

Кафедра химической технологии и промышленной экологии

Гидравлическое сопротивление сети Центробежный насос

Методические указания к лабораторной работе
Пробный тираж



Самара 2022

Составитель: В.В. ФИЛИППОВ, А.Ю. ЧУРКИНА

УДК 660.2(07)

ББК 35.11я73

Гидравлическое сопротивление сети. Центробежный насос. Метод. указ. к лабораторной работе по курсу «Процессы и аппараты химической технологии». Изд. 2-е, перераб. и дополненное / Самар. гос. тех. ун-т; Сост. В.В. Филиппов, А.Ю. Чуркина. Самара, 2022.

Электронный вариант методических указаний размещён на сайте <http://filippov.samgtu.ru/>

© В.В. Филиппов, А.Ю. Чуркина,
составление, 2022

© Самарский государственный
технический университет, 2022

Печатается по решению методического совета
нефтетехнологического факультета

Теоретическое введение

Современное химическое, нефтехимическое или нефтеперерабатывающее предприятие опутано сетью трубопроводов (рис. 1).



Рис. 1. Заводские трубопроводы

Трубопроводы связывают между собой отдельные аппараты, образуя технологические агрегаты и установки. С помощью трубопроводов установки объединяются в цеха. И трубопроводы объединяют отдельные цеха в предприятие. Но на этом их функция не заканчивается. По трубопроводам на предприятие подаётся сырьё и отводится готовая продукция. Кроме того, по трубам транспортируются водяной пар, горячая вода, полупродукты и многое-многое другое.

Трубопровод – это сооружение из труб, деталей и арматуры, предназначенное для транспорта газообразных и жидких сред.

Трубопроводная арматура – это устройства, предназначенные для управления потоками путём отключения, распределения, регулирования, смешения или сброса (дренажа).

По характеру выполняемых функций арматура подразделяется на запорную, регулирующую и предохранительную.

К деталям трубопровода относятся:

- *отводы* для изменения направления потоков транспортируемого продукта;
- *переходы* для изменения диаметра трубопровода;
- *тройники, тройниковые соединения, крестовины и седловины* для устройства ответвлений;
- *заглушки* для закрытия свободных концов трубопроводов.

Совокупность трубопроводов, аппаратов и установленной на них арматуры называется гидравлической сетью.

Стоимость трубопроводов составляет 25-30% от стоимости всего установленного на заводе оборудования. При монтаже установок на долю трубопроводных сетей приходится около 30% всех трудозатрат, а по времени – 50% от продолжительности строительства всего завода. От качества проектирования и сооружения трубопроводных сетей зависят экономичность, надёжность и безопасная эксплуатация технологических установок.

Из курса технической гидродинамики известно, что при движении потока по трубопроводу происходит потеря его энергии. С точки зрения физики и, в частности всеобщего закона сохранения энергии, термин «потеря энергии» не совсем корректен. Но с инженерной точки зрения мы можем говорить именно о потере (для нас) энергии потока, которая перешла в тепловую и как бы рассеялась. Происходит диссипация энергии¹.

Эти потери складывается из двух величин:

1. потери энергии по всей длине трубопровода;
2. потери энергии в так называемых местных сопротивлениях.

Первое слагаемое потерь энергии вызвано наличием сил вязкости (внутреннего трения) перекачиваемой жидкости. На преодоление этих сил необходимо затрачивать энергию.

Второе слагаемое обусловлено тем, что жидкости в гидравлической сети приходится менять как направление своего движения, так и скорость этого движения.

¹ Есть хорошая русская пословица, показывающая бессмысленность какого-либо занятия: толочь воду в ступе. Энергия к жидкости подводится, но ничего при этом не производится. Энергия обесценилась.

Местными сопротивлениями называются такие участки (элементы) трубопровода, в которых скорость потока жидкости меняет своё направление или величину.

