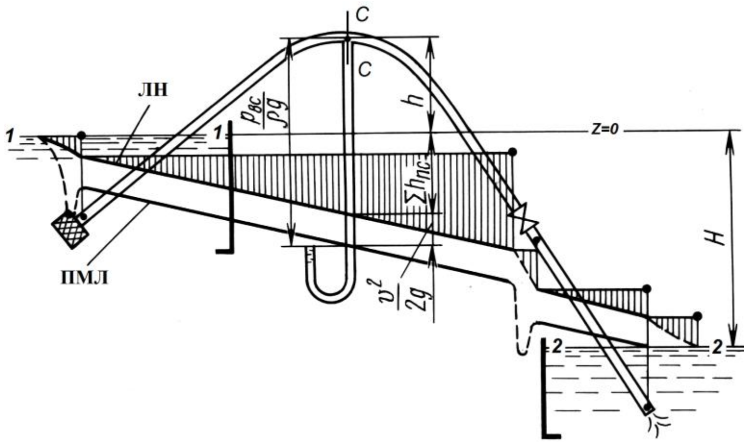
Лекция № 14.

Работа сифонного трубопровода.



Сифон (от греч. слова siphon – трубка, насос) – изогнутая трубка с коленами разной длины, по которой переливается жидкость из резервуара с более высоким уровнем в резервуар с более низким уровнем жидкости.

Характерным для сифона является то, что в нём имеет место вакуум (для заполнения трубопровода жидкостью и создания вакуумметрического давления в верхней части сифона применяются вакуумные насосы).

Наибольшая величина вакуума будет в наиболее высоко расположенном сечении, т.е. в сечении **(C-C)**.

Гидравлический расчёт сифонных трубопроводов принципиально не отличается от расчёта обычных трубопроводов.

Для определения вакуума в сечении **(C-C)** записываем уравнение Бернулли для сечений **(1-1)** и **(C-C)**:

$$0 = h - \frac{p_{вC}}{\rho g} + \frac{\upsilon^2}{2g} + \sum_1^C h_{пC} \quad ,или \quad \frac{p_{вC}}{\rho g} = h + \frac{\upsilon^2}{2g} + \sum_1^C h_{пC} \qquad \textbf{(1)}$$

где h – высота сечения **(C-C)** над начальным пьезометрическим уровнем в баке-питателе;

υ – скорость в сечении **(C-C)**;

$\sum_1^C h_{пC}$ - сумма потерь напора на участке трубопровода **(1-1) - (C-C)** ;

Из уравнения (1) видно, что *вакуумметрическая высота* зависит от высоты h (чем больше h, тем больше вакуумметрическая высота).

Однако, при больших значениях $\frac{p_{вC}}{\rho g}$ струя в сифоне *может разорваться*, и сифон перестанет работать.

Для обеспечения нормальной (безкавитационной) работы трубопровода должно выполняться условие: $p_{вC} < p_{атм} - p_{нп}$,

где $p_{нп}$ – давление насыщенных паров жидкости *при данной температуре*;

$p_{атм}$ – атмосферное давление.

Как известно, давление $p_{нп}$ увеличивается с повышением температуры жидкости. В таблице приведены значения $\frac{p_{нп}}{\rho g}$ в метрах водяного столба в зависимости от температуры.

t, ºC	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\frac{p_{нп}}{\rho g}$, *м*	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,00	3,17	4,82	7,14	10,3

Для уменьшения разрежения в сечении **(C-C)** целесообразным является увеличение сопротивления в нисходящей ветви сифона (например, установка задвижки, вентиля). Однако, необходимо учитывать, что это вызовет снижение расхода.

<u>Возможные варианты расчёта простого трубопровода.</u>

Параметры / № Варианта	*H*	*Q*	*d, l, Δ, ν*
I	**?**	**x**	**x**
II	**x**	**?**	**x**
III	**x**	**x**	***d=?*** **x**

<u>Вариант I.</u> ***<u>Дано</u>*: расход жидкости *Q*, её свойства (т.е. кинематич. вязкость *ν*), размеры трубопровода *l, d* и абсолютная шероховатость его стенок Δ.**
<u>Найти требуемый напор H.</u>

<u>Порядок решения следующий:</u>

1) По известным *Q, d, ν* находим число Рейнольдса: $\boldsymbol{Re = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi d \nu}}$ и определяем режим движения жидкости.

