**ГИДРАВЛИКА (ускоренный курс)**

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И РАСЧЕТНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ**

**Тема 1. Основные понятия и величины в гидравлике**

 **Предмет и методы гидравлики, основные характеристики жидкостей**

 *Гидравлика* (техническая гидромеханика) изучает движение (течение) и равновесие жидкостей под воздействием внешних сил, а также взаимодействие потоков жидкостей со стенками каналов и трубопроводов.

 Основными научными и практическими методами решения задач в гидравлике являются:

 - *аналитические* (теоретические), базирующиеся на различных физических моделях жидкостей и на математическом аппарате дифференциального и интегрального исчислений;

 - *эмпирические* (опытно-экспериментальные), в которых используются результаты опытов и основные положения теории подобия и размерностей.

 Объектом изучения в гидравлике являются *жидкости* – сплошные среды, состоящие из огромного числа ($\~$ 1025) легкоподвижных частиц и обладающие свойством *текучести*. В каналах и трубах они легко перемещаются под действием разности уровней или давлений, при этом, основным качеством их является *сплошность*, т.е. способность целиком заполнять объем и равномерно распределяться в нем (так наз. *Гипотеза сплошности*). На этом допущении и основано применение дифференциального и интегрального исчисления при исследовании гидравлических процессов.

 Исходной механической моделью жидкостей является так наз. *идеальная жидкость*, т.е. абсолютно текучая, несжимаемая (с постоянной плотностью) и теплопроводная (с неизменной температурой) жидкость. Реальные жидкости (вода, нефть и др.) могут существенно отличаться от этой модели из-за некоторых особых свойств: сжимаемости, температурного расширения, вязкости.

 ***Сжимаемость*.**  Это свойство жидкости изменять объем и плотность под воздействием внешней силы (давления). Если на объем жидкости *Vo* (рис.1.1) будет давить внешняя сила *F*, приложенная к поршню, то это вызовет смещение поршня и уменьшение объема на величину *ΔV*.

2

 Показателем сжимаемости является *коэффициент объемного сжатия βv* , определяемый как *относительное уменьшение объема на единицу увеличения давления* :

$ β$ V  = $\frac{∆V}{V∙∆p }$ , Па – 1,(1.1)

где *ΔV* – уменьшение начального объема *Vo*, *Δр* – увеличение давления из-за действия силы *F*, равное: *Δр = F/S*п  (Sп – площадь поршня).

 ***F***

 Рис. 1.1. Определение коэффициента объемного сжатия

Vo

 ΔV Плотность жидкости при сжатии увеличивается:

 Sп *Δρ = ρ - ρо = т / (Vo – ΔV)* (1.2)

 **Пример 1.1.** При гидравлических испытаниях водовода

* длиной *L = 1000 м*, диаметром  *d = 300* *мм* в трубопроводе создается избыточное давление *Δр = 2 МПа* путем закачки в уже заполненную водой трубу дополнительного объема жидкости *ΔV*. Коэффициент сжатия для воды *β*v = 2∙10-9 *Па*. Определить необходимый объем *ΔV*.

 *Расчет*: *ΔV = β*v*VoΔp ; Vo =( πd2/4)L = 70,65 м3;* отсюда *ΔV = 0,282 м3*.

 ***Температурное расширение*.** Оно происходит при нагреве жидкости на величину *Δt = t – to*, где *to* – ее начальная температура. Характеристикой этого свойства является *коэффициент температурного расширения βt* , равный

*βt =* $\frac{∆V}{Vo∆t}$ *,* $℃$*-1*, (1.3)

 **Пример 1.2.** При нагревеводы в системах отопления зданий объем ее увеличивается, и прирост объема сбрасывается в так наз. *расширительный бак*, располагаемый обычно в верхней части трубопроводной системы. Необходимый минимальный объем бака находят по ф. (1.3).

 *Расчет*: Пусть дано *Vo = 0,55 м3*, *Δt = 50o – 25o = 25oС*. Тогда, взяв из справочника значение для воды *βt = 0,0006 оС-1*, получим

*V*РБ = *ΔV = βt Vo Δt* = *0,0083 м3.*

 Плотность жидкости при нагревании уменьшается на величину

*Δρ = ρо – ρ = т/(Vo + ΔV)*.

 При охлаждении жидкости происходит обратный процесс – уменьшения объема и увеличения плотности.

3

 **Гидростатическое давление.**

При сжатии жидкости внутри ее возникает напряжение (удельная сила), называемое *гидростатическим давлением*; оно равно

 ***р = F/ S*** , Н/м2 = Па.

Давление обладает двумя важными свойствами:

1. По всему объему жидкости (замкнутому) оно распространяется одинаково, т.е. действует на все частицы жидкости в объеме;
2. Давление всегда направлено по нормали (перпендикулярно) к поверхности воздействия, например, к ограничивающим стенкам сосуда.

 Первое свойство является следствием сплошности жидкостей, оно лежит в основе *закона Паскаля* и широко используется в технике (в гидромеханизмах и устройствах, гидроприводах и т. д). Второе используется при расчетах силы давления на твердые стенки и поверхности.

**Пример 1.3.**

 Гидравлический подъемник (рис. 1.2) состоит из двух гидроцилиндров – большого и малого диаметров, под которыми находится жидкость. При действии силы *F1* на малый поршень, создаваемое давление *р*  передается по всему жидкому объему и воздействует на большой поршень, который, в свою очередь, и создает выходное усилие *F2* , равное

 *Fo F1 F2 = F1 (S2 /S1)*.

 *O F2*

 *a b*

 *d D*

Рис. 1.2. Схема

 гидроподъемника

 *Расчет.* Даны: размеры цилиндров *d = 100 мм, D = 500 мм,* длина плеч рычага  *а = 400 мм, b = 100 мм*, начальное усилие *Fo = 10 H*. Определить усилие *F2*  на выходном поршне.

 Сила, развиваемая этим поршнем, равна  *F2 = Fo* ($\frac{a+b}{b})(\frac{D}{d}$)2 = 1250 H.

Здесь сила *F1 = Fo* [(*a + b*) / *b*] = 10 [(0,4 + 0,1) /0,1] = 50 H, сила *F2 = =F1(D/d)2* = 50(500/100)2 = 1250 H.

4

**Единицы и приборы для измерения давления**

 Основной единицей измерения давления является *Паскаль*, равный

 1 *Па* = 1*Н /* 1 *м2*.

 На практике используются более крупные единицы: 1 *кПа =* 103 *Па* и 1 *МПа* = 106 *Па*.

Кроме того, в технике и быту широко распространено применение некоторых специфических единиц, прежде всего, 1 *бар* = 1 *атм* ≈ 105 *Па* = 100 *кПа =* 0,1 *МПа.*

 Используются также некоторые единицы измерения, возникшие исторически из способов и приборов измерения.

 ***Пьезометр*.**  Это прибор, с помощью которого определяют давление по высоте столба жидкости (рис.1.3). Если конец трубки открыт и сообщается с атмосферой, то прибор измеряет *избыточное давление*, т.е. внутри бака давление сверх атмосферного и его величина равна

 *р*изб  = *ρghp* (1.4).

 **Пример 1.4.**  *hp*

рр

 Пусть высота столба жидкости (воды) в *p*изб

трубке пьезометра равна *hp = 2,5 м*, тогда

давление над поверхностью жидкости в резервуаре будет

 *р*изб = 1000∙9,8∙2,5 = 24,5 *кПа.*

То-есть, 1 бар ≈ 10 м. вод. столба.

 Рис. 1.3. Схема пьезометра

 ***Вакууметр*.** Аналогичный принцип измерения используется в приборах *вакууметрах*, определяющих недостаток до атмосферного давления (*вакуум*) в системах с пониженным давлением (рис. 1.4).

