть жидкости отводится через предохранительный клапан 5 в бак 6. При полном

перекрытии трубопровода дроссельным краном 4 вся жидкость удаляется в бак, в результате скорость гидродвигателя 2 будет равна нулю.

Нетрудно видеть, что дроссельное регулирование связано с потерей мощности и нагревом жидкости, поскольку теряемая энергия, соответствующая расходу жидкости через клапан 5 в бак, превращается в тепло.

Контрольные вопросы:

1. Общие положения объемных гидромашин.
2. Что понимаете под гидроприводом?
3. Общие положения гидроприводов.
4. В чем заключается преимущество гидравлических приводов?
5. Принцип действия гидроприводов.
6. Из чего состоит гидроприводы ?
7. Принципиальная схема гидропривода.
8. Объясните принцип работы гидродвигателей прямолинейного возвратно-поступательного движения.
9. Объясните принцип работы гидродвигателей (гидромоторов) вращательного движения.
10. Как осуществляется регулирование скорости гидродвигателя?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г., стр. 336-342.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., стр. 318- 323.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г., стр. 89-92.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г.
5. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г., стр.109-110.
6. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» 1999г.
7. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, - М.: «Машиностроение», 1994г., стр.339-358.
8. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., стр 628.

Лекция № 13

Тема: ГИДРОДВИГАТЕЛИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

ПЛАН

1. Гидромоторы поршневого типа
2. Пластинчатые гидромоторы
3. Шестеренные гидромоторы

1. Гидромоторы поршневого типа

Гидродвигатель предназначен для преобразования энергии потока жидкости в механическую работу выходного (ведомого) звена (вала или штока), причем под объемным гидродвигателем понимают гидравлическую машину, в которой движение ведомого звена осуществляется в результате наполнения жидкостью рабочих камер и перемещения вытеснителей (поршней, пластин и т.д.).

Объемные гидродвигатели разделяются на гидромоторы, в которых энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию неограниченного вращательного движения вала, и силовые цилиндры (гидроцилиндры), развивающие механическую энергию при возвратно-поступательном или возвратно – поворотном ограниченных движениях.

Рассмотренные поршневые насосы бесклапанных типов являются обратимыми механизмами – они могут быть использованы как в качестве насоса так и гидромотора. Ввиду обратимости большинства насосов и гидромоторов, общие вопросы конструкций и расчетов насосов относятся к гидромоторам.

При работе поршневого насоса в качестве гидромотора давление жидкости, поступающей от насоса или иного источника расхода, действует во время рабочего хода на поршни цилиндров, соединенных с рабочей полостью, которые перемещаются от центра, развивая при этом усилия, пропорциональные величине давления жидкости и площади поршня.

Составляющая T_m силы реакции N_m определится выражением

$$T_m = P_m \cdot \text{tg} \alpha,$$

Где $P_m = p \cdot \pi d^2 / 4$ – усилие воздействия давления p жидкости на поршень.

Эта составляющая развивает крутящий момент, приводящий вал гидромотора во вращение. Приведенные выше расчеты и соображения по этому вопросу справедливы и для случая работы гидромотора. В частности,

мгновенный теоретический момент M_m развиваемый поршнем одного цилиндра гидромотора,

$$M_m = T_m \rho,$$

Где ρ - текущее значение плеча, равное расстоянию от центра блока цилиндров до точки приложения силы T_m .

Число оборотов гидромотора. Расчетное число оборотов гидромотора

$$n_{m.m} = Q_{nvm} / q \quad (13.1)$$

где Q_{nvm} – расход питания (объем жидкости, поступающей к гидромотору от источника питания в единицу времени)

q – рабочий объем гидромотора (Объем, описываемый поршнями за один оборот его вала гидромотора).

Для гидромотора радиального типа этот объем равен:

$$q = \pi d_m^2 2e_m z_m / 4$$

С учетом этого получим

$$N_{m.m} = 2Q_{nvm} / \pi d_m^2 z_m = 1/e_m \quad (13.2)$$

где d_m, z_m и e_m – соответственно диаметр, число цилиндров и эксцентриситет гидромотора.

Из приведенного выражения следует, что изменением величин Q_{nvm} и e_m можно регулировать число оборотов гидромотора, причем при изменении знака e_m изменится знак n_m , т.е. изменится направление вращения вала гидромотора.

Соединив трубопроводом два поршневых насоса, вал одного из которых приводится во вращение от какого-либо двигателя, а вал второго (гидромотора) связан с нагрузкой, получим схему поршневой гидропередачи вращательного действия.

Теоретическое число оборотов выходного вала радиального гидромотора подобной гидропередачи получим, приравняв значения расчетных производительностей насоса и гидромотора

$$n_{m.m} = n_m e_n d_{nz_n}^2 / e_m d_{mz_m}^2 = n_n e_n k / e_m \quad (13.3)$$

Где $k = d_{nz_n}^2 / d_{mz_m}^2$ – постоянный для данной передачи коэффициент, характеризующий конструктивные ее параметры.

Для передачи, у которой размеры насоса и гидромотора одинаковы, значение $k=1$, в соответствии с чем

$$n_{m.m} = n_n c_n / e_m \quad (13.4)$$

Подставив в уравнение 13.1 значение q из выражения получим аналогичные уравнения для расчетного значения числа оборотов гидромотора аксиального роторно-поршневого типа

$$n_{m.m} = n_n \operatorname{tg} \gamma_n k / \operatorname{tg} \gamma_m \quad (13.5)$$

Гидромоторы рассматриваемых типов устойчиво работают при минимальном числе оборотов $n=5\div 10$ в минуту.

Потери мощности и к.п.д. гидромоторов. Объемные потери в гидромоторе, выражаемые объемным его к.п.д., соответственно уменьшают эффективное число его оборотов по сравнению с расчетным значением:

$$n_{эф.м} = n_{т.м} \eta_{об.м} \quad (13.6)$$

$$\eta_{об.м} = n_{эф.м} / n_{т.м} \quad (13.7)$$

В соответствии с этим объемным к.п.д. гидромотора представляет собой отношение объема $Q_{т.м}$, описываемого его рабочими элементами при числе оборотов в единицу времени, к объему жидкости, подводимому к гидромотору:

$$\eta_{об.м} = Q_{т.м} / Q_{нвм} \quad (13.8)$$

Принимая во внимание, что $Q_{т.м} = Q_{нвм} - \Delta Q_m$, где ΔQ_m – объемные потери в гидромоторе, можем написать

$$\eta_{об.м} = 1 - \Delta Q_m / Q_{нвм} \quad (13.9)$$

Объемные потери в гидромоторе отличаются от утечек в насосе лишь тем, что потери, обусловленные недозаполнением жидкостью рабочих камер, в гидромоторе отсутствуют. В соответствии с этим кривые объемного к.п.д. для гидромотора будут подобными кривым для гидронасоса, за исключением зависимости этого к.п.д. от скорости, поскольку кавитация здесь не возникает.

Механические потери в гидромоторе соответственно понижают эффективную его мощность, снимаемую с его вала ($N_{эф}$) в сравнении с расчетной мощностью. Эти потери характеризуются механическим к.п.д. гидромотора $\eta_{мех.м}$, который равен отношению эффективной $N_{т.м}$ мощности на валу гидромотора к теоретической $N_{т.м}$ его мощности:

$$\eta_{мех.м} = N_{эф} / N_{т.м} = 1 - \Delta N_m / N_{т.м} \quad (13.10)$$

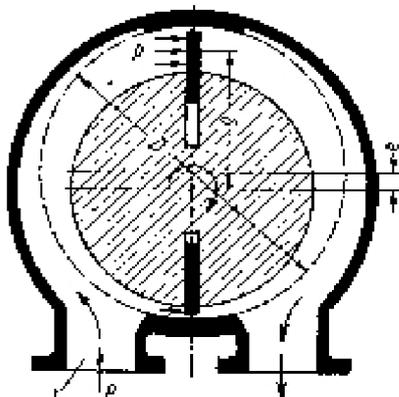
или

$$\eta_{мех.м} = M_{эф} / M_{т.м} = 1 - \Delta M_m / M_{т.м}$$

где $M_{эф}$ – эффективный момент на валу гидромотора, определяемый опытным путем, $M_{т.м}$ – теоретический момент.

2. Пластинчатые гидромоторы.

Для работы в качестве гидромоторов применяют также пластинчатые насосы.



Из расчетной схемы подобного гидромотора, представленной на рис 13.1, видно, что при подводе жидкости от какого-либо источника расхода (насоса) давление p будет действовать на площадь, соответствующую рабочей высоте пластины $h=2e$, развивая момент $M=phb\rho$, где b – ширина ротора и ρ - плечо приложения силы, сообщаемой ротору вращение.

Рис 13.1

Максимальное значение (соответствует положению пластин на вертикальной оси) теоретического момента пластинчатого мотора одинарного действия рассчитывают приближенно без учета влияния объема пластин по выражению

$$M_{max}=2pbe\rho.$$

Поскольку $\rho=D/2$, где D - диаметр расточки статора, можем написать

$$M_{max}=Dpbe, \quad (13.11)$$

Где b – ширина статора.

Величину теоретического крутящего момента пластинчатого гидромотора (без учета влияния объема пластин) двойного действия можно рассчитать по формуле

$$M=2pf\rho, \quad (13.12)$$

Где f и ρ - рабочая площадь пластины и плечо приложения к ней силы давления жидкости.

Подставив значения $f=bh=b(r_2-r_1)$ и $\rho=r_1+r_2/2$ получим

$$M=pb(r_2^2 - r_1^2) \quad (13.13)$$

С учетом толщины пластин, выражение для теоретического момента гидромотора двойного действия с радиальным расположением пластин примет вид

$$M=pb[(r_2^2 - r_1^2) - (r_2-r_1)]sz \quad (13.14)$$

Гидромоторы одинарного действия выпускаются реверсивными как в регулируемом, так и в нерегулируемом и преимущественно нереверсивными.

3.Шестеренные гидромоторы.

Для малоответственных гидросистем в практике часто используют в качестве гидромотора шестеренные насосы. Из схемы представленной на рис. 13.2, видно, что жидкость, подводимая от источника давления в рабочую полость a , действуя на зубья шестерен, образуящие замкнутую камеру

агрегата (отмечено точечной штриховкой), развивает крутящий момент, величина которого равна произведению давления жидкости на площадь рабочей части профиля зуба и на расстояние центра давления этой площади до осей шестерен.

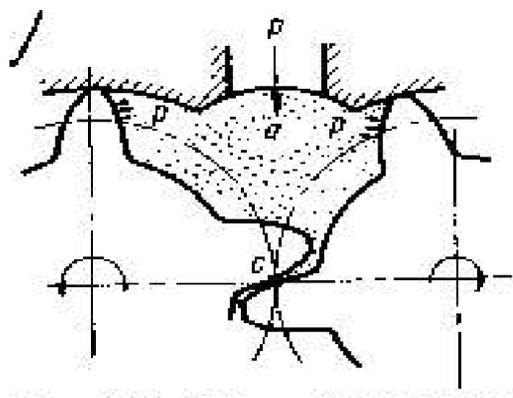


Рис 13.2

Как и в ранее рассмотренном случае, мгновенными рабочими площадями будут служить части профилей сцепляющихся зубьев, лежащие выше точки зацепления c . Поскольку точка зацепления пары зубьев при повороте шестерен изменяет свое положение на линии зацепления, будут также изменяться и величины рабочих площадей, а следовательно, и крутящий момент, развиваемый гидромотором. Колебания момента как по величине, так и по характеру будут подобны колебаниям подачи насоса.

Уравнение средней расчетной мощности гидромотора получим, подставив в выражение расчетное значение Q_{cp}

$$N_T = \Delta p Q_{cp} = 2\pi \Delta p n b m (d_n + m) \quad (13.15)$$

Или

$$N_T = 2\pi \Delta p n b m^2 (z^2 + 1) \quad (13.16)$$

Расчетное значение среднего крутящего момента M_T получим, подставив значение $q = Q_{cp}/n = 2\pi b m (d_n + m)$ из выражения:

$$M_T = \Delta p b m (d_n + m) \quad (13.17)$$

Или с учетом выражение

$$M_T = \Delta p b m^2 (z^2 + 1) \quad (13.18)$$

Величина эффективного крутящего момента гидромотора

$$M_{эф} = M_T \eta_{мех.м}, \quad (13.19)$$

Где $\eta_{мех.м}$ – механический к.п.д. гидромотора

Теоретическое число оборотов шестеренного гидромотора определяют по выражению

$$n_m = Q_{нвм} / q_m \quad (13.20)$$

где $Q_{нвм}$ – объем жидкости, подводимой к гидромотору от источника питания;

q_m – рабочий объем гидромотора.

Фактическое число оборотов

$$N_{\text{фак}} = Q_{\text{нвт}} \eta_{\text{об.м}} / q_m \quad (13.21)$$

Контрольные вопросы:

1. Для чего предназначены гидродвигатели?
2. Что такое гидродвигатель?
3. На какие виды делится гидродвигатели?
4. Дайте формулу числа оборотов гидромотора?
5. Дайте формулу потери мощности гидромоторов?
6. К.п.д. гидромоторов.
7. Пластинчатые гидромоторы.
8. Шестеренные гидромоторы.
9. Дайте формулу момента гидромотора?
10. Число оборотов шестеренного гидромотора.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г., стр.307-308, 333-347.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., стр.323, 344-350.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г.
5. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г., стр. 133-139.
6. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, - М.: «Машиностроение» 1994г.
7. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., стр 628.

Лекция № 14

Тема: ГИДРОДВИГАТЕЛИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО И ПОВОРОТНОГО ДВИЖЕНИЯ

ПЛАН

- 1.Силовые гидроцилиндры.
- 2.Моментный гидроцилиндр.
- 3.Выравнивание скорости поршня.

