



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---

**Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»**

# **НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

**Лабораторный практикум**

**Часть 2**

**Минск  
БНТУ  
2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

# НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Лабораторный практикум  
для студентов специальности  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»  
дневной и заочной формы обучения

В 3 частях

Часть 2

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск  
БНТУ  
2016

УДК 621.43.031.3+621.4(076.5)(075.8)

ББК 31.36я7

Н16

Составители:

*З. Б. Айдарова, В. И. Чернышевич,*

*Н. Н. Сапун, Р. И. Есьман*

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор *Н. Б. Карницкий;*

канд. техн. наук, доцент *А. Я. Савастиенок*

**Нагнетатели** и тепловые двигатели: лабораторный практикум  
Н16 для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная тепло-  
энергетика» дневной и заочной формы обучения: в 3 ч. Ч. 2. / сост.:  
З. Б. Айдарова [и др.]. – Минск : БНТУ, 2016. – 45 с.  
ISBN 978-985-550-547-2 (Ч. 2).

Приведено описание лабораторных работ по дисциплине «Нагнетатели и тепловые двигатели» в соответствии с учебной программой для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной формы обучения. Каждой работе предшествует теоретическая часть. В описании лабораторной работы приведена схема экспериментальной установки, состав контрольно-измерительного оборудования, порядок проведения работы, контрольные вопросы и литература.

Часть 1 «Нагнетатели и тепловые двигатели» (сост.: З. Б. Айдарова, В. И. Чернышевич, Н.Н. Сапун) вышла в 2014 г.

УДК 621.43.031.3+621.4(076.5) (075.8)

ББК 31.36я7

ISBN 978-985-550-547-2 (Ч. 2)

ISBN 978-985-550-284-6

© Белорусский национальный  
технический университет, 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

Правила техники безопасности .....	4
Лабораторная работа № 7 «ГИДРАВЛКА».....	5
Лабораторная работа № 8 «ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ».....	13
Лабораторная работа № 9 «ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ ПО ЕЕ КОНСТРУКТИВНЫМ РАЗМЕРАМ» .....	33
Лабораторная работа № 10 «ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ИЗ СОПЕЛ» .....	37
Лабораторная работа № 11 «ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПО ОБВОДУ ПРОФИЛЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАКИ» .....	40
Лабораторная работа № 12 «ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛЕ АКТИВНОЙ РЕШЕТКИ И ПРОФИЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УГЛА АТАКИ» .....	43
ЛИТЕРАТУРА .....	45

## ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ

Помещение лаборатории по степени опасности поражения электрическим током относится к категории повышенной опасности.

1. Источником опасности в лаборатории является напряжение электрического тока 220 В.

2. Перед началом работы необходимо тщательно ознакомиться с оборудованием, материалами, инструментом, правилами безопасной работы с ними, проверить наличие и исправность ограждения, предохранительных устройств, заземлений. Все лабораторное электрооборудование должно быть надежно заземлено (занулено).

3. Включение цепи под напряжением допускается только после ее проверки преподавателем или лаборантом. Любое изменение электрической схемы должно производиться при отключенном рубильнике.

4. Во время лабораторных занятий следует находиться непосредственно у лабораторной установки, на которой выполняется работа.

5. При обнаружении неисправностей, которые могут вызвать поражение электрическим током или порчу приборов и оборудования, немедленно отключите рубильник, прекратите работу и поставьте в известность преподавателя или лаборанта.

6. Если с вашим товарищем произошел несчастный случай, немедленно сообщите об этом руководителю работ для оказания первой помощи.

7. По окончании работы, прежде чем покинуть лабораторию, приведите в порядок рабочее место, сдайте приборы, материалы, инструкции лаборанту.

## Лабораторная работа № 7

### ГИДРАВЛИКА

#### Цель работы

Определение режимов течения жидкости, коэффициента гидравлического трения, коэффициентов местных гидравлических сопротивлений, напорной и пьезометрической линий трубопровода, исследование процессов истечения жидкости через гидродроссель.

#### Общие сведения

В состав стенда входят гидробак Б, шестеренный насос Н, фильтр Ф, предохранительный клапан КП, регулятор расхода РР, два гидрораспределителя Р1 и Р2, пружинный аккумулятор А, два гидродросселя ДР1 и ДР2, трубопроводы (в том числе исследуемые участки трубопроводов *abc* и участок *de* с установленным дросселем ДР2). Привод насоса осуществляется от электродвигателя. Информационно-измерительная система стенда включает 6 манометров (МН1 – МН6, манометр МН5 – электроконтактный с двумя управляемыми контактами), расходомер скоростного типа РА, термометр Т и электронный секундомер.

Управление гидрораспределителями осуществляется тумблерами Р1 и Р2. Возможны два режима работы электронного секундомера – ручной и автоматический (указанные режимы работы устанавливаются тумблером на верхней панели).

При установке тумблера в положение «РУЧН» секундомер используется для определения времени прохождения через расходомер РА заданного объема жидкости (с тем, чтобы в дальнейшем определять расход жидкости в трубопроводе).

Питание секундомера включается тумблером «Вкл»; начало отсчета времени – тумблером «Счет»; сброс показаний электронного табло – кнопкой «Сброс». При нажатии кнопки «Сброс» секундомер не должен производить отсчет времени, т. е. тумблер «Счет» необходимо переключить в нижнее положение.

При установке тумблера установки режима в положение «АВТ» секундомер используется для подсчета времени заполнения и опо-



## Порядок проведения работы

### ***1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости***

1. Изучение основных величин гидравлики и аналогий между системами различной физической природы;
2. Изучение приборов и единиц измерения давления и расхода;
3. Экспериментальное определение режима течения жидкости.

№ опыта	$\tau$ , мин	$P$ , Па	$T$ , °C	$Q$ , м <sup>3</sup> /с

### **Экспериментальная часть**

Для проведения эксперимента необходимо:

- включить питание стенда;
- включить электродвигатель (кнопка «Пуск»);
- включить распределитель (тумблер Р1 в положение «Вкл»);
- дать возможность поработать стенду в течение 5–6 мин;

произвести замеры времени прохождения заданного объема рабочей жидкости через трубопровод *abc*. Время измерять с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости измерять с помощью расходомера (один поворот красной стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство одного литра жидкости). Опыты провести при различных расходах (расход изменяется с помощью регулятора расхода РР). В каждом опыте необходимо также фиксировать температуру рабочей жидкости.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.



