

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
"ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ"**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к курсовому проектированию
по дисциплине «Гидрогазодинамика»
для студентов специальности
8.090507 «Криогенная техника и технология»**

Харьков НТУ «ХПИ» 2006

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
"ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ"**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к курсовому проектированию
по дисциплине «Гидрогазодинамика»
для студентов специальности
8.090507 «Криогенная техника и технология»**

Утверждено
редакционно–издательским
советом НТУ «ХПИ»
протокол № 2 от 22.06.2006

Харьков НТУ «ХПИ» 2006

Методичні вказівки до курсового проектування по дисципліні «Гідрогазодинаміка» для студентів спеціальності 8.090507 «Кріогенна техніка і технологія» / Укл. С.В. Юшко, О.Є. Борщ.— Харків: НТУ «ХПІ», 2006.— 32 с.

Укладачі: С.В. Юшко
О.Є. Борщ

Рецензент: професор, д.т.н. М.С. Степанов, кафедра «Гідро пневмоавтоматика та гідропривід», НТУ «ХПІ»

Кафедра «Технічна кріофізика»

ВСТУПЛЕНИЕ

Нет почти ни одной отрасли техники, которая не была бы связана в той или иной степени с необходимостью перемещения жидкостей или газов по трубам, каналам и различным аппаратам. Степень сложности гидравлических или газоздушных сетей при этом может быть самой различной.

В одних случаях это магистральные сети, состоящие в основном из прямых труб очень большой протяженности (нефтепроводы, газопроводы, водопроводы, паропроводы, воздухопроводы вентиляционных установок крупных производств и т. п.).

В других случаях это сети сравнительно небольшой протяженности с большим числом разнообразных фасонных и разветвленных частей, различных препятствий в виде дроссельных или регулирующих устройств, решеток, выступающих частей и т. д. (воздухопроводы разветвленных вентиляционных установок; газоходы металлургических, химических и других производств, котельных агрегатов, атомных реакторов, сушилок и химических установок; бензомаслопроводы и другие трубопроводы самолетов, ракет и т. д.).

Часто сеть, по которой перемещается жидкость или газ, представляет собой единый агрегат (котлы, различные печи, теплообменники, двигатели, воздухо- и газоочистные аппараты, аппараты химической, нефтехимической и других отраслей промышленности).

Во всех случаях необходимо правильно рассчитать гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление сети. Мало того, современное проектирование сооружений со сложными формами гидравлических и газоздушных сетей не может проводиться достаточно правильно без понимания основных физико–механических процессов, происходящих в сложных элементах сетей, и учета рекомендаций по улучшению условий течения и снижению местного гидравлического сопротивления этих элементов.

Во многих сложных элементах трубопроводных сетей наблюдается большая неустойчивость потока, связанная с периодичностью отрыва его от стенок, периодическим изменением места и величины зоны отрыва и вихреобразования, что приводит к различным значениям гидравлических сопротивлений.

Конфигурация участков и препятствий трубопроводных сетей, их геометрические параметры, условия подвода, отвода и режимы течения столь многообразны, что в литературе не всегда можно найти необходимые опытные данные для расчета их гидравлического сопротивления. Необходимые для этого сведения приводятся в настоящем пособии.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И УРАВНЕНИЯ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Реальная (вязкая) жидкость характеризуется наличием сил трения (гидравлического сопротивления), возникающих в ней при движении.

Часть полной энергии потока, идущая на преодоление сил гидравлического сопротивления, возникающих при движении реальной (вязкой) жидкости (газа) по трубам и каналам, переходит в тепло, которое рассеивается в системе (сети) безвозвратно. Эта потеря энергии обусловлена необратимым переходом механической энергии (работы сил сопротивления) в теплоту. Поэтому под гидравлическим сопротивлением или гидравлическими потерями подразумевается величина, равная безвозвратной потере полной энергии на данном участке.

Коэффициентом гидравлического сопротивления называют отношение потерянной полной энергии (мощности) потока к кинетической энергии (мощности) или потерянного полного давления, осредненного по массовому расходу, к динамическому давлению.

Различают два вида гидравлических потерь напора:

1) гидравлические потери трения на длине l . Они распределяются по всей длине потока равномерно (при равномерном движении) или несколько неравномерно (при плавно изменяющемся неравномерном движении). Гидравлическое трение вызывается вязкостью (как молекулярной, так и турбулентной) реальных жидкостей и газов, возникающей при их движении,

и является результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении), а также и между отдельными частицами (при турбулентном течении) соседних слоев жидкости (газа), движущихся с различными скоростями;

2) местные потери, получающиеся только в отдельных местах потока благодаря тому, что в них поток претерпевает ту или другую резкую местную деформацию. Местные потери полного давления возникают при местном нарушении нормального течения, отрыве потока от стенок, вихреобразовании и интенсивном турбулентном перемешивании потока в местах изменения конфигурации трубопровода или при встрече и обтекании препятствий [вход жидкости (газа) в трубопровод; расширение, сужение, изгиб и разветвление потока; протекание жидкости (газа) через отверстия, решетки, дроссельные устройства; фильтрация через пористые тела; обтекание различных препятствий и т.п.]. Эти явления усиливают обмен количеством движения между частицами движущейся жидкости (т. е. трение), повышая диссипацию энергии. К местным потерям давления относятся также и потери динамического давления при выходе жидкости (газа) из сети в другой объем или окружающую среду.

Потери полного давления в любом сложном элементе трубопровода неразделимы. Однако для удобства расчета в одном и том же элементе трубопровода их условно разделяют на местные потери (ΔP_m) и потери трения ($\Delta P_{тр}$). При этом считают, что местные потери (местное сопротивление) сосредоточены в одном сечении, хотя в действительности они распространяются на сравнительно большую длину.

Оба вида потерь суммируют по принципу наложения потерь, при котором берут арифметическую сумму потерь на трение и местных потерь:

$$\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_{тр} . \quad (1.1)$$

Величину $\Delta P_{тр}$ практически следует учитывать только для элементов сравнительно большой протяженности (повороты большого радиуса, отводы, диффузоры, т.п.) или в том случае, когда эта величина соизмерима с величиной ΔP_m .

В гидравлических расчетах обычно оперируют безразмерным коэффициентом гидравлического сопротивления. Это удобно тем, что в

динамически подобных потоках, при которых соблюдаются геометрическое подобие участков и равенство чисел Рейнольдса Re (и других критериев подобия, если они существенны), он имеет одно и то же значение независимо от вида жидкости (газа), а также скорости потока и геометрических размеров рассчитываемых участков. При использовании гидравлического коэффициента трения потери давления определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$\text{потери на трение} \quad \Delta P_{\text{тр}} = \xi \frac{\rho w^2}{2} \frac{l}{d}; \quad (1.2)$$

$$\text{местные потери} \quad \Delta P_m = \zeta \frac{\rho w^2}{2}. \quad (1.3)$$

1.1. Режимы течения жидкости (газа)

Режим движения жидкости (газа) бывает ламинарным и турбулентным. При ламинарном режиме течение устойчивое, а струйки потока движутся, не смешиваясь, плавно обтекая встречающиеся на их пути препятствия. Турбулентный режим характеризуется беспорядочным перемещением конечных масс жидкости (газа), сильно перемешивающихся между собой.

Режим движения жидкости (газа) зависит от соотношения сил инерции и сил вязкости (внутреннего трения) в потоке, которое выражается критерием (числом) Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd}{\nu}. \quad (1.4)$$

Для каждой конкретной системы существует некоторый диапазон критических значений числа Re , при которых происходит переход от одного режима к другому (переходная область). Нижний предел — первое критическое число Re для трубы круглого сечения составляет около 2 300. Верхний предел — второе критическое число Re зависит от условий входа в трубу, состояния поверхности стенок и т.д. (обычно считают $Re_{\text{кр}2} = 4\,000$).