1. Силовые гидроцилиндры.

В качестве гидродвигателя для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений применяются силовые гидроцилиндры.

Силовой гидроцилиндр состоит из корпуса 1 (рис 14.1,а) с закрытым по концам (торцам) цилиндрическим отверстием, в котором находится поршень 3, шток 5 которого выходит наружу и соединяется с нагрузкой. Как поршень, так и шток посажены в своих отверстиях с минимальным зазором и уплотняются в большинстве случаев с помощью каких-либо уплотнительных колец 2 и 4.

Жидкость, поступающая в цилиндр под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к поршневому штоку 5.

В гидросистемах машин распространены гидроцилиндры двустороннего действия, в которых движение поршня в обоих направлениях происходит под действием силы давления жидкости, причем эти гидроцилиндры выполняются либо с односторонним (рис 14.1,а) либо с двусторонним (рис 14.1,б) штоком.

Реже применяется гидроцилиндры одностороннего действия (рис 14.1,в), в которых движение поршня (плунжера) под действием силы давления жидкости происходит лишь в одном направлении, обратный же его ход совершается под действием каких – либо внешних сил.

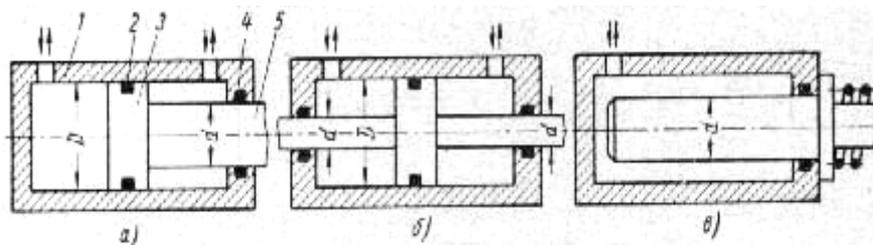


Рис 14.1

Последние гидроцилиндры отличаются простотой изготовления, поскольку обработке с точностью, требующейся для обеспечения герметичности, подлежат лишь поверхности d штока и буксы под шток и отпадает необходимость в обработке зеркала внутренней поверхности цилиндра.

К.п.д. силовых гидроцилиндров. С учетом потерь фактическое движущее усилие

$$P_{\text{фак}} = P \eta_{\text{мех}} \quad (14.1)$$

Где P и $P_{\text{мех}}$ – расчетное и фактическое (измеренное) усилие на штоке.

$\eta_{\text{мех}} = P_{\text{фак}} / P$ – механический к.п.д. силового цилиндра, величина которого в зависимости от различных факторов, колеблется в пределах 0,97 – 0,85; среднее значение $\eta_{\text{мех}} = 0,95$.

В равной мере фактический расход жидкости $Q_{\text{фак}}$, расчетная скорость движения поршня и площадь его живого сечения F связаны зависимостью

$$Q_{\text{фак}} = vF / \eta_{\text{об}}, \quad (14.2)$$

Где $\eta_{\text{об}} = v_{\text{фак}} / v$ – объемный к.п.д. силового цилиндра.

$v_{\text{фак}}$ и v – фактическая и расчетная скорость поршня.

В цилиндрах, поршни которых уплотнены манжетами или резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, поэтому объемный к.п.д. можно принять равным единице. При уплотнении поршня разрезными металлическими кольцами объемный к.п.д. может составить 0,98-0,99.

Силовые цилиндры с демпфером. Силовые цилиндры часто используются для возвратно-поступательных перемещений тяжелых деталей с большими ускорениями, при которых силы инерции достигают значительных величин. В качестве примера можно привести случай движения стола строгального станка, несущего тяжелую обрабатываемую деталь.

В этом случае для устранения удара в конце хода поршня применяют гидроцилиндры с устройствами для поглощения (демпфирования) кинетической энергии движущейся массы путем изменения ее состояния (превращение энергии в тепло).

Одна из возможных схем подобных демпферов простейшего типа представлена на рисунке 14.2 а. Поршень 4 снабжен цилиндрическим выступом 3, который перед концом хода поршня входит в камеру 5, запирая тем самым в нерабочей полости 6 гидроцилиндра некоторый объем жидкости. Нетрудно видеть, что скорость дальнейшего движения поршня 4 будет ограничена, поскольку заблокированная в нерабочей полости 6 цилиндра жидкость должна быть выдавлена через узкую радиальную щель (зазор), образованную выступом 3 и стенками камеры 5. В результате в этой полости создается противодействие, препятствующее движению поршня.

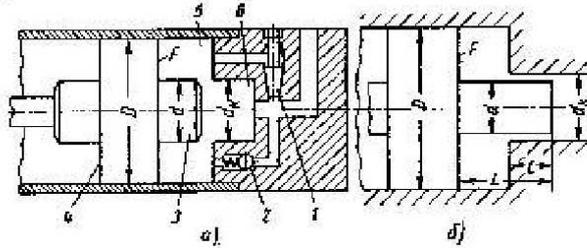


Рис 14.2

Для регулирования эффективности демпфирования применен игольчатый дроссель 1. При обратном ходе поршня жидкость поступает в полость 6 до того, пока выступ 3 не выйдет из камеры 5 через обратный клапан 2 в обход дросселя 1, ввиду чего на скорость обратного перемещения поршня демпфер не влияет.

Применяются также иные схемы демпфирования большей или меньшей сложности и в частности демпферы с переменным по ходу поршня сопротивлением, а в некоторых случаях – дроссели переменного сопротивления в зависимости от температуры.

Текущее значение давления в запертой полости цилиндра при выдавливании из нее через радиальную щель жидкости движущимся поршнем находим, пользуясь выражением

$$p = 12\mu l v f_u / \pi d s^3 \quad (14.3)$$

где l – длина части выступа 3, утопленной в камере 5 рис 14.2 б.

d – диаметр хвостовика 3.

D – диаметр силового цилиндра.

v – текущая скорость поршня.

f_u – площадь кольцевой полости цилиндра, в которой заперта жидкость.

s – номинальный радиальный зазор.

Этому давлению соответствует усилие на поршне демпфера

$$P_d = f_u p = 12\mu l v f_u / \pi d s^3 \quad (14.4)$$

2. Моментный гидроцилиндр

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360° , применяют моментный гидроцилиндр, который представляет собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным относительно корпуса движением рабочего органа Рис 14.3. Применение подобных гидроцилиндров (гидродвигателей) упрощает кинематику приводных механизмов.

Моментный гидроцилиндр состоит из корпуса 1 и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротора разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

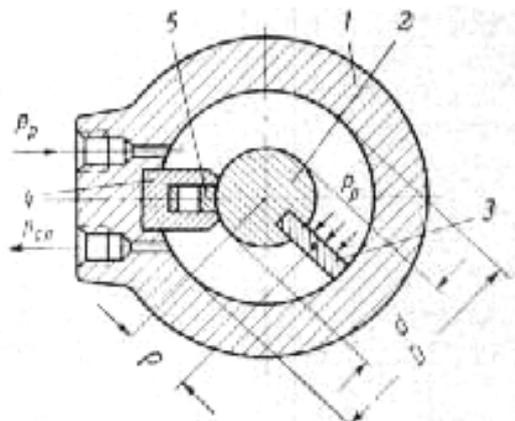


Рис14.3

При подаче жидкости под давлением в верхний канал пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270-280°.

Расчетная величина крутящего момента M на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равна произведению силы P , развиваемой перепадом давления жидкости $\Delta p = p_p - p_{сл}$ на рабочую площадь F пластины, на плечо ρ приложения этой силы:

$$M = P\rho = \Delta p F \rho. \quad (14.5)$$

Рабочая площадь пластины $F = (D-d)b/2$ и плечо приложения силы $\rho = D/2 - D-d/4 = D+d/4$. В соответствии с этим расчетная величина крутящего момента

$$M = P\rho = \Delta p F \rho = \Delta p b (D^2 - d^2) / 8 \quad (14.6)$$

Где M – крутящий момент, развиваемый цилиндром.

D и d – внутренний диаметр цилиндра и диаметр ротора.

Δp – перепад давления между рабочей и сливной полостями цилиндра.

b – ширина пластины по оси цилиндра.

В этом случае, если перепад давления жидкости выражен в кГ/см^2 и все линейные размеры в см , крутящий момент будет иметь размерность кГсм .

Угловая скорость ω вала цилиндра определится из условия равенства расхода жидкости Q и объема описываемого пластиной в единицу времени:

$$Q = v_{ок} F,$$

Где F – рабочая площадь пластины; $v_{ок}$ – окружная скорость центра давления пластины.

Подставив значение $F=(D-d)b/2$ и $v_{ок}=\omega\rho=\omega(D+d)/4$ получим

$$Q=\omega(D+d)/4 \cdot b(D-d)/2=\omega b(D^2-d^2)/8 \quad (14.7)$$

Из этого выражения находим

$$\omega=8Q/b(D^2-d^2).$$

Фактический момент M_{ϕ} и угловая скорость ω_{ϕ} будут меньше расчетных на величину потерь трения и утечек жидкости, характеризуемых механическим $\eta_{мех}$ и объемным $\eta_{об}$ к.п.д. гидроцилиндра:

$$M_{\phi}=b\Delta p(D^2-d^2) \eta_{мех}/8 \quad (14.8)$$

$$\omega=8Q\eta_{об}/(D^2-d^2)b \quad (14.9)$$

Распространены также двух- и трехпластинчатые моментные гидроцилиндры, при применении которых можно соответственно увеличить крутящий момент, однако угловая скорость при том же расходе и угол поворота при этом уменьшаются.

Для многопластинчатого гидроцилиндра будем иметь:

$$M=z\Delta p b(D^2-d^2)/8 \quad (14.10)$$

$$\omega=8Q/zb(D^2-d^2) \quad (14.11)$$

где z – число пластин.

Трехпластинчатые гидроцилиндры выпускают для крутящих моментов до 7500 кГм и выше, при давлении 200 кГ/см².

3. Выравнивание скорости поршня.

Расчетное усилие P на штоке, развиваемое давлением жидкости на поршень равно

$$P=pF \quad (14.12)$$

Где p – рабочее давление жидкости.

F – рабочая площадь.

Расчетную скорость поршня v определим, приравняв объем, описываемый поршнем в единицу времени, объему Q жидкости, поступающей в цилиндр. Скорость поршня:

$$v=Q/F \quad (14.13)$$

В том случае, если объем жидкости Q выражен в см³/сек и рабочая площадь поршня F в см², скорость поршня будет иметь размерность в см/сек.

При использовании гидроцилиндра, схема которого приведена на рис 14.1.а, представляется возможным осуществить путем выбора размеров D и d большие усилия при ходе в одном направлении.

Скорости поршня этого гидроцилиндра при подаче жидкости в левую и правую полости определяются

$$v_n = 4Q / \pi D^2 \quad (14.14)$$

$$v_n = 4Q / \pi (D^2 - d^2) \quad (14.15)$$

Из приведенных выражений следует, что если площадь сечения штока будет равна половине площади сечения гидроцилиндра, скорость поршня при движении в левую сторону будет в два раза больше, а развиваемое усилие – в два раза меньше, чем при движении поршня в правую сторону.

Контрольные вопросы:

1. Силовые гидроцилиндры.
2. К.п.д. силового гидроцилиндра.
3. Расход жидкости в силовом гидроцилиндре.
4. Расход жидкости в силовом гидроцилиндре с демпфером.
5. Давление в силовом гидроцилиндре с демпфером.
6. Моментный гидроцилиндр.
7. Момент гидроцилиндра.
8. Угловая скорость гидроцилиндра.
9. Выравнивание скорости поршня.
10. Усилие в гидроцилиндре.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение», 1982г., стр. 350-355.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, - Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977г., стр. 371-378.
3. Кавецкий Г.Д. Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, - М.: «Химия», 1995 г.
5. Штеренлихт А. Гидравлика, - М.: «Машиностроение», 1998г.
6. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, - М.: «Высшая школа», 1978г., стр.150-156.
7. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, - М.: «Колос» , 1999г.
8. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, -М.: «Машиностроение», 1994г.
9. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., стр 628.

Лекция № 15

Тема: ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

ПЛАН

1. Основные свойства гидродинамических передач.
2. Рабочие жидкости.
3. Гидромуфты.

1. Основные свойства гидродинамических передач.

Гидродинамические передачи представляют собой сочетание в одном агрегате рабочих органов двух лопастных машин – центробежного насоса и гидротурбины. Они осуществляют перенос энергии от двигателя к приводимой машине потоком жидкости.

Если представить себе гидродинамическую передачу в виде замкнутой системы, состоящей из обычного центробежного насоса и обычной гидротурбины, соединенных трубами, то подобное устройство будет иметь низкий к.п.д. Действительно, лучшие современные лопастные насосы и гидротурбины имеют к.п.д. порядка 0,8-0,9. При этом к.п.д. агрегата, состоящего из двух таких машин, работающих последовательно, не превышает 0,65-0,8.

Это неприемлемо в большинстве случаев и поэтому гидропередачи, состоящие из отдельно размещенных насоса и гидротурбины, применяются чрезвычайно редко.

В гидродинамической передаче рабочие колеса центробежного насоса и гидротурбины предельно сближены в одном компактном агрегате. При этом отпадает необходимость в промежуточных устройствах – трубопроводах, спиральных камерах, диффузорах, служащих для подвода и отвода жидкости, используемой колесами. Устраняются и весьма существенные потери в этих устройствах. Поэтому к.п.д. гидродинамических передач определяется в основном только потерями в рабочих колесах и достигает достаточно высоких значений 0,85-0,98.

Гидродинамические передачи передают мощность при отсутствии жесткого соединения ведущего и ведомого вала. Благодаря этому двигатель и приводимая машина оказываются защищенными от вредного влияния пульсаций нагрузки. В большинстве случаев они способны также защитить двигатель от перегрузок. Эти свойства значительно продлевают срок службы машин.

