

# Механика жидкости и газа

Составитель:

П. П. Власов

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Санкт-Петербургский государственный университет промышленных  
технологий и дизайна»

Кафедра инженерной химии и промышленной экологии

## Механика жидкости и газа

Методические указания и контрольные задания для студентов бакалавриата  
заочной формы обучения

Составитель:

П. П. Власов

Санкт-Петербург  
2015

## Введение

Механика жидкости и газа изучает законы равновесия и движения жидкости и газа, а также способы применения этих законов для решения практических задач.

### *1. Физические свойства жидкости (газа)*

Жидкость – физическое тело, обладающее свойством текучести, т. е. способно изменять форму, не дробясь на части. Различают два вида жидкостей: капельные и газообразные (газы при обычных условиях).

Основными физическими характеристиками жидкости являются плотность и вязкость.

**Плотностью жидкости** называют массу жидкости в единице объема:

$$\rho = m / V, \quad (1)$$

где  $m$  – масса жидкости, кг;  $V$  – объем жидкости,  $\text{м}^3$ .

**Удельным весом жидкости** ( $\gamma$ ) называют вес жидкости в единице объема. При этом соотношение между удельным весом и плотность:

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (2)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Например, удельный вес воды при температуре  $4\text{ }^\circ\text{C}$  равен  $1000\text{ кг}/\text{м}^3$  или  $9810\text{ Н}/\text{м}^3$ , а плотность –  $1000\text{ кг}/\text{м}^3$ .

**Относительная плотность** какой-либо жидкости – это отношение плотности жидкости к плотности воды при температуре  $4\text{ }^\circ\text{C}$ .

**Вязкость.** При движении жидкости возникают силы внутреннего трения, оказывающие сопротивление движению. Эти силы действуют между частицами (слоями) жидкости, перемещающимися относительно друг друга. Свойство жидкости оказывать сопротивление усилиям, вызывающим относительное перемещение частиц (слоев), называется вязкостью.

Ньютон установил взаимосвязь между силой внутреннего трения жидкости и относительной скоростью перемещения ее слоев:

$$T = -\mu \cdot S \cdot (\Delta u / \Delta y) \text{ или } \tau = T/S = -\mu \cdot (\Delta u / \Delta y), \quad (3)$$

где  $T$  – сила внутреннего трения, Н;  $\tau$  – напряжение внутреннего трения,  $\text{Н}/\text{м}^2$ ;  $S$  – площадь соседних слоев,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta u$  – разность скоростей между соседними слоями жидкости,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\Delta y$  – расстояние между соседними слоями жидкости, м;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости (динамическая вязкость),  $\text{Па} \cdot \text{с}$ .

Взаимосвязь с другими единицами динамической вязкости:

$1 \text{ Па} \cdot \text{с} (1 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2) = 10 \text{ П} (\text{Пуаз}) = 1000 \text{ сП} (\text{сантипуаз}).$

В практических расчетах пользуются так называемой кинематической вязкостью, которая взаимосвязана с динамической вязкостью выражением:

$$\nu = \mu \cdot \rho. \quad (4)$$

Кинематическая вязкость измеряется в  $\text{м}^2/\text{с}$ . При этом  $1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ Ст} (\text{Стокс})$

## 2. Гидростатика

Гидростатика изучает законы равновесия жидкости. Она рассматривает вопросы распределения давления в покоящейся жидкости, определения величины, направления и точки приложения силы давления на плоские и криволинейные поверхности.

Сжимающее напряжение, возникающее внутри жидкости, называется гидростатическим давлением. Давление измеряется в паскалях ( $\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2$ ).

**Основное уравнение гидростатики:**

$$P_{\text{абс}} = P_0 + \rho \cdot g \cdot h, \quad (5)$$

где  $P_{\text{абс}}$  – абсолютное или полное гидростатическое давление в жидкости, Па;  $P_0$  – давление на свободной поверхности жидкости;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $h$  – глубина погружения, м.