К местным сопротивлениям относятся повороты потока, внезапное расширение или внезапное сужение (вход потока из трубы в аппарат или выход из аппарата в трубу), все виды арматуры, установленной на трубопроводе и т.д. В данной лабораторной работе гидравлические сопротивления не изучаются.

Численно потерю энергии движущейся жидкости можно выражать как в виде потери напора h_{nom} (метры столба перекачиваемой жидкости), так и в виде потери давления ΔP_{nom} (Па). Напомним, что между давлением жидкости P и высотой её столба h существует известная из школьного курса физики связь

$$P = \rho gh \quad (1)$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м^3 , g – ускорение свободного падения, $g = 9.8 \text{ м/с}^2$.

Перемещение жидкости по трубопроводу обеспечивает насос.

Насос – это гидравлическая машина, которая преобразует механическую энергию двигателя и передаёт её жидкости путём повышения её давления.

Основными параметрами любого насоса являются производительность (подача), напор и мощность.

Подача (производительность) насоса Q – объём жидкости, подаваемый насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени. В системе СИ измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$.

Напор насоса H – характеризует удельную кинетическую энергию, которую передаёт насос единице веса перекачиваемой жидкости. Напор можно также представить как высоту, на которую насос способен поднять (закачать) жидкость. Напор насоса, как и любой другой напор, измеряется в метрах столбы перекачиваемой жидкости.

Получается такая цепочка получения и передачи энергии: электродвигатель получил энергию от электросети, преобразовал её в механическую энергию, передал эту механическую энергию насосу,

насос передал энергию жидкости, повысив её давление². Жидкость, получив энергию, побежала по сети и начала эту энергию расходовать. Энергия стоит денег. Поэтому возникает очень важная задача: сколько нужно дать жидкости энергии, чтобы, с одной стороны, этой энергии хватило для достижения конечной цели (последнего аппарата гидравлической сети), а, с другой стороны, чтобы вся полученная энергия была израсходована, так как в конце пути она жидкости уже не нужна. Инженер-проектировщик должен для заданного объёмного расхода жидкости рассчитать потерю энергии как на линейном участке трубопровода, так и в местных сопротивлениях. Величина этих потерь будет определяться в первую очередь скоростью жидкости, которая зависит от диаметра трубопровода. Поэтому главной является задача выбора *оптимального* диаметра трубы.

Под оптимальным значением понимается такая величина, которая обеспечивает минимальное сочетание *капитальных* и *эксплуатационных* затрат.

Капитальные затраты – это затраты на приобретение трубопровода и насоса, на прокладку трассы. Эксплуатационные затраты – это оплата электроэнергии, которую будет потреблять электродвигатель насоса, передавая её часть перекачиваемой жидкости.

Для вычисления потерь давления пользуются эмпирическими формулами, полученными обобщением большого числа опытных данных

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (2)$$

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \xi \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (3)$$

Где $\Delta P_{\text{тр}}$ – потеря давления на трение, Па; λ -коэффициент трения; l – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубопровода, м; w – средняя скорость движения потока, м/с; $\Delta P_{\text{м.с.}}$ – потеря давления в

² На каждом участке передачи и преобразования энергии часть её теряется. Это неизбежная плата, которую можно уменьшить путём совершенствования механизмов, но нельзя избежать совсем. Напомним, что степень совершенства механизма определяется его коэффициентом полезного действия.

данном местном сопротивлении, Па; ρ - плотность жидкости, кг/м³; ξ – коэффициент данного местного сопротивления.

Формулу (2) часто называют формулой Дарси – Вейсбаха.

Гидравлическое сопротивление всей сети вычисляют по формуле (3а), которая получается при суммировании уравнений (2) и (3)

$$\Delta P_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_{\text{м.с.}} \right) \frac{w^2 \rho}{2} \quad (3a)$$

Из формул (2), (3) и (3а) следует, что потеря энергии на трение и на местные сопротивления пропорциональна скоростному давлению $\frac{w^2 \rho}{2}$, которое является мерой кинетической энергии потока, отнесённой к единице объёма жидкости.