При передаче мощности гидродинамическая передача способна плавно изменять величину, а иногда и знак передаваемого крутящего момента при соответственном изменении числа оборотов ведомого вала. Поэтому такие

трансмиссии способны выполнять роль бесступенчатых редукторов, автоматически обеспечивающих нужное передаточное отношение.

Эти и ряд других достоинств привели за последние десятилетия к широкому распространению гидродинамических передач в промышленности и на транспорте.

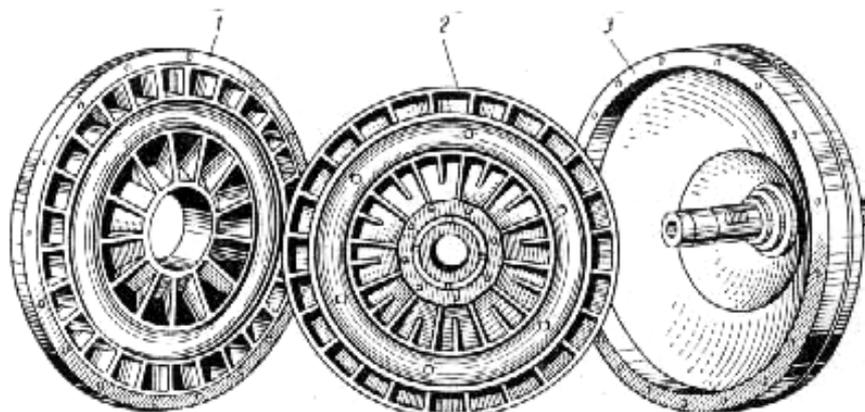


Рис 15.1

2. Рабочие жидкости.

В зависимости от назначения объемной гидромашины рабочей жидкостью могут быть вода, нефтяные масла, синтетические жидкости, спирто-глицериновая смесь и др.

Объемные насосы, служащие для подачи жидкости под давлением, конструируются с учетом свойств перекачиваемой жидкости.

Принципиально объемные гидромашины гидроприводов могут работать на всякой капельной жидкости, так как все капельные жидкости способны передавать энергию в широком диапазоне давлений. Однако не каждая жидкость одинаково целесообразна для заданных условий.

Рабочая жидкость способна гидроредукции выполняет свою основную функцию промежуточной среды и одновременно является смазочным веществом. В связи с этим к ней предъявляются противоречивые требования. Для уменьшения утечек жидкости через уплотнения желательнее подобрать жидкость, образующую прочную масляную пленку. Но для уменьшения трения жидкости и гидравлических потерь целесообразно подбирать жидкость с малой вязкостью.

Например чистая вода имеет малую вязкость, химически стабильна, недефектна, но не обладает смазочными и антикоррозийными свойствами.

Наиболее полно основным требованиям к рабочим жидкостям объемных гидроредукций удовлетворяют маловязкие нефтяные масла высокой очистки. Однако и их нельзя считать идеальными, поэтому при выборе рабочей жидкости учитывают не только особенности передачи, но и качество

самой жидкости. К рабочим жидкостям предъявляются следующие требования.

1. Рабочие жидкости в уплотнениях должны создавать прочную масляную пленку. Следует при этом отметить, что значительное увеличение прочности масляной пленки ухудшает работу гидроаппаратуры.

2. Для обеспечения высокой точности и безотказности работы, а также большого срока службы механизма необходимо, чтобы масла обладали высокими антикоррозийными свойствами и хорошей стабильностью. Это требование приобретает особое значение в случае длительной работы.

3. Рабочая жидкость объемной гидропередачи должна иметь относительно малую вязкость и хорошие вязкостно-температурные свойства. Применение нефтяных масел с малой вязкостью уменьшает потери на трение, обеспечивает большую чувствительность и точность работы аппаратуры.

4. Для обеспечения заданной работоспособности механизма нужно, чтобы рабочая жидкость была однородной и тщательно профильтрованной.

5. Рабочие жидкости не должны вызывать набухания и растворения уплотнительных прокладок.

6. Рабочая жидкость объемных гидравлических механизмов должна иметь стабильный модуль упругости и объемный вес. В связи с этим масло не должно поглощать и выделять газы в рабочем диапазоне температур. Постоянство модуля упругости приобретает особое значение при больших давлениях.

7. Одним из свойств жидкостей является способность растворять воздух. Растворимость воздуха в рабочих жидкостях позволяет объяснить ряд явлений, возникающих в гидравлических механизмах: уменьшение производительности насосов, нарушение равномерности хода гидродвигателей и др. Для обеспечения устойчивой работы гидропередачи необходимо, чтобы рабочая жидкость возможно меньше содержала растворенного воздуха.

Значительное влияние на работу регулирующих устройств оказывает склонность рабочих жидкостей к облитерации. Под облитерацией понимают зарастивание проходного сечения потока активными частицами, выделяющимися из протекающей жидкости. Облитерация зависит от многих факторов, в том числе от свойств жидкости и материала стенок каналов.

Экспериментальные исследования облитерации показывают, что последняя вызвана процессом адсорбции поляризованных молекул жидкости.

Поляризованные молекулы, накладываясь на поверхность канала, образуют фиксированный граничный слой, который обладает иными свойствами, чем рабочая жидкость. Облитерация может быть значительна и вызывает заметное изменение расхода жидкости в регулирующих устройствах.

3. Гидромуфты.

Гидромуфта Рис 15.1. состоит из колеса 1 центробежного насоса, соединенного с ведущим валом, и колеса 2 центростремительной турбины, соединенного с ведомым валом, размещенных в общем корпусе 3, замкнутом уплотнением. Обычно для взаимного центрирования колес между ними устанавливается внутренний подшипник 6. Лопатки 7 насосного колеса и 4 турбинного колеса расположены между торовидными направляющими поверхностями. Эти поверхности образуют рабочую полость, в которой движется обтекающая лопатки колес, поток жидкости – минерального масла или воды. Обычно в колесах гидромуфт лопатки бывают плоскими и устанавливаются по радиусам.

Гидромуфта представляет собой изолированную систему. На нее действует внешние моменты со стороны валов, а также момент трения об окружающий воздух.

При работе гидромуфты к ее ведущему валу приложен момент M_1 со стороны двигателя, а к ее ведомому валу – момент M_2 сопротивление проводимой машины.

При установившемся режиме работы сумма внешних моментов для такой системы

$$M_1 - M_2 - M_b = 0$$

Поскольку момент – M_b , расходуемый на преодоление трения о воздух, относительно мал, практически принимают, что гидромуфта нагружает двигатель моментом, равным преодолеваемому моменту сопротивления:

$$M_1 = M_2$$

Передача основной части момента от двигателя на ведомый вал осуществляется в гидромуфте потоком жидкости.

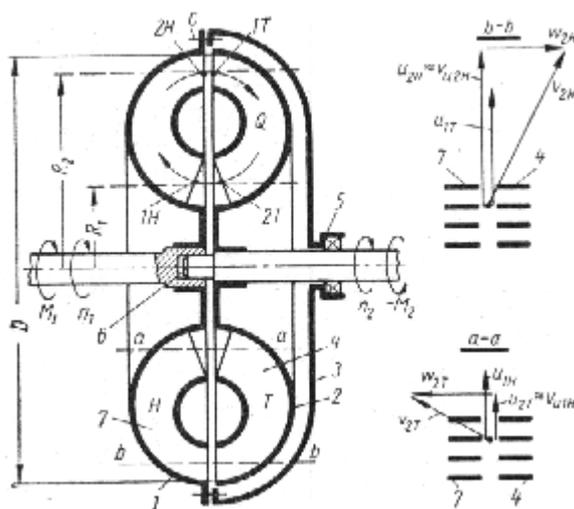


Рис 15.2

Однако некоторая, обычно небольшая часть момента передается трением в подшипник 6, в уплотнении 5 и дисковым трением жидкости, заполняющей корпус, о наружную поверхность турбинного колеса 2.

Рассмотрим процесс передачи момента потоком жидкости. Лопатки насосного колеса, приводимого во вращение двигателем с числом оборотов n_1 , увлекают жидкость и заставляют ее перемещаться к периферии рабочей полости. При этом потоку сообщается закрутка по направлению вращения колеса, т.е. увеличивается момент количества движения потока.

Если средние значения окружных составляющих скорости потока на границах насосного колеса v_{v2H} и v_{v1H} (рис 15.2), то согласно уравнению Эйлера момент, расходуемый двигателем на увеличение момента количества движения потока,

$$M = \rho Q (v_{v2H} R_2 - v_{v1H} R_1) \quad (15.1)$$

Из насосного колеса поток поступает на лопатки турбинного колеса, в котором момент количества движения жидкости уменьшается. Силы, возникающие при обтекании этих лопаток, образуют крутящий момент $-M_2$, направленный в сторону вращения двигателя и противоположный по знаку моменту сопротивления.

В гидромуфте между насосным и турбинными колесами отсутствуют какие-либо элементы, способные изменить момент количества движения потока. Поэтому увеличение момента количества движения в насосном колесе всегда равно его уменьшению в турбинном колесе, и величина крутящего момента, развиваемого лопастной системой турбинного колеса, так же равна M . Отсюда следует, что передача момента потоком жидкости осуществляется в гидромуфте без изменения его величины.

Так как в балансе моментов гидромуфты доля моментов, передаваемых посредством трения обычно мала, приближенно считают

$$M_1 = M_2 = M$$

Величина момента M , который способна передать гидромуфта при некотором определенном числе оборотов двигателя, зависит от отношения чисел оборотов ведомого n_2 и ведущего n_1 валов, которое называют передаточным отношением:

$$i = n_2 / n_1$$

Зависимость момента M от передаточного отношения i при некотором $n_1 = \text{const}$ называется моментной характеристикой гидромуфты. Расчет таких характеристик возможен только с невысокой степенью точности. Поэтому при всех эксплуатационных расчетах применяют характеристики, полученные опытным путем.

Контрольные вопросы:

1. Что такое гидродинамическая передача?
2. Основные свойства гидродинамических передач.
3. Виды гидродинамических передач.
4. Что такое рабочая жидкость ?
5. Основные требования предъявляемые к рабочим жидкостям.
6. Для чего служит гидромуфта ?
7. Устройства и принцип работы гидромуфты.
8. Что называют передаточным отношением гидромуфты?
9. Как определяется момент, расходуемый двигателем на увеличение момента количества движения потока ?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд «Машиностроение», 1982г., стр.240-272.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд Харьковского университета, 1977г., стр. 290-306.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия», 1995 г.
5. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978г., стр.195-206.
6. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, -М.: «Машиностроение» 1994г.стр.

Лекция № 16

Тема: РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

ПЛАН

1. Понятие о гидроаппаратуре
2. Золотниковые распределители .
3. Крановые распределители.
4. Клапанные распределители.

1. Понятие о гидроаппаратуре.

Гидроаппаратами называют устройства служащие для управления потоками жидкости: изменения или поддержания заданного давления или расхода, а также изменения направления движения потока.

Среди всей массы гидроаппаратов можно выделить три наиболее характерных типа.

1. Гидрораспределители, основным назначением которых является изменение согласно внешнему управляющему воздействию направления движения потоков жидкости в нескольких гидролиниях.

2. Клапаны – устройства, способные изменять проходную площадь, пропускающую поток, под его воздействием. Основное назначение клапанов поддерживать в полостях гидросистем давление жидкости в заданных пределах независимо от пропускаемого расхода, ограничивать в безопасных пределах повышение давления, допускать движение потока в одном определенном направлении.

3. Дроссели – регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между перепадом давления до и после дросселя и пропускаемым расходом.

Часто гидроаппараты совмещают функции основных перечисленных типов. Например, гидрораспределители кроме распределительных функций часто выполняют функции дросселей, а клапаны используются как элементы, распределяющие потоки.

Гидроаппараты совместно с гидромашинами образуют гидросистемы и в частности, гидропередачи.

Гидрораспределители разделяют по типу запорно – регулирующих элементов на золотниковые, крановые и клапанные.

2. Золотниковые распределители.

В гидравлических системах машин используются так называемые четырехходовые распределительные золотники (рис 16.1), основной функцией которых является подача жидкости под давлением в одну из полостей гидродвигателя при одновременном отводе ее из противоположной полости в резервуар.

Рабочим элементом золотникового распределителя цилиндрического типа является плунжер 2, перемещающийся в осевом направлении в корпусе золотника, в котором выполнены каналы для подвода и отвода жидкости (рис 1,а). Жидкость от насоса подводится к каналу 4, из которого в зависимости от положения плунжера 2 поступает в одну из полостей гидродвигателя 1. Одновременно с этим вторая полость гидродвигателя соединяется соответственно с каналами 3 или 5 ведущими в резервуар. В положении плунжера 2 канал 4 соединен с левой полостью гидродвигателя 1 и в положении плунжера – с правой его полостью. С каналами 3 и 5, ведущими в бак, в первом случае соединена правая полость, а во втором – левая полость гидродвигателя 1.

Основным преимуществом подобных распределителей является простота осуществления многопозиционности, а также уравновешенность плунжера от статических сил рабочего давления жидкости.

Для уравновешивания плунжера от сил давления жидкости, возникающего в сливной магистрали, плунжер золотника снабжен с левой стороны ложным хвостовиком.