 **Пример 1.5.**

Чашечный вакууметр заполняется жидкостью, на

поверхность которой действует атмосферное дав- *р*внутр

ление; давление внутри емкости ниже атмосфер-

ного, т.е. вакуум равен

 *р*вак = *р*атм - *р*внутр = *ρgh*вак  (1.5).

 *h*вак

Рис.1.4. Схема вакууметра *р*атм

5

 ***Дифманометр.*** Для измерения разности давлений между двумя точками применяется дифференциальный жидкостный манометр, чаще всего, заполненный ртутью (рис. 1.5), поэтому единицей измерения являются «*миллиметры ртутного столба» (мм рт. ст.).* Установим связь этой единицы с рассмотренными ранее, рассмотрев следующий пример.

 *р1 р2*

 *Δh*рт Рис. 1.5. Схема

ртутного дифманометра

 ***ρ*рт**

 Дифманометром измеряется разность давлений, создаваемую клапаном,

 *Δр = р1 – р2 = (ρ*рт – *ρ*)*gΔh*рт. (1.6)

 Пусть перепад на дифманометре равен *Δh*рт *= 360 мм*; тогда разность давлений будет

 *Δр = (13600 – 1000)∙9,8∙0,360 = 44,45 кПа*.

Отсюда связь единиц измерения давления: 1 бар = 760 мм рт. ст.

 Итак, все основные единицы измерения давления можно объединить в следующую систему:

 1 бар ≈ 1 атм = 10 м. вод ст. = 760 мм рт. ст. = 105 Па = 0,1 МПа.

 **Сила давления на плоскую поверхность. Эпюра давления**

Общая сила давления со стороны жидкости на ограничивающую плоскую стенку равна произведению давления в центре тяжести стенки на величину смоченной поверхности:

 *Р = рс ∙S*см . (1.7)

При этом, давление *рс*  - это общее избыточное давление в центре тяжести.

6

**Пример 1.6.** (рис. 1.6)

 Емкость заполнена жидкостью  *b*

плотностью *ρ = 800 кг/м3* до  *ро*

высоты *Н = 4 м*; угол наклона

стенки «В» равен *α = 60о* , шири-

на стенок *b* = 1 *м*; A *hc*

На поверхности жидкости  *H*

давление *ро  = 10 кПа. C C*

 Определить силу давления на обе

стенки. ***ρ*** *α*

 Рис.1.6.

*Расчет*.

 Давление в центре тяжести обеих стенок одинаково и равно

 *рс = ро  + ρghc = 20∙103 + 800∙9,8∙2 = 35,6 кПа.*

Сила давления на стенку «А» определится по ф. 1.7:

  *Р*А *= рс* ∙(Н$×$*b*) = *35,6 ∙103∙4∙1 = 142,4 кН*.

 Смоченная поверхность у стенки «В» больше: *S*B *= S*A*/sinα* = *4/0,866* = = *4,62 м2*. Поэтому сила давления на нее значительнее: *Р*В = *164,4 кН.*

 ***Эпюра давления* –** это график распределения давления по высоте стенки (рис. 1.7). Эпюра избыточного давления имеет, как правило, форму треугольника (AOB), полного давления – форму трапеции (AODC).

*А po С*

Рис. 1.7. Эпюры давления на стенки:

 *I-* вертикальную

***I*** *II* - наклонную

 *A*

*О*

 *В D*

 *B* ***II***

 *O*

7

 **Закон Архимеда.**

 Используя зависимость 1.7, легко получить так наз. *закон Архимеда*:

- На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная

весу жидкости, вытесненной телом.

 На рис. 1.8 показано действие сил дав-

Vт

ления на грани погруженного в жидкость

тела кубической формы. Очевидно, что си-

лы, действующие на боковые поверхности, *Р1 h1 h2*

равны по величине и противоположны по

направлению, т.е. взаимно уравновешены.

 Сила  *Р1*, действующая сверху, равна

 *Р1 = ρgh1∙S*, где *S* – площадь грани.

 Сила *Р2,* действующая снизу, равна *ρ*

 *Р2 = ρgh2∙S*.  *Р2*

 Разность между этими силами и Рис. 1.8

равна силе Архимеда:

 *F*арх = *Р2 – Р1 = ρgS (h2 – h1) = ρgV*т, (1.8)

где *V*т – объем

 В зависимости от соотношения плотностей жидкости и тела возможны три варианта:

- при  *ρ* $>$ *ρ*т – тело всплывает;

- при *ρ* $< $*ρ*т - тело тонет;

- при *ρ = ρ*т – тело находится в покое (безразличном положении).

**Пример 1.7.**

Льдина, имеющая размеры *а*$×$*b*$×$*c = 20*$×$ *50* $×$ *4 м* , плавает в морской воде плотностью *ρ = 1100 кг/м3*; плотность льда *ρ*л = 800 *кг/м3*. Какой груз можно разместить на льдине до ее полного погружения?

*Расчет*:

Объем льдины, погруженный в воду, равен

 *V*погр = *20∙50∙4∙(800/1100)* $≈$ *290 м3.*

Разность объемов льдины – полного и погруженного – обеспечит подъемную силу, равную весу груза:

 *G = ρg(V*л $–$ *V*погр*) = 1100∙9,8∙(400 −290) = 11,86 МН*.

8

**Тема 2. Основы теории потоков жидкостей и газов**

**Виды и характеристики потоков.**

 Под термином п о т о к в гидравлике в основном понимается *одномерное течение жидкости под действием внешних сил*. Поток считается одномерным, если его основные параметры – расход, скорость, давление – зависят только от одной координаты – вдоль потока (например, оси трубопровода).

 Течение может быть у с т а н о в и в ш и м с я (стационарным), если в рассматриваемом сечении потока его параметры не изменяются во времени, и н е у с т а н о в и в ш и м с я (нестационарным), если они, наоборот, зависят от времени процесса (например, при гидроударах).

 Важнейшей характеристикой потока является р а с х о д, то-есть количество жидкости, протекающее через сечение канала (трубопровода или струи) за единицу времени.

 Различают:

 - о б ъ е м н ы й расход *Q = V/ t, м3/сек*  (2.1)

и - м а с с о в ы й расход *Qm = m/t, кг/сек.* (2.2)

 Они связаны между собой соотношением

 *Qm = ρQ .*  (2.3)

 C к о р о с т ь течения обычно считается равномерно распределенной по сечению потока и равной с р е д н е р а с х о д н о й скорости *υ*:

 υ = *Q/ω*, *м/с*, (2.4)

где ω – площадь поперечного сечения потока.

 **Примечание.** Физический смысл этой

величины: скорость υ - это условно

 постоянная по сечению потока скорость, *υ* *и*

обеспечивающая такой же расход, что и

действительная скорость течения (*и*),

обычно переменная по сечению из-за

торможения потока на ограничивающих

 стенках канала (рис. 2.1). Рис. 2.1. Распределение

 скоростей

 ***Уравнение расхода (сплошности)*.**

 При установившемся течении расход потока жидкости постоянен, хотя

в отдельных сечениях скорость и давление могут меняться, в основном, из-за изменения площади проходного сечения.

9

 *1*

 *2* Рис. 2.2. Схема

*d1 d2*  одномерного течения

*р1* *Q р2*

 Из условия постоянства массового расхода *Qm = const* можно записать *Qm1 = Qm2* или *ρQ1 = ρQ2.* Ecли жидкость имеет постоянную плотность, то последнее уравнение можно записать так: *υ1ω1 = υ2ω2*, или $\frac{υ\_{1}}{υ\_{2}}$ = $\frac{ω\_{2}}{ω\_{1}}$ , (2.5)

то – есть, отношение скоростей потока обратно пропорционально отношению площадей сечений.

