

Государственное бюджетное профессиональное
образовательное учреждение Иркутской области
«Братский промышленный техникум»

**ПРАКТИКУМ ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И ГИДРАВЛИКИ**

Методические рекомендации для обучающихся по программе подготовки
квалифицированных рабочих по профессии
190629.01 Машинист дорожных и строительных машин.

Автор разработки:
Иванова Л.А., преподаватель БПромТ

Сборник описаний практических работ

Практическая работа № 1. Расчет передаточного отношения и частоты вращения ведомого вала кинематической цепи, анализ кинематических схем
Практическая работа № 2 Определение режимов течения жидкости, определение потерь напора

Братск, 2014

Основы технической механики и гидравлики: Сборник описаний практических работ (часть 1). – Братск: ГБПОУ БПромТ, 2014. – 29 с.

Составитель Л.А.Иванова

Практикум содержит краткие теоретические сведения, необходимые для выполнения практических работ по основам технической механики и гидравлики, содержание работ и порядок их выполнения; предложены вопросы для самоконтроля.

Практикум предназначен для обучающихся по программе подготовки квалифицированных рабочих по профессии 190629.01 Машинист дорожных и строительных машин.

Настоящая разработка рассмотрена цикловой комиссией строительного профиля

Протокол № 2 от 16 октября 2014 г.

Председатель ЦК _____ Иванова Л.А

Рецензент: _____ Иванов В.А.
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
«Воспроизводства и переработки лесных ресурсов», Братский
Государственный Университет

Согласовано:

Заместитель директора по УМР _____ Е.В. Тилькунова

© Иванова Л.А.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ	4
Практическая работа № 1. Расчет передаточного отношения и частоты вращения ведомого вала кинематической цепи, анализ кинематических схем	5
Практическая работа № 2 Определение режимов течения жидкости, определение потерь напора	14
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	29

ВВЕДЕНИЕ

Сборник описаний практических работ является методическим пособием к практическим работам по изучению дисциплины «Основы технической механики и гидравлики».

Сборник составлен в соответствии с программой учебной дисциплины «Основы технической механики и гидравлики» для обучающихся по программе подготовки квалифицированных рабочих, служащих по профессии 190629.01 Машинист дорожных и строительных машин. Сборник предназначен для закрепления теоретических знаний учащихся и приобретения практических навыков в решении различных ситуационных задач, которые могут быть использованы в будущей практической деятельности.

В ходе выполнения заданий у обучающихся формируются практические умения и навыки работы со справочной литературой, расчетными формулами, таблицами и схемами.

Необходимыми структурными элементами практических работ, помимо самостоятельной деятельности обучающихся, является инструктаж, проводимый преподавателем, а также организация обсуждения итогов выполнения заданий. Выполнению практических работ предшествует проверка знаний обучающихся их теоретической готовности к выполнению заданий.

Каждая практическая работа по курсу содержит:

Номер и наименование практической работы

Цель практической работы

Общие сведения

Порядок выполнения работы

Содержание отчета по практической работе

Контрольные вопросы

Рекомендуемая литература

Требования по выполнению практических работ:

Перед выполнением практической работы, обучающиеся должны повторить материал, относящийся к теме работы. По каждой практической работе обучающиеся оформляют отчет, необходимо хорошо владеть знаниями, полученными на теоретических занятиях, при необходимости отчет по практическому занятию может быть дополнен устным ответом обучающегося.

Критериями оценки выполнения практических работ является соблюдение требований к выполнению работ.

Работа, выполненная в полном объеме, в соответствии с требованиями оценивается - на «отлично»; работа, выполненная в полном объеме с небольшими погрешностями - на «хорошо», работа, выполненная с принципиальными погрешностями - на «удовлетворительно».

Оценка учитывает результаты беседы с преподавателем при проверке подготовки учащегося, работу учащегося на уроке, качество представленного отчета, ответы на вопросы, которые могут быть заданы при просмотре оформленного отчета.

Отчеты должны выполняться: индивидуально каждым учащимся на отдельных тетрадных двойных листах аккуратно, с использованием чертежных инструментов и соблюдением стандартных обозначений для элементов кинематических схем. Отчет по выполненной работе должен быть защищен учащимся.

ЦЕЛЬ МЕТОДИЧЕСКОЙ РАЗРАБОТКИ

Создать условия по формированию у обучающихся умений и знаний в применении полученных знаний на практике, для: чтения и простейшего расчета кинематических схем; знания основных понятий гидростатики и гидродинамики

Практическая работа №1

Расчет передаточного отношения и частоты вращения ведомого вала кинематической цепи, анализ кинематических схем

1. Цель работы: научиться определять передаточное отношения и частоту вращения ведомого вала кинематической цепи

Материально-техническое оснащение: Методические рекомендации, тетрадь для практических работ, карандаш, линейка, шариковая ручка.

2. Общие сведения

Основные элементы зубчатой передачи. Термины, определения и обозначения. Одноступенчатая зубчатая передача состоит из двух зубчатых колес – ведущего и ведомого. Меньшее по числу зубьев из пары колес называют *шестерней*, а большее *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни (ведущего колеса) приписывают при обозначении нечетные индексы (1, 3, 5 и т. д.), а параметрам ведомого колеса — четные (2, 4, 6 и т. д.).