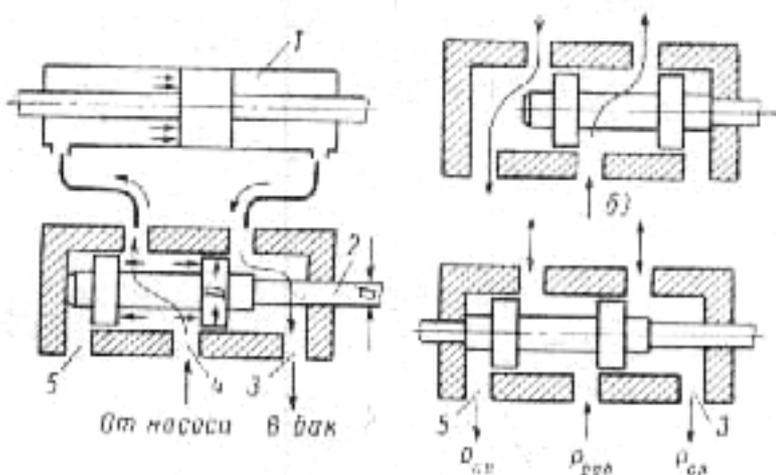


Рис 16.1

При отсутствии такового, давление в сливной магистрали, с которой соединены каналы 3 и 5, будет действовать на неуравновешенную площадь плунжера $f = \pi(D^2 - d^2)/4$, где D и d – диаметры плунжера и его хвостовика, смещая его вправо. Неуравновешенное усилие давления жидкости

$$P = p_{сл} f = p_{сл} \pi(D^2 - d^2)/4 \quad (16.1)$$

Где $p_{сл}$ – давление в сливной магистрали.

Уравновешивание плунжера от указанных сил достигается также применением четырехпоясковой (Рис 16.2, а) и трехпоясковой (Рис 16.2,б) схем, в которых плунжеры уравновешены в осевом направлении как от сил рабочего, так и сливного давлений.

Размеры золотника определяются в основном расходом и заданной скоростью масла в его каналах, величина которой выбирается в 2-2,5 раза выше скорости жидкости в подводящих трубах. Практически скорость потока жидкости в любом сечении выбирают равной 6-10 м/сек.

Расчет этой скорости производится по выражению

$$v = Q/f \text{ см/сек}$$

где Q- расход жидкости

f – площадь сечения потока жидкости плоскостью, перпендикулярной направлению его сечения.

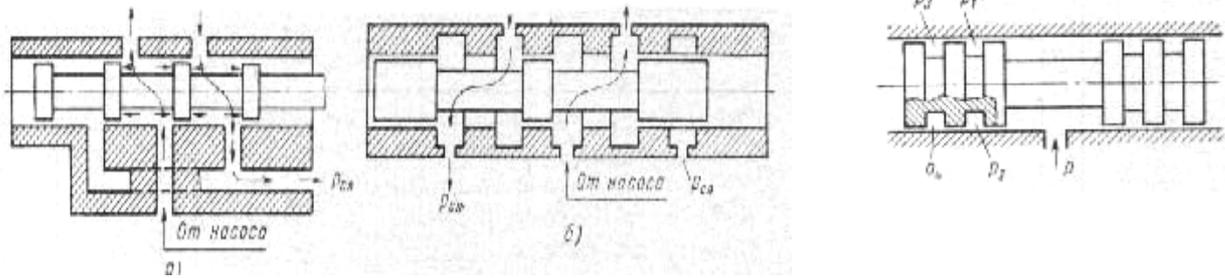


Рис 16.2

Для обеспечения герметичности диаметральный зазор в золотниках распространенных размеров принимается не более 0,004 – 0,01 мм. При выборе величины зазоров необходимо учитывать температурное расширение материалов, из которых изготовлены детали плунжерной пары, с тем, чтобы предотвратить как защемление плунжера в результате неравномерного расширения, так и увеличение зазоров.

3 Крановые распределители.

Крановый распределитель представляет собой цилиндрический золотник, в котором рабочий элемент совершает вращательные движения. Распределитель (рис 16.3,а) состоит из цилиндрической или конусной пробки 2, помещенной с минимальным зазором в отверстие корпуса 3, имеющем каналы 1 подвода и отвода 4 жидкости, а также каналы 5 и 6 питания гидродвигателя. При повороте пробки 2 на 45° происходит изменение питания полостей гидродвигателя (рис 16.3,б).

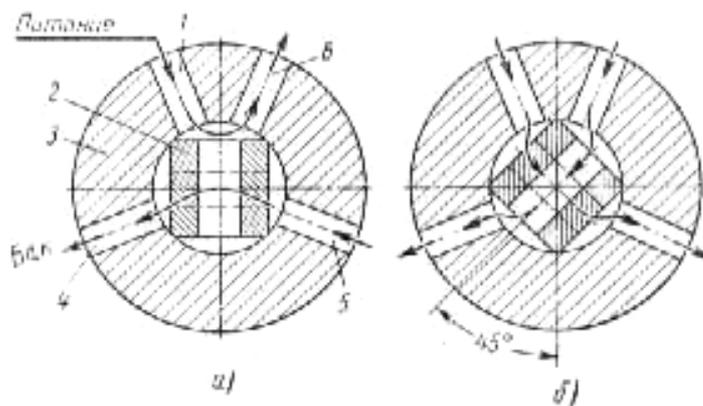


Рис 16.3

Пробка крана должна быть уравновешена от статических сил давления жидкости, так как в противном случае она будет прижата к одной стороне,

вследствие чего могут развиваться большие силы трения. Уравновешивание в кране, схема которого представлена на рис.16.3, достигают диаметрально противоположным действием давления жидкости на пробку.

Эти распределители обычно применяются при относительно низких давлениях. При более высоких давлениях используют поворотные краны с плоским распределительным элементом.

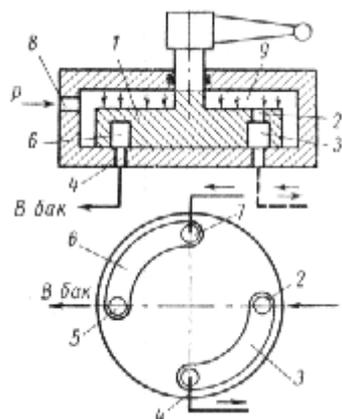


Рис 16.4

Схема крана этого типа представлена на рис 16.4. Плоский поворотный элемент 1 имеет две серпообразных канавки 3 и 6, последняя из которых глухая. С помощью этих канавок отверстие 5, ведущее к баку, последовательно соединяется при повороте крана на 90° с отверстиями 4 и 7, ведущими к гидродвигателю; в свою очередь, эти отверстия с помощью канавки 3 и сквозного отверстия 2 в поворотном элементе 1 последовательно соединяются с камерой 9, которая соединена с вводным каналом 8, связанным с насосом.

Недостатком приведенной схемы является большая нагрузка давления p жидкости на поворотный элемент 1, которое в данном случае действует со стороны камеры 9 на всю его поверхность, вследствие чего для поворота крана требуется значительные усилия.

4.Клапанные распределители.

Схема элемента клапанного распределителя показана на рис. 16.5. Клапан 2 под действием пружины 4 прижимается к своему седлу, перекрывая подступ жидкости из камеры 3, связанной с насосом, в камеру 1, соединенную с гидродвигателем.

Контрольные вопросы:

1. Что называют гидроаппаратами?
2. Считайте характерные типы гидроаппаратов ?
3. Для чего служит гидрораспределители?
4. На какие типы делится гидрораспределители ?
5. Устройство и принцип работы золотниковых распределителей.
6. Как производится уравнивание плунжера в золотниковых распределителях ?.
7. Устройство и принцип работы крановых распределителей.
8. Преимущества и недостатки крановых распределителей.
9. Устройство и принцип работы клапанных распределителей.
10. Управление распределителей.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд «Машиностроение», 1982г., стр.356-374.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд Харьковского университета, 1977г., стр. 354-366.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия», 1995 г.
5. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978г., стр. 156-163.
6. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999г.
7. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, -М.: «Машиностроение» , 1994г.
8. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., стр 628.

Лекция № 17

Тема: ДРОССЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И КЛАПАНЫ.

ПЛАН

1. Дроссельные устройства.
2. Обратные клапаны.
3. Предохранительные клапаны.
4. Редукционные клапаны.

1. Дроссельные устройства

Дроссельные устройства в гидроприводах применяются для ограничения или регулирования расхода жидкости и представляют собой гидравлические сопротивления. Дроссельными устройствами могут быть нерегулируемые гидравлические сопротивления или гидравлические демпферы, и регулируемые дроссели.

Гидравлические демпферы применяются в различных элементах и устройствах гидроаппаратуры для торможения жидкости при колебаниях и других нестационарных процессах, т.е. для стабилизации работы аппаратуры и механизмов гидроприводов.

Дроссели (Рис 17.1) предназначены для регулирования расхода жидкости посредством изменения величины проходного сечения щели. Дроссельное регулирование гидроприводов – один из наиболее распространенных способов регулирования скорости гидродвигателей малой мощности.

При прохождении жидкости теряется на преодоления сопротивления щели, что приводит к снижению скорости гидродвигателя. При дроссельном регулировании энергия, получаемая от насоса, должна всегда превышать потребную энергию, необходимую для движения гидродвигателя с заданной скоростью.

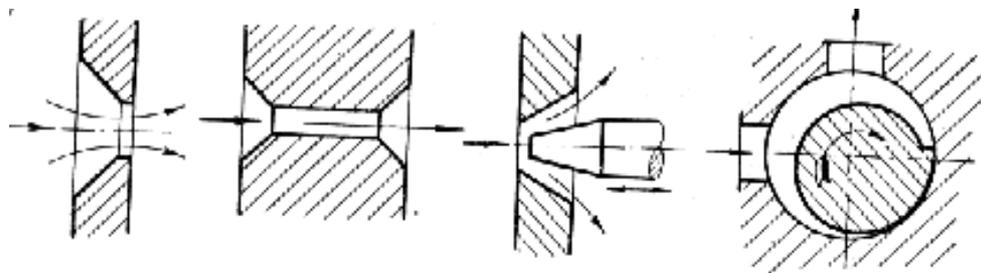


Рис 17.1.

По форме регулируемой щели дроссели разделяют на щелевые и канавочные (см. рис.17.1)

На рис.17.2 показан дроссель типа Г-77, который состоит из корпуса 1, передней крышки 2, задней крышки 3, дросселя 4, лимба 5, уплотнения 6, гайки 8. Жидкость в дроссель подводится через отверстие 9 и, пройдя щель 10, отводится через отверстие 11.

В зависимости от углового положения щели дросселя 4 относительно оси О – О проходное сечение щели изменяется, что соответственно увеличивает или уменьшает расход жидкости, проходящей через дроссель.

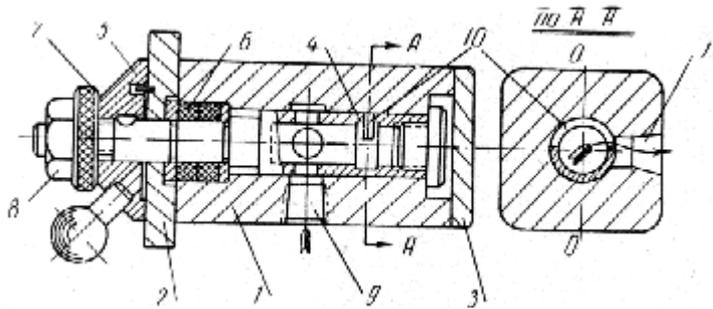


Рис 17.2

При настройке гайка 8 отжимается для свободного поворота дросселя 4. Отрегулированное и установленное необходимое сечение щели фиксируется гайкой 8, которая поджимается к лимбу 5.

В качестве дроссельных устройств применяют также специальные управляющие дроссельные золотники (рис.17.3), позволяющие плавно изменять скорость жидкости в трубопроводах за счет изменения площади рабочего окна.

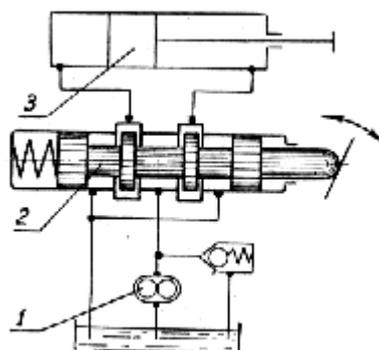


Рис 17.3

В управляющем золотнике 2 жидкость подвергается двойному дросселированию. Из насоса 1 под давлением она поступает в золотник. При смещении золотника от нейтрального положения в нем образуется два проходных окна: на входе в гидродвигатель 3 и на выходе из него. Дросселирование жидкости через окна сопровождается потерей энергии, которая обуславливает потерю давления.

В идеальном управляющем золотнике ширина пояска плунжера должна быть равна ширине дросселирующего окна.

Однако на практике для повышения чувствительности часто делают золотники с протоком жидкости. Ширина пояска плунжера этих золотников меньше ширины окна на несколько микрон. Применяются управляющие золотники и с перекрытием в нейтральном положении имеют значительно меньшую утечку, но зона нечувствительности такого золотника увеличивается.

2. Обратные клапаны.

Клапаны – самые распространенные элементы гидроприводов. С их помощью предохраняют узлы гидропривода от перегрузок, устанавливают определенную последовательность работ узлов, создают вполне определенное направление потока, устанавливают постоянный перепад давления и др.

Обратные клапаны предназначены для пропуска жидкости только в одном направлении.

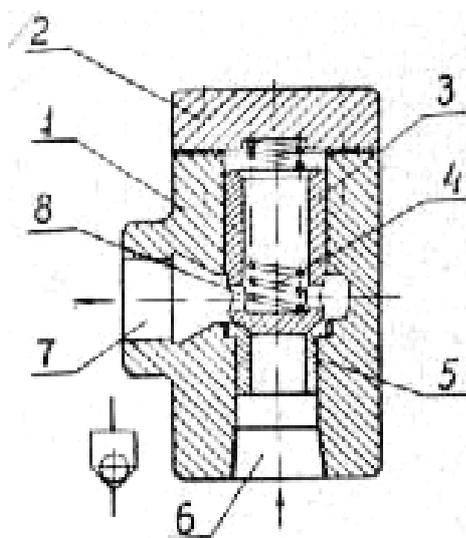


Рис 17.4

При изменении направления потока обратный клапан закрывается, и пропуск жидкости прекращается. В открытом состоянии обратные клапаны должны иметь минимальное сопротивление, а в закрытом – обеспечивать заданную герметичность. Поэтому усилие пружины обратного клапана должно быть минимальным, достаточным лишь для надежной посадки клапана в седло, так как клапан открывается и закрывается силой давления жидкости.