1.2. Коэффициент гидравлического сопротивления трения

В результате измерения потерь давления, связанных с трением о стенки трубы, при разных скоростях течения было обнаружено, что при ламинарном режиме потери давления пропорциональны скорости в первой степени, а при

турбулентном — в степени от 1,75 до 2. Для развитого турбулентного движения при больших скоростях потока характерен квадратичный закон потерь давления. Соответственно при различных режимах течения гидравлический коэффициент трения ξ в формуле Дарси – Вейсбаха зависит от разных факторов и определяется различными зависимостями.

Для гладких труб коэффициент гидравлического сопротивления зависит только от режима течения, а значит от Re . При $Re < 2\ 300$ (ламинарный режим) коэффициент гидравлического сопротивления трения определяется по закону Гагена – Пуазейля:

$$\xi = \frac{64}{Re}. \quad (1.5)$$

При $4\ 000 < Re < 100\ 000$ (турбулентный режим) для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления может быть рекомендована эмпирическая зависимость Блазиуса:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (1.6)$$

Для области турбулентного течения $Re > 4\ 000$ так же может быть рекомендована зависимость Филоненко – Альтшуля:

$$\xi = \frac{1}{1,8 \cdot \lg Re - 1,64^2}. \quad (1.7)$$

При $2\ 300 < Re < 4\ 000$ наблюдается область неустойчивого течения, так называемый переходный режим. Коэффициента гидравлического сопротивления в этой зоне не имеет постоянного значения в силу произвольного изменения режима течения потока. Ориентировочное значение (усредненное) может быть определено по диаграмме [1]. Для автоматизированных вычислений можно использовать линейную интерполяцию коэффициента гидравлического сопротивления на интервале значений Re от 2 300 до 4 000.

Зависимости для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в гладких трубах при любом режиме течения представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 — Коэффициенты сопротивления трения для гладких труб.

Режим течения	Пределы области	Формула	Примечание
Ламинарный	$Re < 2\,300$	$\xi = \frac{64}{Re}$	Закон Гагена – Пуазейля
Турбулентный	$4\,000 < Re < 10^5$	$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$	Формула Блазиуса
	$Re > 4\,000$	$\xi = \frac{1}{1,8 \cdot \lg Re - 1,64^2}$	Формула Филоненко – Альтшуля
Переходный	$2\,300 < Re < 4\,000$	$\xi_{tr} + \frac{\xi_r - \xi_{tr}}{1700} Re - 2300$	$\xi = \frac{64}{2300}$; $\xi_r = \frac{0,3164}{4000^{0,25}}$

Для негладких труб зависимость ξ от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок трубы была исследована экспериментально немецким ученым Никурадзе (1933). По измеренным в опытах потерям давления ΔP и средней скорости потока w вычислялась величина гидравлического коэффициента трения ξ . Полученная в опытах Никурадзе зависимость

$$\xi_{тр} = f(Re, \bar{\Delta}), \quad (1.8)$$

где $\bar{\Delta} = \Delta/d$ – относительная шероховатости, равная отношению величины шероховатости к диаметру трубы, представлена на рис. 1.1.

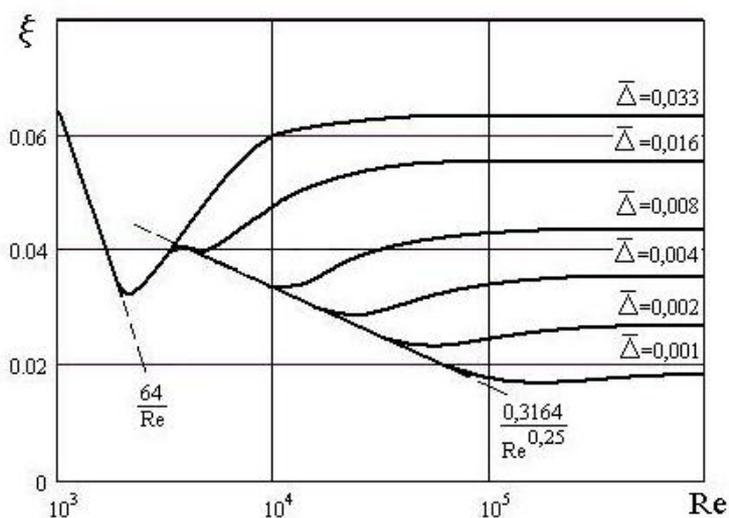


Рисунок 1.1 – Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления для шероховатых труб от числа Re и величины относительной шероховатости

Переход от одной области сопротивления к другой определяется величинами Re и относительной шероховатости $\bar{\Delta} = \Delta/d$.

Анализ графика Никурадзе показывает, что при ламинарном режиме ($Re < 2\ 300$) коэффициент трения не зависит от размеров бугорков шероховатости и определяется по закону Гагена – Пуазейля, как и для гладких труб. Это происходит потому, что при ламинарном режиме течения скорость у стенки равна нулю, и выступы шероховатости находятся в застойной зоне.

При турбулентном течении также есть область сопротивления (гидравлически гладкая), в которой трубы различной шероховатости имеют одинаковые коэффициенты сопротивления — область гидравлически гладкого сопротивления. В этом случае между турбулентным ядром потока, занимающим большую часть сечения трубы, и стенкой лежит тонкий ламинарный подслой. Ламинарный подслой играет роль смазки между турбулентным ядром и шероховатой поверхностью трубы. Потери напора в трубе определяются вязким трением внутри подслоя, коэффициент сопротивления трения ξ зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Блазиуса. Границами этой области являются значения $4\ 000 < Re < 15\ d/\Delta$.

С возрастанием скорости (увеличением Re) толщина ламинарного подслоя уменьшается, отдельные выступы шероховатости вторгаются в турбулентное ядро потока. При этом меняется причина сопротивления. Если при ламинарном течении и в области гладкого сопротивления потери напора были связаны с внутренним трением в жидкости, то при выдвигании бугорков шероховатости из ламинарного подслоя поток обтекает их с образованием за тыловым склоном вихревых областей. Давление на переднем склоне бугорка оказывается больше, чем на заднем. Поток тормозится этими перепадами давления. При наличии остатков ламинарного подслоя, покрывающих мелкие выступы шероховатости, величина коэффициента трения определяется совместным влиянием числа Рейнольдса и относительной шероховатости и определяется по формуле Альтшуля:

$$\xi = 0,11 \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} . \quad (1.9)$$

Эта область сопротивления называется докватратичной. Границами этой области являются значения $15 d/\Delta < Re < 560 d/\Delta$.

При дальнейшем увеличении Re ламинарный подслон полностью срывается, ξ становится функцией только относительной высоты выступов шероховатости. Это — область квадратичного сопротивления. Значение коэффициента гидравлического сопротивления может быть определено по диаграмме [1] или по приближенной зависимости Никурадзе – Прандтля:

$$\left(\frac{1}{2 \lg \frac{3,7}{\Delta}} \right)^2. \quad (1.10)$$

На участке, относящемся к переходной области между ламинарным и турбулентным течениями ($2\,300 < Re < 4\,000$), коэффициент гидравлического сопротивления возрастает с увеличением числа Re , но не зависит от величины шероховатости. Для определения ξ рекомендуется использовать линейную интерполяцию коэффициента гидравлического сопротивления на интервале значений Re от 2 300 до 4 000, как и для гладких труб.

Зависимости для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в шероховатых трубах при любом режиме течения представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 — Коэффициенты сопротивления трения для шероховатых труб.