Зубчатое зацепление характеризуется следующими основными параметрами:

d_a — диаметр вершин зубьев;

d_r — диаметр впадин зубьев;

d_a — начальный диаметр;

d — делительный диаметр;

p_t — окружной шаг;

h — высота зуба;

h_a — высота головки зуба;

h_f — высота ножки зуба;

α_{ω} — межосевое расстояние;

z — число зубьев.

Делительная окружность – окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании. Делительная окружность связана с колесом и делит зуб на головку и ножку.

Основные элементы зубчатых колес представлены на рис.1.

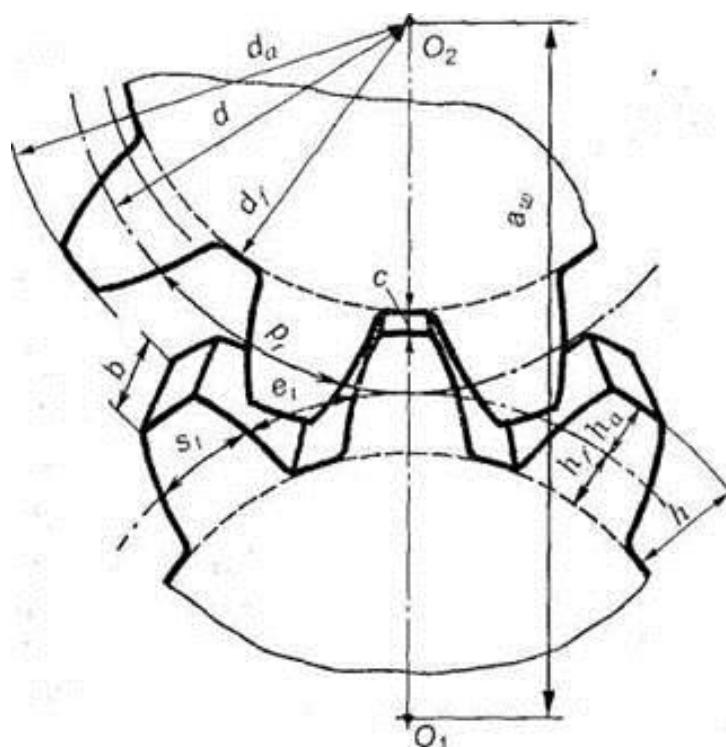


Рис. 1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес

Модулем зубьев m называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Линейную величину, в π раз меньшую окружного шага зубьев, называют окружным модулем зубьев и обозначают m :

$$m = P_t / \pi$$

Размеры цилиндрических прямозубых колес вычисляют по окружному модулю, который называют расчетным модулем зубчатого колеса, или просто модулем; обозначают буквой m .

Для определения основных параметров зубчатой передачи принимают делительный радиус. Если межосевое расстояние в передаче равно сумме делительных радиусов, то начальные и делительные окружности в этом случае совпадают.

Высота зуба h — радиальное расстояние между окружностями вершин и впадин зубчатого колеса:

$$h = h_a + h_f$$

Высота головки зуба — его часть, расположенная между делительной окружностью цилиндрического зубчатого колеса и окружностью вершин зубьев;

$$h_a = m .$$

Ножка зуба — часть зуба, расположенная между делительной окружностью и окружностью впадин зуба

$$h_f = 1,25m$$

Все механические передачи характеризуются передаточным числом или отношением. Если известны параметры передачи — числа зубьев z_1 и z_2 , передаточное число u определяем следующим образом.

Для зубчатых передач передаточное число u — отношение числа зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущего колеса, т.е.

$$u = z_2/z_1,$$

где z_2 и z_1 — числа зубьев соответственно ведомого и ведущего колеса.

Итак, передаточное число

$$u = z_2/z_1$$

3. ЗАДАНИЕ НА ПРАКТИЧЕСКУЮ РАБОТУ

1. Определить передаточное отношение редуктора.
2. Произвести кинематический и силовой расчет редуктора.
3. Заполнить бланк отчета.

4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

4.1. Определение передаточного отношения редуктора

Для определения передаточного отношения первой и второй ступени выбрать, по указанию преподавателя, один из вариантов задания, приведенных в таблице 1.

Таблица 1-варианты задания для расчета передаточного отношения редуктора

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Обозначение													
m	6	4	3,5	4	6	4	5	4	4,5	4	7	5	6	4
Z ₂	34	24	36	26	34	28	22	26	36	28	30	42	34	28
Z ₁	18	13	12	13	18	13	12	13	18	14	12	14	18	13
Z ₄	24	36	26	34	28	22	26	36	28	30	42	34	28	34
Z ₃	13	12	13	18	13	12	13	18	14	12	14	18	13	18
Вариант	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
	Обозначение													
m	6	4	3,5	4	6	4	5	4	4,5	4	7	5	6	4
Z ₂	34	24	36	26	34	28	22	26	36	28	30	42	34	28
Z ₁	18	13	12	13	18	13	12	13	18	14	12	14	18	13
Z ₄	24	36	26	34	28	22	26	36	28	30	42	34	28	34
Z ₃	13	12	13	18	13	12	13	18	14	12	14	18	13	18