Перед началом расчёта известен объёмный расход подлежащей перекачке жидкости V , м³/с. Скорость движения w неизвестна, так как неизвестен диаметр трубопровода d . Значение средней скорости потока жидкости в трубопроводе связано с сечением, а значит и с диаметром трубы известным соотношением, которое называется уравнением расхода

$$V = Sw = \frac{\pi d^2}{4} w, \quad (4)$$

где S – площадь сечения потока (живое сечение потока), м².

В старой литературе с целью уменьшений числа выполняемых арифметических действий дробь $\frac{\pi}{4}$ заменяли значением 0,785, и тогда

уравнение (4) записывалось в таком виде: $V = 0,785d^2 w$.

Если известно значение диаметра трубопровода d , то из уравнения расхода (4) можно найти значение средней скорости потока w

$$w = \frac{4V}{\pi d^2}. \quad (5)$$

Величина коэффициента трения λ зависит от двух параметров:

1. от режима движения жидкости в трубе, т.е. от численного значения критерия Рейнольдса³ Re ;
 2. от состояния стенки трубы, т.е. от её шероховатости⁴.
- Величина критерия Рейнольдса находится по уравнению

$$Re \equiv \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{wd}{\nu}, \quad (6)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости перекачиваемой жидкости, Па \times с, ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

Состояние стенки трубы можно охарактеризовать средней величиной выступов и неровностей e . Но эта величина не даёт ответа на вопрос о том, гладкая труба или нет. Например, выступы высотой $e = 0.2$ мм для трубы диаметром 16 мм – это много, а для трубы диаметром 1200 мм – это мало. Поэтому для характеристики состояния поверхности трубы вводится относительная шероховатость ε

$$\varepsilon \equiv \frac{e}{d}. \quad (7)$$

Трубы, для которых значением шероховатости можно пренебречь, называются гидравлически гладкими. В нашей работе сеть смонтирована из металлопластиковых труб, которые практически лишены шероховатости.

³ Осборн Рейнольдс, (Reynolds, Osborne) (1842–1912), английский инженер и физик. Работы Рейнольдса посвящены механике, гидродинамике, теплоте, электричеству, магнетизму. В 1883 Рейнольдс установил, что ламинарное течение переходит в турбулентное, когда введенная им безразмерная величина (число Рейнольдса) превышает критическое значение. Число Рейнольдса широко используется при решении задач гидро- и аэродинамики в случае малых и средних дозвуковых скоростей. Рейнольдс определил механический эквивалент теплоты. Сконструировал ряд турбин и центробежных насосов.

⁴ Одно дело бежать по дорожке стадиона, другое – по пашне. Так и движущаяся жидкость: она меньше теряет энергии в новой гладкой трубе, чем в старой ржавой.

Если режим движения жидкости в трубе ламинарный, чего в наших производствах быть не должно, то коэффициент трения рассчитывается по формуле Стокса

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (8)$$

Для турбулентного режима движения, когда значение критерия Рейнольдса лежит в диапазоне $100000 > \text{Re} > 4000$, коэффициент трения находится по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (9)$$

Формула (9) справедлива для гладких труб. Для шероховатых труб коэффициент трения проще всего найти по графику [1, с. 22].

Первой задачей этой лабораторной работы будет проверка формулы Дарси-Вейсбаха для гладкой трубы. Как совпадают теоретические расчёты и эксперимент?

Законы пропорциональности центробежных насосов

Производительность Q , напор насоса H и потребляемая мощность N от числа оборотов рабочего колеса n . Зависимости эти выглядят так.

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right), \quad (10)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (11)$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (12)$$

В формуле (12) N – это **полезная** мощность, Вт. Это та мощность, которую жидкость получила от насоса. Она находится по формуле

$$N = HQ\rho g \quad (13)$$

Проверка законов пропорциональности – вторая задача этой лабораторной работы. Действительно ли выполняются соотношения (10)-(12)?