## 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода

1. Изучение уравнение Бернулли;
2. Уяснение физической сущности полного напора и составляющих его скоростного (динамического), пьезометрического и геометрического напоров;
3. Экспериментальное определение напорной и пьезометрической линий трубопровода.

### Экспериментальная часть

Объектом исследования является горизонтально расположенный участок трубопровода *abc*. К трем сечениям трубопровода подключены манометры. Внутренний диаметр трубопровода 8 мм.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить, нажав кнопку «Пуск», электродвигатель;
- тумблер Р1 переключить в положение «Вкл.»;
- дать возможность установке поработать в течение 5–6 мин;
- для двух значений расхода (настроек регулятора расхода РР) произвести измерения давлений (по манометрам МН1–МН3). Также необходимо уже описанным выше способом измерить расход и температуру рабочей жидкости.

№ опыта	$\tau$ , мин	$P$ , Па	$T$ , °С	$Q$ , м <sup>3</sup> /с

После проведения экспериментов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \Delta h.$$

### 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений

1. Изучение видов и причин потерь энергии в местных гидравлических сопротивлениях;
2. Изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
3. Экспериментальное определение коэффициента местного гидравлического сопротивления гидродросселя (ДР1).

#### Экспериментальная часть

Объектом исследований на стенде является гидродроссель ДР1, установленный на участке трубопровода *бс*.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р1 в положение «Вкл».

Дать возможность установке поработать в течение 5–6 мин.

Провести при различных расходах 4–5 опытов. В каждом опыте измерять по манометрам МН1, МН2 и МН3 давления, время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

№ опыта	$\tau$ , мин	$P$ , Па	$T$ , °С	$Q$ , м <sup>3</sup> /с

После выполнения всех опытов отключить питание электронного секундомера, электродвигателя и стенда.

Потери на местные сопротивления

$$\Delta P_{\text{м.сопр}} = \xi \frac{\rho c^2}{2}, \text{ Па,}$$

где  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений.

#### 4. Определение коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси)

1. Изучение способов определения коэффициента гидравлического трения;
2. Изучение методики экспериментального определения коэффициента гидравлического трения;
3. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения и установление зависимости его от числа Рейнольдса.

#### Экспериментальная часть

Коэффициент гидравлического трения определяется на участке трубопровода *аб*.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р1 в положение «Вкл».

Дать возможность поработать установке в течение 5–6 мин.

Опыты провести при различных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН1 и МН2 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

№ опыта	$\tau$ , мин	$P$ , Па	$T$ , °С	$Q$ , м <sup>3</sup> /с

После выполнения всех опытов отключить питание электронного секундомера, электродвигателя и стенда.

Потери на трение

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho c^2}{2}, \text{ Па,}$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  
 $l$  – длина трубопровода, м;  
 $d$  – диаметр трубопровода, м.

### **5. Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель**

1. Экспериментальное определение времени заполнения рабочей полости пружинного аккумулятора через гидродроссель;
2. Экспериментальное определение времени опорожнения через гидродроссель рабочей полости пружинного аккумулятора;
3. Определение расчетным путем характеристик, определяемых в п. 1 и 2, и сопоставление их с экспериментальными.

#### **Экспериментальная часть**

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя.

Дать возможность установке поработать в течение 5–6 мин. После этого необходимо:

- тумблер включения режима секундомера переключить в положение «АВТ»;
- включить тумблеры управления секундомером в положения «Вкл» и «Пуск».

Провести по 5–6 опытов (заполнений и опорожнений рабочей полости пружинного аккумулятора). Для этого необходимо воздействовать на тумблер управления гидрораспределителем Р2. При установке этого тумблера в положение «Вкл» происходит заполнение полости аккумулятора, а при установке в положение «Выкл» – опорожнение этой полости (которое происходит под действием пружины, взаимодействующей с поршнем).

№ опыта	$\tau$ , мин	$P$ , Па	$T$ , °С	$Q$ , м <sup>3</sup> /с

В каждом опыте необходимо фиксировать время процесса. После завершения процесса секундомер автоматически останавливается. Перед началом следующего процесса целесообразно сбрасывать показания секундомера с помощью кнопки «Сброс»

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, электродвигателя и стенда.

### **Контрольные вопросы**

1. Что такое явление кавитации?
2. Почему недопустима длительная работа насосной установки в кавитационном режиме?
3. Уравнение сохранения энергии (уравнение Бернулли).
4. Что такое вакуумметрическая высота всасывания, как она определяется и от чего зависит?
5. Как определяется предельная допустимая высота всасывания?
6. Порядок проведения работы.



ющая два шаровых вентиля В1 и В2 и четыре задвижки В3–В6; информационно-измерительная система.

На стенде установлены центробежные насосы консольного типа (обозначение насоса – 1К 8/18, 1 – модернизация, подача насоса на номинальном режиме  $8 \text{ м}^3/\text{ч}$ , а напор – 18 м).

Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели типа АИР 80А2 (мощность 1,5 кВт, частота вращения 3000 об/мин).

Информационно-измерительная система стенда позволяет измерять:

- давления на входах насосов и давление на выходе;
- мощность на входе электродвигателей (PW1 и PW2);
- расход воды в сети;
- температуру рабочей жидкости.

Для измерения давлений используются микропроцессорные датчики:

1) на входе насоса Н2 – Дв (предназначен для измерения вакуумметрического давления);

2) на входе насоса Н1 – Див (предназначен для измерения избыточного и вакуумметрического давления);

3) на выходе обоих насосов – Ди (предназначен для измерения избыточного давления).