**Силу давления (F, Н) на плоскую стенку** можно определить по формуле

$$F = (P_{\text{абс}} - P_a) S, \text{ а если } P_0 = P_a, \text{ то } F = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot S, \quad (6)$$

где  $P_a$  – атмосферное давление, Па;  $S$  – площадь фигуры (стенки),  $\text{м}^2$ ;  $h_c$  – глубина погружения центра тяжести фигуры (стенки), м.

**Гидростатические машины.** Поршень в цилиндре большего диаметра передаст силу давления ( $F_2, \text{Н}$ ) во столько раз большую, чем сила, приложенная к поршню в цилиндре меньшего диаметра ( $F_1, \text{Н}$ ), во сколько поперечное сечение большего цилиндра ( $S_2, \text{м}^2$ ) больше, чем меньшего цилиндра ( $S_1, \text{м}^2$ ) т. е. можно записать

$$F_2 = F_1 \cdot (S_2 / S_1). \quad (7)$$

## 3. Гидро- и аэродинамика

**Объемный расход жидкости (газа),  $\text{м}^3/\text{с}$ :**

$$Q = v \cdot S, \quad (8)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения потока,  $\text{м}^2$ ;  $v$  – средняя скорость потока в поперечном сечении,  $\text{м}/\text{с}$

Уравнение постоянства расхода, т. е. равенство расхода во всех сечениях установившегося потока:  $Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = \dots = v_n \cdot S_n$ .

**Режим течения жидкости (газа).** Ламинарное течение характеризуется движением частиц жидкости по параллельным траекториям. При турбулентном течении частицы движутся по запутанным траекториям, поток интенсивно перемешивается.

Режим течения жидкости может быть установлен по численному значению критерия Рейнольдса

$$Re = v \cdot d_3 \cdot \rho / \mu, \quad (9)$$

где  $v$  – скорость потока, м/с;  $d_3$  – эквивалентный диаметр трубопровода, м;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости, Па · с.

Для теплообменника «труба в трубе»:

$$d_3 = 4 \cdot F / X, \quad d_3 = (D^2 - d_n^2) / (D + d_n), \quad (10)$$

где  $F$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>;  $X$  – смоченный периметр, м;  $D$  – внутренний диаметр кожуха, м;  $d_n$  – внешний диаметр трубы, м.

В случае напорного движения жидкости в трубопроводе режим движения устанавливается исходя из следующих условий:

- при  $Re \leq 2300$  – ламинарный режим;
- при  $2300 \leq Re \leq 10000$  – переходная область;
- при  $Re > 10000$  – развитое турбулентное течение.

**Уравнение Бернулли** для любых двух сечений:

а) элементарной струйки идеальной жидкости

$$v_1^2 / (2g) + P_1 / (\rho \cdot g) + z_1 = v_2^2 / (2g) + P_2 / (\rho \cdot g) + z_2; \quad (11)$$

б) элементарной струйки реальной жидкости

$$v_1^2 / (2g) + P_1 / (\rho \cdot g) + z_1 = v_2^2 / (2g) + P_2 / (\rho \cdot g) + z_2 + h_{тр}; \quad (12)$$

в) потока реальной жидкости

$$\alpha_1 \cdot v_1^2 / (2g) + P_1 / (\rho \cdot g) + z_1 = \alpha_2 \cdot v_2^2 / (2g) + P_2 / (\rho \cdot g) + z_2 + h_{тр}, \quad (13)$$

где  $z$  – геометрический напор или потенциальная энергия положения, отнесенная к единице веса жидкости, Дж/Н;  $P$  – давление в центре тяжести сечения, Па;  $P / (\rho \cdot g)$  – пьезометрический напор или потенциальная энергия давления, отнесенная к единице веса жидкости, Дж/Н;  $v$  – средняя скорость жидкости, м/с;  $\alpha$  – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей жидкости в сечении ( для потока реальной жидкости обычно принимают  $\alpha = 1$ );  $\alpha \cdot v^2 / (2g)$  – скоростной напор или кинетическая энергия, отнесенная к единице веса, Дж/Н;  $h_{тр}$  – потери напора ( энергии) на преодоление гидравлических сопротивлений на участке между сечениями потока.

**Потери напора** (энергии) при движении жидкости складываются из потерь по длине ( $h_{дл}$ ) и в местных гидравлических сопротивлениях ( $h_{м.с}$ ), т. е. равны  $h_{тр} = h_{дл} + h_{м.с}$ .