На рис 17.4 показан плунжерный обратный клапан типа Г-51, который состоит из корпуса 1, крышки 2, плунжера 3, пружины 4 и седла 5.

Плунжер 3 своим коническим торцом прижимается к седлу 5, цилиндрическая боковая поверхность плунжера входит в направляющее отверстие корпуса.

При работе клапна подводимая к отверстию 6 жидкость приподнимает плунжер с седла и открывает проход в отверстие 7.

С изменением направления потока под давлением жидкости плунжер 3 плотно прижимается к седлу 3 плотно прижимается к седлу 5. Это давление действует на все поперечное сечение клапана, так как масло через отверстие 8 плунжера 3 попадает в надклапанную полость. Усилие прижима плунжера к седлу возрастает с повышением давления, вследствие чего проход жидкости в обратном направлении прекращается. Пружина 4 служит лишь для преодоления силы трения плунжера о корпус.

3. Предохранительные клапаны.

Предохранительные клапаны, в отличие от обратных, имеют пружину с большим усилием прижима. Принцип действия клапанов этой группы основан на уравнивании силы давления жидкости усилием пружины или противодействием жидкости. По конструкции их можно разделить на прямодействующие дифференциальные и клапаны с серводействием.

Когда гидропривод необходимо предохранять от чрезмерного повышения давления, применяются предохранительные клапаны, открывающиеся эпизодические в случае повышения давления сверх установленного предельного значения. Прямодействующие предохранительные клапаны могут быть шариковые, конусные и плунжерные.

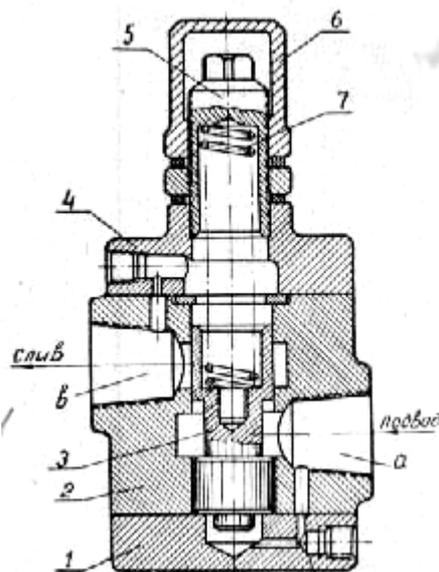


Рис 17.5

Наиболее простым предохранительным клапаном является шариковый. Область применения шарикового предохранительно клапана ограничена, его

используют при малых давлениях и расходах в гидросистемах с небольшими и редкими перегрузками. Надежное уплотнение между шариком и седлом трудно осуществить поэтому через шариковый клапан в закрытом состоянии имеется утечка жидкости. Кроме того, при перепуске жидкости шарик совершает колебания и периодически ударяет по седлу.

Заменив шарик конусной головкой, получим конусный предохранительный клапан. Обязательным условием обеспечения герметичности такого клапана является соблюдение строгой соосности конусной и цилиндрической части клапана, направляющего цилиндра корпуса и конусного седла под клапан. В противном случае конусный клапан быстро теряет герметичность.

4.Редукционные клапаны

Для снижения давления применяются редукционные клапаны. В отличие от предохранительного, управляющим воздействием редукционного клапана является давление на выходе, т.е. он срабатывает при изменении давления на выходе из клапана. До срабатывания плунжер редукционного клапана удерживается в открытом положении пружиной. Если давление на выходе из редукционного клапана превысит установленную величину, сила давления жидкости на клапан сожмет пружину, и плунжер начнет перемещаться в сторону закрытия, затрудняя проход жидкости через клапан. Движение плунжера в сторону закрытия будет происходить до тех пор, пока не установится заданное пониженное давление на выходе из клапана. В гидроприводах применяются плунжерные редукционные клапаны.

На рис 17.6 показан редукционный клапан с серводействием типа Г-57, который предназначен для редуцирования и поддержания давления, сниженного по сравнению с давлением, развиваемым насосом. Клапан состоит из корпуса 1, плунжера 2, пружины 3 и 5, шарового сервоклапана 4 и крышки 6. Рабочая жидкость подводится в полость *a* и отводится через камеру *в*. Плунжер нагружен слабой пружиной 3, которая удерживает его в нижнем положении.

В центральное отверстие плунжера ввернут демпфер 8, через который камера *в* постоянно сообщается с камерой 6. Камера *г* сообщается с камерой *в* через демпфер 10. Шарик 4 прижимается к седлу пружиной 5.

Усилие сжатия пружины 5 может регулироваться с помощью винта 7. Пока давление жидкости, действующее на шарик 4, не превышает величины усилия, на которое отрегулирована пружина 5, шарик 4 прижат к седлу. При этом плунжер 2 находится в нижнем положении под действием пружины 3.

В нижнем положении плунжера полости *a* и *в* соединены, поэтому жидкость из системы свободно проходит через редукционный клапан, и давление в полости *в* равно давлению, развиваемому насосом.

Когда сила давления на выходе из клапана преодолевает силу пружины 5, шаровой клапан 4 открывается, и масло из камеры *д* начинает протекать

через демпфер 8 в камеру б, откуда через шаровой клапан попадает на слив. В отверстии демпфера 8 при течении жидкости происходит потеря давления, поэтому давление в камере б будет ниже, чем в камерах д и з, на величину потери давления в демпфере 8. Вследствие этого плунжер 2 поднимается.

Поднимаясь кверху, плунжер затрудняет проход жидкости из полости а в камеру в, в результате чего происходит повышение давления в полости а по сравнению с давлением в полости в. Когда давление в камерах з и д уравновесит силу давления в камере б и усилие пружины 3, наступит равновесие плунжера.

Если давление в камере в почему-либо начнет падать, равновесие сил, действующих на плунжер 3, нарушается, так как уменьшаются силы давления на плунжер со стороны камер з и д, сообщающихся с камерой в. Пружина 3 отжимает плунжер 2 вниз, увеличивая сечение щели между корпусом и кромкой плунжера, что увеличивает приток жидкости в камеру в, а следовательно, и давление в ней до тех пор, пока равновесие опять не установится. При работе клапана Г-57 из его дренажного отверстия непрерывно протекает небольшое количество жидкости, а в магистрали после клапана поддерживается постоянное давление, меньше, чем в напорной магистрали насоса.

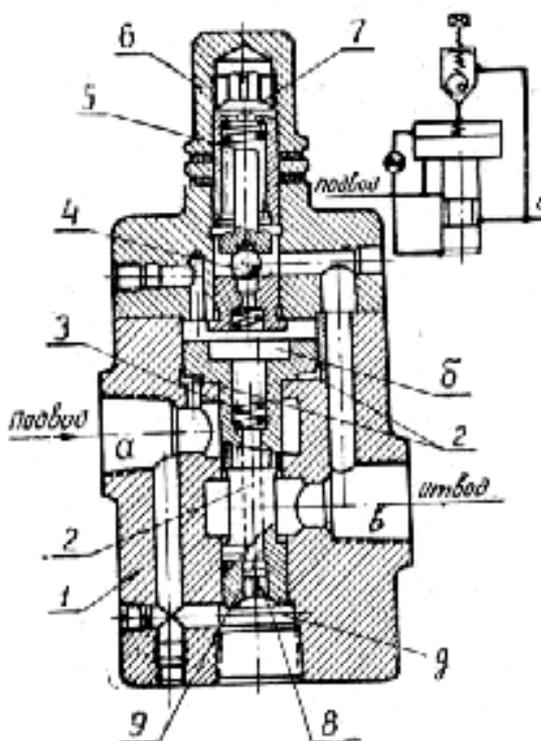


Рис17.6

Контрольные вопросы:

1. Для чего предназначены дроссельные устройства?
2. Устройство и принцип работы дроссельных устройств.
3. Виды дроссельных устройств.
4. Для чего предназначены клапаны?
5. Устройство и принцип работы обратных клапанов.

6. Для чего служат предохранительные клапаны ?
7. Устройство и принцип работы предохранительных клапанов.
8. Виды предохранительных клапанов.
9. Для чего служат редукционные клапаны ?
10. Устройство и принцип работы редукционных клапанов?

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд «Машиностроение», 1982 г., стр. 365-379.
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд Харьковского университета, 1977г., стр. 355-363.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия», 1995 г.
5. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978г., стр. 163-172.
6. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999г.
7. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. 1-том, -М.: «Машиностроение» 1994г.
8. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., стр 628.

Лекция № 18

Тема: ГИДРОУСИЛИТЕЛИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

ПЛАН

1. Гидравлический усилитель.
2. Распределительные устройства гидроусилителей.
3. Электрогидравлический шаговой привод
4. Структура, элементная база и области применения гидропневмоприводов.
5. Исходные данные и порядок разработки гидропневмосхем.

1. Гидравлический усилитель.

Гидравлический усилитель – устройство, предназначенное для управления различными машинами, их агрегатами посредством жидкости с одновременным усилением мощности входного сигнала.

В системах ручного и автоматического управления различными машинами и производственными операциями нашли применение главным образом гидравлические усилители следящего типа, с помощью которых выходу сообщаются движения, согласованные с определенной точностью перемещением входа при требуемом усилении выходной мощности, получаемом путем использования энергии подаваемой жидкости. Ввиду этого впредь понятие «гидроусилителя» условно отождествляется с понятием «Следящий гидропривод».

По способу управления существующие гидроусилители можно разделить в основном на два типа: без обратной связи (разомкнутые или открытые) и с обратной связью (замкнутые или закрытые).

В гидросистемах машин применяют гидроусилители с обратной связью выхода с входом, которые обладают высокой точностью слежения и устойчивостью против автоколебаний.

Гидроусилитель (рис 18.1,а и б) состоит из силового цилиндра 5 и распределительного золотника, плунжер 3 которого соединен с поршнем 4 цилиндра жесткой обратной связью по перемещению в виде дифференциального рычага 7. При перемещении ручки 2 управления перемещается тяга 1.

Так как силы, противодействующие смещению плунжера 3, меньше соответствующие смещения плунжера 3, меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 4, то точку б можно рассматривать в начале движения ручки 2 как неподвижную, ввиду чего движение ее вызовет через рычаг 7 смещение поршня 4, а следовательно и точки б выхода на некоторый путь, пропорциональный отклонению ручки 2 управления.

Если движение ручки 2 будет прекращено, движущийся поршень 4 сообщит через рычаг 7 плунжеру 3 перемещение, противоположное тому,

которое он получал до этого при смещении ручки управления. Так как при этом расходные окна золотника будут, вследствие обратного движения его плунжера, перекрываться, количество жидкости, поступающей в цилиндр 5, уменьшится, поэтому скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор,

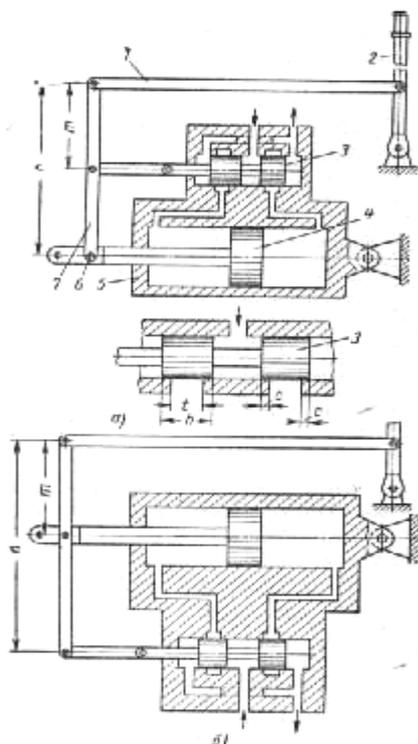


Рис 18.1

пока в среднем положении плунжера золотника, в котором окна полностью перекроются, она не станет равной нулю.

При смещении плунжера 3 в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

В действительности двух отдельных этапов движения следящего привода не существует и оба движения задающего устройства и исполнительного механизма происходят практически одновременно. Эти согласованные движения составляют единый процесс слежения исполнительным механизмом за перемещением входа.

Из приведенной схемы видно, что поршень гидроуселителя приходит в движение, когда смещение плунжера золотника из среднего положения превысит некоторую величину $c = h - t/2$, определяемую разностью в размерах длины h пояса плунжера и ширины t окна питания, которая называется перекрытием золотника.

При перемещении плунжера золотника в зоне этого перекрытия поршень силового цилиндра находится в покое, в соответствии с чем эту зону обычно называют мертвой или зоной нечувствительности. В общем случае под мертвой понимают зону, в пределах которой изменение управляющего сигнала не вызывает по каким-либо причинам срабатывания исполнительного органа.

2. Распределительные устройства гидроусилителей.

В гидроусилителях ручного управления машиной применяются рассмотренные выше золотниковые, крановые и клапанные распределители. Наиболее распространенными являются золотниковые распределители. Они выполняются преимущественно с положительным (рис 18.2,а) и реже с отрицательным (рис 18.2,б) перекрытием (начальным зазором).