Передаточные отношения первой и второй ступени

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_2 = \frac{z_4}{z_3}$$

Передаточное число редуктора определяется из выражения

$$u_{ред.} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n$$

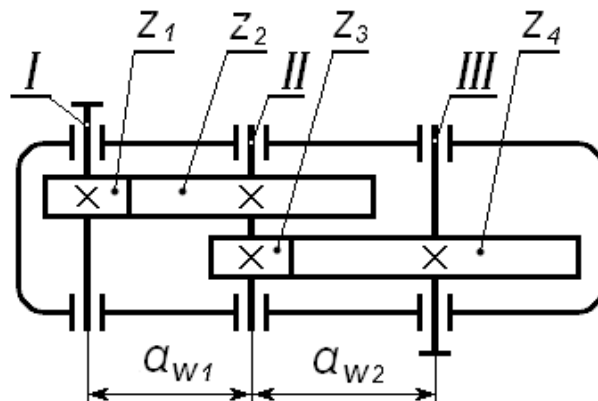


Рис.2. Двухступенчатый редуктор

4.2. Кинематический и силовой расчет редуктора

Для выполнения кинематического и силового расчета выбирать, по указанию преподавателя, один из вариантов задания, приведенных в таблице 2.

Таблица 2 – Варианты заданий для расчета редуктора

Параметр	Вариант													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$P_1, \text{кВт}$	1,0	1,2	0,9	1,5	1,3	1,1	1,2	0,9	1,5	1,3	1,0	0,9	1,5	1,3
$n_1, \text{об/мин}$	960	1100	760	1440	1200	960	1100	760	1440	1200	960	1100	760	1440

Параметр	Вариант													
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
$P_1, \text{кВт}$	1,0	1,2	0,9	1,5	1,3	1,1	1,2	0,9	1,5	1,3	1,0	0,9	1,5	1,3
$n_1, \text{об/мин}$	960	1100	760	1440	1200	960	1100	760	1440	1200	960	1100	760	1440

Редуктор (см. рисунок 2) имеет три вала: *I*-й ведущий, (входной, быстроходный); *II*-й промежуточный; *III*-й ведомый, (выходной, тихоходный).

Зная передаточное отношение каждой ступени редуктора, для каждого из валов определяют кинематические и силовые параметры: частоту вращения – n (об/мин); угловую скорость – ω (1/сек); мощность на валу – P (кВт); крутящий момент на валу – T_K (Нм) (см. таблицу 3).

Таблица 3 – Кинематические и силовые параметры редуктора

Параметр вала	$n,$ (об/мин)	$\omega,$ (1/сек)	$P,$ (кВт)	$T_K,$ (Н м)
I	n_1	$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$	P_1	$T_1 = \frac{10^3 P_1}{\omega_1}$
II	$n_2 = \frac{n_1}{u_1}$	$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}$	$P_2 = P_1 \eta_{33} \eta_{ПК}^2$	$T_2 = \frac{10^3 P_2}{\omega_2}$

III	$n_3 = \frac{n_2}{u_2}$	$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30}$	$P_3 = P_2 \eta_{зз} \eta_{пк}$	$T_3 = \frac{10^3 P_3}{\omega_3}$
------------	-------------------------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------------------

Примечание. В таблице 3: $\eta_{зз}$ - коэффициент полезного действия зубчатого зацепления 0,98; $\eta_{пк}$ - коэффициент полезного действия пары подшипников качения 0,99.

Кинематические и силовые параметры редуктора

Параметр вала	n , (об/мин)	ω , (1/сек)	P , (кВт)	T_K , (Н м)
I				
II				
III				

5. ВОПРОСЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?
3. Чем отличается закрытая передача от открытой?
4. Почему в зубчатых передачах сохраняется постоянным передаточное отношение?
5. Какие окружности называют начальными, какие делительными?
6. Какие окружности зубчатых передач называют начальными и какие окружности зубчатых колес называют делительными? .
7. С какой целью производят смазывание зубчатых передач?
8. В чем сущность картерного смазывания зубчатых передач?
9. Какие основные факторы влияют на КПД зубчатых передач?

10. Как определяется передаточное отношение и передаточное число?

Отчет по практической работе №1

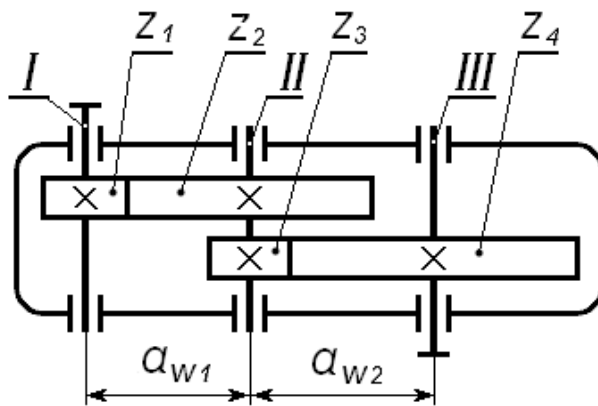
Учащегося группы _____, _____
фамилия, имя

Тема: _____

Цель: _____

ХОД РАБОТЫ

1. Определение передаточного отношения редуктора (расчет) изображенного на рисунке(перечертить кинематическую схему).