 **Пример 2.1.** Размеры конического трубопровода (рис. 2.2): *d1= 100*мм,

*d2 = 50 мм*; расход жидкости *Q = 10 л/с*. Определить скорости потока на входе и выходе.

*Расчет*. Средняя скорость на входе определится по ф. 2.4:

 *υ1 = Q/ω = 4Q/πd12 = 4∙0,01/3,14∙0,12 = 1,27м/с*.

Скорость на выходе: *υ2 = (ω1/ω2)υ1*  = *4∙υ1 = 5,08 м/с*.

**Уравнение Бернулли**

 Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии потока в напорной форме.

 Н а п о р – это удельная энергия потока, выраженная в метрах столба жидкости потока (например, в м. вод. ст.). Полный напор потока состоит из трех составляющих: - *геометрический напор – Z; - пьезометрический напор -* $\frac{p}{ρg}$ ; *- динамический (скоростной) напор -* $\frac{υ^{2}}{2g}$.

 Полный напор потока идеальной (невязкой) жидкости при установившемся течении остается постоянным:

 *Ho = Z +* $\frac{p}{ρg}$ *+* $\frac{υ^{2}}{2g }$ *= const* (2.6)

 **Примечание.**

 Сумма двух первых слагаемых в ур. (2.6) наз. *гидростатическим напором*  и выражает потенциальную энергию потока; последнее слагаемое – это кинетическая энергия. Следовательно, увеличение скорости должно вызывать снижение давления в потоке и наоборот. Допустим, что в примере 2.1 при течении воды (ρ = 1000 кг/м3) давление на входе *р1 = 100 кПа*; каким будет давление в сечении 2-2?

 *Расчет*: Из ф. (2.6) следует, что $\frac{p\_{1}}{ρg}$ + $\frac{υ\_{1}^{2}}{2g}$ = $\frac{p\_{2}}{ρg}$ + $\frac{υ\_{2}^{2}}{2g}$ , то есть $\frac{p\_{2}}{ρg}$ = $\frac{10^{5}}{1000⋅10}$ + $\frac{1,27\_{}^{2}}{20}$ - $\frac{5,1^{2}}{20}$ = = 8,78 м вод. ст. Значит, давление *р2 = 87,8 кПа*, т.е. оно уменьшилось по сравнению с давлением на входе.

10

***Скоростная трубка.***

 Для измерения скоростного, динамического напора на практике применяется стандартный прибор – *трубка Пито* или *скоростная трубка* (рис. 2.3). Она включает два элемента: *I* – пьезометр, показывающий величину пьезометрического напора *р/ρg*, и  *II* – трубка полного напора *Но*.

 Разность уровней в трубках

 *Δh* = *υ2/2g* , поэтому скорость

течения определится как *Δh* ***II***

 *υ =* $\sqrt{2g⋅△h}$ . (2.7) ***I***

 Рис. 2.3. ***υ***

 Схема скоростной трубки

**Пример расчета.**

Если бы такие трубки были установлены в трубопроводе рис. 2.1, то показания их были бы: - на входе *Δh1 = 1,272/20 = 8 см* ; - на выходе  *Δh2 = 5,12/20 = 1,3 м*.

**Расходомеры переменного перепада давления** (РППД).

 Связь и взаимозависимость скорости и давления в потоке жидкости широко используется на практике в различных гидравлических устройствах и, в частности, в так наз. *расходомерах переменного перепада давления (РППД)*. К ним относятся расходомерные диафрагмы, сопла и трубы Вентури.

 Рассмотрим принцип действия *трубы Вентури* (рис. 2.4).

*d*

 *υ1*

 р1 *р2,υ2*

 *D*

 Рис. 2.4.

 Схема трубы Вентури

 *ДМ*

 Поток жидкости в трубе, движущийся в трубе диаметром *D* со скоростью *υ1*, сужается в горловине диаметром *d*, вследствие чего создается высокая скорость течения *υ2* и возникает разность давлений  *Δр = р1 – р2*. Эта

11

величина измеряется дифманометром *ДМ* и используется для определения расхода жидкости. Из уравнений Бернулли и сплошности получаем:

 $\frac{р\_{1}}{ρ}$ − $\frac{р\_{2}}{ρ}$ = $\frac{υ\_{2}^{2}}{2}$ − $\frac{υ\_{1}^{2}}{2}$ ; $\frac{Δр}{ρ}$ = $\frac{\left(1-m\right)v\_{2}^{2}}{2}$; *υ2=* $\sqrt{\frac{2Δp}{ρ(1-m^{2})}}$ ; *Q =υ2∙ω2*.

Здесь: *т = (d2/D2)* – наз. *модулем расходомера*, который определяет степень сужения потока.

 Расчетная формула для расходомера:

 *Q = A*$\sqrt{Δp}$ , (2.8)

где *А –* наз. *постоянной расходомера*; она определяется по формуле

 *А = ω2*$\sqrt{2Δр/ρ(1-m^{2}}$). (2.9)

 На практике часто используют *Q*

*тарировочные кривые* (рис. 2.5),

с помощью которых определяют

расход жидкости по величине

разности давления, измеряемой

дифманометром *ДМ* (способ реше-

ния указан на рис. 2.5).

Рис.2.5. *Δр*

Тарировочная кривая расходомера

**Напорная диаграмма уравнения Бернулли**

*Напорная диаграмма* – это график распределения напоров по длине трубопровода. На рис. 2.6 она приведена для потока идеальной жидкости.

***Н*** *Но* $\frac{υ^{2}}{2g}$ *Линия полного напора*

$\frac{υ\_{1}^{2}}{2g}$*Пьезометрическая*

*линия*

$\frac{p\_{1}}{ρg}$ ***1*** $\frac{p}{ρg}$$\frac{υ\_{2}^{2}}{2g}$

Рис. 2.6

*Z1* ***2***

 *Z*

 *Z2*

12

**Тема 3. Гидравлические сопротивления и потери напора**

**Вязкость жидкостей и ее оценка.**

 *Вязкость* – это внутреннее трение между жидкими частицами, препятствующее их относительному перемещению, обусловленное их межмолекулярным сцеплением.

 И. Ньютон предположил, что ка- *y*

сательное напряжение трения, возни-

кающее между жидкими слоями, про- *Закон изменения скорости частиц*

порционально градиенту скорости, т.е.

производной скорости по высоте слоя *Δy*

(рис. 3.1):

 *τ = µ*$\frac{du}{dy}$ , (3.1) *и*

 где градиент скорости равен *Δи*

$\frac{du}{dy}$ = *lim* $\frac{Δu}{Δy}$;

при *Δу→ 0* Рис. 3.1.

 **- *µ* -** коэффициент динамической вязкости, *Па∙с.*

 Сила вязкого трения будет равна

 *Т = τ∙S*к *= µ*$\frac{du}{dy}$*S*к , где  *S*к  - площадь контакта.

 На практике удобнее пользоваться другой величиной – *кинематическим коэффициентом вязкости*

 *ν = µ/ρ* , *м2/с.*  (3.2)

 Важность рассматриваемой характеристики – вязкости – в том, что она является основным источником гидравлических сопротивлений, вызывающих потери энергии потока.

 **Гидравлические сопротивления и потери напора.**

*Гидравлические сопротивления ­*– это препятствия, вызывающие потери энергии потока; они подразделяются на два вида:

- *сопротивления по длине (линейные)*;

- *местные сопротивления* (*локальные).*

 Названные сопротивления и вызывают соответствующие потери напора.

 ***Линейные потери напора.*** Эти потери вызываются в основномвязкостью жидкости (внутренним трением) и шероховатостью стенок (внешним трением) и вызывают снижение напора по длине трубопровода (рис. 3.2).