**Потери напора на трение по длине** потока определяют по уравнению (формуле Дарси-Вейсбаха)

$$h_{дл} = (\lambda \cdot l / d) \cdot v^2 / (2g) = \zeta \cdot v^2 / (2g), \quad (14)$$

где  $\lambda$  – безразмерный коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина участка трубы, м;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $v$  – средняя скорость потока, м/с;  $\zeta$  – коэффициент сопротивления трения.

**Потери напора (энергии) в местных сопротивлениях** определяют по формуле

$$h_{м.с} = \zeta \cdot v^2 / (2g), \quad (15)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления.

**Коэффициент сопротивления трению** ( $\lambda$ ) при ламинарном течении жидкости зависит только от вязкости и равен

$$\lambda = 64 / Re. \quad (16)$$

Трубы, в которых  $\lambda$  зависит только от числа  $Re$  и не зависит от относительной шероховатости, называют гидравлически гладкими. Формула Блазиуса для гидравлически гладких труб ( $2300 < Re < 100000$ ) имеет вид

$$\lambda = 0,316 / Re^{0,25}. \quad (17)$$

Условия, в которых  $\lambda$  зависит и от числа  $Re$  и от относительной шероховатости, называется переходной областью. При этом используется формула Альтшуля ( $20 \cdot d / k_3 < Re < 500 \cdot d / k_3$ ):

$$\lambda = 0,11 \cdot (k_3 / d + 68 / Re)^{0,25}. \quad (18)$$

В третьей области, где  $\lambda$  зависит только от шероховатости, его величину определяют по формуле Шифринсона ( $Re > 500 \cdot d / k_3$ ):

$$\lambda = 0,11 \cdot (k_3 / d)^{0,25}, \quad (19)$$

где  $k_3$  – эквивалентная равнoзернистая шерoховатость.

#### ***4. Истечение жидкости через отверстия и насадки***

Частным случаем движения жидкости является истечение жидкости через отверстия и насадки.

**Расход жидкости при ее истечении** через отверстие или насадок при постоянном уровне в резервуаре равен

$$Q = v \cdot S = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad (20)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $S$  – площадь отверстия,  $\text{м}^2$ ,  $H$  – расстояние от центра тяжести площади отверстия или сечения насадка до поверхности жидкости в резервуаре,  $\text{м}$

Коэффициент расхода для круглого отверстия равен 0,62.

В случае истечения жидкости через насадок образуется вакуум, который увеличивает его пропускную способность. Коэффициент расхода насадка зависит от его типа. Для внешнего цилиндрического насадка  $\mu = 0,82$ , а для конического сходящегося  $\mu = 0,94$ .

## **5. Насосы**

Гидравлическая машина, служащая для сообщения жидкости энергии и ее перемещения, называется насосом.

Существуют две основные группы насосов: объемные (поршневые и роторные) и лопастные (центробежные, вихревые).

В рабочем колесе лопастного насоса основная часть подводимой энергии передается жидкости путем динамического воздействия лопаток на поток. При протекании потока на соответствующим образом спрофилированную поверхность лопатки на ее поверхностях образуется перепад давления и возникают подъемные силы. Рабочее колесо совершает работу, преодолевая при своем вращении момент этих сил. Для этого к колесу насоса подводится механическая энергия двигателя, которая насосом преобразуется в энергию движущейся жидкости.

Отличительным признаком объемного насоса является наличие одной или нескольких рабочих камер, объемы которых при работе насоса периодически изменяются. При увеличении объема камер они заполняются жидкостью, а при уменьшении их объема жидкость вытесняется в отводящую линию. В объемном насосе подвижными рабочими органами являются вытеснители в виде поршня, плунжера, пластины, зубьев шестерни, винтовой поверхности. В объемном насосе вытеснители сообщают жидкости главным образом потенциальную энергию давления.

Основные параметры работы насоса – это подача, напор, мощность, коэффициент полезного действия (к.п.д.).

Подачей насоса называется количество жидкости (объем), подаваемое насосом за единицу времени. Напором ( $H$ ) насоса называется механическая энергия, сообщаемая насосом единице веса жидкости.