Напряжение питания датчиков давления – 24 В (постоянный ток). Для контроля давления на выходе насосов, а также для тарирования датчика Ди установлен манометр МН. Необходимо отметить, что давление на входе насоса Н1 может быть как вакуумметрическим, так и избыточным. Избыточным это давление бывает в случае последовательного включения насосов, при котором вода с выхода насоса Н2 поступает на вход насоса Н1.

Расходомер осуществляет автоматическое измерение:

- среднего объемного расхода,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;
- среднего массового расхода,  $\text{т}/\text{ч}$ ;
- температуры жидкости,  $^{\circ}\text{С}$ ;
- времени наработки с дискретностью 0,1 ч;
- календарного времени с индикацией часов, минут, секунд, числа месяца и года;
- суммарного объема жидкости, прошедшей за время наработки в прямом и реверсивном направлении,  $\text{м}^3$ ;

– суммарной массы жидкости, прошедшей за время наработки в прямом и реверсивном направлении, т.

В нашем случае используется одна из измеряемых величин – средний объемный расход, м<sup>3</sup>/ч. Такой параметр, как температура воды не используется.

Кроме перечисленных и показанных на схеме устройств, на стенде установлены 4 вентиля ( $d_y = 15$  мм), один из которых используется для слива воды из бака, а три остальных – установлены в линиях подключения микропроцессорных датчиков давления.

## **Порядок проведения работы**

### ***1. Определение рабочих и кавитационных характеристик центробежного насоса***

1. Изучение устройства, основных технических показателей и характеристик центробежного насоса;

2. Экспериментальное определение рабочих и кавитационных характеристик насоса.

## **Экспериментальная часть**

Объектом исследований является насос Н1 (испытаниям при необходимости может быть подвергнут и насос Н2).

Предполагается, что стенд до выполнения данной работы уже введен в эксплуатацию и насосы ранее включались.

До включения стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 и задвижки В4 и В5 полностью открыты, а задвижки В3 и В6 закрыты (для открытия задвижки маховик необходимо поворачивать против часовой стрелки).

Испытания проводятся в два этапа. На первом этапе проводится серия опытов по определению рабочих характеристик. Затем проводятся опыты по определению кавитационных характеристик насоса.

## **Определение рабочих характеристик**

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»);
- включить питание датчиков;



– включить цифровые индикаторы давлений Ди и Див;  
 – при различных степенях закрытия задвижки В5 провести 7 опытов. В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощность  $N_1$  на входе электродвигателя М1 (по цифровому индикатору РW1);

2) давление на входе насоса  $p_{в1}$  (по цифровому индикатору Див);

3) давление в напорной линии насоса  $p_n$  (по цифровому индикатору Ди);

4) расход воды в сети  $Q$ .

Результаты измерений занести в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Результаты исследований по определению  
 рабочих характеристик

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе М1, Вт							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса, кПа							
$p_n$ – давление на выходе насоса, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н1}$ – мощность насоса на входе, Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$v_{в1}$ – средняя скорость на всасывании Н1, м/с							
$v_n$ – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$v_{в1}^2 / (2g)$ – скоростной напор на входе Н1, м							
$v_n^2 / (2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в1} / (\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н1, м							
$p_n / (\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$H$ – напор насоса (полный), м							
$N_{\text{п}}$ – полезная мощность насоса, Вт							
$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса							

### Определение кавитационных характеристик

Перед определением кавитационных характеристик необходимо убедиться, что вентиль В1 и задвижка В4 полностью открыты.

Далее необходимо с помощью задвижки В5 установить по цифровому индикатору Ди (по манометру) давление в напорной линии  $p_{\text{н}} \approx 160$  кПа (предполагается, что насос Н1 работает). В дальнейшем настройку задвижки В5 не изменять.

При различных степенях закрытия вентиля В1 провести 7 опытов. В каждом опыте необходимо регистрировать все те же величины, что и при определении рабочих характеристик:  $N_1$ ,  $p_{\text{в1}}$ ,  $p_{\text{н}}$  и  $Q$ . Результаты измерений занести в табл. 8.2.

Таблица 8.2

### Результаты исследований по определению кавитационных характеристик

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе М1, Вт							
$p_{\text{в1}}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{\text{н}}$ – давление на выходе насоса Н1, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{\text{н1}}$ – мощность насоса (на входе), Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$v_{\text{в1}}$ – средняя скорость на всасывании Н1, м/с							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$v_n$ – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$v_{в1}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н1, м							
$v_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в1}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н1, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
$H$ – напор насоса (полный), м							
$N_n$ – полезная мощность насоса, Вт							
$\eta_n$ – КПД насоса							
$H_v$ – вакуумметрическая высота всасывания, м							

После выполнения всех опытов необходимо:

- полностью открыть задвижку В5 и вентиль В1;
- выключить питание датчиков;
- выключить цифровые индикаторы давлений Ди и Див;
- выключить питание электродвигателя М1 (кнопка «Стоп»);
- выключить электрическое питание стенда (кнопка «Сеть»).

### Обработка результатов испытаний

Мощность насоса (на входе)

$$N_{н1} = \eta_3 N_1,$$

где  $\eta_3$  – КПД электродвигателя,  $\eta_3 = 0,82$ .

Величина средней скорости на всасывании  $v_{в1}$  и на выходе насоса  $v_{н}$  определяется из следующего выражения:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где  $d$  – диаметр трубопровода.

При вычислении  $v_{в1}$  принимать  $d = 5 \cdot 10^{-2}$  м (50 мм), при вычислении  $v_{н}$  принимать  $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м (40 мм).

Напор насоса (полный)

$$H = (z_{н} - z_{в}) + \left( \frac{p_{н}}{\rho g} + \frac{p_{в1}}{\rho g} \right) + \left( \frac{v_{н}^2}{2g} - \frac{v_{в1}^2}{2g} \right),$$

где  $z_{н}$ ,  $z_{в}$  – геометрические напоры, м.

При выполнении вычислений считать, что центр всасывающего отверстия насоса расположен в плоскости сравнения. При этом  $z_{в} = 0$ , а  $z_{н} = 0,47$  м.

Плотность воды  $\rho$  принять равной  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

Коэффициенты Кориолиса при скоростных напорах принять равными 1, так как практически во всех опытах режим течения турбулентный.