13

 *hl*

 *Но1* *Но2*

 *d*

 *υ*

 *L*

 Рис. 3.2. Линейные потери напора по длине трубы

 На участке трубы постоянного диаметра *d* и длиной *L* потери напора по длине равняются разности полных напоров на входе и выходе

 *hl = Ho1 – Ho2*

и определяются по закону Д а р с и:

 *hl = λ*$ \frac{L}{d}\frac{ υ^{2}}{2g}$ , (3.3)

где  *λ –* коэффициент сопротивления по длине, зависящий от режима течения жидкости и шероховатости стенок трубы, *υ* – скорость потока.

 *Режим течения.*

 Под р е ж и м о м т е ч е н и я понимается характер движения жидких частиц относительно друг друга. Существует два режима течения вязких жидкостей:

 - *ламинарное (слоистое) течение*, при котором частицы движутся параллельно друг другу, не перемешиваясь (например, на рис. 3.1);

 - *турбулентное (вихревое) течение*, когда частицы активно перемешиваются, перемещаясь поперек оси потока и образуя мелкие вихри.

 Критерием отличия режимов является ч и с л о Р е й н о л ь д с а:

 *Re =* $\frac{υd}{ν},$ (3.4)

где *ν –* коэффициент кинематической вязкости.

 В технических расчетах принято считать, что если *Re* $< 2000$, то течение в трубе является ламинарным, в противоположном случае (*Re* $\geq 2000 )$– турбулентным. То есть, ламинарное течение характерно для высоковязких жидкостей в узких каналах, турбулентное – для маловязких жидкостей в трубах (каналах) большого диаметра; при этом, при увеличении скорости течения ламинарное течение переходит в турбулентное.

14

 **Пример 3.1.**  По трубе диаметром  *d = 10 мм* течет минеральное масло вязкостью *ν = 0, 1 см2/с*  со скоростью  *υ = 1,5 м/с*. Определить режим течения жидкости.

 *Расчет*: Подставляем заданные величины в формулу (3.4), выразив их предварительно в единой размерности (СИ):

 *Re =* $\frac{1,5∙0,01}{0,00001}$ *= 1500* , т.е. течение ламинарное.

 *Найти*: при какой скорости течения произойдет смена режима течения?

 *Ответ*: Режим течения сменится при *Re* $\geq $ *2000*, значит, критическая скорость течения равна

 *υкр =*  $\frac{2000∙ν}{d}$ = $\frac{2000∙0,00001}{0,01}$ = *2 м/с*.

 *Определение коэффициента λ.* При ламинарном течении коэффициент линейных потерь напора определяется по универсальной формуле:

 *λ*ЛАМ *=* $\frac{64}{Re}$. (3.5)

 Так, в примере 3.1 коэффициент будет равен *λ*ЛАМ= 64/*Re = 0,043*, а линейные потери на участке трубы длиной  *L = 10 м*  составят:

 *hl = λ*$ \frac{L}{d}∙\frac{υ^{2}}{2g}$ *=* $\frac{64}{1500}∙\frac{10}{0,01}∙\frac{1,5^{2}}{2∙10}$ *= 4,8 м масл. ст.*

Чтобы перевести потери напора в потери давления нужно воспользоваться формулой:

 *Δр = ρghl .*  (3.6)

 Допустим, плотность масла равна *ρ = 800 кг/м3*, тогда потери давления составят *Δр = 800∙10∙4,8 = 38400 Па = 38,4 кПа.*

 При турбулентном течении коэффициент *λ* зависит и от шероховатости стенок труб. Эта величина вводится в расчетные зависимости в форме так наз. *относительной шероховатости* - Δ/*d*, где Δ – средняя высота выступов шероховатости, *d* – внутренний диаметр трубы.

 *Универсальная расчетная формула*  для турбулентного течения:

 *λ*ТУРБ = 0.11$\left(\frac{68}{Re} + \frac{Δ}{d}\right)^{0,25}$. (3.7)

 Кроме того, для расчетов широко используются графики и номограммы (см. Приложение I: график Мурина, график Альтшуля).

15

***Местные потери напора.***

 Местные или локальные потери напора вызываются поворотами, сужениями и расширениями русла течения (трубопровода, канала), а также их комбинациями, что имеет место в технических местных сопротивлениях: вентилях, клапанах, задвижках и др.

 *h*м Рис. 3.3. Местное

 гидравлическое сопротивление

 *ζ*

 *υ*

 Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле:

 *h*м = ζ$ \frac{υ^{2}}{2g }$ , (3.8)

где *ζ – коэффициент местного гидравлического сопротивления (МГС)*, определяемый опытным путем; для основных видов МГС составлены расчетные таблицы (Приложение II), в которых значения коэффициентов даны для развитого турбулентного течения.

**Пример 3.2.**

Коэффициент сопротивления вентиля обычно равняется *ζ*в = *3.* Каковы будут местные потери напора, если такой вентиль установить на трубе, рассмотренной в примере 3.1, для турбулентного течения (*υ = 2 м/с*)?

 *Расчет*:

 *h*м =  *ζ* $\frac{υ^{2}}{2g}$ = *3*$\frac{2^{2}}{20}$ *= 0,6 м масл. ст.*

 Потери давления соответственно будут *Δр = ρgh*м  = 800∙10∙0,6 = 4,8 кПа.

***Общие потери напора.***

 Суммарные общие потери напора в трубопроводе определяются по *закону сложения потерь*:

 *h*w = *hl  + ∑h*м = *(λ*$\frac{L}{d }$ *+ ∑ζi* )∙$\frac{υ^{2}}{2g}$ , (3.9)

где *∑ζi –* сумма коэффициентов всех местных сопротивлений, установленных на данном трубопроводе.

16

***Уравнение Бернулли и напорная диаграмма.***

 Основное уравнение потока вязкой жидкости – уравнение Бернулли – теперь записывается с учетом потерь:

 *Z1 +* $\frac{p\_{1}}{ρg }$ *+* $\frac{υ\_{1}^{2}}{2g}$ *= Z2* + $\frac{p\_{2}}{ρg}$ + $\frac{υ\_{2}^{2}}{2g}$ + *h*w . (3.10)

 Соответственно, и напорная диаграмма потока (рис. 3.4) будет отличаться от соответствующей диаграммы (рис. 2.6) для потока идеальной жидкости.

 *Z*

$\frac{υ\_{1}^{2}}{2g}$

$\frac{p\_{1}}{ρg}$ *I h*w

 *II*

 $\frac{υ\_{2}^{2}}{2g}$

 *Z1  III* $\frac{p\_{2}}{ρg}$

 *Z2*

*0 X*

 Рис. 3.4. Напорная диаграмма потока вязкой жидкости

 Здесь: *I* – линия полного напора; *II –* линия пьезометрического напора;

 *III –* линия геометрического (геодезического) напора

**Примечание.**

Нетрудно заметить, что пространственная ориентация трубопровода ( наклон или подъем трубы ) влияет лишь на изменение геометрического напора; при этом гидростатический напор ( *Z + p/ρg* ) остается неизменным.

17

**Тема 4. Расчеты трубопроводов и трубопроводных систем**

 В технических и практических задачах встречаются разные виды течений жидкостей. Основными из них являются:

- *течения в открытых каналах* (лотках, туннелях и т.д.), когда движение жидкости обеспечивается только разностью геодезического напора;

- *струйные течения* (без твердых внешних границ потока) – жидкостей в газовой или жидкостной среде;

- *течение в закрытых каналах* (трубах, щелях и т.д.), обычно и называемые собственно *напорными*.

 Для машиностроительной гидравлики наиболее важными являются два последних.