Для расчёта необходимо знать напор, который развивает насос при каждом числе оборотов. Найти его можно, если известны давления на приёме насоса и на выходе из него [2]. Расчётная формула имеет вид

$$H = \frac{P_{\text{наг}} - P_{\text{всас}}}{\rho g} \quad (14)$$

Описание лабораторной установки и порядок выполнения работы

Перекачиваемая вода залита в напорный бак. Из бака выходят две трубы – чёрная диаметром 32×2 мм и белая диаметром 20×2 мм. Чёрная труба подходит к насосу плавно, без резких поворотов. А белая по пути к насосу делает резкие повороты. Эти две трубы подходят к трёхходовому крану, с помощью которого к насосу можно подключить или трубу 32×2 мм, или 20×2 мм (см. рис. 3). Диаметр трубы влияет на давление на приёме насоса, которое измеряется **мановакумометром 1**. По нормам проектирования давление на приёме насоса должно быть таким, чтобы предотвратить возможность **кавитации**.

На выходе из насоса (линия нагнетания) подключён манометр 2. Сразу за ним установлен вентиль (на производстве устанавливают **завдвижку**). **Пуск и останов насоса осуществляется только при закрытом венти́ле (завдвижке) на линии нагнетания.** Сразу после вентиля установлен манометр 3. Его показания всегда меньше манометра 2 на величину гидравлического сопротивления вентиля.

Далее начинается прямолинейный участок трубопровода с плавным поворотом на 180°. На расстоянии 10 м (точки А и В на рис. 2) в

трубопровод сделаны врезки для измерения перепада давления с помощью датчика дифференциального давления (его называют перепадник). Измерение потери давления на этом участке в зависимости от расхода воды – главная цель лабораторной работы.

Наш трубопровод замкнут – вода снова возвращается в напорный бак.

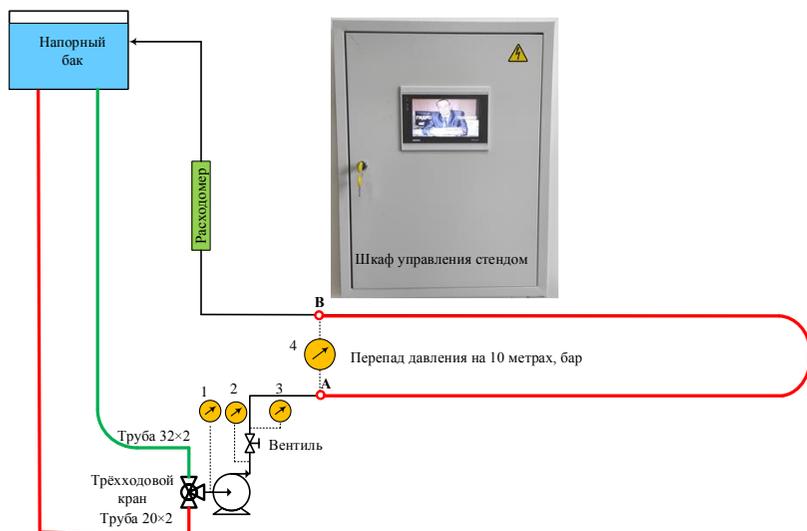


Рис. 2. Принципиальная схема лабораторной установки
1-мановакуумметр на приёме насоса, 2-манометр на входе в линию нагнетания, 3-манометр после вентилля, 4-датчик дифференциального давления (перепадник)

После подачи напряжения на шкаф управления стендами появляется засветка главного экрана с предложением выполнить одну из двух работ (рис. 4) под условными названиями «Гидро» и «Пневмо». Подключаемся к стенду, щёлкнув мышкой на «Гидро» или тронув рукой. Также предусмотрено подключения по Wi-Fi.

Меню лабораторной работы показано на рис. 5.

Известно, что число оборотов электродвигателя зависит от частоты электрического тока. С помощью частотного преобразователя мы можем изменять эту частоту от 0 до 50 Гц. Соответственно будут меняться все параметры работы насоса.