### **Напор работающего насоса**

$$H = P_M / (\rho \cdot g) + P_B / (\rho \cdot g) + \Delta z + (v_H^2 - v_B^2) / (2g), \quad (21)$$

где  $P_M, P_B$  – показания манометра и вакуумметра, Па;  $v_H, v_B$  – средние скорости жидкости в нагнетательном и всасывающем трубопроводах;  $\Delta z$  – вертикальное расстояние между точками установки вакуумметра и манометра, м;  $\rho$  – плотность перемещаемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>.

**Полезная мощность** определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H, \quad (22)$$

где  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с.

Насос передает жидкости не всю механическую энергию, которая подводится к насосу. Отношение полезной мощности насоса к потребляемой им мощности двигателя называется коэффициентом полезного действия. Он равен произведению трех коэффициентов полезного действия: объемного, гидравлического и механического. Объемным к. п. д. учитываются потери объема жидкости (утечки жидкости через уплотнения, проникновение воздуха в насос), гидравлический к. п. д. – уменьшение напора насоса, вызываемое гидравлическими сопротивлениями в самом насосе (при входе жидкости в насосное колесо и выходе из него, сопротивление жидкости в межплоскостных каналах насосного колеса и пр.), механическим к. п. д. – трение между элементами машины.

Из-за чрезмерного падения давления на всасывающей стороне насоса может возникнуть кавитация (пустотообразование), вследствие которой резко падает к. п. д. насоса, снижаются его подача и напор. Кроме того, появляются сильная вибрация и толчки, сопровождаемые характерным шумом. Для избежания кавитации насос необходимо установить таким образом, чтобы давление жидкости в нем было больше давления насыщенного пара жидкости при данной температуре. Это обеспечивается ограничением высоты всасывания насоса.

**Допустимая высота всасывания** ( $H_B$ ) определяется следующим соотношением:

$$H_B \leq P_{\text{п}} / (\rho \cdot g) - P_{\text{н}} / (\rho \cdot g) - h_{\text{п.в}} - h_{\text{кав}}, \quad (23)$$

Где  $P_{\text{п}}$  – давление над поверхностью перекачиваемой жидкости, Па;  $P_{\text{н}}$  – давление насыщенного пара, Па;  $h_{\text{п.в}}$  – потеря напора во всасывающем трубопроводе при полной величине подачи, м;  $h_{\text{кав}}$  – кавитационный запас, м.

**Подача в шестеренном насосе** вычисляется по формуле

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot v \cdot n \cdot \eta_0, \quad (24)$$

где  $m$  – модуль зацепления, м;  $z$  – число зубьев;  $v$  – ширина зуба, м;  $n$  – частота вращения, 1/с;  $\eta_0$  – объемный к. п. д.



## 6. Контрольные задания

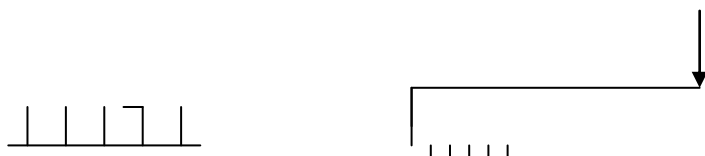
Варианты задач контрольных работ студент-заочник находит по двум последним цифрам шифра своей студенческой книжки, пользуясь таблицей вариантов.

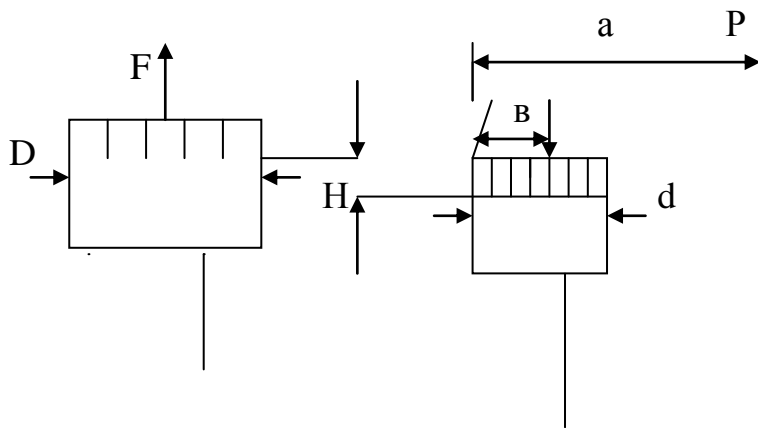
Таблица. **Варианты контрольных работ.**