***Истечение жидкостей через отверстия и насадки***

 Как уже указывалось выше, *истечение* – это свободное, струеобразное движение жидкости без воздействия внешних границ – стенок на поток.

 Рассмотрим такое течение через *отверстие в тонкой стенке* (рис. 4.1).

 Рис. 4.1.

 Схема истечения жидкости

 *ро p*атмчерез отверстие в тонкой стенке

 *Z*

 *ωo υo*

 *yо*

 *ρ xo*

 Из емкости под избыточным (сверх атмосферного) давлением *ро*  жидкость плотностью *ρ*  вытекает через отверстие в тонкой стенке площадью *ωо*  в воздушную среду с атмосферным давлением *р*атм. Высота уровня жидкости над отверстием *Z*, высота расположения отверстия над плоскостью падения струи *уо*. Определим скорость истечения *υо*  и расход *Qo* жидкости,

18

а также дальность вылета струи *хо*, с учетом вязкого сопротивления.

 **Примечание.**  Для расчетов таких течений вводят несколько *коэффициентов истечения*, которые для стандартных отверстий (круглых, квадратных, треугольных и т.д.) имеют постоянные значения (см. Приложение III).

 Особенность истечения через отверстие в том, что на выходе струя жидкости испытывает сжатие, т.е. площадь сечения струи *ω* меньше площади отверстия *ωо* , что учитывается *коэффициентом сжатия*:

 εо = *ω/ωо*. (4.1)

 Для круглых отверстий его значение принимается  *εо = 0,64*.

 Вследствие сжатия происходят местные потери напора, определяемые как *h*сж = *ζ*сж$\frac{υ\_{0}^{2}}{2g}$,

 а снижение скорости истечения вследствие потерь напора учитывается *коэффициентом скорости*, равным

 *φо =* $\frac{1}{\sqrt{1+ ζ\_{сж}}},$ (4.2)

стандартное значение которого для круглых отверстий равно  *φо = 0,95*.

 *Скорость истечения через отверстие* равна

 *υо = φо* $\sqrt{2gН\_{ист}}$ , (4.3)

где *напор истечения*, действующий над центром отверстия, равен

 Нист = $\frac{р\_{о}}{ρg}$ + *Z* .

**Пример 4.1.**

Для схемы рис. 4.1 дано:- жидкость: вода, с плотностью *ρ = 1000 кг/м3*; -избыточное давление над жидкостью *ро = 20 кПа*; - высота уровня жидкости над отверстием *Z = 2 м*. Определим скорость струи на выходе.

*Расчет*: - напор истечения

Нист = $\frac{20∙10^{3}}{1000∙10}$ + 2 = 4 *м вод. ст.*;

 - скорость струи

 *υо = 0,95*$\sqrt{20∙4}$ *= 8,5 м/с*.

 *Объемный расход жидкости* через круглое отверстие равен (из ф. 2.1)

 *Qo = υo∙ω*,

где площадь сечения струи определяется через коэффициент сжатия

 *ω = εо∙ωо*.

 Отсюда, *Qo = εoφoυo*, или из ф. 4.3, обозначив *коэффициент расхода*

 *µо = εоφо*,(4.4)

получаем выражение для расчета расхода истечения

 *Qo = µoωo*$\sqrt{2gН\_{ист}}$. (4.5)

19

 Из выражения 4.4 получаем *стандартное значение коэффициента расхода* для круглых отверстий: *µо = 0,64∙0,95 = 0,608 ≈ 0,61.*

 **Пример расчета.** Зная, допустим, диаметр отверстия (пример 4.1) *do* = 20 мм, находим величину расхода:

*Qo = µo∙*$\frac{πd\_{0}^{2}}{4}$ $\sqrt{2gH\_{ист}}$ = 0,61∙0,785∙0,022∙$\sqrt{20∙4}$ = 0,0017 *м3/с*.

 *Дальность вылета струи – хо*  зависит от высоты расположения отверстия и напора истечения:

 *хо  = 2φо∙*$\sqrt{у\_{0}Н\_{ист}}$. (4.6)

 **Пример расчета.**  Допустим на рис. 4.1 отверстие расположено на высоте 1 м, тогда дальность вылета струи будет

 ***х****о* = 2∙0,95∙$\sqrt{1∙4}$ = 3,8 м.

***Истечение через насадки (сопла)***

 Н а с а д о к - это короткий патрубок, используемый для формирования струи. Насадки или *сопла* могут быть разной геометрии и длины (см. Приложение IV), но это влияет лишь на численные значения их коэффициентов истечения: расчетные формулы (4.3; 4.5 и 4.6) остаются без изменения.

 Например, для стандартных *цилиндрических насадков* установлены коэффициенты: *ε*цн = 1; *φ*цн = 0,82; *µ*цн = 0,82.

 Тогда, в примере 4.1 при тех же исходных данных и установке на месте отверстия цилиндрического насадка, получились бы следующие величины:

 - *скорость истечения*

 *υ*цн = *φ*цн ∙$\sqrt{2gH\_{ист}}$ = 0,82∙$\sqrt{20∙4}$ = 7,33 м/с;

 *- расход истечения*

 *Q*цн = *µ*цн∙ωцн∙$\sqrt{2gH\_{ист}}$ = 0,82∙0,785∙$0,02^{2}\sqrt{20∙4}$ = 0,0023 м3/с;

 *- дальность вылета струи*

 *х*цн  = *2∙φ*цн$\sqrt{уН\_{ист }}$ = 2∙0,82∙$\sqrt{1∙4 }$ = 3,28 м.

 Расчеты показывают, что при использовании данного типа насадка скорость струи и дальность вылета снижаются, а расход возрастает.

 **Примечание.** Эта закономерность, однако, справедлива лишь до определенных значений напора истечения, так наз. *предельного напора Н*пр , после достижения которого происходит *срыв работы насадка*, и истечение становится аналогичным истечению через отверстие. Причины этого явления проанализированы в специальной литературе [напр. 1, с.105-107].

20

***Расчет простого трубопровода***

 П р о с т ы м называется трубопровод постоянного сечения, не имеющий ответвлений и пропускающий постоянный расход при постоянной разности напоров на входе и выходе (рис. 4.2).

 *hw*

 *Ho1*

 *Ho2*

 *d (К,А)*

 *Q*  Рис. 4.2

Схема простого

 *L* трубопровода

 Разность напоров на входе и выходе наз. *действующим напором*:

 *Н*д = *Но1 – Но2 = h*w .

 При расчетах принято, что действующий напор равен общим потерям напора, при этом, потери рассчитываются как линейные по так наз. *водопроводным формулам*:

 *h*w *=*  *hL* = $\frac{Q^{2}}{K^{2}}$ *L* , (4.7)

где *К* – наз. *модулем расхода*; эта величина определяется по таблицам в зависимости от материала и диаметра труб, выпускаемых промышленностью (см. Приложение V), имеет размерность объемного расхода - *л/с*.

 Наличие местных сопротивлений и потерь напора в них учитывается введением дополнительных *эквивалентных длин местных сопротивлений – l*экв, которые также табулированы (Приложение VI); эти длины прибавляются к общей геометрической длине трубопровода *lo* и таким образом расчет производится по увеличенной расчетной длине трубы *L*:

 *L = lo  + ∑l*экв. (4.8)

 *Гидравлические расчеты простых трубопроводов* состоят в решении трех основных задач:

1. *Определение действующего напора* *Н*д по заданному расходу *Q*;
2. *Определение расхода Q* по заданному *Н*д  (или *hL*);
3. *Определение необходимого диаметра трубы* при заданных расходе и действующем напоре.

21

*1.Определение действующего напора* – Нд . В этом случае должны быть заданы: необходимый расход *Q (л/с)*; характеристики трубы – диаметр *d*, модуль расхода *К*, расчетная длина трубы *L*. Тогда по формуле (4.7) находим:

Нд **=** *hL* = $\frac{Q^{2}}{K^{2}}$*L* .