Расчеты передаточного отношения:

2. Заполнить таблицу

Кинематические и силовые параметры редуктора

Параметр вала	n, (об/мин)	ω, (1/сек)	P, (кВт)	T _к , (Н м)
I				
II				
III				

Расчеты для заполнения таблицы:

Практическая работа №2

Определение режимов течения жидкости, потерю напора по длине, местную потерю напора, полную потерю напора на одном из участков гидросистемы.

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Рассчитать число Рейнольдса и, сравнив его с критическим числом, определить режим движения жидкости.
2. Определить расчетным путем потери напора по длине трубопровода.
3. Вычислить коэффициент гидравлических сопротивлений трения расчетным путем и определить потери напора.
4. Вычислить местные потери.

2. Основные сведения

Режимы движения жидкости

При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно заметить, что в одном случае жидкость сохраняет определенный строй своих частиц, а в других - перемещаются бессистемно. Исчерпывающие опыты по этому вопросу были проведены Рейнольдсом в 1883 г. На рис. изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты.

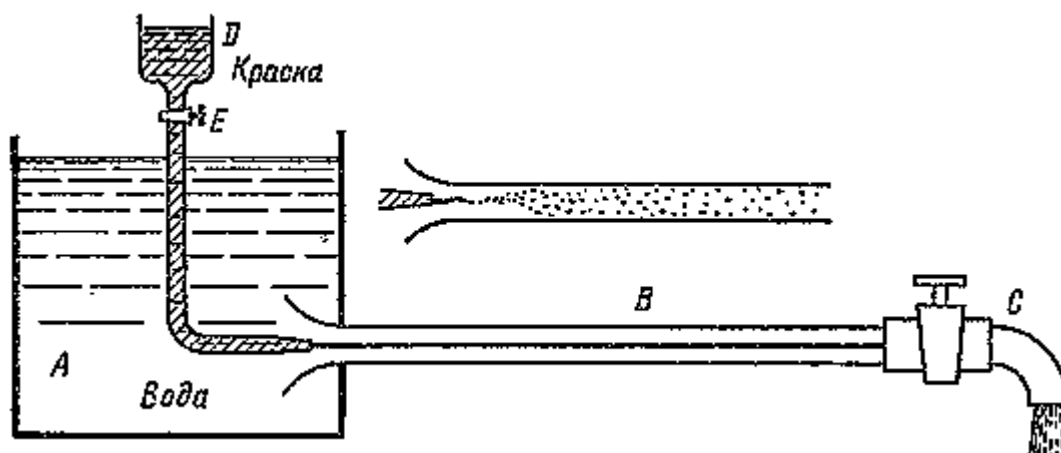


Рис. 1 Схема установки Рейнольдса

Установка состоит из резервуара *A* с водой, от которого отходит стеклянная труба *B* с краном *C* на конце, и сосуда *D* с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы *B*.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран *C* и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана *E* впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в

трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Если при этом, если к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется *ламинарный*.

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана *C* картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется *турбулентным* (рис. 1). Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, *ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется *критической* $v_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы.

$$v_{кр} = \frac{\nu}{d} \cdot k$$

где ν - кинематическая вязкость;
 k - безразмерный коэффициент;
 d - внутренний диаметр трубы.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется *критическим числом Рейнольдса* $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{v_{кр} d}{\nu}$$

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2300.

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re > Re_{кр}$ течение является турбулентным. Развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при $Re \approx 4000$, а при $Re = 2300 \dots 4000$ имеет место переходная, критическая область.

Режим движения жидкости напрямую влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов.

Потери напора при ламинарном течении жидкости

Основной расчетной формулой для потерь напора при ламинарном течении жидкости в круглых трубах является эмпирическая формула, называемая формулой Вейсбаха-Дарси имеющая следующий вид:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где λ - коэффициент гидравлического трения;

v – скорость течения жидкости, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Коэффициент λ зависит от режима движения жидкости. При ламинарном движении

$$\lambda = 64/Re_{\text{крит.}}$$

3. ЗАДАНИЕ НА ПРАКТИЧЕСКУЮ РАБОТУ

1. Определите **тип течения жидкости** в системе рассчитав число Рейнольдса. Определите **потерю напора по длине** на некотором участке гидросистемы.
2. Определите **местную потерю напора** на одном участке гидросистемы.
3. Определите **полную потерю напора** на одном из участков гидросистемы.

Данные для расчета приведены в таблице 1 и 2.

Таблица 1. Данные для выполнения расчетов.