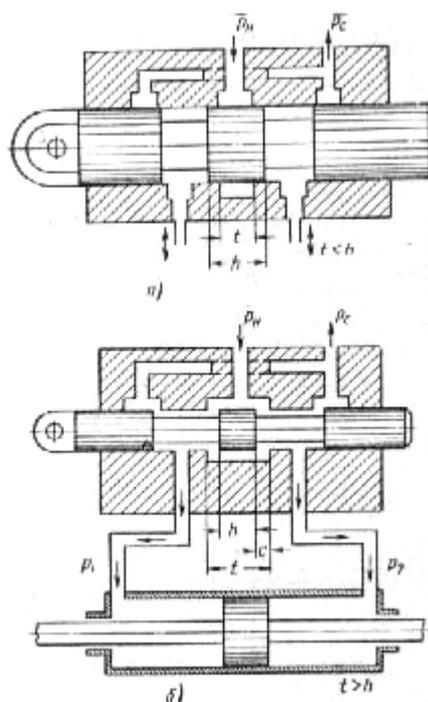


Рис 18.2

В золотниках первого типа (рис 18.2,а) ширина h рабочего пояaska плунжера превышает ширину t проходного окна корпуса золотника для протока жидкости $h > t$, ввиду чего поясок плунжера при симметричном его положении по отношению к этим окнам перекрывает соответствующие окна на длине $c = h - t/2$, в золотниках второго типа (рис 18.2,б) ширина h рабочего пояaska меньше ширины t проходного окна, в результате чего при среднем положении плунжера золотника по обеим сторонам его пояaska образуется начальный зазор ($h < t$), равный $c = h - t/2$ величину этого зазора обычно называют «отрицательным перекрытием», в противоположность перекрытию, приведенному на рис 1,а, которое называют положительным.

При перемещениях плунжера золотника от нейтрального положения в ту или иную сторону на величину перекрытия $s = h - t/2$ жидкость не будет подаваться в гидродвигатель, а следовательно, перемещение плунжера в пределах двустороннего перекрытия не сопровождается движением гидродвигателя, т.е. подобный гидроуселитель имеет некоторую зону нечувствительности, обусловленную его конструкцией. В общем случае под

зоной нечувствительности понимается зона, в пределах которой изменение управляющего сигнала не вызывает реакции исполнительного гидродвигателя по любым причинам.

В гидроусилителе с отрицательным перекрытием золотника (рис 18.2, б) в полостях гидроцилиндра при среднем положении его плунжера установятся, при условии симметричного расположения окон питания и слива относительно поясков плунжера, давления

$$p_1 = p_2 = p_n + p_c / 2$$

где p_n и p_c – давления соответственно в магистралях нагнетания и слива.

При смещении плунжера золотника в какую-либо сторону от нейтрального положения указанное равенство давлений нарушается, в результате чего поршень силового цилиндра будет перемещаться в соответствующую сторону. Очевидно, при отсутствии нагрузки и сил трения в гидродвигателе любое нарушение этого равенства давлений p_1 и p_2 , вызванное сколь угодно малым смещением плунжера золотника относительно среднего его положения привело бы двигатель в движение. В действительности же для преодоления нагрузки и сил трения выхода, в полостях гидродвигателя необходимо создать некоторый перепад давления. Следовательно, золотник и в рассматриваемой схеме с отрицательным перекрытием будет так же иметь зону нечувствительности, которая становится больше с увеличением начального зазора.

3. Электрогидравлический шаговой привод ЭГШП типа Э32Г18-2

На рис. 18.3 приведена схема ротационного электрогидравлического шагового привода ЭГШП типа Э32Г18-2, получившего широкое распространение в отечественном станкостроении благодаря освоенному серийному производству, простоте конструкции.

Рис. 18.3

В этом приводе при повороте шагового двигателя ШД через прецизионную винтовую передачу ВП дросселирующий распределитель ДР получает осевое смещение. Поток масла поворачивает вал гидромотора в том же направлении, в котором вращается вал ШД. Через шлицевое соединение ШС и винтовую передачу ВП дросселирующий распределитель ДР возвращается в исходное положение, после чего вращение гидромотора останавливается. Принцип действия линейных ЭГШП тот же, что и гидравлических ЭГШП. Однако здесь в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, в котором линейное перемещение поршня через несомотормозящую винтовую передачу ВП преобразуется в соответствующий угол поворота винта, обеспечивая через шестеренную передачу обратную связь по положению дросселирующего распределителя ДР. Поскольку угловая дискрета ЭГШП (угол поворота вала на один импульс) составляет $1,5^{\circ}$, то расстояние, на которое перемещается исполнительный орган, определяется числом поданных на вход ЭГШП импульсов, а скорость перемещения – частотой их следования. ЭГШП имеют ограничения по максимальной частоте импульсов до 8 кГц, что при линейной дискрете перемещения, равной 0,005 мм, ограничивает максимальную скорость движения рабочих органов до 2,4 м/мин при современных требованиях в станках 10-12 м/мин.

4. Структура, элементная база и области применения гидропневмоприводов.

Гидравлический и пневматический приводы являются неотъемлемой частью современных машин и в значительной мере определяют её рабочие характеристики. Наиболее ответственным этапом в проектировании гидропневмосистем машин является разработка принципиальных схем. Гидравлическую и пневматическую схемы, как правило, вычерчивают отдельно, они представляют собой графическое изображение совокупности гидравлических элементов и устройства с помощью которых наиболее рациональным способом достигаются требуемые технические показатели.

Наибольшее распространение получили гидросистемы с разомкнутой циркуляцией и параллельным соединением потребителей, функциональные схемы таких гидросистем, как правило, одинаковые и обычно включают в себя энергетический агрегат, блок направляющей и регулирующей гидроаппаратуры, поток масла от которого подводится к объемным гидродвигателям и после использования вновь сливается в бак насосной установки.

Принципиальные гидросхемы различаются лишь типоразмерами и числом используемых гидродвигателей и способами их управления посредством выбора соответствующей гидроаппаратуры. Гидропривод получил достаточно широкое применение в станках ввиду следующих достоинств:

Он может создавать значительные и регулируемые с высокой степенью точности силы и мощности при минимальных габаритных размерах и массе;

Может бесступенчато регулировать скорость перемещения исполнительных органов простыми средствами, в том числе обеспечивать с помощью гидроцилиндров прямолинейные движения без кинематических преобразований;

Имеет малую чувствительность к колебаниям нагрузки, может работать в напряженных динамических режимах, имеет простую защиту от перегрузок.

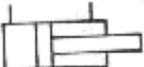
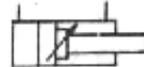
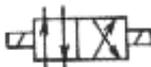
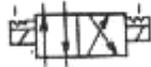
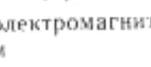
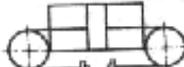
Недостатки гидропривода следующие:

Высокая чувствительность и загрязненность рабочей жидкости, зависимость ее вязкости от изменения температуры, высокие требования к качеству изготовления элементов гидропривода, к культуре обслуживания, возможность загрязнения окружающей среды вследствие утечки рабочей жидкости, пожароопасность. Однако эти недостатки могут быть незначительны при правильном конструировании, изготовлении и эксплуатации гидроприводов.

Наиболее эффективно применение гидропривода в механизмах смены инструмента, подач, копировальных суппорта, устройствах уравнивания, разгрузки, фиксации и зажима, устранение зазоров, переключения зубчатых колес, поворота столов и револьверных головок, перемещения пинолей и т.п.

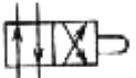
Характерной особенностью применения пневмоприводов станках является преобладание магистрального источника подачи рабочего тела (газа) к потребителям, в то время как гидроприводе используют в основном насосный и аккумуляторный источники. Рабочим телом в пневмоприводе является воздух с температурой 15-20 °С и давлением 0,4-0,6 Мпа, который разводится по пневмомагистралям к потребителям от центральной компрессорной установки. Так как эти магистрали имеют достаточную протяженность и сжатый воздух в них загрязнен остатками воды, масла (в жидком и газообразном состоянии), а также твердыми включениями, то необходимой частью пневмосистемы каждого станка является наличие блока подготовки воздуха. В пневмоприводах отсутствуют сливные и дренажные линии, а отработавший газ выпускается через выхлопную пневмолинию в атмосферу, что упрощает эксплуатацию. В остальном принципы построения пневмосистемы и функции ее отдельных элементов те же, что и гидропривода.

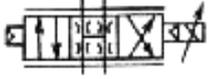
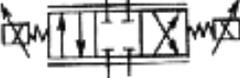
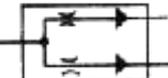
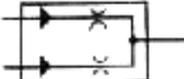
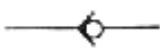
Для пневмопривода характерны простота конструкции, надежность эксплуатации, быстрое действие, возможность получения высоких скоростей органов, отсутствие загрязнения окружающей среды, пожарная безопасность. В то же время высокая сжимаемость воздуха не обеспечивает стабильности скорости и фиксации рабочих органов в промежуточных положениях, требует демпфирования в конце хода, и пневмопривод имеет большие габаритные размеры из-за малого давления рабочей среды, более низкий к.п.д. чем у гидропривода.

Наименование и обозначение	Наименование и обозначение
телескопический 	Поворотный гидродвигатель 
двустороннего действия с односторонним штоком 	Поворотный пневмодвигатель 
с двусторонним штоком 	Гидромотор регулируемый 
телескопический с подводом масла через односторонний шток 	Пневмомотор нерегулируемый 
с подводом масла через двусторонний шток 	Насосы: регулируемый 
с регулируемым торможением в конце хода справа 	регулируемый 
с регулируемым торможением в конце хода с обеих сторон 	Гидрораспределители: с электрическим управлением трехпозиционные с пружинным возвратом 
мембранный 	двухпозиционные с двумя электромагнитами 
сифонный 	с двумя электромагнитами и фиксатором 
сдвоенный 	с одним электромагнитом и пружинным возвратом 
поршневой с гибким штоком 	с ручным управлением трехпозиционные с пружинным возвратом 

Наименование и обозначение
двухпозиционные с фиксатором

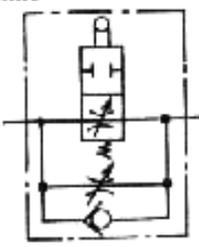
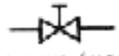
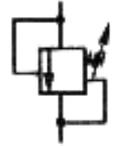
с электрогидравлическим управлением трехпозиционный с пружинным возвратом

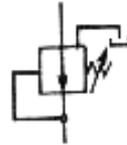
с управлением от кулачка

дресселирующие с механическим управлением (от копира)

с электроуправлением

с пропорциональным управлением

Делитель потока

Сумматор потока

Обратные клапаны гидравлические и пневматические

Клапаны ИЛИ гидравлические и пневматические

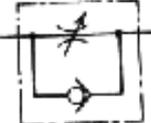
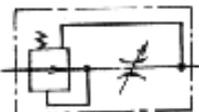
Гидрозамки односторонние

двухсторонние


Наименование и обозначение
Дроссели тормозные гидравлические и пневматические

Вентили гидравлические и пневматические

Гидроклапан давления (шаровый золотник)

Предохранительный клапан

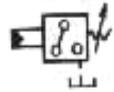
Редукционный клапан

Дроссели гидравлические (пневматические): нерегулируемые

регулируемые

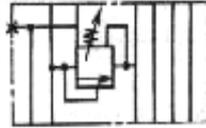
регулируемые с обратным клапаном

Регуляторы расхода жидкости


Наименование и обозначение

Реле давления гидравлическое

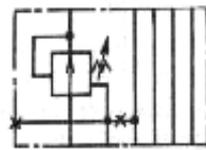


Модульная гидроаппаратура:
предохранительный клапан



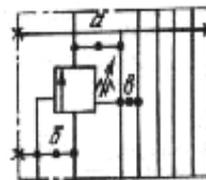
Y P T₁ T₂ A B

редукционный клапан



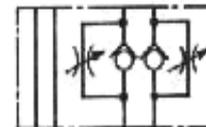
P X T₁ T₂ A B

гидроклапан давления



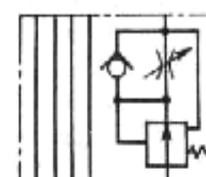
Y P X T₁ T₂ A B

двоенные дроссели с обратным клапаном



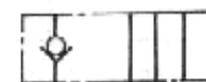
P T A B

регулятор расхода



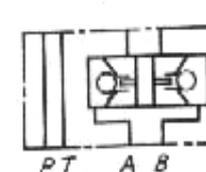
P T₁ T₂ A B

обратный клапан



P T A B

двусторонний гидрозамок



P T A B

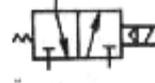
Наименование и обозначение

Пневмораспределители:

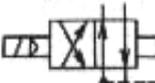
с электрическим управлением трехлинейные двухпозиционные электромагнитные с пружинным возвратом и ручным дублированием



с электропневматическим управлением трехлинейный с одним электромагнитом



четырёхлинейные с одним электромагнитом



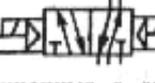
с двумя электромагнитами



пятилинейные с ручным дублированием двухпозиционные с одним электромагнитом



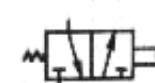
двухпозиционные с двумя электромагнитами



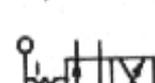
трехпозиционные с двумя электромагнитами