**Пример 4.2.**

 Дано: стальная труба диаметром *d = 100 мм*, общей длиной *lo = 100 м* имеет два технических МГС – вентиль и клапан; по трубе должен пропускаться расход воды *Q =* 15 *л/с*. Определить: необходимый напор *Н*Д.

*Расчет*. По таблице (Приложение V) устанавливаем величину модуля расхода: *К = 61 л/с*, т.е. *К2 = 3740 л2/с2*; по таблице эквивалентных длин (Приложение VI) устанавливаем добавочные длины от МГС: - вентиля – *l*экв1= = 35 *м*, - клапана – *l*экв2 = *20 м*. То есть, расчетная длина трубы *L = 155 м*, и искомое значение действующего напора будет:

 *Н*д = $\frac{15^{2}}{3740}$ *155* = *9,325 м вод. ст.*

*2.Определение расхода – Q*. Здесь должны быть заданы: действующий на- пор - Нд ; характеристики трубопровода – *d, L, K*; тогда из формулы (4.7) определяется

 *Q* = $\sqrt{\frac{H\_{д∙}К^{2}}{L}}$ . (4.9)

 **Пример расчета. З**аменим в предыдущем расчетном примере 4.2 трубу: *d = 80 мм*,  *L = 100 м, К2 = 856 л2/с2* и определим, какой расход воды пропустит труба при полученном ранее действующем напоре *Н*д = 9,325 *м.*

 ***Расчет***. Подставив в ф. (4.9) заданные величины, получаем

 ***Q*** *=* $\sqrt{9,325∙856/100}$ *= 8,93 л/с.*

***Графо-аналитический способ решения***

Если трубопровод работает в широком диапазоне расходов, например, в насосных установках, то целесообразнее использовать *характеристику трубопровода* для установления требуемых данных по расходам и напорам.

 *Характеристика трубопровода* – это график зависимости потерь на- пора от расхода (или скорости) жидкости, протекающей по трубе (рис.4.3). Она строится заранее во всем диапазоне изменения расхода по уравнению:

 *hL = Aо∙Q2*, (4.10)

22

где  *Ао –* наз. *расходной характеристикой трубопровода;* она оценивает гидросопротивление трубы. С помощью характеристики решаются обе задачи (см. рис. 4.3).

 *hL*

  *AoQ2* Рис. 4.3.

 Характеристика

  *H*д  простого трубопровода

 *Н*зад

Решение задачи *1*

Решение задачи *2*

 *Q*зад *Q*

 *0 Q*

 *3.Определение необходимого диаметра трубы – d.* Для решения данной проблемы кроме задания расхода и действующего напора необходимо знать, из какого материала должна быть изготовлена труба (стальная, чугунная, пластмассовая и др.). Далее, из ф. (4.7) находят значение модуля расхода

 *К = Q*$\sqrt{\frac{L}{H\_{д}}}$ *,*  (4.11)

и по соответствующей таблице подбирается стандартное значение диаметра трубы *d*.

 **Пример расчета.** Какой диаметр должна иметь стальная труба, предназначенная для пропуска расхода воды *Q = 12 л/с* при действующем напоре *Н*д = *5 м* и длине *L=100 м*?

 ***Расчет.*** Подставив в формулу (4.11) заданные величины, получаем значение *К*:

 ***К*** *= 12*$\sqrt{\frac{100}{5}}$ *= 53,66 л/с*.

Из таблицы (Прилож. V) находим ближайшее подходящее значение *K = 61,16 л/с* , что соответствует диаметру

 *d = 100 мм.*

**Примечание.**

 Следует отметить, что дополнительным ограничивающим фактором, влияющим на выбор внутреннего диаметра трубы, является предельно допустимая скорость течения жидкости, поскольку от ее значения существенно зависят потери напора (ф. 3.9). ГОСТ устанавливает предельные скорости течения *υ*прдля различных гидравлических систем, тогда величина минимального внутреннего диаметра определяется по формуле:

23

 *dmin =* $\sqrt{\frac{4Q}{πυ\_{пр}}}$ *.*  (4.12)

 Так, в предыдущем расчетном примере при *υ*пр = *2 м/с* диаметр трубы будет *d = 88 мм,* что соответствует стандартному промышленному значению *d = 90 мм*.

***Насосный трубопровод*** (рис. 4.4)

Такой трубопровод соединяет *насос «*Н*»* с потребителем «П», к которому жидкость плотностью *ρ* должна поступать под заданным давление  *ро*  на высоту *Z* с необходимым расходом *Q*.

 *ро* При заданных характеристиках трубы и

 *Q* жидкости необходимое давление насоса

*ζ*к *ρ* должно быть не менее

 **П** *р*н = *ро + ρgZ*  + *Δp*W ,

 *λ,d,L* *Z* где:

 - *ρgZ = pg*  -весовое давление жидкости;

 *ζ*в Рис. 4.4 - *Δр*W  = *ρgh*W  - общие потери давления

 в трубопроводе.

 Необходимая *мощность насоса*:

Н *Р*н = *р*н∙*Q*н; (4.13)

 Здесь: [*p*] = *Па*; [*Q*] = *м3/с*, тогда

 размерность мощности [*P*] = *Вт.*

**Пример 4.3.**

Для насосного трубопровода (рис. 4.4) задано: *d = 100 мм; L = 100 м;*

*λ = 0,02; ζ*в = *4; ζ*к = *1; Z = 50 м; ро = 20 кПа; ρ = 1000 кг/м3; Q = 15 л/с.*

*Определить* необходимую мощность насоса

*Расчет.*

1. Найдем общие потери напора и давления по формулам (3.9) и (3.6):

 *h*w = (*λ*$\frac{L}{d}$ *+ ζ*в  + *ζ*к )$\frac{υ^{2}}{2g}$ = (0,02$\frac{100}{0,1}$ + *4 +1*) $\frac{1,91^{2}}{20}$ = 25$\frac{3,65}{20}$ = *4,65 м,*

где скорость потока равна: *υ = 4Q/πd2 = 5∙0,015/ 3,14∙0,12= 1,91 м/с.*

  *Δр*w = *ρgh*w  = *1000∙10∙4,65 = 46,5 кПа.*

1. Требуемая мощность насоса

 *Р*н = *р*н*∙Q* = *46500∙0,015 = 697,5 Вт.*

**Примечание.**

Для нахождения необходимой мощности привода насоса «М» нужно мощность насоса разделить на КПД насоса, который берется из паспортных данных машины. Допустим в примере 4.3 КПД насоса равен *ηн = 0,8*; тогда необходимая мощность привода будет равна

 *Р*пр = *697,5/0,8 = 872 Вт.*

24

***Расчеты сложных трубопроводов (трубопроводных систем)***

С л о ж н ы м считается трубопровод, состоящий из различных участков, соединенных между собой общими узловыми точками. К сложным относятся также и кольцевые трубопроводы, трубопроводы с непрерывной раздачей расхода по пути и др. Такие соединения трубопроводов называют часто *трубопроводными системами (ТС).*

Проанализируем особенности расчета различных типов ТС.