№ варианта	v , м/с	d , мм	Номер рабочей жидкости, табл.2 (при температуре +50°С)	Тип трубы	Вид местного Сопротивления (Приложение А)
1	4	0,01	1	Тянутые из стекла и цветных металлов	Вход в трубу при острых кромках
2	4,5	0,015	2	Бесшовные стальные	Вход в трубу со скругленными кромками

3	5	0,02	3	Стальные сварные	Выход из тубы под уровень
4	5,5	0,025	4	Оцинкованные железные	Резкий поворот трубы на 90°
5	6	0,03	5	Тянутые из стекла и цветных металлов	Задвижка на круглой трубе полностью открыта
6	6,5	0,035	6	Бесшовные стальные	Задвижка на круглой трубе при открытии $a/d = 0,75$
7	7	0,04	7	Стальные сварные	Задвижка на круглой трубе при открытии $a/d = 0,50$
8	7,5	0,01	8	Оцинкованные железные	Вход в трубу при острых кромках
9	8	0,015	9	Тянутые из стекла и цветных металлов	Вход в трубу со скругленными кромками
10	8,5	0,02	10	Бесшовные стальные	Выход из тубы под уровень
11	9	0,025	11	Стальные сварные	Резкий поворот трубы на 90°
12	3	0,03	12	Оцинкованные железные	Задвижка на круглой трубе полностью открыта
13	3,5	0,035	13	Бесшовные стальные	Задвижка на круглой трубе при открытии $a/d = 0,75$
14	9,5	0,04	14	Стальные сварные	Задвижка на круглой трубе при открытии $a/d = 0,50$
15	2	0,045	15	Оцинкованные железные	Резкий поворот трубы на 90°

Таблица 2. Характеристика рабочих жидкостей на нефтяной основе, применяемых в гидросистемах машин

№ п/п	Марки рабочих жидкостей	Плотность Кг/м ³	Показатели								
			Кинематический коэффициент вязкости (ν)				Температура застывания, °С	Температура Вспышки в открытом тигле, °С	Кислотное число кон.мг/г	Совместимость С конструкционными материалами и уплотнителями	Диапазон рекомендуемых температур, °С
			+50	+20	- 20	- 40					
1	АМГ-10	830	10	20	130	451	-70	92	0,05	Вызывает разрушение некоторых уплотнителей	-50 +60
2	ГМ-50И	850	7,7	18,8	120	540	-60	98	0,1-0,3	Совместима	-55 +50
3	ВМГЗ	865	10	27	220	2300	-60	135	0,03	Совместима	-50 +50
4	МГ-20	885	17-23	75	1600	-	-40	180	0,06	Совместима	-20 +80
5	МГ-30	885	27-33	140	7000	-	-35	190	0,06	Совместима	-20 +80
6	ВНИИ НП-40З	850	21-35	-	-	-	-10	200	0,7-1,1	Совместима	+10 +60
7	ИГП-18	880	16-20,5	-	-	-	-8	170	0,15	Совместима	+10 +80
8	Р	890	12-14	-	1300	-	-45	163	-	Совместима	- 25 +60
9	Веретенное АУ	889-896	13	50	1250	20000	-45	163	0,07	Совместима	- 30 +60
10	И-12	876-891	12	50	1800	-	-30	165	0,14	Совместима	- 20 +60
11	И-20	881-910	20	75	-	-	-20	170	0,14	Совместима	- 5 +90
12	И-30	886-916	30	160	-	-	-15	180	0,20	Совместима	+5 +60
13	И-45	888-920	45	229	-	-	-10	190	0,35	Совместима	+5 +60
	Дизельное										
14	ДП-8	918	33	180	-	-	-25	200	0,1	Совместима	+10 +110
15	ДП-11	918	80	700	-	-	-15	190	0,1	Совместима	0 +100

Примечание. Температура застывания – это температура жидкости, при которой она теряет подвижность.

Вопросы для защиты практической работы

1. Что называется ламинарным и турбулентным режимами движения жидкости?
2. Чем характеризуется режим движения жидкости?
3. Что такое критическая скорость?
4. Что происходит при верхней и нижней критических скоростях?
5. Как с помощью числа Рейнольдса определить режим движения жидкости?
6. Какие виды потерь напора вы знаете?
7. Что такое местные сопротивления?
8. От чего зависят потери напора по длине трубопровода?
9. От чего зависит коэффициент гидравлических сопротивлений трения?
10. Какие трубы считаются гидравлически гладкими, а какие гидравлически шероховатыми?

Таблица 1. Значение коэффициентов местных сопротивлений

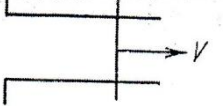
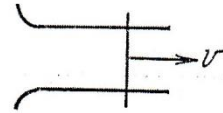
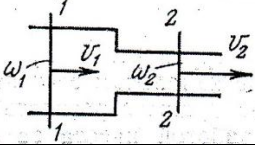
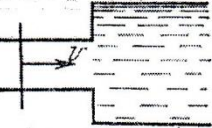
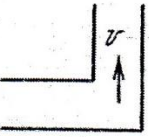
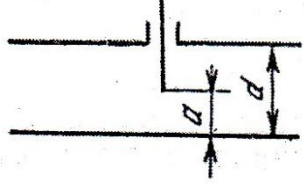
Местное сопротивление	Эскиз	ξ_m
Вход в трубу при острых кромках		0,5
Вход в трубу со скругленными кромками		0,05 – 0,2
Внезапное сужение трубы		$\xi_{\text{вс}} = 0,5(1 - \omega_2/\omega_1)$
Выход из трубы под уровень		1,0
Резкий поворот трубы на 90°		1,1
Задвижка на круглой трубе Полностью открыта При открытии $a/d=0,75$ При открытии $a/d=0,5$		0,12 0,26 2,06

Таблица 2. Некоторые значения коэффициента Δ_s (эквивалентной абсолютной шероховатости для труб из различных материалов).