- если режим течения **<u>ламинарный</u>**, то тогда напор равен - $H = \frac{32 \cdot L_n \upsilon \cdot \nu}{g d^2} = \frac{128 \cdot L_n \cdot \nu}{\pi g d^4} \cdot Q$,

где $L_n = l_i + \sum l_{эквi}$ - приведённая длина трубопровода;

- если **<u>турбулентный</u>** режим, то напор определяется по формулам:

а) для короткого трубопровода - $H = \frac{\upsilon^2}{2g}\left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) = 0{,}0827 \frac{Q^2}{d^4}\left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right)$;

б) для длинного трубопровода - $H = \lambda \frac{L_n}{d} \frac{\upsilon^2}{2g} = 0{,}0827 \lambda \frac{L_n}{\mathrm{d}^5} Q^2$,

где $L_n = l_i + \sum l_{эквi}$ - приведённая длина трубопровода;

В этих формулах по известным Re, *d* и *Δ* выбираются соответствующие - *λ* и *ζ*.

<u>Вариант II.</u> ***<u>Дано</u>*: располагаемый напор *H*, свойства жидкости (т.е. кинематическая вязкость *ν*), размеры трубопровода *l, d* и абсолютная шероховатость его стенок Δ.** ***<u>Найти расход Q.</u>***

<u>Порядок решения следующий:</u>

1) Определяем режим движения жидкости путём сравнения напора ***H*** с его критическим значением:

$$H_{кр} = \frac{32 \cdot L_n \cdot \nu^2}{g d^3} \mathrm{Re}_{кр} ,$$

если ***H* < *H***$\boldsymbol{H < H_{кр}}$ – то режим ламинарный и тогда расход определяется как: $Q = \frac{H \pi g d^4}{128 \cdot \nu L_n}$.

если $\boldsymbol{H > H_{кр}}$ - турбулентный.

2) Задача решается методом последовательных приближений. В качестве *<u>1-го приближения</u>* принимается **<u>квадратичная область сопротивления,</u>** в которой по известным *d* и Δ определяются значения λ_I и ζ_I, позволяющие найти из формул, приведённых в первом варианте расход в первом приближении $\boldsymbol{Q_I}$.

Затем определяем число Рейнольдса в первом приближении $\boldsymbol{Re_I}$ (по полученной из расхода $\boldsymbol{Q_I}$ величине скорости $\boldsymbol{\upsilon_I}$) и уточняем значения коэффициентов сопротивлений (т.е. получаем значения коэффициентов сопротивлений во втором приближении $\boldsymbol{\lambda_{II}}$ и $\boldsymbol{\zeta_{II}}$).

3) Затем определяем расход *<u>во втором приближении</u>* $\boldsymbol{Q_{II}}$, $\boldsymbol{\upsilon_{II}}$, $\boldsymbol{Re_{II}}$ и уточняем значения коэффициентов сопротивлений (т.е. получаем значения коэффициентов сопротивлений *<u>в третьем приближении</u>* $\boldsymbol{\lambda_{III}}$ и $\boldsymbol{\zeta_{III}}$, которого обычно оказывается достаточно).

Вариант III. ***Дано*****: располагаемый напор *H*, расход *Q*, свойства жидкости (т.е. кинематическая вязкость *ν*), размеры трубопровода *l* и абсолютная шероховатость его стенок Δ.**
Найти диаметр трубопровода d.

Порядок решения следующий:

1) Определяем режим движения жидкости путём сравнения напора ***H*** с его критическим значением:

$$H_{кр} = \frac{\pi^3 \nu^5 L_n}{2gQ^3} Re^4_{кр},$$

если $\boldsymbol{H < H_{кр}}$ – то режим ламинарный; если $\boldsymbol{H > H_{кр}}$ - турбулентный.