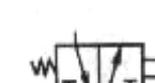
с механическим управлением



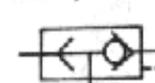
крановые двухпозиционные



с управлением кнопкой или рукояткой



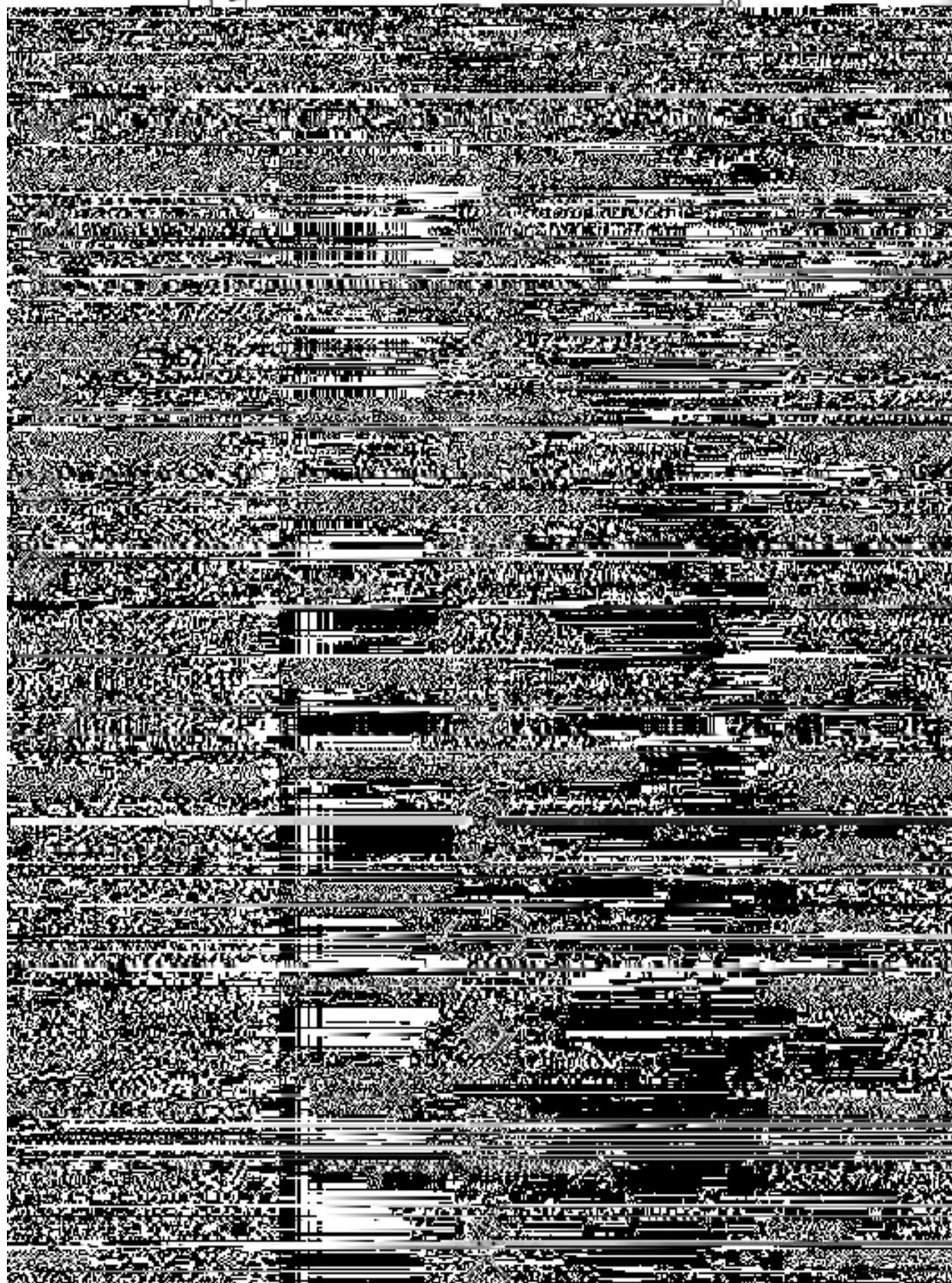
Пневмоклапаны быстрого выхлопа



Пневмоклапан предохранительный



Реле контроля температуры



5. Исходные данные и порядок разработки гидронневмосхем.

Разработку гидравлических и пневматических схем станка следует начинать с анализа технического задания. Этот документ составляет ведущий разработчик станка, он должен включать в себя;

Назначение, общее описание работы и функциональную компоновку механических, гидравлических и электрических узлов станка;

Предполагаемое размещение на станке гидравлических и пневматических двигателей, насосной установки, панелей с гидронневоаппаратурой, общие принципы выполнения разводки гидронневомагистралей;

полный перечень потребителей гидравлической и пневматической энергии с указанием для каждого двигателя диаметров поршня и штока, длины пути и времени разгона и торможения, приведенной к двигателю максимальной нагрузки;

желательные способы регулирования параметров (механическое ручное, с пульта управления, от УЧПУ и т.п), число регулировок параметров, требуемый диапазон скоростей, точность регулирования и качество переходных процессов;

перечень блокировок, предотвращающих несовместимые и опасные движения исполнительных органов, в том числе при аварийных режимах в работе станка (сгорание обмотки электромагнита, внезапное отключение электроэнергии, разрыв трубопровода и т.п.);

перечень средств контроля параметров диагностики технического состояния и индикации неисправностей гидронневмосистем станка;

циклограмму работы станка с указанием наименования переходов, последовательности работы гидронневмодвигателей, включения и выключения электромагнитов распределителей срабатывания конечных выключателей, реле давления и других устройств;

требования к уровню шума, вибрации, температуре окружающей среды и условиям эксплуатации.

Ознакомившись с техническим заданием, разработчик гидронневооборудования станка анализирует конструкцию и параметры исполнительных двигателей и определяет два важнейших энергетических параметра гидронневмосистемы: номинальное давление и максимальный расход.

Номинальный уровень давления в гидросистеме определяется необходимой силой (моментом), требованиями к габаритным размерам исполнительных двигателей, возможностями элементной базы гидропривода. Большинство элементов гидропривода рассчитаны на максимальное давление 25-32 МПа и только некоторые элементы (лопастные насосы, гидромоторы типа Г15, гидроцилиндры) на 6-16 МПа. Повышать давление целесообразно с точки зрения уменьшения габаритных размеров и масса гидравлических устройств, снижения трудоемкости выполнения гидроразводок за счет использования трубопроводов с малыми проходными сечениями. При уменьшении давления

увеличивается ресурс работы гидропривода и повышаются возможности обеспечения требуемой герметичности. С учетом этого для гидроприводов станков можно рекомендовать номинальное давление 8-10 МПа, а при незначительных нагрузках на привод и при использовании более дешевых элементов и устройств- 5-6 МПа. Номинальное давление в пневмосистемах зависит от давления в заводской пневмосети и обычно составляет 0,4-0,6 МПа.

Выбранное номинальное давление в зависимости от конструктивных параметров исполнительных двигателей (диаметров поршня и штока рабочего объема гидромотора) определяет максимальную силу (момент), развиваемую исполнительным двигателем F_{max} (M_{max}), которые должны быть больше от усилия (момента) приведенной к исполнительному двигателю нагрузки, т.е.

$$F_{max} > F$$

и суммируют значения их максимальных расходов. Самое большое из всех полученных значений увеличивают на 10-15% для компенсации, утечек, определяя тем самым максимальную подачу жидкости (газа).

Значение номинального давления и максимальной подачи жидкости (газа) определяют энергетические характеристики гидропневмосистемы станка и с учетом характера работы потребителей являются основным критерием для выбора конструкции насосной установки и устройств подготовки воздуха.

Схемы управления исполнительными двигателями разрабатывают в соответствии с требованиями технического задания на основе подбора необходимой гидропневоаппаратуры по ее функциональному назначению и условному проходу. Для сокращения протяженности трубопроводов и уменьшения их числа аппаратуру рекомендуется группировать в функциональные блоки, располагая их вблизи исполнительных двигателей станка. Расположение гидропанелей на насосной установке обеспечивает минимум наружных утечек, удобство регулировки и обслуживания, но целесообразно только для достаточно простых гидросистем. Одной из современных тенденций развития гидропривода является использование модульной гидроаппаратуры, которая имеет две стыковочные плоскости для гидроаппаратов, что позволяет собирать их в виде односторонних (рис.) и двухсторонних (рис.) функциональных блоков. Буквами, выбиваемыми на плоскостях плит рядом с присоединительными отверстиями, обычно обозначают: p - давление, Т-слив, А и В -подсоединение с исполнительным двигателем. При таком способе монтажа до минимума сокращается число трубопровода, уменьшаются габаритные размеры и гидравлические потери в соединительных магистралях, а самое главное –становится возможным заменить всю многочисленную номенклатуру оригинальных гидропанелей несколькими унифицированными плитами. При этом резко сокращаются время проектирования, появляется возможность эффективного применения САПР, уменьшается вероятность ошибок при проектировании и изготовлении, упрощаются монтаж и отладки гидрооборудования.

При разработки гидропневмосхем станков следует стремиться также к сокращению номенклатуры используемых элементов, к обеспечению заданных технических показателей с минимальным числом регулировок, отдавать предпочтение унифицированным и серийно выпускаемым комплектующим изделиям, проверенным и надежным техническим решениям.

Контрольные вопросы:

1. Что такое гидравлический усилитель?
2. На сколько типов делятся усилители?
3. Устройства и принцип работы гидравлического усилителя.
4. Устройства и принцип работы распределительных устройств гидроусилителей.
5. Структура гидропневмоприводов.
6. Элементная база гидропневмоприводов.
7. Области применения гидропневмоприводов.
8. Характерные особенности применения пневмопроводов в современных станках
9. Условные графические обозначения на гидравлических схемах.
10. Исходные данные и порядок разработки гидропневмосхем.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд «Машиностроение», 1982 г., стр. 402-409, 459-472
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977 г., стр. 378-380.
3. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, - М.: «Колос», 1999 г.
4. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия», 1995 г.
5. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978 г., стр.179-182.
6. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999 г.
7. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем. -М.: «Машиностроение» 1994 г.
8. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., стр 382-478.

Андижанский инженерно-экономический институт
Кафедра “Общеинженерные дисциплины”

Ключевые слова

по дисциплинам «Гидравлика и гидромашины»,
«Гидравлика, гидро и пневмопривод»

<i>№</i>	<i>Название ключевого слова</i>	<i>Определение ключевого слова</i>
1	Гидравлика	Гидравликой называется прикладная техническая наука, в которой изучаются законы равновесия и движения капельных жидкостей, а также методы применения этих законов в различных областях инженерной практики
2	Гидростатика	Раздел гидравлики, в котором изучают законы равновесия капельных жидкостей
3	Гидродинамика	Раздел гидравлики, в котором изучают законы движения капельных жидкостей.
4	Гидромеханика	Раздел механики, в котором изучают равновесие и движение жидкости при помощи дифференциальных уравнений.
5	Капельные жидкости	Вода, спирт, керосин, бензин, нефть, ртуть и другие, которые образуют капли
6	Газообразные жидкости	Воздух и другие газы-в обычном состоянии капель не образуют
7	Свободная поверхность	Поверхность раздела жидкости с газообразной средой
8	Внутренние силы	Силы внутреннего трения (Сила вязкости)
9	Внешние силы	Силы, действующие на рассматриваемые объемы жидкости и являющиеся по отношению к ним внешними
10	Температурное расширение	Свойство жидкости изменять свой объем при изменении температуры.
11	Поверхностные силы	Силы, непрерывно распределенные по поверхности жидкости. Эти силы обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел, соприкасающихся с данным жидким телом.

12	Силы внутреннего трения	При движении реальных жидкостей в результате перемешивания ее частиц возникают касательные силы трения вдоль линии токов и по другим направлениям.
13	Массовые силы	Силы, пропорциональные массе жидкого тела, или для однородных жидкостей, - его объему
14	Сжимаемость	Свойство жидкости изменять свой объём при изменении давления
15	Объемный вес	Вес, приходящийся на единицу объема
16	Плотность	Масса, приходящийся на единицу объема
17	Вязкость	Свойство реальной жидкости противоположной текучести
18	Силы вязкости	$\pm \mu S \frac{du}{dy} = F$, F — Сила вязкости
19	Кинематический коэффициент вязкости	$\nu = \mu / \rho$; Где μ - динамический коэффициент вязкости, ρ - плотность
20	Первое свойство гидростатического давления	Гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к площадке, на которую это давление действует
21	Второе свойство: гидростатического давления	Гидростатическое давление в любой точке жидкости по всем направлениям одинаково
22	Кавитация	Местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (кавери), обусловленное местным падением давления в потоке
23	Идеальная жидкость	Условная жидкость, которая считается совершенно несжимаемой и не расширяющейся, обладает абсолютной подвижностью частиц и в ней отсутствуют силы внутреннего трения.
24	Реальные жидкости	Жидкости, существующие в природе
25	Основное уравнение гидростатики	$p = p_0 + \gamma h$
26	Закон Паскаля	Внешнее давление, производимое на пограничную поверхность жидкости, находящейся в равновесии в замкнутом сосуде, передается внутрь жидкости одинаково всем ее частицам.
27	Полная сила давления жидкости на плоскую стенку	равна произведению площади стенки на гидростатическое давление p_c в центре тяжести этой площади

28	Закон Архимеда	На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх, численно равная весу жидкости, вытесненной телом, и приложенная в центре тяжести объема погруженной части тела.
29	Линия тока	Кривая, в которой вектор скорости в данный момент времени направлен по касательной
30	Элементарная струйка	Часть потока, заключенная внутри трубки тока
31	Живое сечение	В общем случае поверхность в пределах потока, проведенная нормально к линиям тока.
32	Расход жидкости	Количество жидкости, протекающее через живое сечение потока (струйки) в единицу времени.
33	Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости	$H = v^2/2g + p/\gamma + z = \text{const.}$
34	Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости	$\alpha_1 v_{yp1}^2/2g + p_1/\gamma + z_1 = \alpha_2 v_{yp2}^2/2g + p_2/\gamma + z_2 + \Sigma h$
35	Удельная энергия	Энергия, заключенная в единице веса жидкости
36	Мощность потока	Полная энергия, которая проносит поток через данного сечения в единицу времени.
37	Гидравлические потери	Потери удельной энергии (напора), которые зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней.
38	Местные потери энергии	обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока.
39	Потери на трение по длине	Это потери энергии, которые в чистом виде возникают при равномерном течении и возрастают пропорционально длине трубы. Рассматриваемые потери обусловлены внутренним трением в жидкости
40	Ламинарное течение	слоистый характер течения жидкости и отсутствует перемешивание.
41	Турбулентное течение	Бурное, хаотичное течение, приводящее к перемешиванию частиц