Трубы	$\Delta_s \cdot 10^{-3}, \text{ м}$
Тянутые из стекла и цветных металлов	0,000...0,002
Бесшовные стальные	0,01...0,30
Стальные сварные	0,03...4,00
Оцинкованные железные	0,10...0,70
Чугунные	0,00...3,00
Деревянные	0,10...2,50
Асбоцементные	0,10...0,50
Бетонные	0,00...3,00

ПОТЕРИ НАПОРА. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

1. Сопротивление потоку жидкости

Потери удельной энергии в потоке жидкости, безусловно, связаны с вязкостью жидкости, но сама вязкость - не единственный фактор, определяющий потери напора. Но можно утверждать, что величина потерь напора почти всегда пропорциональны квадрату средней скорости движения жидкости. Эту гипотезу подтверждают результаты большинства опытных работ и специально поставленных экспериментов. По этой причине потери напора принято исчислять в долях от скоростного напора (удельной кинетической энергии потока). Тогда:

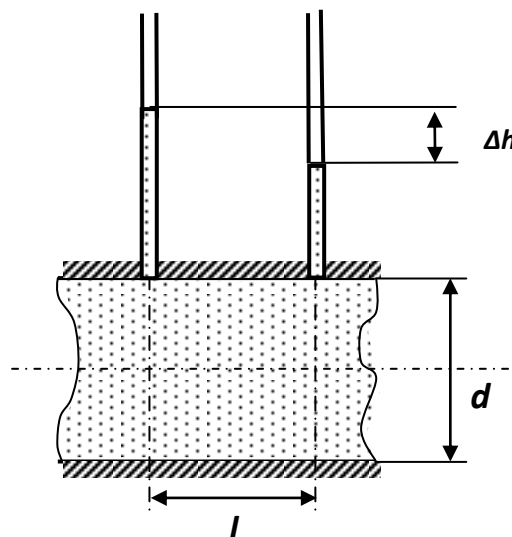
$$h_{np} = \xi_{np} \frac{v^2}{2g}.$$

Естественно, что твёрдые стенки препятствуют свободному движению жидкости. Поэтому при относительном движении жидкости и твердых поверхностей неизбежно возникают (развиваются) **гидравлические сопротивления**. На преодоление возникающих сопротивлений затрачивается часть энергии потока. Эту потерянную энергию называют **гидравлическими потерями** удельной энергии или потерями напора. Гидравлические потери главным образом связаны с преодолением сил трения в потоке и о твёрдые стенки и зависят от ряда факторов, основными из которых являются:

- ✓ геометрическая форма потока,
- ✓ размеры потока,
- ✓ шероховатость твёрдых стенок потока,
- ✓ скорость течения жидкости,
- ✓ режим движения жидкости (который связан со скоростью, но учитывает её не только количественно, но и качественно),
- ✓ вязкость жидкости,
- ✓ некоторые другие эксплуатационные свойства жидкости.

Но **гидравлические потери** практически **не зависят от давления** в жидкости.

Если учесть, что труба в обоих сечениях **1** и **2** имеет одинаковые площади поперечных сечений, жидкость является несжимаемой и выполняется условие сплошности (неразрывности) потока, то, несмотря на гидравлические сопротивления и потери напора, кинетическая энергия в обоих сечениях будет одинаковой. Учтя это, а также то, что при больших давлениях в напорных потоках и небольшой (практически



нулевой) разнице нивелирных высот Z_1 и Z_2 , потери удельной энергии можно представить в виде

$$\Delta h = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} .$$

Опыты показывают, что во многих (но не во всех) случаях потери энергии прямо пропорциональны квадрату скорости течения жидкости, поэтому в гидравлике принято выражать потерянную энергию в долях от кинетической энергии, отнесённой к единице веса жидкости

$$\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g} ,$$

где ξ - *коэффициент сопротивления*.

Таким образом, коэффициент сопротивления можно определить как отношение потерянному напору к скоростному напору.

Гидравлические потери в потоке жидкости разделяют на 2 вида:

- потери по длине,
- местные потери.

2. Потери напора на местных гидравлических сопротивлениях

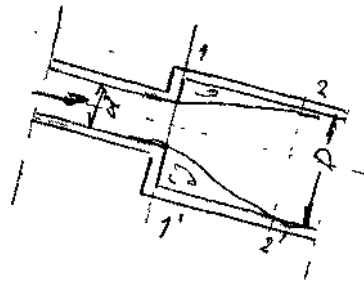
Местными гидравлическими сопротивлениями называются любые участки гидравлической системы, где имеются повороты, преграды на пути потока рабочей жидкости, расширения или сужения, вызывающие внезапное изменение формы потока, скорости или направления ее движения. В этих местах интенсивно теряется напор. Примерами местных сопротивлений могут быть искривления оси трубопровода, изменения проходных сечений любых гидравлических аппаратов, стыки трубопроводов и т.п.