2) Задача по определению диаметра трубопровода ***d*** решается графическим способом, путём построения зависимости ***H = f (d)*** при ***Q = const***. Задавая ряд значений ***d*** , вычисляют соответствующие значения ***H*** из приведённых в варианте I уравнений связи между ***H*** и ***Q*** *с учётом области сопротивления*. Из построенного графика по заданному значению ***H*** определяют необходимый диаметр ***d***. Далее следует уточнить значение ***H*** при выборе ближайшего большего стандартного диаметра.

Примечание. *При расчёте коротких трубопроводов необходимо учитывать все виды потерь. При расчёте длинных трубопроводов скоростной напор пренебрежимо мал по сравнению с общей потерей напора в трубопроводе и при составлении баланса напоров им можно пренебречь.*

Расчёт сложных трубопроводов (СТ).

СТ принято называть трубопровод , имеющий разветвлённые участки, состоящие из нескольких труб, между которыми распределяется жидкость, поступающая в трубопровод от источника гидравлической энергии.

Сечения трубопровода, где смыкаются несколько ветвей, называются ***узлами.***

В практике гидравлических расчётов СТ встречаются следующие основные схемы:
- с параллельными ветвями;
- с концевой раздачей жидкости;
- с непрерывной раздачей жидкости;
- с кольцевыми участками,

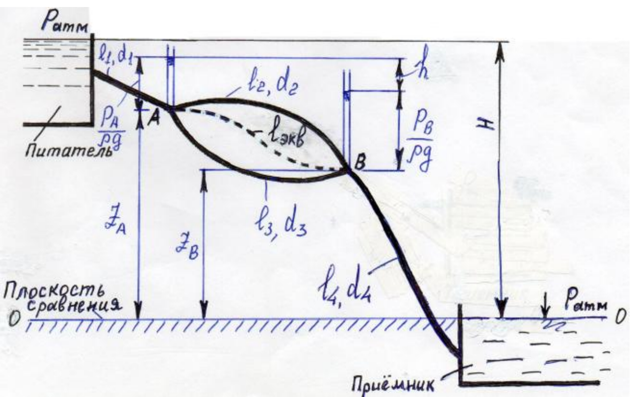
и всевозможные комбинации этих схем.

Расчёт СТ сводится в основном к решению одной из 3-х вариантов типовых задач, аналогичных для расчёта простого трубопровода.

Для расчёта СТ составляется система уравнений баланса расходов для каждого узла и уравнений баланса напоров (уравнений Бернулли) для каждой ветви трубопровода.

Так как обычно СТ являются длинными, при записи уравнений Бернулли можно пренебречь малыми скоростными напорами в каждом расчётном сечении трубопровода, и не учитывать малые величины местных потерь напора в узлах.

Указанная система расчётных уравнений должна включать в себя столько независимых неизвестных, сколько записано уравнений.



Паралллельное соединение трубопроводов.

Устанавливаем пьезометры в каждом из узлов.

Определить величину расхода жидкости *из верхнего бака в нижний, если задано:*

располагаемый напор H, геометрические размеры трубопроводов, режим движения – турбулентный, λ = const.

Решение:

1. Баланс расхода для узлов: $Q_1 = Q_2 + Q_3 = Q$. **(1)**

Рассмотрим параллельно соединённые трубы (2-й и 3-й участки).

Для сечений А и В записываем уравнение Бернулли при плоскости сравнения (0-0) (*кроме того потерями в узлах и скоростными напорами пренебрегаем*).

Для второго участка получаем: $$z_A + \frac{p_A}{\rho g} = z_B + \frac{p_B}{\rho g} + \sum h_2 ,$$

где $\sum h_2$ – учитывает только потери на трение.

Из рисунка видно, что: $(z_A + \frac{p_A}{\rho g}) - (z_B + \frac{p_B}{\rho g}) = h$ - (разница гидростат. напоров).

Сравнивая это уравнение с уравнением Бернулли для сеч. А и В, получаем: $h = \sum h_2$.

Для третьего участка соответственно получаем:

$$h = \sum h_2 \text{, а значит и } h = \sum h_3 \text{, следовательно, } \sum h_2 = \sum h_3 . \quad \textbf{(2)}$$

Заменив 2-й и 3-й участки эквивалентным трубопроводом, получим: $\sum h_2 = \sum h_3 = \sum h_{экв} = h$.