1. **Трубопровод с раздачей жидкости по пути.**

 *Q*о *Q*тр

 *q L*

Рис. 4.5. Трубопровод с раздачей по пути

 Общий расход *Qo* в этом трубопроводе складывается из суммы двух расходов: - *Q*тр – *транзитного* – на выходе из трубы и *Q*пут – *путевого* , распределяемого по длине трубы *L* с *интенсивностью q* [(*л/с)/м*]:

 *Qo = Q*тр  +  *Q*пут = *Q*тр  +  *qL* , (4.14)

где *Q*пут  = *qL.*

 Поэтому потери напора на участке определяются по ф. 4.7 с использованием понятия обобщенного *эффективного расхода Q*эф:

 *hL =* $\frac{Q\_{эф}^{2}}{К^{2}}$*L*, (4.15)

где эффективный расход определяется по зависимости:

 $Q\_{эф}^{2}$ = $Q\_{тр}^{2}$ *+* $Q\_{тр}$*∙*$Q\_{пут}$ *+* $\frac{Q\_{пут}^{2}}{3}$ *.* (4.16)

При отсутствии транзитного расхода ($Q\_{тр}$ = 0) эффективный расход будет равен:

 *Q*эф = *0,58 Q*пут . (4.17)

Кроме того, на практике вместо ф. 4.16 часто пользуются приближенной зависимостью:

 *Q*эф  = *Q*тр  + *0,55 Q*пут. (4.18)

которая, правда, при наличии транзитного расхода дает несколько завышенные результаты.

25

**Пример 4.4.**

Стальной перфорированный трубопровод оросительной установки имеет длину *L = 50 м*, диаметр *d = 125 мм* и обеспечивает интенсивность раздачи воды *q= 1 (л/с)/м.* За час работы установка потребляет 250 м3  жидкости.

Какова должна быть мощность насоса для обеспечения данной производительности установки?

*Расчет.*

Для определения мощности насоса необходимо знать требуемое давление на входе в трубу. Для этого нужно предварительно найти потери давления на гидросопротивления.

1. Определяем расходы в трубе и эффективный расчетный расход:

*Q*пут = *qL = 50 л/с*; *Q*o = *250∙103/3600 = 69,44 л/с*; *Q*тр = *Qo – Q*пут= *19,44 л/с*.

 *Q*эф = *Q*тр + *0,55 Q*пут = *19,44 + 27,5 ≈ 47 л/с*.

1. Рассчитаем потери напора и давления:

- Из таблицы Приложения V находим  *К2 = 9425 л2/с2* и по ф. 4.15 определяем потери напора:

 *hL = (472/9425)∙50 = 11,72 м;*

- Потери давления, равные необходимому давлению насоса, будут:

 *Δр*w = *ρghL = 117,2 кПа*.

1. Необходимая мощность насоса

 *Р*н = *Δр*w∙*Qo* = *117200∙0,06944 = 8138 Вт ≈ 8,14 кВт.*

1. **Последовательное и параллельное соединение труб**

При *последовательном соединении участков* (рис. 4.6) расчет общих потерь напора в системе производится по формуле:

 *hLo =* $\left(\frac{L\_{1}}{K\_{1}^{2}}+ \frac{L\_{2}}{K\_{2}^{2}}+ \frac{L\_{3}}{K\_{3}^{2}}\right)Q^{2}.$ (4.19)

 *d1,* *L1, K1 d2,L2, K2 d3,L3,K3*

 *Q*

 Рис. 4.6. Последовательное соединение труб

При этом, расходы на каждом участке одинаковы и равны *Q*.

При *параллельном соединении участков* (рис. 4.7) общие потери напора в системе равны потерям на любом из участков, т.е.

 *hLo =* $\frac{Q\_{1}^{2}}{K\_{1}^{2}}L\_{1}$ *=*$\frac{Q\_{2}^{2}}{K\_{2}^{2}}L\_{2}$ *=* $\frac{Q\_{3}^{2}}{K\_{3}^{2}}L\_{3} .$(4.20)

При этом, общий расход по системе равен сумме расходов в линиях:

26

 *Qo  = Q1  + Q2 + Q3 .*

 *Q1 Q2*

 *Q2 Q1*

 *А В С*

 *Q3 Q3*

 Рис. 4.7. Рис. 4.8.

При *последовательно-параллельном соединении* труб (рис. 4.8) система рассчитывается как последовательное соединение, в котором участок  *ВС* заменяется *эквивалентной линией BC*, характеристика которой аналогична суммарной характеристике параллельного соединения линий *2* и *3* (рис. 4.9).

 *В С*

 *А*

 Рис. 4.9. Расчетная схема последовательно-параллельного соединения

Суммарные потери в соединении определяются как

 *hLo  = hL1 + hLэкв  = Н*д.

На рис. 4.10 показан графо-аналитический метод решения с помощью характеристик трубопроводов:

 *Н*д *hL  2 3 2+3*

 Рис. 4.10.

Графо-аналитический метод

 *1+2+3*  расчета последовательно -

параллельного соединения

 *1*

 *Q*

 *Q2 Q3 Q1*

Вначале складываются характеристики параллельных линий *2* и *3* (при постоянных значениях потерь для обеих линий) – «по горизонтали»; далее суммируются (при расходе *Q1*) - «по вертикали» - потери в линии *1* и в параллельном участке *2 + 3*.

27

1. **Разветвленно-тупиковая система**

*Разветвленно-тупиковая трубопроводная система (РТС)* – это обычно совокупность участков, питаемых из одного источника – насосной станции (*НС*) или водонапорной башни (*ВНП*); при этом, отдельные участки могут быть самой разной конфигурации (рис. 4.11).

3

2

1

 *Q3, p3*

 *Q*A  *Q*B

 B *Q1, p1*

O A

 C

 *Q*C

 D *Q2, p2*

 *Q*D

 Рис.4.11. Схема разветвленно-тупиковой системы

Основными задачами расчета РТС обычно являются:

* определение необходимых давления *ро* и подачи *Qo* насосной станции (или водонапорной башни), обеспечивающих требуемые расходы и давления у потребителей ( *pi , Qi*) и в узловых точках;
* подбор диаметров труб при заданных напорах на входе в систему и у потребителей, обеспечивающих расчетные расходы потребителям и узловые отборы жидкости: *Q*A, *Q*B, *Q*C  и т.д.

Рассмотрим (для примера) порядок расчета первой задачи.

1. Вначале выбирается так наз. *определяющее направление*, магистраль, где расположен потребитель, для обеспечения рабочих параметров которого (давления и расхода) необходимо максимальное начальное *ро* (например, линия ОАВС1 на рис. 4.11).
2. Далее, двигаясь «против течения» - от потребителя к точке «О», устанавливают величины потерь давления *Δрi*  на каждом участке по заданным расходам и характеристикам труб (*Кi*). В итоге получают предварительное значение начального давления *ро*, которое может быть уточнено путем проверочного расчета по другому магистральному (*конкурирующему*) направлению.
3. Затем рассчитываются трубопроводы, отходящие от магистрального направления (так наз. *ответвления*), с целью проверки: достаточно ли давления в узловой точке для обеспечения необходимых параметров потребителя.

28

Расчет ответвлений ведется аналогично расчету магистрали, но от узловой точки к потребителю («по течению»).

Расчет целесообразно дополнять построением пьезометрической линии магистрали и ответвлений, чтобы удостовериться в правильности результатов.

**Пример 4.5.**

 Методику решения задачи по подбору необходимых диаметров труб рассмотрим на конкретном примере (рис. 4.12).

 Рис. 4.12.

 Схема к примеру расчета 4.5.

 *ρ*

4

3

 *Н*о *N*

1

2

 *Q1 Q2*

 *E F*

 *C Q*E

  *A B D*

 *Q3*

 *Q4*

 *Q*D  *M*

 *G*

Подобрать диаметры чугунных труб для участков водопроводной сети при заданных расходах потребителей (*Q1 – Q4*) и в узловых точках *Q*D и *Q*E, необходимых напорах в точках потребления и при указанных длинах участков.

Местные потери напора не учитывать.