Несмотря на многообразие видов местных гидравлических сопротивлений, их всё же можно при желании сгруппировать:

потери напора в руслах при изменении размеров живого сечения, потери напора на местных гидравлических сопротивлениях, связанных с изменением направления движения жидкости, потери напора при обтекании преград.

Внезапное расширение русла. Внезапное расширение русла чаще всего наблюдается

на стыке участков трубопроводов, когда один трубопровод сочленяется с магистральным трубопроводом большего диаметра. Величина коэффициента потерь напора в данном случае определяется с достаточной точностью на теоретическом уровне. Поток жидкости движущейся в трубопроводе



меньшего диаметра d , попадая в трубу большего диаметра, касается стенок нового участка трубопровода не сразу, а лишь в сечении 2-2'. На участке между сечениями 1 - Г и 2-2' образуется зона, в которой жидкость практически не участвует в движении по трубам, образуя локальный вихревой поток, где претерпевает деформацию. По этой причине часть кинетической энергии движущейся жидкости тратится на поддержание «паразитного» сращения и деформации жидкости. Величины средних скоростей жидкости в сечениях можно определить из условия неразрывности.

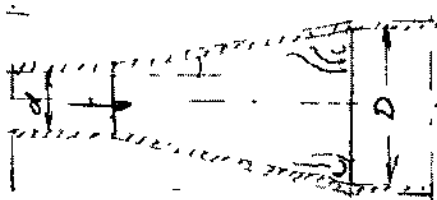
$$v_1 S_1 = v_2 S_2.$$

$$S_1 = \frac{\pi d^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi D^2}{4}.$$

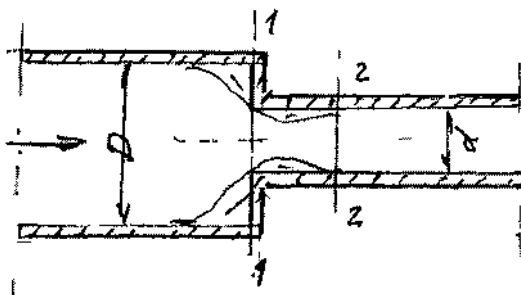
Таким образом, можно сказать, что потеря напора при внезапном расширении потока равна скоростному напору, соответствующему потерянной скорости.

$$\Delta h_{\text{сп}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

Плавное расширение русла (диффузор). Плавное расширение русла называется диффузором. Течение жидкости в диффузоре имеет сложный характер. Поскольку живое сечение потока постепенно увеличивается, то, соответственно, снижается скорость движения жидкости и увеличивается давление.



Внезапное сужение канала. При внезапном сужении канала поток жидкости отрывается от стенок входного участка и лишь затем (в сечении 2 - 2) касается стенок канала



меньшего размера. В этой области потока образуются две зоны интенсивного вихреобразования (как в широком участке трубы, так и в узком), в результате чего, как и в предыдущем случае, потери напора складываются из двух составляющих (потерь на трение и при сужении). Коэффициент

потерь напора при гидравлическом сопротивлении внезапного сужения

потока можно определить по эмпирической зависимости, предложенной И.Е. Идельчиком:

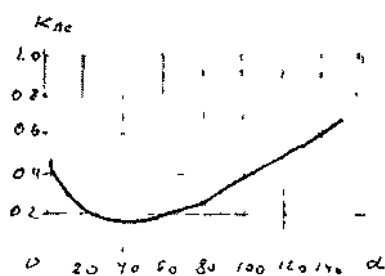
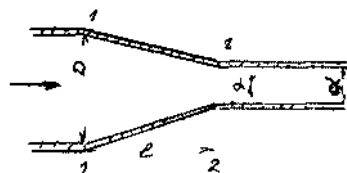
$$\xi_{вс} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \text{ или взять по таблице:}$$

Плавное сужение канала. Плавное сужение канала достигается с помощью конического участка называемого конфузуром. Потери напора в конфузуре образуются практически за счёт трения, т.к. вихреобразование в конфузуре практически отсутствует. Коэффициент потерь напора в конфузуре можно определить по формуле:

$$\xi_{конф} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha} \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)$$

При большом угле конусности $\alpha > 50^\circ$ коэффициент потерь напора можно определять по формуле с внесением поправочного коэффициента $k_{пс}$.

Нормальный вход в трубу. Из резервуаров, где хранятся жидкости вход в выкидной трубопровод осуществляется в так называемом нормальном исполнении, т.е. когда осевая линия патрубка трубопровода располагается по нормали к боковой стенке резервуара. Этот вид гидравлических сопротивлений также можно отнести к сопротивлениям связанным с изменением размеров русла, просто здесь размеры нового русла бесконечно

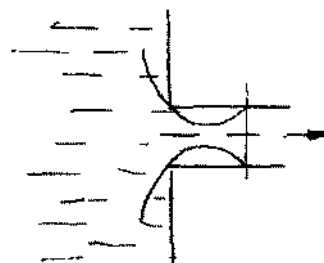


малы по сравнению с размерами исходного русла с сечением резервуара. В этом случае внутри выкидного патрубка вытекающая из резервуара жидкость заполняет всё сечение трубы не сразу, а лишь на некотором расстоянии от входа. В этой области в застойной зоне часть жидкости совершает вращательное движение и созданный таким образом вихрь порождает дополнительные

гидравлические сопротивления.