Режим течения	Область сопротивления	Пределы области	Формула	Примечание
Ламинарный	Гидравлически гладкая	$Re < 2\,300$	$\frac{64}{Re}$	Закон Гагена – Пуазейля
Турбулентный	Гидравлически гладкая	$4000 < Re < \frac{15}{\Delta}$	$\frac{0,3164}{Re^{0,25}}$	Формула Блазиуса
	Докватратичная	$\frac{15}{\Delta} < Re < \frac{560}{\Delta}$	$0,11 \left(\frac{1}{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	Формула Альтшуля
	Кватратичная	$Re > \frac{560}{\Delta}$	$\left(\frac{1}{2 \lg \frac{3,7}{\Delta}} \right)^2$	Формула Никурадзе – Прандтля
Переходный	Гидравлически гладкая	$2\,300 < Re < 4\,000$	$\xi_{\lambda} + \frac{\xi_{\tau} - \xi_{\lambda}}{1700} Re - 2300$	

1.3. Местный коэффициент гидравлического сопротивления

В участках резкого изменения геометрии потока, там, где он сжимается, расширяется, изменяет направление, появляются обратные течения. Появление обратных течений приводит к резкому возрастанию градиентов скорости течения внутри вихревых образований, и в соответствии с законом Ньютона для вязкого трения к росту сил трения и большим потерям давления (более интенсивному превращению механической энергии потока в тепло).

Местные потери давления определяются по формуле Дарси – Вейсбаха. Величины ζ для различных видов местных сопротивлений определяют экспериментально. Ниже приведены некоторые из них для турбулентного режима течения. Для других местных сопротивлений и режимов течения коэффициенты гидравлических сопротивлений определяют по приближенным зависимостям и таблицам справочников по гидравлическим сопротивлениям [1].

1) **Внезапное расширение поперечного сечения трубы.** При внезапном

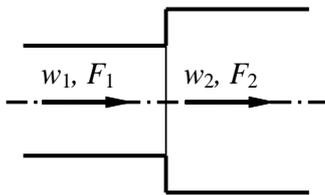


Рисунок 1.2 – Расширение сечения трубы

расширении поперечного сечения трубы возникают местные потери на "удар". Коэффициент местного сопротивления в случае равномерного распределения скоростей по сечению узкого канала и турбулентного течения определяется по формуле Борда – Карно:

$$\zeta_i = \frac{\Delta P}{\rho w_1^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2. \quad (1.11)$$

2) **Внезапное сужение поперечного сечения трубы.** Коэффициент местного сопротивления внезапному сужению при больших числах

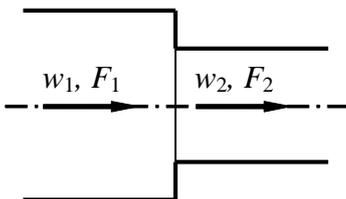


Рисунок 1.3 – Сужение сечения трубы

Рейнольдса ($Re > 10^4$) может быть определен по формуле

$$\zeta_i = \frac{\Delta P}{\rho w_2^2 / 2} = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^{3/4}. \quad (1.12)$$

3) **Диффузор.** Для перехода от меньшего сечения трубы к большему с

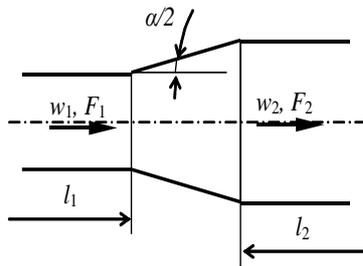


Рисунок 1.4 – Диффузор

минимальными потерями полного давления устанавливают плавно расширяющийся участок – диффузор. Местный коэффициент гидравлического сопротивления является сложной функцией относительной длины начального участка l_1/d_1 , числа Re , отношения площадей F_2/F_1 и угла расширения α [1].

4) **Конфузор.** Переход от большого сечения к меньшему через плавно

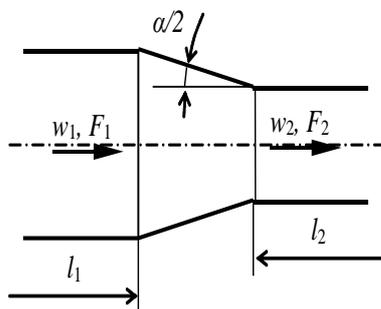


Рисунок 1.5 – Конфузор

сужающийся участок — конфузор, сопровождается сравнительно меньшими потерями полного давления по сравнению с резким сужением. Коэффициент сопротивления конфузора зависит от угла сужения α и степени сужения F_2/F_1 , а при малых значениях также и от числа Re [1].

5) **Изогнутые участки (отводы, колена).** Под отводами подразумеваются

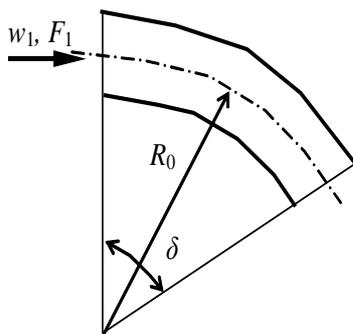


Рисунок 1.6 – Изогнутые участки

изогнутые участки, в которых закругления представляют дуги концентрических окружностей. Кривизна поворота при этом характеризуется радиусом закругления R_0 осевой линии.

Коэффициент местного сопротивления отводов вычисляется по формуле

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho w_1^2 / 2} = A_1 B_1 C_1, \quad (1.13)$$

где A_1 – коэффициент учитывающий влияние угла изогнутости отвода δ ; B_1 – коэффициент учитывающий влияние относительного радиуса R_0/d ;

C_1 – коэффициент учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения отвода (для круглого сечения $C_1 = 1$).

При $R_0/d < 3$ и $0 < \delta < 180$ значения $A_1 = f(\delta)$ и $B_1 = f(R_0/d)$ приближенно дают следующие формулы:

Таблица 1.3 — Зависимость $A_1 = f(\delta)$.

δ°	$\delta < 70$	$70 < \delta < 100$	$\delta > 100$
A_1	$0,9 \sin \delta$	$0,279 + 0,0081\delta$	$0,7 + 0,35 \cdot \delta/90$

Таблица 1.4 — Зависимость $B_1 = f(R_0/d)$.

R_0/d	$0,5-1,0$	> 1
B_1	$\frac{0,21}{R_0/d^{0,25}}$	$\frac{0,21}{R_0/d^{0,5}}$

Для плавных отводов ($R_0/d > 3$) общее сопротивление может рассматриваться как повышенное сопротивление трения, при котором коэффициент сопротивления является не только функцией числа Re , но и относительного радиуса закругления R_0/d и угла поворота δ :

$$\zeta = \xi \cdot l/d = 0,0175 \delta \xi R_0/d, \quad (1.14)$$

где ξ – коэффициент сопротивления трения криволинейного канала определяется по формулам:

$$\text{при } 50 < Re \sqrt{\frac{d}{2R_0}} < 600 \quad \xi = \frac{20}{Re^{0,65}} \left(\frac{d}{2R_0} \right)^{0,175}; \quad (1.15)$$

$$\text{при } 600 < Re \sqrt{\frac{d}{2R_0}} < 1400 \quad \xi = \frac{10,4}{Re^{0,55}} \left(\frac{d}{2R_0} \right)^{0,225}; \quad (1.16)$$

$$\text{при } 1400 < Re \sqrt{\frac{d}{2R_0}} < 5000 \quad \xi = \frac{5}{Re^{0,45}} \left(\frac{d}{2R_0} \right)^{0,275}. \quad (1.17)$$

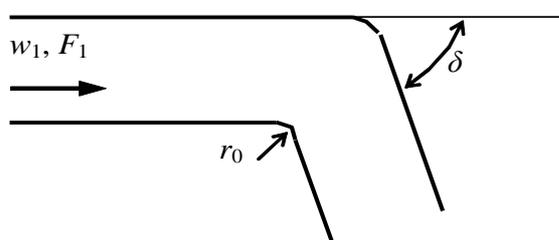


Рисунок 1.7 – Колено

Под коленами подразумеваются изогнутые участки, у которых закругления внутренней и внешней стенок не являются дугами концентрических окружностей.