Последние две цифры шифра студенческой книжки				Номера задач		
				первой	второй	третьей
01	26	51	76	1А	5Б	9В
02	27	52	77	2Б	6В	7Г
03	28	53	78	3В	4Г	8Д
04	29	54	79	3Г	5Д	7Е
05	30	55	80	1Д	6Е	8Ж
06	31	56	81	2Е	4К	9И
07	32	57	82	1Ж	4И	8К
08	33	58	83	2И	5К	9А
09	34	59	84	3К	6А	7Б
10	35	60	85	1А	5Б	9В
11	36	61	86	2А	6В	7Д
12	37	62	87	3Б	4Г	8Е
13	38	63	88	3В	5Д	7Ж
14	39	64	89	1Г	6Е	8И
15	40	65	90	2Д	4К	9К
16	41	66	91	1Е	4И	8А
17	42	67	92	2К	5К	9Б
18	43	68	93	3И	6А	7В
19	44	69	94	1К	5Б	9Г
20	45	70	95	2К	6И	7Ж
21	46	71	96	3И	4И	8Е
22	47	72	97	3Ж	5А	7Д
23	48	73	98	1Е	6Д	8Г
24	49	74	99	2Д	4Г	9В
25	50	75	00	1Г	4А	8Б

### Задача 1

8

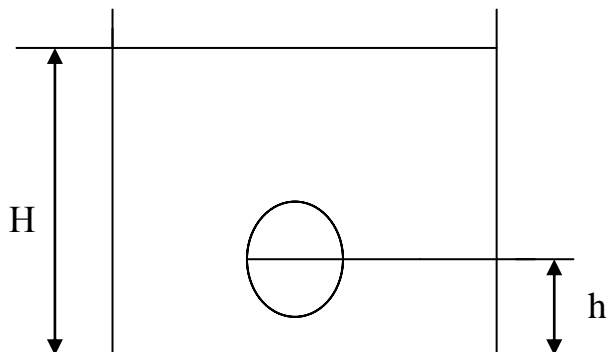




Определить силу  $F$ , развиваемую гидравлическим прессом. Диаметр большого плунжера  $D$ , малого –  $d$ . Большой плунжер расположен выше меньшего на величину  $H$ , а рабочее усилие приложено к меньшему плунжеру.

Вариант	$P$ , Н	$H$ , м	$D$ , м	$d$ , м	$a$ , м	$b$ , м
А	50	2	0,50	0,12	0,70	0,07
Б	100	1	0,60	0,15	0,70	0,06
В	150	1	0,70	0,18	1,00	0,10
Г	200	2	0,60	0,15	0,70	0,09
Д	250	3	0,50	0,12	0,80	0,07
Е	200	1	0,40	0,10	0,50	0,06
Ж	150	2	0,35	0,09	0,60	0,05
И	100	3	0,40	0,10	0,65	0,06
К	100	1	0,20	0,05	0,40	0,04

## Задача 2

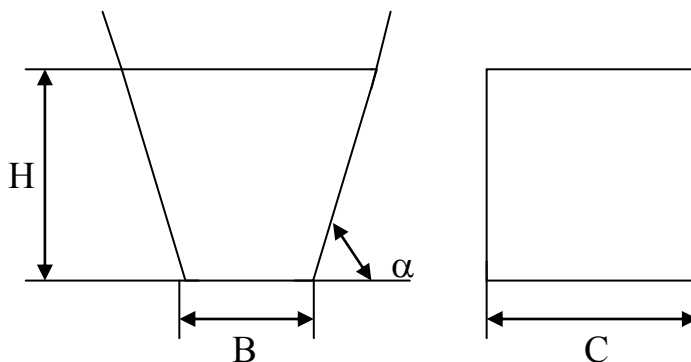


Высота уровня жидкости в резервуаре –  $H$ , относительная плотность

жидкости 0,9. На высоте  $h$  от дна до центра имеется круглый лаз диаметром  $D$ , крышка которого прикрепляется болтами. Принимая для болтов допустимое напряжение на разрыв  $F$ , определить необходимое число болтов.