Следует учитывать, что пьезометрические напоры на выходе насоса  $\frac{p_{н}}{\rho g}$  и на входе  $\frac{p_{в1}}{\rho g}$  суммируются при определении полного напора. Это обусловлено тем, что  $p_{в1}$  – давление не абсолютное, а вакуумметрическое;  $p_{н}$  – давление избыточное. Давление  $p_{в1}$  считать положительным и подставлять при вычислении напоров со знаком «+», несмотря на то, что на цифровые индикаторы вакуумметрическое давление выводится со знаком «-».

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H.$$

КПД насоса

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н1}}}.$$

Вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{в}} = \frac{p_{\text{в1}}}{\rho g},$$

где  $p_{\text{в1}}$  – вакуумметрическое давление на входе насоса, Па.

После выполнения всех вычислений и заполнения таблиц *необходимо построить*:

– рабочие характеристики насоса:  $H = f(Q)$ ,  $N_{\text{н1}} = f(Q)$ ,

$\eta_{\text{н}} = f(Q)$ ;

– кавитационные характеристики насоса:  $H = f(H_{\text{в}})$ ,

$Q = f(H_{\text{в}})$ ,  $N_{\text{н1}} = f(H_{\text{в}})$ ,  $\eta_{\text{н}} = f(H_{\text{в}})$ .

## ***2. Исследование характеристик насосной установки при последовательном включении насосов***

1. Изучение методики построения характеристик насосной установки при последовательном включении насосов;

2. Экспериментальное определение рабочих характеристик установки при последовательном включении (двух) насосов.

## Экспериментальная часть

Объектом исследования является насосная установка с двумя последовательно включенными центробежными насосами Н1 и Н2 типа 1К8/18 (см. рис. 8.1).

До включения стенда необходимо закрыть вентиль В1 и задвижку В6 (вентиль В1 закрыт, если оси рычага и трубопровода пересекаются под прямым углом. Задвижка В6 закрывается при вращении маховика по часовой стрелке).

Вентиль В2 и задвижки В3, В4 и В5 должны быть открыты.

При исследовании совместной работы насосов в данной работе определяются только рабочие характеристики установки.

### Определение рабочих характеристик

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровые индикаторы давлений Ди, Див, Дв;
- при различных степенях закрытия задвижки В5 провести 7 опытов (первый опыт необходимо проводить при полностью открытой, а последний – при полностью закрытой задвижке).

Следует помнить, что при полностью закрытой задвижке В5 не допускается длительная (более 2–3 мин) работа насосов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощности  $N_1$  и  $N_2$  на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

2) давление в напорной линии насоса Н1  $p_n$  (по цифровому индикатору Ди);

3) давление на входе насоса Н1  $p_{в1}$  (по цифровому индикатору Див);

4) давление на выходе насоса Н1  $p_{в2}$  (по цифровому индикатору Дв);

5) расход воды в сети (по ИВБ расходомера РСМ–05.03С).

Результаты измерений занести в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Результаты исследований совместной работы насосов  
при их последовательном включении

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе М1, Вт							
$N_2$ – мощность на входе М2, Вт							
$p_n$ – давление на выходе насоса Н1, кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н.с}$ – суммарная мощность насосов, Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$v_{в2}$ – средняя скорость на всасывании Н2, м/с							
$v_n$ – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$v_{в2}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н2, м							
$v_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в2}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н2, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
$H_c$ – суммарный напор установки, м							
$N_n$ – полезная мощность насосов, Вт							
$\eta_y$ – КПД установки							

## Обработка результатов испытаний

Суммарная мощность насосов

$$N_{\text{н.с.}} = \eta_3 (N_1 + N_2),$$

где  $\eta_3$  – КПД электродвигателя; считаем, что оба электродвигателя имеют одинаковый КПД, равный  $\eta_3 = 0,82$ .

Величина средней скорости на всасывании насоса Н2 –  $v_{\text{в2}}$  и на выходе насоса Н1 –  $v_{\text{н}}$  определяется из следующего выражения:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где  $d$  – диаметр сечения трубопровода.

При вычислении  $v_{\text{в2}}$  принимать  $d = 5 \cdot 10^{-2}$  м (50 мм), при вычислении  $v_{\text{н}}$  принимать  $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м (40 мм).

При вычислении пьезометрических напоров давление подставлять в Па, плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Суммарный полный напор установки

$$H_c = (z_{\text{н}} - z_{\text{в2}}) + \left( \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{в2}}}{\rho g} \right) + \left( \frac{v_{\text{н}}^2}{2g} - \frac{v_{\text{в2}}^2}{2g} \right),$$

где  $z_{\text{н}}$ ,  $z_{\text{в2}}$  – геометрические напоры, м.

При выполнении расчетов рекомендуется считать, что центр всасывающего отверстия насоса Н2 расположен в плоскости сравнения. При этом  $z_{\text{в2}} = 0$ , а  $z_{\text{н}} = 0,47$  м.

Вакуумметрическое давление  $p_{\text{в2}}$  при вычислении пьезометрического напора  $\frac{p_{\text{в2}}}{\rho g}$  следует подставлять со знаком «+», не-



смотря на то, что на цифровой индикатор это давление выводится со знаком «-».

Полезная мощность насосов (обоих)

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H_{\text{с}}.$$

КПД установки

$$\eta_{\text{у}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.с}}}.$$

После выполнения всех вычислений *необходимо построить* рабочие характеристики установки, состоящей из двух последовательно включенных насосов:  $H_{\text{с}} = f(Q)$ ,  $N_{\text{н.с}} = f(Q)$  и  $\eta_{\text{у}} = f(Q)$ .

### ***3. Исследование характеристик насосной установки при параллельном включении насосов***

#### **Цель работы**

1. Изучение методики построения характеристик насосной установки при параллельном включении насосов;
2. Экспериментальное определение рабочих характеристик установки при параллельном включении насосов.

#### **Экспериментальная часть**

Объектом исследования является насосная установка с двумя включенными параллельно центробежными насосами Н1 и Н2 типа 1К8/18 (см. рис. 8.1).