Для колена с острыми кромками в месте поворота при $0 < \delta < 180$ приближенная зависимость для определения коэффициент гидравлического сопротивления имеет вид:

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho w^2_1/2} = 0,95 + 33,5/\delta \left(0,95 \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2,05 \sin^4 \frac{\delta}{2} \right), \quad (1.18)$$

а для колена с закругленными кромками в месте поворота при $0,05r/d < 0,5$ и $0 < \delta < 180$ по формуле:

$$\zeta = \zeta_m + \zeta_{тр}. \quad (1.19)$$

Коэффициент трения определяется по зависимости

$$\zeta_{тр} = 1 + 0,0175\delta \cdot r/d \cdot \zeta, \quad (1.20)$$

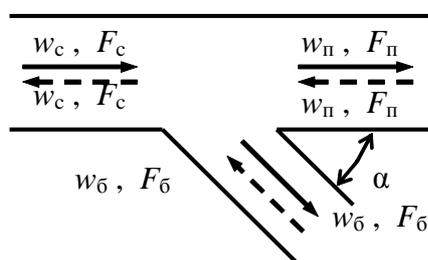
где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления для прямой трубы. А ζ_m определяется по зависимости (1.13). При этом $A_1 = f(\delta)$ определяется по таблице 1.3, а $B_1 = f(r/d)$ по таблице 1.5.

Таблица 1.5 — Зависимость $B_1 = f(r/d)$.

r/d	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
B_1	0,87	0,70	0,44	0,31	0,26	0,24	0,22

б) Слияние и разделение потоков. Тройники.

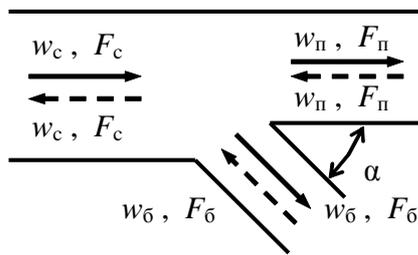
Тройники могут устанавливаться на участках всасывания (вытяжной тройник) при слиянии потоков и участках нагнетания (приточный тройник) при разделении потоков. В общем случае тройник характеризуется отношением площадей сечения ответвлений (бокового и прямого) F_6/F_c и



$F_п/F_c$, величины угла ответвления α , а также от соотношения расходов Q_6/Q_c и $Q_п/Q_c$ и соответственно отношения скоростей w_6/w_c и $w_п/w_c$ (рис. 1.8, 1.9). Существенное влияние на величину коэффициента имеет конструкция тройника. Коэффициенты сопротивления вытяжных тройников зависят

Рисунок 1.8 – Тройник типа $F_6 + F_п > F_c, F_п = F_c$

от перечисленных выше параметров, а приточных тройников обычной формы— практически только от угла ответвления α и отношений скоростей w_{δ}/w_c и w_{Π}/w_c соответственно.



В общем случае основные потери в вытяжном тройнике складываются из потерь на турбулентное смешение двух потоков, обладающих различными скоростями ("удар"), потерь на поворот потока при выходе его из бокового ответвления в сборный рукав, потерь на расширение потока в диффузорной части и потерь в плавном отводе.

Рисунок 1.9 – Тройник типа $F_{\delta} + F_{\Pi} = F_c$

Потери в приточном тройнике в основном складываются из потерь на удар при внезапном расширении в месте разделения потока, потерь на поворот потока в боковом ответвлении и потерь в плавном отводе бокового ответвления.

Подробные данные для определения коэффициентов гидравлического сопротивления тройников различного исполнения приведены в [1].

Коэффициенты сопротивления вытяжных тройников обычной формы (без закруглений и расширения или сужения бокового ответвления или прямого прохода) могут быть вычислены по следующим формулам.

1. Боковое ответвление.

$$\zeta_{c.б.} = \frac{\Delta P_{\delta}}{\rho w_c^2 / 2} = A \left[1 + \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_c}{F_{\delta}} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_{\Pi}} \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_{\delta}} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 \cos \alpha \right] + K_{\delta}. \quad (1.21)$$

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\Pi} > F_c$, $F_{\Pi} = F_c$ при всех α значение A приведены в таблице 1.6. Величина K_{δ} во всех случаях равна нулю.

Таблица 1.6 — Значения A .

F_{δ}/F_c	$\leq 0,35$	$> 0,35$	
Q_{δ}/Q_c	$\leq 1,0$	$\leq 0,4$	$> 0,4$
A	1,0	$0,9 \cdot (1 - Q_{\delta}/Q_c)$	0,55

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\pi} = F_c$ значение $A = 1$, а K_{δ} принимается по таблице 1.7.

Таблица 1.7 — Значения K_{δ} и K''_{π} .

α°	F_{δ}/F_c							
	0,10		0,20		0,33		0,5	
	K_{δ}	K''_{π}	K_{δ}	K''_{π}	K_{δ}	K''_{π}	K_{δ}	K''_{π}
15	0	0	0	0	0	0,14	0	0,40
30	0	0	0	0	0	0,17	0	0,35
45	0	0,05	0	0,14	0	0,14	0	0,30
60	0	0	0	0	0	0,10	0,10	0,25
90	0	0	0,10	0	0,20	0	0,25	0

2. Прямой проход.

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\pi} > F_c$, $F_{\pi} = F_c$:

$$\zeta_{\text{с.п.}} = \frac{\Delta P_{\pi}}{\rho w_c^2 / 2} = 1 - \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c}\right)^2 - \left(1,4 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c}\right) \cdot \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c}\right)^2 \sin \alpha - 2K'_{\pi} \frac{F_c}{F_{\delta}} \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \cos \alpha. \quad (1.22)$$

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\pi} = F_c$:

$$\zeta_{\text{с.п.}} = \frac{\Delta P_{\pi}}{\rho w_c^2 / 2} = \left[1 + \left(\frac{F_c}{F_{\pi}}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c}\right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_{\pi}} \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c}\right) - 2 \frac{F_c}{F_{\delta}} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c}\right)^2 \cos \alpha\right] + K''_{\pi}. \quad (1.23)$$

Значения K'_{π} и K''_{π} приведены в таблицах 1.8 и 1.7.

Таблица 1.8 — Значения K'_{π} .

F_{δ}/F_c	$\leq 0,35$	$> 0,35$	
Q_{δ}/Q_c	0–10	$\leq 0,6$	$> 0,6$
K'_{π}	$0,8Q_{\delta}/Q_c$	0,5	$0,8Q_{\delta}/Q_c$

Коэффициенты сопротивления приточных тройников нормальной формы при турбулентном течении могут быть вычислены по формулам.

1. Боковое ответвление.

$$\zeta_{\text{с.б.}} = \frac{\Delta P_{\delta}}{\rho w_c^2 / 2} = A' \left[1 + \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_c}{F_{\delta}}\right)^2 - 2 \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_c}{F_{\delta}} \cos \alpha\right] - K'_{\delta} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_c}{F_{\delta}}\right)^2. \quad (1.24)$$

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\Pi} > F_c$, $F_{\Pi} = F_c$ величина A' приведена в таблице 1.9, а K'_6 принимается равной нулю.

Таблица 1.9 — Значения A' .

F_{δ}/F_c	$\leq 0,35$		$< 0,35$	
Q_{δ}/Q_c	$\leq 0,4$	$\geq 0,4$	$\leq 0,6$	$> 0,6$
A'	$1,1 - 0,7 \cdot Q_{\delta}/Q_c$	0,85	$1,0 - 0,6 \cdot Q_{\delta}/Q_c$	0,6

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\Pi} = F_c$, $A' = 1,0$, значение K'_6 приведено в таблице 1.10.

Таблица 1.10 — Значения K'_6 .

α°	15	30	45	60	90
K'_6	0,04	0,16	0,36	0,64	1,0

2. Прямой проход.

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\Pi} > F_c$, $F_{\Pi} = F_c$ (в пределах $w_{\Pi}/w_c \leq 1,0$).

$$\zeta_{с.п.} = \frac{\Delta P_{\Pi}}{\rho w_c^2 / 2} = \tau_{\Pi} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right), \quad (1.25)$$

где значения τ_{Π} приведены в таблице 1.11.

Таблица 1.11 — Значения τ_{Π} .