42	Формула Дарси-Вейсбаха	$h_f = \lambda(l / D)(v^2 / 2g)\xi.$
43	Насадка	Короткая трубка длиной, равной 2-6 диаметрам без закругления входной кромки
44	Истечение под уровень	Истечение через затопленное отверстие
45	Формула Торричелли	$v_H = v_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$
46	Гидравлические машины	Машины, которые служат для преобразования механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости или гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию
47	Насос	Машины, которые служат для преобразования механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости
48	Гидродвигатель	Машины, которые служат для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию
49	Механические потери	Механическими являются потери на трение в подшипниках, сальниках и на трение наружной поверхности рабочих колес гидравлических машин о жидкость
50	Гидравлические потери	Потери на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочего колеса и отвода.
51	Характеристика насоса	Графически выраженная зависимость напора, мощности и к.п.д. насоса от его производительности при постоянном числе оборотов
52	Гидропривод	Гидравлическая система, служащая для передачи посредством жидкости механической энергии на расстояние и преобразования ее в кинетическую энергию на выходе системы с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости выходного звена, а также преобразования одного вида движения в другой
53	Моментный гидроцилиндр	Объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным относительно корпуса движением рабочего органа
54	Гидроаппаратура	Устройства служащие для управления потоками жидкости: изменения или поддержания заданного давления или

		расхода, а также изменения направления движения потока.
55	Гидрораспределители	Основным назначением которых является изменение согласно внешнему управляющему воздействию направления движения потоков жидкости в нескольких гидролиниях
56	Клапаны	С их помощью предохраняют узлы гидропривода от перегрузок, устанавливают определенную последовательность работ узлов, создают вполне определенное направление потока, устанавливают постоянный перепад давления и др.
57	Дроссели	Регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между перепадом давления до и после дросселя и пропускаемым расходом.
58	Гидравлический усилитель – Следящий гидропривод	Устройство, предназначенное для управления различными машинами, их агрегатами посредством жидкости с одновременным усилением мощности входного сигнала

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУР

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. –М.: Изд «Машиностроение», 1982 г., -504 стр.;
2. Угинчус А.А. Гидравлики и гидравлические машины, -Харьков. Изд. Харьковского университета, 1977 г., -396 стр.;
3. Штеренлихт А. Гидравлика, -М.: «Машиностроение», 1984 г.-628 стр.;
4. А.Д.Альтшуль, и др. «Гидравлика и аэродинамика» .Москва, «Стройиздат», 1987г.,-378 стр;
5. Арустамова Ц.Т, Иванников В.Г. Гидравлика: Учебное пособие для ВУЗов. –М.: Недра, 1995г., -315 стр.;
6. Иванов К.Ф., Сурков С.В. Механика жидкости и газа. Конспект лекций для студентов механических и энергетических специальностей. Часть 1. – Одесса: ОГПУ, 1995. - 119 с.
7. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. – М.: Изд. «Машиностроение» , 1969г., -628 стр.
8. Савин И.Ф. Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод, -М.: «Высшая школа», 1978 г., -382 стр;
9. Дитнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии, -М.: «Химия», в 2-х томах, 1995 г.
10. Кавецкий Г.Д, Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии, -М.: «Колос», 1999 г.
11. Рудобашта С.И. Тепло и водоснабжение сельского хозяйства, -М.: «Колос» 1999 г.
12. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков станочных систем., в 2-х томах, -М.: «Машиностроение» 1994 г.
13. Апсин В.П., Удовин В.Г. Методические указания по гидравлическим расчетам. Оренбург:-ГОУ ОГУ, 2004г., 43с;
14. [http:// www.masla.ru](http://www.masla.ru) – Моторные масла для автомобилей.
15. [http:// www.carpoint.com](http://www.carpoint.com) - сервер для автолюбителей.
16. <http://www.autoreview.ru> – научно-популярный журнал «Авторевю».

17. [http:// www.auto.msk.ru](http://www.auto.msk.ru) – Всё об автомобилях.
18. [http:// www.auto.well. ru](http://www.auto.well.ru) – Автодумы.
19. <http://www.colibri.avto.ru> – Книги для автомобилистов.
20. [http:// www.moto.ru](http://www.moto.ru) – Всё о моторах.
21. [http:// www.zr. ru](http://www.zr.ru) – Научно-популярный журнал «За рулём».
22. [http: // www gubkin.ru](http://www.gubkin.ru)- Российский Государственный университет имени И.М. Губкина;
24. [http: // www informatika.ru](http://www.informatika.ru)- Министерство образования Российской Федерации ;
25. http://media.karelia.ru/~mechanics/open/phys/do/mech/lectures/lecture14_a.html-Тема 14. Механика жидкостей и газов

РЕЦЕНЗИЯ

на курс лекций по предметам «Гидравлика и гидромашины», «Гидравлика, гидро и пневмопривод» авторов **Эрматова К.** и **Ибрагимджанова Б.**

Курс лекций написан в соответствии с программами предметов «Гидравлика и гидромашины», «Гидравлика, гидро и пневмопривод» и предназначен для студентов направлений образования 5520700-«Технологические машины и оборудования» и 5521200-«Эксплуатация транспортных средств».

Курс состоит из 18 лекций, что охватывает 36 часов учебной нагрузки и 180 стр машинописного текста. Для хорошего усвоения материалов в каждой лекции имеются необходимые формулы, иллюстрации, рисунки, графики.

В курсе лекций изложены основы инженерной гидравлики, необходимые для гидравлических расчетов, наиболее часто встречающихся в практике, а также приводятся основные сведения о гидравлических машинах: лопастных и объёмных насосах, гидродвигателях, гидроприводе и т.п.

Курс лекций можно одобрить и рекомендовать к изданию.

Зав. кафедрой Андижанского
Государственного университета

т.ф.н. доц. ЗАПАРОВ А.

РЕЦЕНЗИЯ

на курс лекций авторов **Эрматова К. и Ибрагимджанова Б.**
по предметам «Гидравлика и гидромашины», «Гидравлика, гидро и
пневмопривод»

В курсе лекций даны основы общей гидравлики: гидростатика, относительный покой жидкости, основные законы движения идеальной и реальной жидкостей, течения по трубам, истечение через отверстия и насадки, местные гидравлические сопротивления, неустановившееся движение жидкости в трубах, включая расчет трубопроводов.

Рассмотрен рабочий процесс лопастных гидромашин-центробежных насосов. Изложена теория и расчет этих машин, описаны эксплуатационные свойства и характеристика, а также устройства, основы теории, рабочий процесс, свойства и характеристики гидродинамических (лопастных) передач-гидромуфт.

Значительная часть курса посвящена объемным гидромашинам-насосам и гидродвигателям, объемному гидроприводу и таким его элементам, как распределительные, дроссельные и регулирующие устройства. Курс лекций предназначен для студентов направлений образования 5520700-«Технологические машины и оборудования» и 5521200-«Эксплуатация транспортных средств».

Курс лекций можно одобрить и рекомендовать к изданию.

Доц. кафедры «Эксплуатация
транспортных средств» АндИЭИ

к.т.н. Носиров И.

Andijon muhandislik – iqtisodiyot instituti
«Umummuhandislik fanlari» kafedrasining
10–sonli majlis
BAYONIDAN KO'CHIRMA

Andijon shaxri

2008 yil 12 may

QATNASHDILAR:

1	Kafedra mudiri	Q. Ermatov
2	Dotsent	Sh.M. Bo`taboev
3	Dotsent	X.Sobirov
4	Katta o`qituvchi,	O.A.Parpiev
5	Katta o`qituvchi	B.R. Bekqulov
6	Katta o`qituvchi	Z.Rejabov
7	Assistent	M.Musajonova
8	Assistent	G. Umarova
9	Assistent	S.S. Xodjieva
10	Assistent	F.Sultanova
11	Assistent	Z.Qodirov
12	O`quv ustasi	D.Mirzakimov
13	Laboratoriya mudiri	G.Ashurova
14	Laborant	B.Ibragimjonov

KUN TARTIBI:

- | | | |
|---|---|------------------------------------|
| 3 | Kafedra professor – o`qituvchilari tomonidan tayyorlangan o`quv – uslubiy ishlarning muhokamasi | laboratoriya mudiri
G. Ashurova |
|---|---|------------------------------------|

№3. Professor-o`qituvchilar tomonidan tayyorlangan o`quv uslubiy ishlarning muhokamasi

ESHITILDI: Ushbu masala yuzasidan laboratoriya mudiri G. Ashurova so`zga chiqdi. U kafedra mudiri Q. Ermatov va ass. B. Ibragimjonovlar tomonidan “Gidravlika va gidromashinalar” “Gidravlika, gidro va havoli uzatmalar” fanlaridan leksiyalar kursi rus tilida tayyorlanganligini aytib, kafedra o`qituvchilari muhokamasiga tavsiya qildi. Ushbu leksiyalar kursi uchun AndDU katta o`qituvchisi, f-m.f.n. M. Nosirov, TVF kafedrasida katta o`qituvchisi U. Xolmatovlar ijobiy taqriz berganlar.

SO`ZGA CHIQQILAR: Dotsent Bo`taboev Sh.M., katta o`qituvchisi Bekqulov B.R.

Kafedra yig`ilishi kun tartibidagi masalani ko`rib chiqib, quyidagicha

Q A R O R Q I L A D I:

1. Laboratoriya mudiri G. Ashurovaning kafedra mudiri Q. Ermatov va ass. B. Ibragimjonovlar tomonidan “Gidravlika va gidromashinalar” “Gidravlika, gidro va havoli uzatmalar” fanlaridan leksiyalar kursi rus tilida tayyorlanganligi haqidagi axboroti ma'lumot uchun qabul qilinsin.
2. Kafedra mudiri Q. Ermatov va ass. B. Ibragimjonovlar tomonidan rus tilida tayyorlangan “Gidravlika va gidromashinalar”, “Gidravlika, gidro va havoli uzatmalar” fanlaridan leksiyalar kursi ma'qullansin.
3. Kafedra mudiri Q. Ermatov va ass. B. Ibragimjonovlar tomonidan rus tilida tayyorlangan “Gidravlika va gidromashinalar”, “Gidravlika, gidro va havoli uzatmalar” fanlaridan leksiyalar kursini tasdiqlash va chop ettirish uchun fakultet kengashiga tavsiya qilinsin.

Majlis raisi:

Q Ermatov

Kotib:

G.Ashurova

Андижон муҳандислик- иқтисодиёт институти
«Муҳандислик» факультети Кенгашининг йиғилиш баённомасидан кўчирма

____. _____. 2008й.

№ ____

Андижон шаҳри

Қатнашдилар:	Факультет декани, кенгаш раиси Н. Тўйчибоев, декан муовинлари доц. Ш.Қосимов, кат. ўқит. Р.Отахонов; кафедра мудирлари доц. Т.Алматаев, доц. А.Абдурахмонов, т.ф.д., доц. У.Абдуллаев, доц. К.Ахмедов, доц. К.Эрматов, доц.П.Раджибоев, факультет хотин-қизлар кўмитаси раисаси кат. ўқ. М.Ахмедова, факультет Камолот ЁИХ раиси - Б.Юлдашев, кутубхона мудирлари - З.Ахмаджонова, бинобон - М. Абдурахмонов. Котиба С.Хаджиева.
--------------	--

ЭШИТИЛДИ: Факультет декани, доцент Н. Тўйчибоев сўзга чиқиб, “Умуммуҳандислик фанлари” кафедрасининг мудирлари, доцент Қ. Эрматов ва ассистент Б. Ибрагимжонов томонидан “Гидравлика и гидромашини” ва «Гидравлика, гидро и пневмоприводе» фанларидан маърузалар курси рус тилида тайёрланганлигини ва муҳокама учун факультет Кенгашига тавсия қилинганлигини ҳамда унга ТВФ кафедрасининг доценти И.Носиров ва Андижон Давлат Университетининг кафедра мудирлари, доцент А. Запаровлар томонидан ижобий тақризлар берилганлигини айтиб ўтди. У ушбу услубий кўрсатма “Умуммуҳандислик фанлари” кафедрасининг 2008 йил 12 май 10-сонли йиғилишида кўриб чиқиб маъқулланганлигини таъкидлаб, Кенгаш аъзоларидан ушбу услубий кўрсатма юзасидан ўз-фикр мулохазаларини билдиришларини сўради.

Мажлис жараёнида сўзга чиққан доцентлар У. Абдуллаев ва К. Ахмедовлар ушбу тайёрланган маърузалар курси хозирги кун талабларига жавоб беришини ва уни фойдаланишга тавсия этиш мумкинлигини айтиб ўтдилар.

Факультет кенгаши кун тартибидаги масалани кўриб чиқиб

ҚАРОР ҚИЛАДИ:

1. “Умуммуҳандислик фанлари” кафедрасининг мудирлари, доцент Қ. Эрматов ва ассистент Б. Ибрагимжоновлар томонидан рус тилида тайёрланган “Гидравлика и гидромашини” ва «Гидравлика, гидро и пневмоприводе» фанларидан маърузалар курси маъқуллансин.
2. “Умуммуҳандислик фанлари” кафедрасининг мудирлари, доцент Қ. Эрматов ва ассистент Б. Ибрагимжоновлар томонидан рус тилида тайёрланган “Гидравлика и гидромашини” ва «Гидравлика, гидро и пневмоприводе» фанларидан маърузалар курси тасдиқлаш ва чоп эттириш учун институт Илмий –услубий Кенгашига тавсия қилинсин.

Раис :

Н.Тўйчибоев

Котиба

С.Хаджиева