До включения стенда необходимо закрыть задвижку В3. Вентили В1 и В2, а также задвижки В4, В5 и В6 должны быть открыты.

При исследовании совместной работы насосов в данной работе определяются только рабочие характеристики установки.

## Определение рабочих характеристик

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатели М1 и М2 (кнопки «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровые индикаторы давлений Ди, Див, Дв;
- при различных степенях закрытия задвижки В5 провести 7 опытов (первый опыт необходимо проводить при полностью открытой, а последний – при полностью закрытой задвижке).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощности  $N_1$  и  $N_2$  на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

2) давление в напорной линии насосов  $p_n$  (по цифровому индикатору Ди);

3) давление на входе насоса Н1  $p_{в1}$  (по цифровому индикатору Див);

4) давление на входе насоса Н2  $p_{в2}$  (по цифровому индикатору Дв);

5) расход воды в сети (по ИВБ расходомера РСМ–05.03С).

Результаты измерений занести в табл. 8.4.

Таблица 8.4

Результаты исследований совместной работы насосов при их последовательном включении

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_1$ – мощность на входе М1, Вт							
$N_2$ – мощность на входе М2, Вт							
$p_n$ – давление на выходе насосов, кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н.с}$ – суммарная мощность насосов, Вт							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$v_B$ – средняя скорость на всасывании, м/с							
$v_H$ – средняя скорость в напорной линии, м/с							
$v_B^2/(2g)$ – скоростной напор на всасывании, м							
$v_H^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе, м							
$p_H/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе, м							
$H_c$ – суммарный напор установки, м							
$N_H$ – полезная мощность насосов, Вт							
$\eta_y$ – КПД установки							

### Обработка результатов испытаний

Суммарная мощность насосов

$$N_{н.с} = \eta_э (N_1 + N_2),$$

где  $\eta_э$  – КПД электродвигателя; считаем, что оба электродвигателя имеют одинаковый КПД,  $\eta_э = 0,82$ .

Расход в сети  $Q$  измеряется в м<sup>3</sup>/ч, его нужно определить в м<sup>3</sup>/с.

Средняя скорость на всасывании

$$v_B = \frac{Q}{2S_{тр}},$$

где  $S_{тр}$  – площадь сечения всасывающего трубопровода:

$$S_{\text{тр}} = \pi d^2 / 4,$$

где  $d = 5 \cdot 10^{-2}$  м (50 мм).

Средняя скорость в напорной линии

$$v_{\text{н}} = \frac{Q}{S_{\text{тр.н}}},$$

где  $S_{\text{тр.н}}$  – площадь сечения напорного трубопровода:

$$S_{\text{тр.н}} = \pi d^2 / 4,$$

где  $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м (40 мм).

Из пьезометрических напоров определяется только напор на выходе. Пьезометрические напоры на входе насосов при вычислении полного напора в данной работе не учитываем, так как  $p_{\text{в1}}$  и  $p_{\text{в2}}$  мало отличаются от нуля (на всасывании существует подпор).

Полный (суммарный) напор установки

$$H_{\text{с}} = (z_{\text{н}} - z_{\text{в}}) + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \left( \frac{v_{\text{н}}^2}{2g} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} \right).$$

При выполнении расчетов считать, что плоскость сравнения расположена так, что центры всасывающих отверстий насосов находятся в этой плоскости. При этом  $z_{\text{в}} = 0$ ,  $z_{\text{н}} = 0,47$  м.

Полезная мощность насосов

$$N_{\text{п}} = \rho g H_{\text{с}} Q.$$

КПД установки

$$\eta_{\text{у}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.с}}}.$$

После выполнения всех вычислений необходимо построить рабочие характеристики установки, состоящей из двух параллельно соединенных насосов:  $H_c = f(Q)$ ,  $N_{н.с} = f(Q)$  и  $\eta_y = f(Q)$ .

#### **4. Согласование характеристик насоса и сети. Определение оптимального режима работы**

1. Изучение методики определения режимов работы насосной установки;
2. Экспериментальное определение характеристик сети;
3. Определение на основе использования экспериментальных характеристик сети и насоса режима работы установки;
4. Оценка энергетической эффективности работы насосной установки.

#### **Экспериментальная часть**

Сеть в гидравлической системе стенда – это трубопровод (см. рис. 8.1), начало которого в сечении, к которому подключены манометр МН и датчик давления Ди, а окончание – в баке. В этом трубопроводе установлены задвижка В5 и ППР расходомера. Важным элементом сети является задвижка В5, представляющая собой местное сопротивление. С помощью этой задвижки можно изменять сопротивление сети.

До включения стенда необходимо закрыть задвижки В3 и В6. Вентили В1 и В2, а также задвижки В4 и В5 должны быть открыты.

Характеристика сети – это зависимость потребного напора на входе сети от расхода, т. е.  $H_{\text{потр}} = f(Q)$ .

В ходе испытаний проводятся две серии опытов. В первой серии определяется характеристика сети  $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$ , имеющей минимально возможное сопротивление (при полностью открытой задвижке В5).

Во второй серии определяется характеристика сети  $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$  при увеличенном сопротивлении (при прикрытой задвижке В5).

*Определение характеристик сети  $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$*

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровой индикатор давления Ди;

– при различных степенях открытия задвижки В4 провести 6 опытов. Перед проведением первого опыта задвижку В4 прикрыть и обеспечить расход (см. ИВК расходомера) примерно 3 м<sup>3</sup>/ч. При переходе к последующим опытам задвижку В4 необходимо приоткрывать. При полностью открытой задвижке В4 (а это будет примерно 6-ой опыт) необходимо снять показания, а затем приоткрыть на 1 оборот маховика задвижку В6 и включить электродвигатель М2.

При этом преследуется цель с помощью второго насоса Н2 увеличить расход в сети.