F_{δ}/F_c	$\leq 0,4$	$> 0,4$	
Q_{δ}/Q_c	0–1,0	$\leq 0,5$	$> 0,5$
τ_{Π}	0,4	$2 \cdot (2 Q_{\delta}/Q_c - 1)$	$0,3 \cdot (2 Q_{\delta}/Q_c - 1)$

- Для тройников типа $F_{\delta} + F_{\Pi} = F_c$ $\zeta_{с.п.} = f(w_{\Pi}/w_c)$ значения коэффициента гидравлического сопротивления приведены в таблице 1.12.

Таблица 1.12 — Значения коэффициента гидравлического сопротивления.

w_{Π}/w_c	α					
	15—60°		90°			
	F_{Π}/F_c					
	0—1,0	0—0,4	0,5	0,6	0,7	$\geq 0,8$
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
0,2	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
0,3	0,50	0,50	0,52	0,52	0,50	0,50
0,4	0,36	0,36	0,40	0,38	0,37	0,36
0,5	0,25	0,25	0,30	0,28	0,27	0,25
0,6	0,16	0,16	0,23	0,20	0,18	0,16
0,8	0,04	0,04	0,17	0,10	0,07	0,04
1,0	0,00	0,00	0,20	0,10	0,05	0,00
1,2	0,07	0,07	0,36	0,21	0,14	0,07
1,4	0,39	0,39	0,79	0,59	0,39	—
1,6	0,90	0,90	1,40	1,16	—	—
1,8	1,78	1,78	2,44	—	—	—
2,0	3,20	3,20	4,00	—	—	—

2. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Для приведения в движение жидкой или газовой среды в системе на ее концах необходимо создать определенную разность полных давлений с помощью нагнетателя (компрессора, вентилятора, насоса). Разность полных давлений, создаваемая нагнетателем, в самом общем случае расходуется:

- на преодоление разности давлений между стороной нагнетания и стороной всасывания;
- на преодоление избыточного геометрического давления, т.е. на подъем жидкости или газа от начального сечения до конечного сечения системы (отрицательная самотяга). При положительной самотяге ее вычитают из перепада;
- на создание динамического давления жидкости или газа на выходе из системы:

$$\Delta P = P_{\text{н}} - P_{\text{вс}} \pm P_{\text{ст}} + \frac{\rho w_{\text{вых}}^2}{2}, \quad (2.1)$$

где P_n – полное давление нагнетания; $P_{вс}$ – полное давление всасывания; $P_{ст}$ – избыточное геометрическое давление (самотяга); w – скорость выхода потока из системы.

Для случая закрытой гидравлической системы, в которой всасывающий и нагнетательный патрубки находятся на одном уровне, или самотягой можно пренебречь, уравнение (2.1) приобретает вид:

$$\Delta P = P_n - P_{вс} . \quad (2.2)$$

С другой стороны, наличие сил трения в движущейся вязкой жидкости или газе приводит к потерям энергии и давления.

Увеличение расхода в системе приводит к возрастанию потерь давления, с одной стороны, и снижению перепада давления на нагнетателе, с другой. Значит, в гидравлической системе автоматически установится определенный расход, который обеспечит равенство перепада давления на нагнетателе и потери давления в гидравлической системе.

Мощность на валу нагнетателя определяется по формуле

$$N = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta_n} , \quad (2.3)$$

где η_n – КПД нагнетателя.

При расчете гидравлической системы обычно решается одна из следующих задач:

1. Определение напора H (перепада давления ΔP), необходимого для обеспечения заданного расхода Q в гидравлической системе.
2. Определение расхода Q в гидравлической системе при известном напоре H , (перепаде давления ΔP).
3. Определение диаметров труб гидравлической системы, обеспечивающих заданный расход Q при известном напоре H (перепаде давления ΔP).

Потери давления в последовательно размещенных на трубопроводе местных сопротивлениях и сопротивлениях по длине труб суммируются. Поэтому весь перепад давления равен сумме потерь.

При решении задачи 1 (определение напора при заданном расходе) вычисляются средние скорости движения потока

$$w = \frac{Q}{F}, \quad (2.4)$$

и значение числа Re для каждого участка гидравлической системы. Затем для каждого участка гидравлической системы определяется коэффициент гидравлического сопротивления трения ξ , а для каждого местного гидравлического сопротивления по справочным данным определяется коэффициент местного гидравлического сопротивления ζ . После этого по формуле Вейсбаха производят расчет потерь давления трения для каждого участка:

$$\Delta P_{mp} = \xi \frac{\rho w^2}{2} \frac{l}{d}, \quad (2.5)$$

и для каждого местного гидравлического сопротивления

$$\Delta P_m = \zeta \frac{\rho w^2}{2}. \quad (2.6)$$

Требуемый перепад давления ΔP , обеспечивающий заданный расход Q , определяется суммированием всех потерь давления трения и местных гидравлических сопротивлений.

Решение задачи 2 (определение расхода при заданном напоре) или задачи 3 (определение диаметров труб при заданных расходе и напоре) осложняется неопределенностью выбора средних скоростей потока, а значит значений Re и зависимостей для определения коэффициентов сопротивлений трения и местных сопротивлений. Поэтому приходится решать задачу способом последовательного приближения. Может использоваться, в частности, графоаналитический метод:

- при решении задачи 2 задаются различными величинами расхода, а значит и скорости потока, определяют соответствующие величины перепада давления (по сути дела решая задачу 1) и строят график зависимости $\Delta P = f(Q)$. По исходной величине напора H (перепада давления ΔP) определяют из этого графика соответствующий расход Q .

- при решении задачи 3 задаются диаметром труб и по известному расходу определяют скорость потока и потерю давления (т.е. решают задачу 1). Варьируя величину диаметра труб, строят график зависимости $\Delta P = f(d)$ при заданном Q . По исходной величине напора H (перепада давления ΔP) определяют из этого графика соответствующий диаметр трубопровода d .

2.1. Особенности расчета параллельных участков гидравлической системы

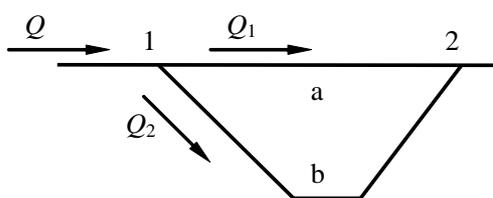


Рисунок 2.1 – Параллельно включенные участки

В случае, когда гидравлическая система содержит параллельно включенные участки (рис. 2.1), даже решение задачи 1 усложняется неопределенностью величин расходов, а следовательно, и средних скоростей в каждом из этих участков.

Решить эту проблему позволяет использование законов Кирхгофа, применительно к гидравлической системе. Первый закон (алгебраическая сумма объемных и массовых расходов в узле) является законом сохранения массы:

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (2.7)$$

Второй закон (сумма потенциалов на замкнутом контуре равна потенциалу, создаваемому источником) для параллельных участков гидравлической системы без нагнетательного элемента требует равенства потерь давления потоков на участках 1 – а – 2 и 1 – б – 2:

$$\Delta P_{1-a-2} = \Delta P_{1-b-2}. \quad (2.8)$$

При решении системы уравнений (2.7) и (2.8), определяются расходы в параллельных участках и перепад давлений.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить расход и потерю давления в гидравлической системе, представленной на рис.3.1.