Вариант	$H$ , м	$h$ , м	$D$ , м	$F$ , кгс/см <sup>2</sup>
А	10	1,1	1,0	700
Б	15	1,5	0,8	500
В	16	1,1	0,9	800
Г	17	1,2	0,5	750
Д	18	1,3	1,1	700
Е	14	1,4	1,2	500
Ж	13	1,3	1,1	600
И	12	1,1	0,9	650
К	11	1,2	1,0	800

### Задача 3



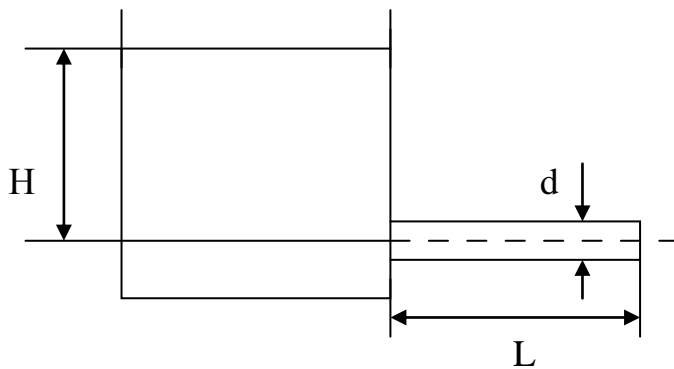
В емкость залита жидкость с плотностью  $\rho$  на высоту  $h$ . Определить силу давления на боковую стенку длиной  $B$  и торцевую шириной  $C$ . Угол наклона торцевой стенки  $\alpha$ .

Вариант	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$H$ , м	$B$ , м	$C$ , м	$\alpha$ , град
А	1000	5	5	4	60
Б	990	6	4	2	70
В	880	7	6	4	65
Г	750	3	2	1	55
Д	820	1	3	1	70

Окончание таблицы.

Вариант	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	H, м	B, м	C, м	$\alpha$ , град
Е	950	5	4	3	60
Ж	1250	10	5	4	70
И	900	4	3	2	65
К	800	8	5	3	70

#### Задача 4



Расход воды ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) из бака через отверстие диаметром  $d$  (коэффициент расхода – 0,62) в 2,5 раза больше, чем через трубу того же диаметра. Определить длину трубы  $L$ , если напор в баке над отверстием равен  $H$ , а коэффициент гидравлического трения в трубе – 0.03.

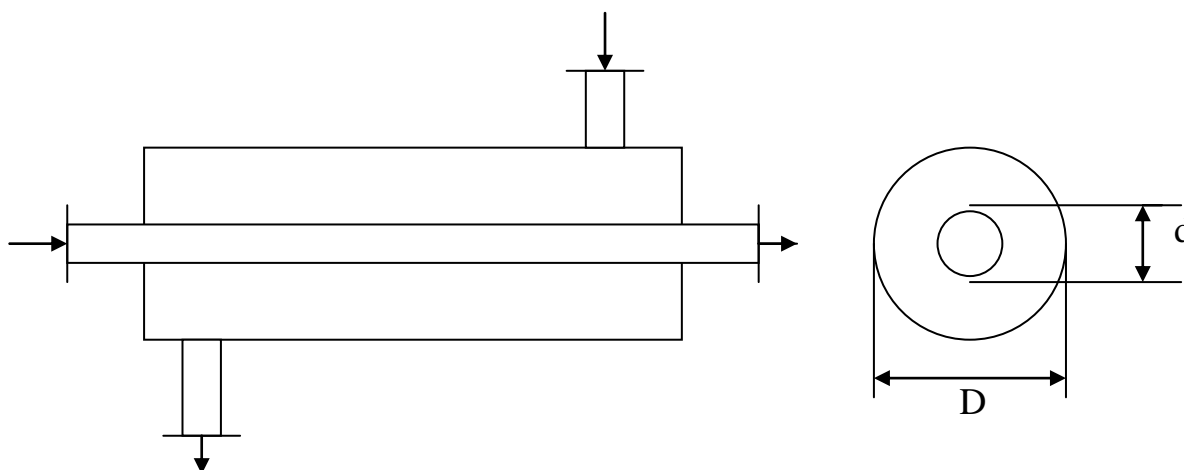
Параметры	Варианты									
	А	Б	И	Г	Д	Е	Ж	И	К	
H, м	6	5	4	5	6	7	6	5	4	
d, м	0,03	0,05	0,07	0,09	0,07	0,08	0,05	0,06	0,03	