Ставим трёхходовой кран в положение, когда вода подаётся в насос по трубе 32×2 мм. Вводим первое из пяти значений частоты

электрического тока (задаются преподавателем для каждой бригады из 3-4 человек). Но прежде, чем нажать «Пуск», необходимо убедиться, что **вентиль на линии нагнетания насоса закрыт**. Помним, что **пуск насоса осуществляется только на закрытую задвижку на линии нагнетания**.

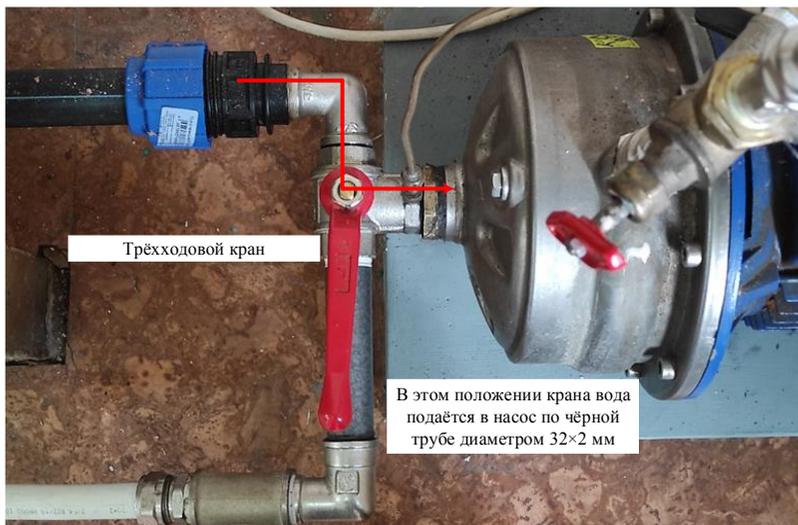


Рис. 3. В этом положении трёхходового крана вода поступает в насос по трубе 32×2



Рис. 3-а. В этом положении трёхходового крана вода поступает в насос по трубе 20×2



Рис. 4. Засветка главного экрана

После пуска насоса приборы начнут передавать свои данные на стенд. Это будет точка 1. После стабилизации измеряемых параметров (ждём 1-2 минуты) нажимаем «Записать» и переходим к следующему заданному значению частоты тока. Снова ждём 1-2 минуты и записываем результаты. И так далее для всех пяти заданных значений частоты.

Во время выполнения эксперимента на частотах, близких к 50 Гц, т.е. когда насос работает на больших оборотах, переключаем трёхходовой кран в положение, когда подключена труба 20×2 мм. Следим за показаниями мановакуумметра на приёме насоса. **Он покажет вакуум, что является грубым нарушением эксплуатации насоса.**

Эксперимент закончен. Закрываем вентиль на линии нагнетания и нажимаем «Стоп». Помним, что **останов насоса осуществляется только при закрытой задвижке на линии нагнетания.**

Сохранение результатов эксперимента. Результаты эксперимента будут формироваться в виде таблицы (рис. 7). После завершения опыта вызываем таблицу и фотографируем её, или, если мы подключены по Wi-Fi, сохраняем в смартфоне.