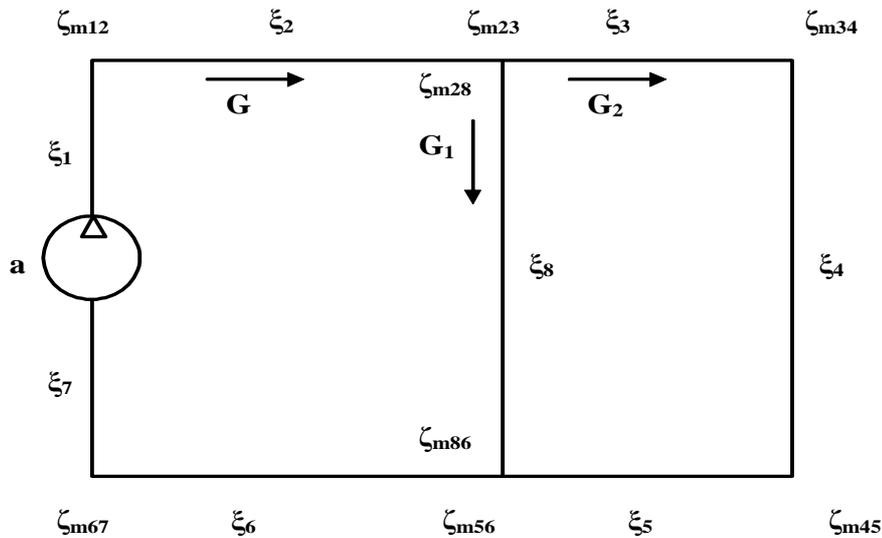


Рисунок 3.1 – Гидравлическая схема

По трубам (гидравлически гладким) движется воздух при давлении 0,4 МПа и температуре 300 К. Размеры элементов системы приведены в таблице 3.1. Расходная характеристика нагнетательного элемента, являющаяся зависимостью величины расхода от перепада давлений на элементе, задана зависимостью $Q(\Delta P) = 0,05 - 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta P$.

Таблица 3.1 – Размеры элементов системы.

N	1	2	3	4	5	6	7	8
l , м	1,0	2,0	1,5	2,0	1,5	2,0	1,0	2,0
d , м	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,010

Так как для рассматриваемой гидравлической системы расход неизвестен (т.е. задача относится к типу 2), то для ее решения применим графоаналитический метод.

1. Считая, что давление в системе изменяется незначительно, уравнению состояния идеального газа определим плотность воздуха:

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{4 \cdot 10^5}{8,31 \cdot 300} = 4,646 \text{ кг/м}^3.$$

2. По формуле Сазерленда определим динамическую и кинематическую вязкость:

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1.5} = 17,1 \cdot 10^{-6} \frac{273 + 111}{300 + 111} \cdot \left(\frac{300}{273} \right)^{1.5} = 18,40 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{18,40 \cdot 10^{-6}}{4,646} = 3,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

3. Зададим расход в системе $Q = 0,004 \text{ м}^3/\text{с}$.

4. Для коэффициента гидравлического сопротивления трения и местных коэффициентов гидравлического сопротивления различных типов (колена, отвод, тройник и т.д.) задать зависимости (смотри разделы 1.2 и 1.3) в виде функций пользователя. Так, например, для коэффициентов гидравлического сопротивления трения и поворота в колене такая функция для пакета MathCAD имеет вид, представленный ниже.

Критерий Re (x-объемный расход, м³/с; y-гидравлический диаметр канала, м).

$$\text{Re}(x, y) := \frac{4 \cdot x \cdot \rho}{\pi \cdot y \cdot \mu}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения (x-объемный расход, м³/с; y-гидравлический диаметр канала, м).

$$\xi_{\text{fr}}(x, y) := \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}(x, y)} & \text{if } \text{Re}(x, y) \leq 2300 \\ \frac{0.3164}{\text{Re}(x, y)^{0.25}} & \text{if } \text{Re}(x, y) > 4000 \\ 7.8 \cdot 10^{-3} + 8.7 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}(x, y) & \text{if } 2300 < \text{Re}(x, y) \leq 4000 \end{cases}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления поворота в колене с острыми кромками на угол x. x = [0; 180 градусов].

$$\zeta_{\text{rotate}}(x) := \left(0.95 + \frac{33.5}{x} \right) \cdot \left[0.95 \cdot \left(\sin \left(\frac{x}{2} \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)^2 + 2.05 \cdot \left(\sin \left(\frac{x}{2} \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)^4 \right]$$

5. Примем, что в трубопроводах 3 – 4 – 5 и трубе 8 расход соответственно равны $Q_1 = k \cdot Q$ и $Q_2 = 1 - k \cdot Q$, где k – коэффициент разделения потока.

6. Выразим гидравлические потери (трения и местные) для всех элементов в параллельных участках по формуле Дарси – Вейсбаха. Для участка 3 – 4 – 5 это гидравлические потери трения труб 3, 4 и 5, а также местные гидравлические потери прямых проходов приточного тройника в точке "с" и вытяжного тройника в точке "f" и повороты потока в точках "d" и "е". Для трубы 8 это гидравлические потери трения трубы 8, а также местные гидравлические потери боковых ответвлений приточного тройника в точке "с" и вытяжного тройника в точке "f". Определим суммарные потери давления для каждой ветви:

$$\Delta P_{3-4-5}(Q, k) = \sum_{i=3}^5 \xi_i(Q, k) \frac{\rho w_i^2}{2} \cdot \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=2}^5 \zeta_j(Q, k) \frac{\rho w_j^2}{2};$$

$$\Delta P_8(Q, k) = \sum_{i=8}^8 \xi_i(Q, k) \frac{\rho w_i^2}{2} \cdot \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=7}^8 \zeta_j(Q, k) \frac{\rho w_j^2}{2}.$$

Так как все геометрические размеры системы известны, то величина потерь давления является функцией заданной величины расхода Q и неизвестного коэффициента разделения потока k . На основании 2 закона Кирхгофа для гидравлических систем эти потери равны. Решив это уравнение, определим истинную величину коэффициента разделения потока. Соответствующий фрагмент программы для пакета MathCAD приведен ниже.

```

 $\Delta P_k(Q, x) := \Delta P_{3-4-5}(Q, x) - \Delta P_8(Q, x)$  // задание функции
 $x := 0.5$  // начальное приближение
 $k := \text{root}(\Delta P_k(Q, x), x)$  // определение корня уравнения

 $k=0.752$  // результат для  $Q = 0.004$ 
 $\Delta P_{3-4-5}(Q, k) = 122.272$  // потери давления на участке 3-4-5

```

7. Определим коэффициенты гидравлических потерь и сами потери для неразветвленной части системы: потери на трение в трубах 1, 2, 6 и 7, а также местные потери при повороте потока в точках "b" и "g".

8. Определим суммарные потери давления в гидравлической системе.

9. Произведем аналогичные расчеты при других заданных величинах расхода. Результаты расчетов сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты расчетов.

Q	ΔP_1	ΔP_2	ΔP_6	ΔP_7	ΔP_a	ΔP_g	k	ΔP_{3-4-5}	$\sum \Delta P$
0,004	25,4	50,8	50,8	25,4	22,8	22,8	0,752	122,3	320,3
0,008	85,5	171,0	171,0	85,5	91,1	91,1	0,743	433,6	1128,8
0,012	173,8	347,6	347,6	173,8	205,0	205,0	0,740	911,5	2364,5
0,016	287,6	575,1	575,1	287,6	364,5	364,5	0,737	1546,0	4000,4
0,020	424,9	849,9	849,9	424,9	569,5	569,5	0,734	2330,8	6016,5

10. Определим величину повышения давления на нагнетательном элементе при различных величинах расхода в системе по уравнению расхода.

11. По результатам расчетов необходимо построить графики

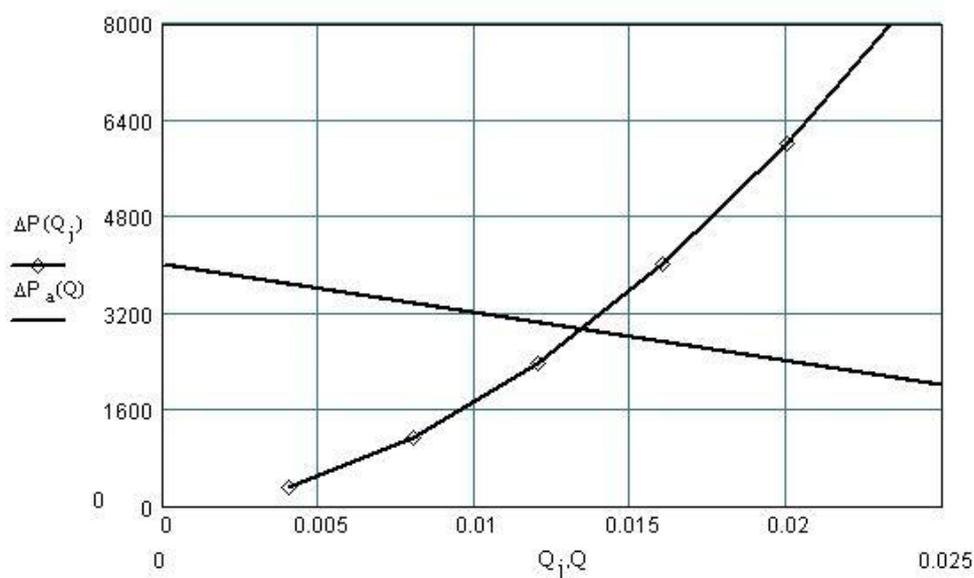


Рисунок 3.2 – График зависимостей потерь давления в системе и перепада давления на нагнетательном элементе от величины расхода

12. Определяем координаты точки пересечения, которые и будут искомыми результатами ($Q = 0,134 \text{ м}^3/\text{с}$, $\Delta P = 2\,924 \text{ Па}$).