*Исходные данные*

Длины участков: *L*AB = *750 м, L*BC = *700 м, L*CD = *800 м, L*DE = *200 м, L*EF = *400 м, L*BG = *250 м, L*CN = *300 м, L*DM = *300 м.*

Расходы воды: *Q1 = 5 л/с*, *Q2 = 8 л/с, Q3 = 7 л/с, Q4 = 18 л/с, Q*E = *10 л/с, Q*D = *12 л/с*.

Напоры: *Но = Н*А = *41 м, Н*В = *8 м, Н*С = *9 м, Н*D = *11м, Н*Е = *12 м, Н*F = *13м, Н*G = *7 м, Н*М *= 10 м, Н*N = *14 м.*

**Примечание.**  При решении таких вводится особое понятие – *средний пьезометрический уклон*, равный отношению полных потерь напора к длине линии (участка, магистрали)

 *i*cp *= hL / L* (4.21)

29

*Решение*

Выбираем определяющее направление системы – *магистраль -* на самой протяженной линии *ABCDEF* и с учетом разности напоров находим полные допустимые потери

 *hL*= *Н*А – *Н*F  = *41 – 13 = 28 м.*

Вычислим средний пьезометрический уклон системы (ф. 4.21):

 *i = hL/∑Li = 28/*( *750 + 700 + 800 + 200 + 400*) =  *0,00983.*

Выбор диаметров чугунных труб производим путем расчета модулей расходов *Кi*р *(л2/с2)* с использованием таблиц (Приложение V):

*K2*EF *= Q22/i*cp = *82/0,00983 = 6510*,  *d*EF = *125 мм* ( К2= 9025);

*K*DE*2 = QDE2/i*cp = *182/ 0,00983 = 33000, dDE = 150 мм* (К2 = 23890);

*KCD2 = QCD2/i*cp  *= 372/ 0,00983 = 139000, dCD = 200 мм* (К2 = 110750);

*KBC2 = QBC2/i*cp = *422/ 0,00983 = 180000, dBC = 250 мм* (К2 = 363400);

*KAB2 = QAB2/i*cp = *602/0,00983 = 366000, dAB = 250 мм* (К2 = 363400).

Здесь в скобках указаны действительные модули расходов для выбранных диаметров стандартных чугунных труб, которые нужно использовать для проверочного расчета потерь. Подставив их в расчетную зависимость для полных потерь на магистральной линии *ABCDEF*, получаем значение

*hL*pac = *∑*$(\frac{Q\_{i}^{2}}{K\_{i}^{2}}∙L\_{i})$ *= 26,8 м,*

что не превышает установленного значения в *28 м*.

 Диаметр труб на ответвлениях определяется аналогичным образом, с учетом напоров у потребителей и разности геодезических отметок уровней (на схеме не указаны):

 Ответвление *BG* :

 *KBG2 =* $\frac{Q\_{BG}^{2}}{∆H\_{BG}}L\_{BG }$*=* $\frac{18^{2}∙250}{41-8-7,45+1}$ *= 3050*;  *dBG = 125 мм.*

 Ответвление *CN*:

 *KCN2=* $\frac{Q\_{CN}^{2}}{∆H\_{CN}}$*LCN =* $\frac{5^{2}}{41-9-7,45-3,57-5}$*300 = 470; dCN= 75 мм.*

 Ответвление *DM*:

 *KDM2 =* $\frac{Q\_{DM}^{2}}{∆H\_{DM}}$ *LDM =* $\frac{7^{2}}{41-11-7,45-3,57-9,9+1}$*300 =1460; dDM = 100 мм.*

 Подробнее методы расчета трубопроводных систем рассмотрены в специальной литературе [1, гл. 5].

30

*Приложение I*

31

*Приложение II*

 **Местные гидравлические сопротивления (МГС)**

1. *Резкое расширение потока ω1 ω2*

*ζ*рр = $\left(1- \frac{ω\_{1}}{ω\_{2}}\right)^{2}$ ω

2. *Резкое сужение потока ω1* *ω2*

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ω2 */ω1* | 0 - 0,01 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 |
| ***ζ***рс | 0,5 | 0,45 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 |

3. *Поворот потока (колено)*

Резкий поворот Плавный поворот

 *d*

 ***ζ***рп = 1,5 *R*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *R/d* | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| ***ζ*K** | *0,29* | *0,15* | *0,12* | *0,1* | *0,08* |

1. *Технические МГС*

Задвижка Вентиль

 ***ζ*З  =** 0,45 $≑1$ ***ζ*В =** 1,4 ≑ 5,5

Клапан Пробочный кран

 ***ζ*КЛ =** 2 ≑ 6 ***ζ*КР =** 1 ≑ 2

32

*Приложение III*

**Коэффициенты истечения через отверстия**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| геометрия отв-я | **εо** | **φо** | **µо** |
|  | **0,64** | **0,95 – 0,97** | **0,61 – 0,62** |
|  | **0,61 – 0.62** | **0,92 – 0,93** | **0,56 – 0,58** |
|  | **0,62 – 0,63** | **0,94 – 0,95** | **0,58 – 0,6** |

*Приложение IV*

**Коэффициенты истечения через насадки**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Тип насадка | **εн** | **φн** | **µн** |
| цилиндрический | 1 | 0,82 | 0,82 |
| конический сужающийся | 0,91 – 1,0 | 0,9 – 0,98 | 0,88 – 0,98 |
| коноидальный | 1 | 0,95 – 0,98 | 0,95 – 0,98 |

*Приложение V*

 **Эквивалентные длины местных гидросопротивлений,** [*м*]

|  |  |
| --- | --- |
| **Вид МГС** | Диаметр трубы, *мм* |
| 25 | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 400 |
| Вентиль | 6 | 15 | 35 | 60 | 65 | 100 | 140 | 200 |
| Задвижка | 0,3 | 0,7 | 1,5 | 2,5 | 3,5 | 5,0 | 6,0 | 8,5 |
| Обратный клапан | 4 | 7 | 20 | 31 | 45 | 63 | 81 | 123 |
| Колено прямое | 1,3 | 2,5 | 5,0 | 7,5 | 10 | 12,5 | 15,0 | 20 |
| Колено (R/d = 1) | 0,25 | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 |
| Вход в трубу | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Выход из трубы в резервуар | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |

33

*Приложение VI*

**Расходные характеристики (модули расхода) труб**

|  |  |
| --- | --- |
| Диаметр трубы *d,мм* |  Значение расходной характеристики (модуля расхода) *К, л/с* |
| новые стальные | не новые стальн. | чугунные | пластмассовые |
| 40 | 7,85 | 4,74 | 6,55 | 11,8 |
| 50 | 12,1 | 9,5 | 8,15 | 12,85 |
| 70 | 20,15 | 18,6 | 18,2 |  - |
| 75 | 40,4 | 32,8 | 24,19 | 30,6 |
| 80 | 57,1 | 46,9 | 31,6 | 32,8 |
| 100 | 91,2 | 76,0 | 56,5 | 55,5 |
| 125 | 136 | 114,4 | 101,5 | 104 |
| 150 | 212 | 180,5 | 164 | 148 |
| 175 | 257 | 219 | - | - |
| 200 | 440 | 380 | 350 | 440 |
| 225 | 575 | 520 | - | - |
| 250 | 779 | 646 | 625 | 873 |
| 300 | 1230 | 1085 | 1045 | 1190 |
| 325 | 1285 | 1290 | - | - |
| 350 | 1840 | 1635 | 1485 | - |
| 400 | 2600 | 2320 | 2140 | - |
| 450 | 3530 | 3160 | 2900 | - |
| 500 | 4610 | 4160 | 3840 | - |
| 600 | 7330 | 6650 | 6200 | - |
| 700 | 10500 | 9530 | 9320 | - |
| 800 | 14800 | 13500 | 13300 | - |