При одновременно работающих обоих насосах провести еще два опыта (при проведении этих опытов задвижка В4 полностью открыта, а увеличение расхода в сети достигается путем приоткрывания задвижки В6. В последнем (8-ом) опыте необходимо обеспечить расход примерно 21 м<sup>3</sup>/ч (смотреть по расходомеру).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- 1) давление на входе сети  $p_{\text{вх}}$  (по цифровому индикатору Ди);
  - 2) расход воды в сети (по ИВБ расходомера РСМ–05.03С).
- Результаты измерений занести в табл. 8.5.

Таблица 8.5

Результаты исследований по определению характеристики

$$\text{сети } H_{\text{потр.1}} = f(Q)$$

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$p_{\text{вх}}$ – давление на входе сети, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$v$ – средняя скорость в сети, м/с							
$v^2/(2g)$ – скоростной напор на входе сети, м							
$p_{\text{вх}}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе сети, м							
$H_{\text{потр.1}}$ – потребный напор на входе сети, м							

После этого необходимо отключить электродвигатель М2 и закрыть задвижку В6. Не отключая электродвигатель М1, нужно перейти к экспериментальному определению характеристик сети с увеличенным сопротивлением.

$$\text{Определение характеристик сети } H_{\text{потр.2}} = f(Q)$$

При работающем стенде необходимо прикрыть задвижку В5 на 6 оборотов маховика (для удобства подсчета количества оборотов на маховик управления задвижкой В5 можно закрепить какую-либо метку).

После этого в соответствии с описанной выше методикой необходимо определить характеристику сети с увеличенным сопротивлением (т. е. при прикрытой задвижке В5). Выполнить нужно, так же, как и в предыдущем случае, 8 опытов.

Результаты измерений необходимо занести в табл. 8.6.

После выполнения опытов необходимо отключить питание цифровых индикаторов, датчиков, электродвигателей и стенда.

Таблица 8.6

Результаты исследований по определению характеристики сети  $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$  (при увеличенном сопротивлении)

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$p_{\text{вх}}$ – давление на входе сети, кПа							
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /ч							

Вычисляемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$Q$ – расход в сети, м <sup>3</sup> /с							
$v$ – средняя скорость в сети, м/с							
$v^2/(2g)$ – скоростной напор на входе сети, м							
$p_{\text{вх}}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе сети, м							
$H_{\text{потр.2}}$ – потребный напор на входе сети, м							

### Обработка результатов испытаний

Средняя скорость воды в сети

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где  $d$  – диаметр сечения трубопровода,  $d = 4 \cdot 10^{-2}$  м.

Потребный напор на входе сети

$$H_{\text{потр.1}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}.$$

$H_{\text{потр.2}}$  вычисляется по этой же формуле.

После выполнения всех вычислений и заполнения табл. 8.5 и 8.6 необходимо построить на поле графиков рабочих характеристик насоса (которые получены ранее при выполнении лабораторной работы «Определение рабочих и кавитационных характеристик центробежного насоса») характеристики сети  $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$

и  $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$ .

Точки пересечения характеристик сети с характеристикой насоса  $H = f(Q)$  и определяют два рабочих режима. Первый из них



характеризуется параметрами  $H_1 - Q_1$  (при работе на сеть с характеристикой  $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$ ), а второй – параметрами  $H_2 - Q_2$  (при работе на сеть с характеристикой  $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$ ). Далее при  $Q_1$  и  $Q_2$  по характеристике насоса  $N = f(Q)$  необходимо определить  $N_{\text{н.1}}$  и  $N_{\text{н.2}}$ .

Для оценки эффективности работы насосной установки необходимо определить удельную энергию, затрачиваемую на подачу единицы объема воды. Этот показатель можно вычислить из следующего выражения:

$$l_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{н}}}{Q}, \text{ Дж/м}^3.$$

Поэтому определим:  $l_{\text{уд.1}} = \frac{N_{\text{н.1}}}{Q_1}$  и  $l_{\text{уд.2}} = \frac{N_{\text{н.2}}}{Q_2}$ .

Сравнивая значения  $l_{\text{уд.1}}$  и  $l_{\text{уд.2}}$ , необходимо сделать вывод об энергетической эффективности работы насоса на сети с характеристиками  $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$  и  $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$ .

## Лабораторная работа № 9

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ ПО ЕЕ КОНСТРУКТИВНЫМ РАЗМЕРАМ

#### Цель работы

Изучение устройства турбинных ступеней и их основных параметров.

#### Общие сведения

Турбинная ступень (рис. 9.1) состоит из диафрагмы и рабочего колеса. Диафрагма выполняется из сопловых лопаток 3, образующих каналы сопловой решетки и закрепленных в нижнем 4 и верхнем 5 диафрагменных кольцах. Диафрагма верхним кольцом 5 крепится в корпус турбины, а в ее нижнее кольцо 4 монтируется диафрагменное уплотнение 6 для уменьшения бесполезной протечки рабочего тела помимо сопловых каналов через диафрагменный зазор (зазор между диафрагмой 1 и валом 7). Рабочее колесо состоит из диска 8, выполненного заодно с валом или насаженного на него посредством шпонок. К диску 8 крепятся рабочие лопатки 9, образующие каналы рабочей решетки. Поверх рабочих лопаток 9 крепится бандажная лента 10 с усиками для уплотнения радиального зазора (зазор между рабочим колесом и корпусом).

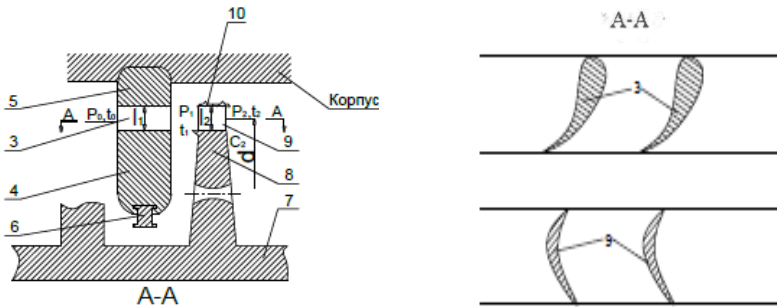


Рис. 9.1. Турбинная ступень

На рис. 9.1 показана ступень активного типа, широко применяемая в практике турбостроения, реактивная ступень отличается от нее тем, что сопловые лопатки крепятся в корпус, а рабочие в барабан ротора, а также отличной формой каналов рабочей решетки. Ступени подразделяются на активные и реактивные по особенностям преобразования в них внутренней и потенциальной энергии потока (перепада энтальпий  $h_0$ ) в механическую. В активной ступени теплоперепад в идеальном случае срабатывается только в соплах ( $h_{01} = h_0$ , где  $h_{01}$  и  $h_0$  – теплоперепад, срабатываемый в соплах и в ступени), а в реактивной – и в соплах ( $h_{01}$ ) и в рабочей решетке ( $h_{02}$ ) (рис.9.2). Основным параметром для разделения ступеней на активные и реактивные является степень реактивности