4. ФОРМА И СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет по курсовому проекту выполняется на формате А4. Отчет должен содержать:

1. Постановку задачи и исходные данные.
2. Схему гидравлической системы в масштабе 1:20 с обозначением потоков и всех гидравлических сопротивлений. В увеличенном масштабе изобразить тройники, так чтобы были видны диаметры труб и тип тройника.
3. Методику решения задачи.
4. Программу расчета для пакета MathCAD.
5. Таблицу результатов расчета при различных величинах расхода в системе.
6. Графики зависимостей потерь давления в системе и перепада давления на нагнетательном элементе от величины расхода.
7. Значения величин расхода Q и потерь давления ΔP , соответствующих балансу системы (точка пересечения на графике).
8. Заключение, в котором анализируется устойчивость баланса параметров гидравлической системы, а также отражены итоги выполнения курсового проекта.

5. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

В таблицах приложения П1 – П4 представлены левые и правые части гидравлической схемы и их геометрические размеры (длины трубопроводов и их диаметры, радиусы закруглений, углы). Схемы пронумерованы буквами русского алфавита (А – Г для левой части и А – М для правой). Кроме того, каждый вариант имеет два подварианта, отличающиеся только диаметрами труб. Варианты заданий определяются преподавателем при совмещении одного варианта левой и одного варианта правой части (например, А2 – Б1).

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В каком случае коэффициент гидравлического сопротивления трения определяется законом Гагена – Пуазейля?
2. В каком случае коэффициент гидравлического сопротивления трения определяется законом Блазиуса?
3. Каков физический смысл числа Re ?
4. Каков физический смысл коэффициента гидравлического сопротивления?
5. Зависит ли коэффициент гидравлического сопротивления трения для шероховатых труб при ламинарном режиме от величины шероховатости? Почему?
6. Дать характеристику ламинарного, турбулентного и переходного режимов течения жидкости. Каковы границы режимов для круглых труб?
7. При каких условиях для шероховатых труб коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Никурадзе – Прандтля?
8. При каких условиях для шероховатых труб коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Альтшуля?
9. В чем состоит особенность гидравлического расчета параллельных участков системы? Какова методика решения данной задачи?
10. Сформулировать законы Кирхгофа для гидравлической системы.
11. Какие виды задач возникают при расчетах гидравлических систем? Дать методику решения каждой из этих задач.

12. От каких параметров зависит коэффициент гидравлического сопротивления гладких труб?
13. Как определить гидравлический диаметр канала некруглой формы?
14. Как по формуле Дарси – Вейсбаха определить гидравлические потери давления трения и местные потери давления?
15. Какие причины вызывают гидравлические потери давления трения и местные потери давления?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.— М.: Машиностроение, 1992.— 672 с.
2. Дейч М.Е. Техническая газодинамика.— М.: Энергия, 1974.— 589 с.
3. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления.— М.: Машиностроение, 1970.— 216 с.
4. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика.— М., 1984.— 284 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1 – Варианты левой части гидравлической схемы.

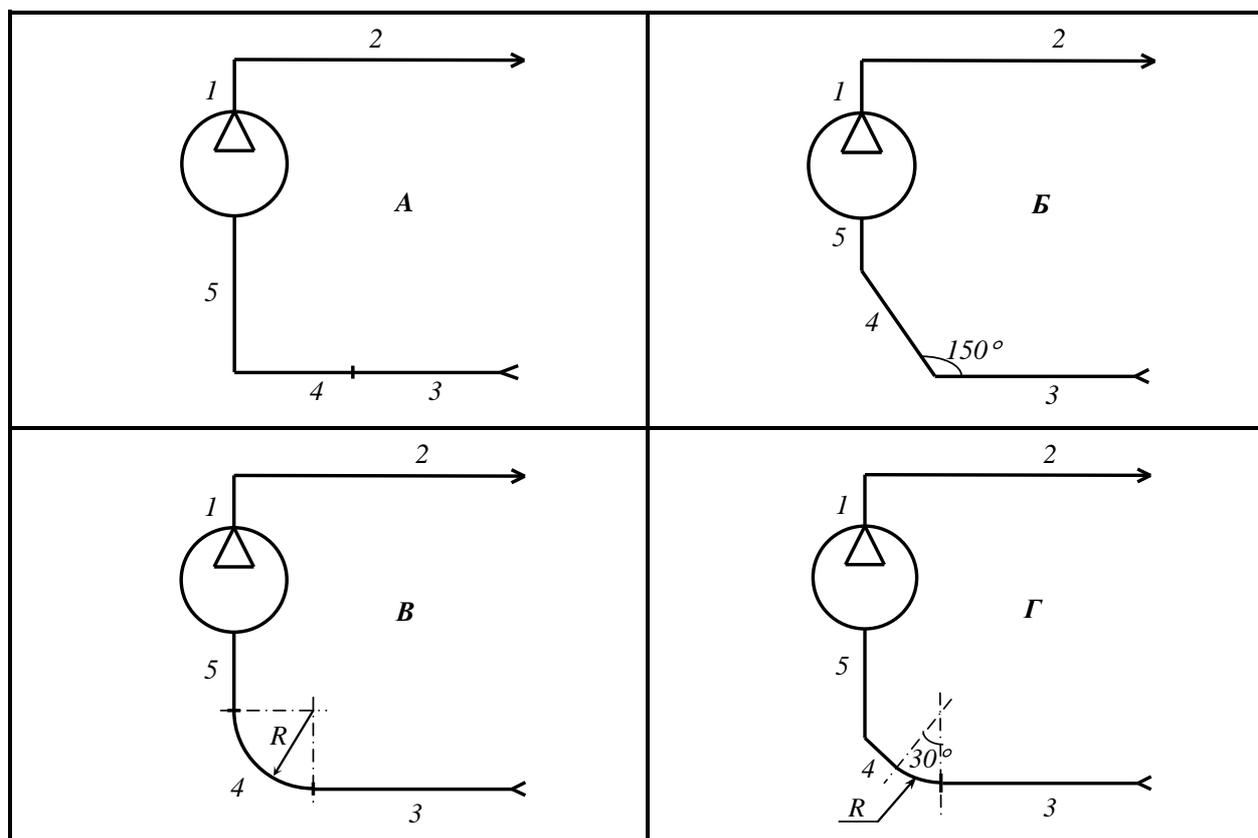


Таблица П2 – Размеры для вариантов левых частей гидравлической схемы.

		1	2	3	4	5	R ₁
А	L(R),м	1,0	1,5	0,5	1,0	2,0	–
А1	d, мм	20	20	20	16	16	–
А2		25	25	25	20	20	–
Б	L(R),м	1,0	1,5	0,46	1,2	1,4	–
Б1	d, мм	16	16	20	20	20	–
Б2		20	20	25	25	25	–
В	L(R),м	1,0	1,5	0,5	*	1,0	1,0
В1	d, мм	20	20	20	16	16	–
В2		25	25	20	20	20	–
Г	L(R),м	1,0	1,5	1,634	2,047	1,366	1,0
Г1	d, мм	20	20	20	20	16	–
Г2		25	25	25	20	20	–

* – размер определяется по геометрическим построениям

Таблица ПЗ – Варианты правой части гидравлической схемы.