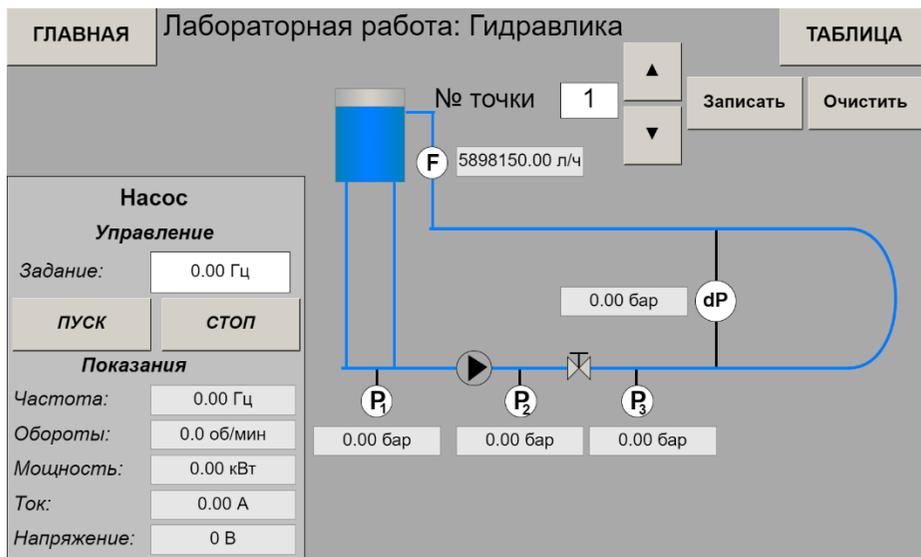


Рис. 5. Меню лабораторной работы

Обработка экспериментальных данных Первый этап расчётов

1. Из уравнения расхода (4) по формуле (5) определить скорость воды во всех опытах.

2. Рассчитать величину критерия Рейнольдса и определить режим движения воды для каждого расхода. Плотность воды считать равной $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$, вязкость воды равной $\mu = 0,0008 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

3. По формуле Блазиуса (9) находим значение коэффициента трения λ .

4. По формуле Дарси-Вейсбаха вычисляем расчётное значение потери давления на участке длиной 10 м.

5. Сравниваем измеренные и рассчитанные перепады давления на участке АВ.

6. Для каждого числа оборотов по формуле (14) вычисляем напор H , развиваемый насосом.

По результатам расчётов пунктов 1 – 6 заполняем таблицу 1.

7. Записываем давления на приёме насоса для труб 32×2 мм и 20×2 мм. Делаем вывод о влиянии диаметра подводящей трубы на работу центробежного насоса.

8. В конце работы необходимо построить график зависимости потери давления от объёмного расхода воды в трубе и сделать выводы о влиянии скорости потока на величину гидравлического сопротивления.

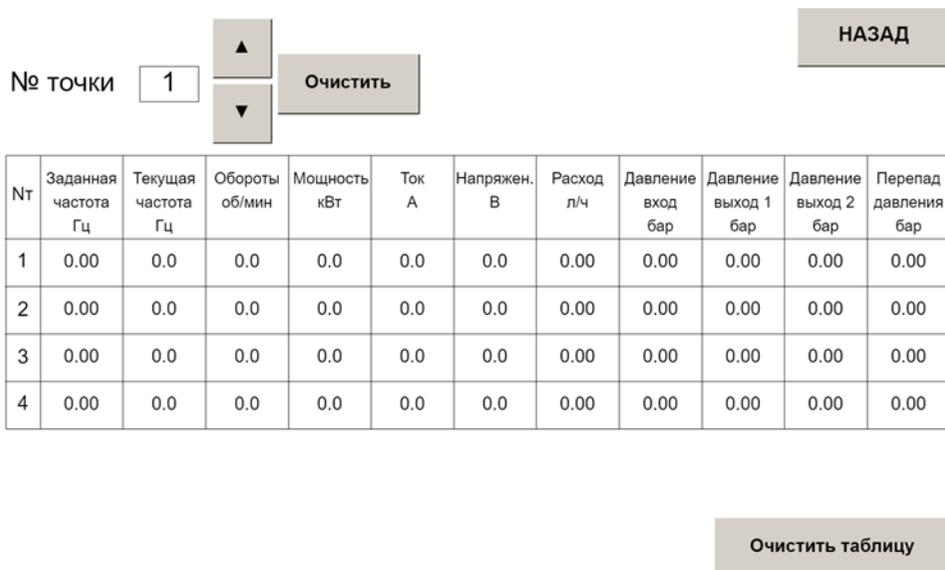


Рис. 7. Результаты эксперимента

Таблица 1

Результаты расчётов первого этапа работы

№ опыта	Частота, Гц	Объёмный расход V , м ³ /с	Скорость в трубе w , м/с	Критерий Рейнольдса, Re	Расчётное значение потери давления на участке АВ, бар	Экспериментальное значение потери давления на участке АВ, бар	Напор насоса, м
1							
2							
3							