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_0} = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}}.$$

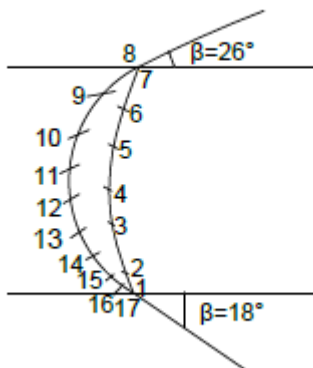


Рис. 9.2. Процесс расширения пара в турбинной ступени в  $h$ - $S$  координатах

На практике к активным относят ступени с  $\rho \leq 0,3 \dots 0,4$ , к реактивным с  $\rho > 0,3 \dots 0,4$ .

Величина теплового перепада на ступень –  $h_0$  должна находиться в строгом соответствии с ее частотой вращения –  $n$  ( $c^{-1}$ ) и средним диаметром  $d$  (м), определяющим значение окружной скорости на

среднем диаметре –  $U = \pi dn$  (м/с). Эта связь выражается посредством оптимального отношения скоростей  $(U/C_0)_{opt}$ , где  $C_0 = \sqrt{2h_o}$  – фиктивная скорость. Оптимальное значение отношения скоростей  $(U/C_0)_{opt}$  соответствует наибольшей величине относительного внутреннего КПД турбинной ступени  $\eta_{oi} = h_i/h_o$ , где  $h_i$ ,  $h_o$  – фактически используемый (действительный) и располагаемый (теоретический) тепловой перепад в ступени ( $h_i = h_o - \Sigma h_{пот}$ , где  $\Sigma h_{пот}$  – суммарные потери энергии в ступени).

Электрическая мощность  $N_s$ , выдаваемая турбогенератором, определяется с помощью уравнения мощности

$$N_s = G_0 H_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_r \quad (9.1)$$

где  $G_0$  – расход пара на турбину кг/с;

$H_0$  – располагаемый тепловой перепад турбины кДж/кг;

$\eta_{oi}$  – КПД относительный внутренний турбины ( $\eta_{oi} = 0,75 \dots 0,92$ );

$\eta_m$  – КПД механический, учитывающий потери в подшипниках ( $\eta_m = 0,98 \dots 0,99$ );

$\eta_r$  – КПД генератора ( $\eta_r = 0,98 \dots 0,99$ ), учитывает потери на «гистерезис» в стали генератора и омические потери в его обмотках ( $\mathcal{J}^2 R$ ).

Геометрические размеры проточной части турбинных ступеней выполняются в соответствии с уравнением неразрывности, записанного, например, для сечения за соплами (см. рис. 9.2)

$$GV_{1t} = \pi d l_1 e \mu C_{1t} \sin \alpha_{1 \rightarrow \phi} \quad (9.2)$$

где  $V_{1t}$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) – удельный объем рабочего тела ( $P_1 T_1$ ) на выходе из сопловой решетки;

$\pi = 3,14$ ;

$\mu$  – коэффициент расхода пара;

$l_1$  – высота сопловой решетки (см. рис. 9.1);

$e$  – степень парциальности ( $0 < e \leq 1$ ), учитывающая долю окружности, по которой установлены сопла, обычно  $e$  равно 1, в регулирующих ступенях  $e$  равно  $0,8 \dots 0,85$ . Это обусловлено

наличием стенок между группами сопловых коробок, питаемых от своих клапанов;

$$C_{1t} = \sqrt{2h_{01}} = \sqrt{2h_0(1-\rho)} - \text{теоретическая скорость выхода потока}$$

$$p_1 m_1 \text{ из сопел: } \rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} - \text{степень реактивности ступени}$$

$\alpha_{1\text{эф}}$  – эффективный угол выхода потока  $p_1 m_1$  из сопел, в первом приближении может приниматься равным профильному углу сопловой решетки  $\alpha_1$ . Для сопловых решеток активных ступеней  $\alpha^a_1 = 9 \dots 15^\circ$ , для реактивных  $\alpha^p_1 = 17 \dots 23^\circ$ .

### Объект исследований

Представляет одну или несколько турбинных ступеней из имеющихся в лаборатории ПГТ кафедры ТЭС БНТУ. Необходимо определить для нее (них) расход пара для заданной мощности  $N_s$  и частоты вращения –  $n$ , а также начальные параметры  $p_1 m_1 - p_0 t_0$  при заданном противодавлении  $P_2$  для конкретных конструктивных размеров проточной части –  $d, l_1$ . Недостающие параметры принять самостоятельно.

### Выполнение работы

Путем замера определить  $d$  и  $l_1$ . Используя выражение (9.1) определить расход водяного пара  $G$  на исследуемую ступень заданной мощности  $N_s$ , а с помощью выражения (9.2) определяется удельный объем пара за соплами  $V_{1t}$ . На  $hs$  – диаграмме водяного пара строится процесс расширения в ступени и определяются начальные параметры –  $p_0, t_0$  в соответствии с рис. 9.2.

### Контрольные вопросы

1. Что представляет собой турбинная ступень?
2. В чем состоит разница между ступенями активного и реактивного типов?
3. Что такое электрическая мощность и как она определяется?
4. Как определить КПД турбинной ступени?
5. Порядок проведения работы.

## Лабораторная работа № 10

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ИЗ СОПЕЛ

#### Цель работы

Определение скорости, угла выхода потока и коэффициента скорости сопловой решетки.