Потери напора в разветвленном участке между узлами равны потерям напора в любой из параллельных труб, соединяющей эти узлы.

В свою очередь:

$$\sum h_{экв} = a_{экв} Q^2 , \quad \Sigma h_2 = a_2 Q_2^2 , \quad \Sigma h_3 = a_3 Q_3^2 .$$

Тогда, получаем: $Q = \sqrt{\frac{h}{a_{экв}}}$; $Q_2 = \sqrt{\frac{h}{a_2}}$; $Q_3 = \sqrt{\frac{h}{a_3}}$.

Подставив эти значения в уравнение баланса расходов, получим:

$$\sqrt{\frac{h}{a_{экв}}} = \sqrt{\frac{h}{a_2}} + \sqrt{\frac{h}{a_3}} \quad \text{или} \quad \frac{1}{\sqrt{a_{экв}}} = \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} .$$

Для решения задач по расчёту СТ с параллельными ветвями, кроме записанных и пронумерованных уравнений, д.б. записано уравнение баланса напоров во всём трубопроводе:

$$H = \Sigma h_1 + \Sigma h_{экв} + \Sigma h_4 = a_1 Q^2 + a_{экв} Q^2 + a_4 Q^2 .$$

Отсюда расход равен: $$Q = \sqrt{\frac{H}{a_1 + a_{экв} + a_4}} . \quad \textbf{(3)}$$

Зная, что $\sum h_2 = \sum h_{экв}$, а $a_{экв} Q^2 = a_2 Q_2^2$, тогда расход в каждом из участков будет равен:

$$Q_2 = Q\sqrt{\frac{a_{экв}}{a_2}} , \quad Q_3 = Q\sqrt{\frac{a_{экв}}{a_3}} .$$

Решение системы уравнений (1), (2), (3) м.б. осуществлено либо аналитически, либо графически.

Выше был разобран случай ***турбулентного режима движения*** жидкости в трубах, т.е. $h_n \equiv \upsilon^2 (Q^2)$ - (т.е. потери пропорциональны квадрату скорости и квадрату расхода).

При ламинарном режиме движения имеем - $h_n \equiv \upsilon(Q)$.

Потери напора при ламинарном режиме определяются по формуле Пуазейля, т.е.

$$h_n = \frac{32 \cdot l \cdot \upsilon \cdot \nu}{g d^2} ; \quad \upsilon = \frac{Q}{F} = \frac{4 \cdot Q}{\pi d^2} .$$

или $h_n = \dfrac{32 \cdot l \cdot \upsilon \cdot \nu}{gd^2} = \dfrac{32 \cdot 4 l \upsilon \nu}{\pi g d^4} Q = 4{,}15 \dfrac{l \cdot \nu}{d^4} Q = b \cdot Q$, *следовательно* - $h_n = b \cdot Q$.

При параллельном соединении трубопроводов: $\sum h_2 = \sum h_3 = \sum h_{экв} = h$,

тогда и: $b_2 Q_2 = b_3 Q_3 = b_{экв} Q = h$. Отсюда имеем:

$Q_2 = \dfrac{h}{b_2}$, $Q_3 = \dfrac{h}{b_3}$, $Q = \dfrac{h}{b_{экв}}$.

Но так как - $Q = Q_2 + Q_3$, *следовательно* - $\dfrac{h}{b_{экв}} = \dfrac{h}{b_2} + \dfrac{h}{b_3}$ *или* $\dfrac{1}{b_{экв}} = \dfrac{1}{b_2} + \dfrac{1}{b_3}$.

Расчётное уравнение Бернулли для всей системы имеет вид:

$$H = \Sigma h_1 + \Sigma h_{экв} + \Sigma h_4 = b_1 Q + b_{экв} Q + b_4 Q.$$

Из этого уравнения находим расход Q, а затем соответственно Q_2 *и* Q_3.

Примечание: Расчётная система уравнений (1), (2), (3) м.б. использована не только для расчёта трубопровода с параллельными ветвями, но и для расчёта сложных трубопроводов с концевой раздачей при условии, что перепады напоров в ветвях, расходящихся из одного узла, оказываются равными.

На рисунке приведены некоторые схемы таких трубопроводов.