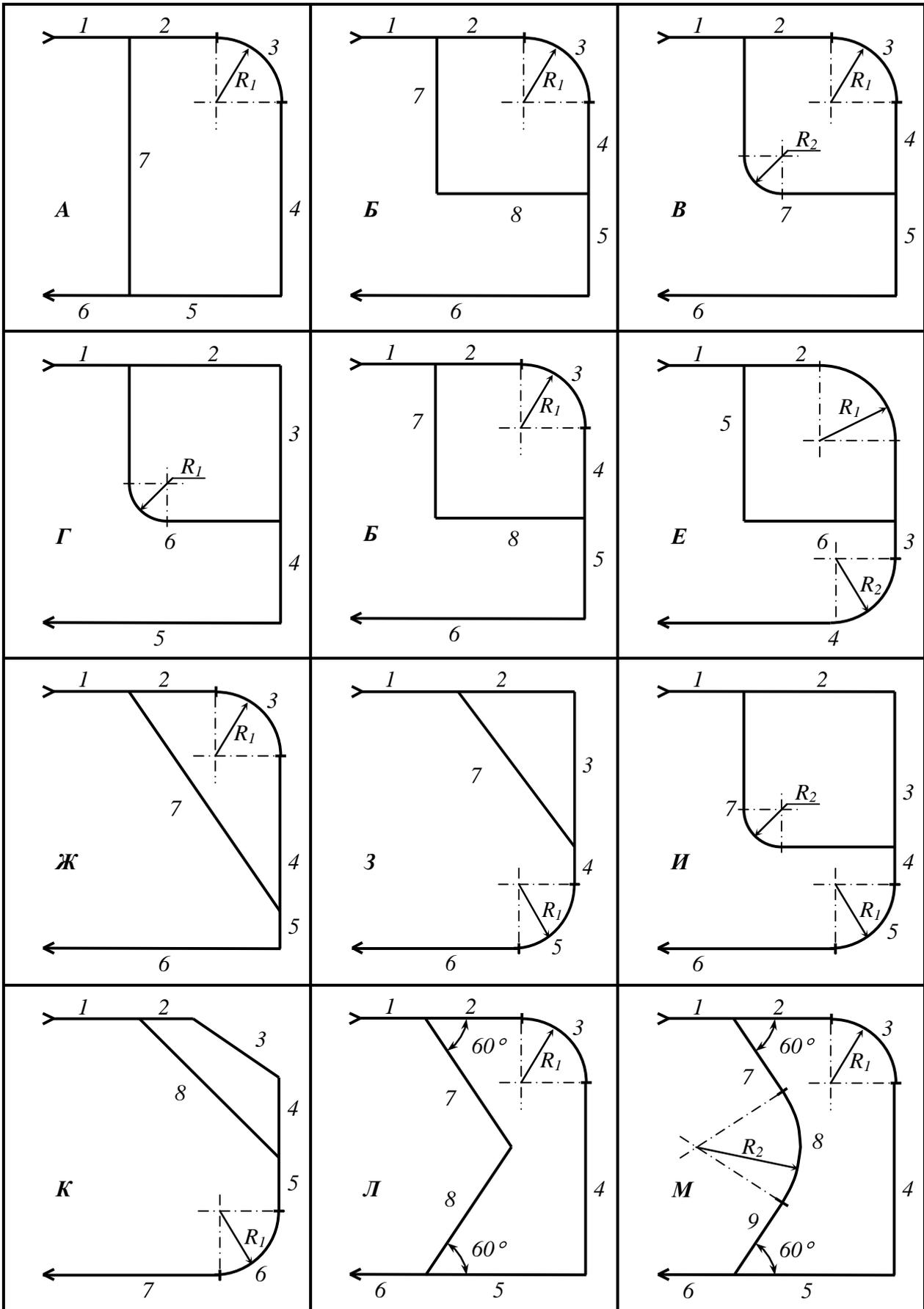


Таблица П4 – Размеры для вариантов правых частей гидравлической схемы.

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	R ₁	R ₂
А	L(R), м	0,5	1,5	*	2,5	2,0	0,5	3,0	–	–	0,5	–
А1	d, мм	20	20	16	20	20	20	12	–	–	–	–
А2		25	20	20	25	25	25	15	–	–	–	–
Б	L(R), м	0,5	1,6	*	1,6	1,0	2,5	2,0	2,0	–	0,4	–
Б1	d, мм	20	20	16	16	20	20	12	12	–	–	–
Б2		25	20	25	20	25	25	15	15	–	–	–
В	L(R), м	0,5	1,4	*	1,4	2,0	2,5	*	–	–	0,6	0,4
В1	d, мм	20	16	20	25	25	25	12	–	–	–	–
В2		25	25	20	16	20	20	12	–	–	–	–
Г	L(R), м	1,0	1,5	1,5	1,5	2,5	*	–	–	–	0,3	–
Г1	d, мм	20	16	16	16	16	12	–	–	–	–	–
Г2		25	20	20	25	25	15	–	–	–	–	–
Д	L(R), м	0,8	1,7	1,7	0,9	*	2,1	*	*	–	0,4	–
Д1	d, мм	20	20	20	25	25	20	15	15	–	–	–
Д2		25	20	20	25	25	20	15	15	–	–	–
Е	L(R), м	0,5	*	0,7	*	1,9	2,0	–	–	–	0,9	0,4
Е1	d, мм	20	16	16	20	12	12	–	–	–	–	–
Е2		25	20	25	20	15	15	–	–	–	–	–

Продолжение таблицы П4

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	R ₁	R ₂
Ж	L(R), м	0,5	1,0	*	1,5	0,5	2,5	*	–	–	1,0	–
Ж1	d, мм	20	16	16	20	20	20	12	–	–	–	–
Ж2		25	25	20	16	20	20	12	–	–	–	–
З	L(R), м	1,0	1,5	1,5	0,8	*	*	*	–	–	0,7	–
З1	d, мм	20	20	20	25	20	25	15	–	–	–	–
З2		25	20	20	20	25	20	15	–	–	–	–
И	L(R), м	0,6	1,9	1,8	0,5	*	*	*	–	–	0,7	0,4
И1	d, мм	20	16	16	20	25	20	12	–	–	–	–
И2		25	20	20	20	25	20	15	–	–	–	–
К	L(R), м	0,9	0,7	1,08	0,9	0,8	*	*	*	–	0,7	–
К1	d, мм	20	16	16	16	20	25	25	12	–	–	–
К2		25	20	20	20	20	25	20	15	–	–	–
Л	L(R), м	0,5	1,2	*	2,2	2,0	0,5	*	*	–	0,8	–
Л1	d, мм	20	25	16	20	20	20	15	15	–	–	–
Л2		25	25	20	25	20	25	15	15	–	–	–
М	L(R), м	0,6	1,5	*	2,6	1,9	0,6	1,6	*	1,6	0,4	0,23
М1	d, мм	20	25	25	20	20	25	15	20	15	–	–
М2		25	25	20	20	20	25	12	15	15	–	–

* – размер определяется по геометрическим построениям.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до курсового проектування
по дисципліні «Гідрогазодинаміка»
для студентів спеціальності
8.090507 «Кріогенна техніка і технологія»

Російською мовою

Укладачі: **ЮШКО** Сергій Вікторович
БОРЩ Олег Євгенович

Відповідальний за випуск В. М. Свистунов

Роботу до видання рекомендував С. М. Григоров

В авторській редакції

План 2006 р., поз. 109/

Підписано до друку _____. Формат 60x84 1/16. Папір друк. №2.
Друк — ризографія. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,6.
Обл. – вид. арк.. 1,8. Наклад 50 прим. Зам. № _____. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ “ХПІ”,
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21