#### Задача 5

Найти потерю напора на трения для воды (плотность – 998 кг/м<sup>3</sup>, динамическая вязкость – 1,01 мПа · с) при ее расходе  $Q$  в стальном трубопроводе длиной  $L$  и с внутренним диаметром  $d$  (эквивалентная шероховатость – 0,12 мм).

Параметры	Варианты								
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	20	30	40	50	40	30	25	30	60
$L, \text{ м}$	50	60	70	80	100	120	130	140	160
$d, \text{ мм}$	50	100	120	130	100	90	104	120	110

### Задача 6



Водяной стальной теплообменник «труба в трубе» состоит из двух концентрических труб: внутренней с внешним диаметром  $d$  и наружной с внутренним диаметром  $D$ . Определить потерю напора на 1 м длины теплообменника в кольцевом пространстве при расходе воды  $Q$  (эквивалентная шероховатость – 0,75 мм, плотность – 998 кг/м<sup>3</sup>, динамическая вязкость – 1,01 мПа · с).

Параметры	Варианты								
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	1,5	2,0	1,8	2,2	1,9	1,6	2,5	3,0	2,0
$D, \text{ м}$	0,09	0,10	0,15	0,09	0,08	0,10	0,08	0,09	0,11
$d, \text{ м}$	0,044	0,046	0,050	0,060	0,035	0,040	0,030	0,045	0,048

### Задача 7

Насос перекачивает воду. Показание манометра на нагнетательном трубопроводе  $P_m$ , показание вакуумметра (разрежение) на всасывающем

трубопроводе перед насосом  $P_B$ . Манометр присоединен выше вакуумметра на расстоянии  $h$ . Всасывающий и нагнетательный трубопроводы одинакового диаметра. Какой напор развивает насос?

Параметры	Варианты									
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К	
$P_M, \text{кгс/см}^2$	1,5	2,0	2,2	1,7	3,1	2,5	2,8	1,8	3,0	
$P_B, \text{мм.рт.ст.}$	30	25	40	38	45	50	35	55	60	
$h, \text{м}$	0,20	0,30	0,15	0,25	0,30	0,35	0,20	0,16	0,27	

### Задача 8

Центробежный насос перекачивает воду с температурой  $60^\circ\text{C}$ , имеющую плотность  $950 \text{ кг/м}^3$  и парциальное давление насыщенных паров над поверхностью  $19,6 \text{ кПа}$ . Среднее атмосферное давление в месте установки насоса  $P_a$ , а полная потеря напора во всасывающем трубопроводе –  $h_{п.}$ . Определить допустимую высоту всасывания (без учета кавитационного запаса).

Параметры	Варианты									
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К	
$P_a, \text{мм.рт.ст.}$	740	720	700	750	770	700	730	740	710	
$h_{п.}, \text{м}$	4	3	2	5	3	2	6	3	5	

### Задача 9

Определить производительность шестеренного насоса по следующим данным: частота вращения  $n$ , число зубьев на шестеренке  $z$ , ширина зуба  $b$ , модуль зацепления  $m$ , объемный к. п. д.  $\eta_0$ .

Параметры	Варианты									
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К	
$n, \text{мин}^{-1}$	600	550	650	600	400	540	440	400	520	
$z, \text{шт.}$	9	12	9	12	9	12	9	12	12	
$b, \text{мм}$	40	32	38	42	44	36	40	32	42	
$m, \text{мм}$	16	17	15	17	16	15	17	18	15	
$\eta_0, \%$	72	70	78	80	82	76	74	80	70	