Второй этап расчётов

Цель второго этапа – проверка выполнения закон пропорциональности центробежного насоса (10)-(12) и нахождение коэффициента полезного действия. В ходе эксперимента были собраны некоторые необходимые для этого данные: **число оборотов** и **расход воды** (производительность насоса). В предыдущем пункте мы нашли напор H , развиваемый насосом. Теперь по формуле (13) вычисляем полезную мощность N . Приступаем к проверке законов пропорциональности. Выбираем два значения частоты (например, второе и пятое). Заполняем таблицу 2. Делаем вывод о выполнении законов пропорциональности.

Зная полезную мощность $N_{\text{полезн}}$ (мы её нашли расчётом) и потреблённую электродвигателем $N_{\text{двиг}}$ (см. таблицу эксперимента) находим коэффициент полезного действия насоса по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{полезн}}}{N_{\text{двиг}}} \times 100, \% \quad (15)$$

Таблица 2

Результаты расчётов второго этапа работы

№ опыта	Частота, Гц	Число оборотов, об/мин	Эксперимент			Расчёт по уравнениям (10)-(12)		
			Расход, л/час	Напор, м	Полезная мощность, Вт	Расход, л/час	Напор, м	Полезная мощность, Вт
2						-	-	-
5								

Контрольные вопросы

1. Цель работы, схема лабораторной установки, порядок выполнения работы.
2. Гидравлическая сеть, её состав. Арматура и её виды. Детали трубопровода.
3. Режимы движения жидкости. Критерий Рейнольдса и его физический смысл.
4. Геометрическая характеристика потоков некруглого сечения. Понятие эквивалентного диаметра, его расчёт для различных профилей.
5. Слагаемые потери энергии при движении жидкости по сети. Причины потерь энергии.
6. Потери энергии на трение. Параметры, влияющие на величину потерь на трение.
7. Влияние диаметра подводящего трубопровода на давление на приёме насоса. Кавитация. Кавитационный запас.
8. Характеристика гидравлической сети.
9. Основные параметры насосов.
10. Влияние числа оборотов рабочего колеса центробежного насоса на подачу, напор и потребляемую мощность. Законы пропорциональности.
11. Достоинства и недостатки центробежных насосов.
12. Правила пуска центробежного насоса.
13. Единицы измерения плотности, удельного веса, вязкости, расхода, давления. Соотношение между единицами измерения физических величин в различных системах.

Библиографический список

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. – 12-е изд., стереотипное. Перепеч. с изд. 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. - 575 с.
2. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн.: Часть 1. Теоретические основы химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995.-400 с. ISBN 5-7245-1006-5.
3. Филиппов В.В. Трубопроводы и трубопроводная арматура. Учебн. пособие. Самара: изд. СамГТУ, 2007. – 66 с.

Оглавление

Теоретическое введение.....	3
Законы пропорциональности центробежных насосов.....	9
Описание лабораторной установки и порядок выполнения работы ...	10
Обработка экспериментальных данных	14
Первый этап расчётов	14
Второй этап расчётов	16
Контрольные вопросы.....	17
Библиографический список.....	17
Оглавление	18

Учебное издание

ФИЛИППОВ Вячеслав Васильевич

ЧУРКИНА Анна Юрьевна

Гидравлическое сопротивление сети. Центробежный насос

Компьютерная вёрстка и дизайн В.В. Филиппов

Авторская редакция

Подписано в печать _____

Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная

Усл. п. л. ____ Уч.-изд. л. _____

Тираж 30 экз. Рег. № _____

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Самарский государственный технический университет»
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Главный корпус