Коэффициент потерь напора при этом приблизительно составляет половину скоростного напора:

$$\xi_{вс} = 0,5$$



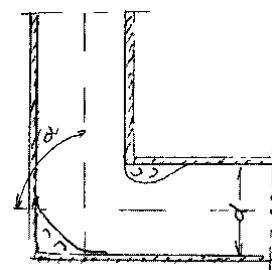
Выход из трубы в покоящуюся жидкость. Это обычный элемент стыковки напорной части трубопровода с резервуаром. Входной патрубок трубопровода располагается нормально к боковой стенке резервуара. Этот вид гидравлических сопротивлений также можно рассматривать как разновидность внезапного расширения потока жидкости до бесконечно большого сечения. Величина



коэффициента потерь напора, в большинстве случаев, принимается равной одному скоростному напору.

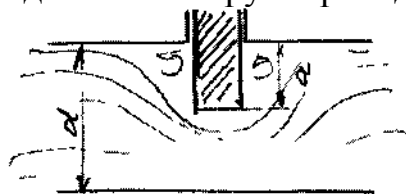
Внезапный поворот канала. Под таким гидравлическим сопротивлением будем понимать место соединения трубопроводов одинакового диаметра, при котором осевые линии трубопроводов не совпадают, т.е. составляют между собой некоторый угол α . Этот угол называется углом поворота русла, т.к. здесь изменяется направление движения жидкости. Физические

основы процесса преобразования кинетической энергии при повороте потока достаточно сложны и следует рассмотреть лишь результат этих процессов. Так при прохождении участка внезапного поворота образуется сложная форма потока с двумя зонами вихревого движения жидкости. На практике такие элементы соединения трубопроводов называют коленами. Следует отметить, что колено как соединительный элемент является крайне нежелательным ввиду значительных потерь напора в данном виде соединения



Плавный поворот канала. Этот вид гидравлических сопротивлений можно считать более благоприятным (экономичным) с точки зрения величины потерь напора, т.к. в данном случае опасных зон для образования интенсивного вихревого движения жидкости практически нет. Тем не менее, под действием того, что при повороте потока возникают центробежные силы, способствующие отрыву частиц жидкости от стенки трубы, вихревые зоны всё же возникают. Кроме того, при этом возникают встречные потоки жидкости направленные от внутренней стенки трубы к внешней стенке трубы.

Задвижки. Задвижки часто используют как средство регулирования характеристик потока жидкости (расход, напор, скорость). При наличии задвижки в трубопроводе поток обтекает находящиеся в трубе плашки



задвижки, наличие которых ограничивает живое сечение потока, а также приводит к возникновению вихревых потоков жидкости около плашек задвижки. Коэффициент потерь напора зависит от степени закрытия задвижки a/d .

Краны. Краны также могут использоваться в качестве средств регулирования параметров потока. В этих случаях коэффициент потерь напора зависит от степени закрытия крана (угла поворота).

Обратные клапаны и фильтры. Коэффициенты потерь напора

определяются, как правило, экспериментально.

3. Гидравлические потери по длине

Потери напора по длине, иначе их называют потерями напора на трение h_{mp} , в чистом виде, т.е. так, что нет никаких других потерь, возникают в гладких прямых трубах с постоянным сечением при равномерном течении. Такие потери обусловлены внутренним трением в жидкости и поэтому происходят и в шероховатых трубах, и в гладких. Величина этих потерь выражается зависимостью

$$h_{mp} = \xi_{mp} \frac{V^2}{2g},$$

где ξ_{mp} - коэффициент сопротивления, обусловленный трением по длине.

При равномерном движении жидкости на участке трубопровода постоянного диаметра d длиной l этот коэффициент сопротивления прямо пропорционален длине и обратно пропорционален диаметру трубы

$$\xi_{mp} = \lambda \frac{l}{d},$$

где λ – *коэффициент гидравлического трения* (иначе его называют *коэффициент потерь на трение* или *коэффициент сопротивления трения*).

Из этого выражения нетрудно видеть, что значение λ - коэффициент трения участка круглой трубы, длина которого равна её диаметру.

С учетом последнего выражения для коэффициента сопротивления потери напора по длине выражаются *формулой Дарси*

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}.$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Л.И.Веренина. Техническая механика: Учеб. Для нач. проф. образования: Учеб. Пособие для сред. Проф. Образования. – М.: ПрофОбрИздат, 2001
2. Гулиа Н.В., Детали машин: учебник для студентов сред. Проф. Образования / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А.Юрков; под общ. ред. Н.В.Гулиа. – М.: Издательский центр «Академия», 2004
3. И.С.Опарин. Основы технической механики: Учебник для нач. проф. образования. – М.: Издательский центр «Академия», 2010
4. Лепешкин А.В. Гидравлические и пневматические системы: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ А.В.Лепешкин. А.А.Михайлин; под ред. Проф.Ю.А.Беленкова.– 2-е изд.стер. – М.:Издательский центр «Академия», 2005