#### Общие сведения

Ускорение потока в сопловой решетке происходит вследствие преобразования в ней внутренней и потенциальной энергии в специально спрофилированном канале. Форма канала определяется видом течения до-или сверхзвуковое. При дозвуковом – число Маха

$M = \frac{a}{C_{кр}} < 1$ , при сверхзвуковом  $M > 1$ . Форма канала может быть

оценена с помощью уравнения неразрывности, записанного в виде  $\frac{dc}{c} = \frac{df}{f}(M^2 - 1)$ , из которого видно, что ускорение потока  $\frac{dc}{c} > 0$

при  $M < 1$  возможно осуществить в суживающемся (конфузорном) канале ( $\frac{dF}{F} < 0$ ), тогда как ускорить поток свыше скорости звука

можно в канале типа сопла Лавала.

Теоретическая скорость потока за сопловой решеткой может быть определена по величине перепада энтальпий  $h_{01}$ , срабатываемого в ней

$$C_{1t} = \sqrt{2h_{01}} = \sqrt{\frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (10.1)$$

где  $k$  – показатель адиабаты (для воздуха  $k = 1,4$ );

$R$  – газовая постоянная (для воздуха  $R = 8314$  Дж/кг·К);

$T_0^*$  и  $P_0^*$  – температура и давление заторможенного потока на входе в сопловую решетку;

$P_1$  – статическое давление за соплами.

Действительная скорость потока за сопловой решеткой может быть рассчитана с помощью выражения

$$C_1 = \sqrt{2 \frac{P_1^* - P_1}{\rho_1}}, \quad (10.2)$$

где  $P_1^*$ ,  $P_1$  – давление заторможенного потока перед решеткой и статическое за решеткой;

$\rho_1$  – плотность потока за решеткой.

Коэффициент скорости представляет собой отношение действительной к теоретической скорости потока

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1t}}. \quad (10.3)$$

### **Объект исследований, техника и организация эксперимента**

В качестве объекта используется экспериментальная установка лаборатории ПГТ, включающая вентилятор типа ВВД-11, подводящий трубопровод с запорно-регулирующей арматурой и стендом плоской решетки. Плоская решетка состоит из модели широко применяемых в современных паровых турбинах сопловых лопаток. Относительная высота решетки  $\ell = \ell/v \approx 2$ , что позволяет исключить в среднем сечении влияние концевых явлений на характеристики потока. Во время эксперимента решетка продувается воздухом. Давление заторможенного потока за решеткой  $P_1^*$  замеряется трехканальным зондом, имеющим коэффициент восстановления  $k = 1$ . Статическое давление за решеткой  $P_1$  равно атмосферному. Угол выхода потока  $\alpha_1$ , как и  $P_1^*$  измеряются зондом в ряде точек по ша-

гу  $t$ , а давление  $P_0^*$  трубкой полного напора перед решеткой. По результатам замеров строятся зависимости  $\alpha_1=f(t)$ ,  $P_1^*=f(t)$ , осредненные значения которых используются для дальнейших расчетов, в частности, с помощью выражения (10.1) рассчитывается теоретическая скорость, а (10.2) – действительная скорость, где плотность потока  $\rho$  рассчитывается с учетом измеренной температуры потока в подводящем канале по выражению,

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T + 273}. \quad (10.4)$$

Коэффициент скорости рассчитывается по (10.3). Результаты эксперимента анализируются.

### **Контрольные вопросы**

1. Как определяется и оценивается форма канала?
2. В чем причина ускорения потока?
3. Как определяются теоретическая и действительная скорости потока?
4. Из чего состоит плоская решетка?



## Лабораторная работа № 11

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПО ОБВОДУ ПРОФИЛЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ

#### Цель работы

Изучение механизма возникновения окружного усилия в турбинной ступени.

#### Общие сведения

При обтекании профиля наблюдается такое формирование скоростей и давлений вдоль обвода профиля, при котором давление на выпуклой части становится меньше, а на вогнутой – больше, в соответствии с уравнением Бернулли скорости распределяются в обратном порядке, в результате на профиль действует разность давлений, направленная в сторону выпуклой части профиля.

#### Объект исследований и методика выполнения работ

В качестве объекта исследований выбрана плоская решетка профилей, собранная из точных моделей одной из рабочих лопаток ЦВД турбины К-300- 240 ЛМЗ представляющей типичный профиль рабочей решетки активного типа. В среднем сечении по обводу одной из лопаток выполнены дренажные отверстия, которые системой импульсных линий соединены с манометрическим щитом, благодаря чему имеется возможность замера давлений на поверхности лопатки в дренируемых точках и построения на основании таких замеров эпюры распределения давления по обводу профиля (рис. 11.1). Координаты точек профиля приводятся в таблице.

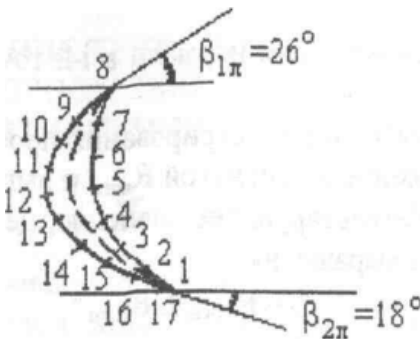


Рис. 11.1. Внешний вид профиля и схема разбивки точек замера давления по обводу профиля

Таблица 11.1

## Координаты точек профиля

Точки:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X, мм	61,3	47,8	40,0	36,0	33,6	34,0	36,3	43,5	31,0	23,3
У, мм	0	6,5	14,5	21,0	29,0	37,5	45,3	56,0	51,4	47,0

	11	12	13	14	15	16	17
X, мм	16,6	13,2	15,5	19,0	26,4	35,0	42,5
У, мм	41,0	33,0	21,8	13,3	8,0	3,0	2,0

Анализ эпюры давлений позволяет рассчитать окружное усилие, действующее на лопатку. Зная последнее, можно определить вращающийся момент на валу колеса и найти мощность, развиваемую колесом. Эпюра распределения давления по обводу профиля строится следующим образом: вычерчивается в масштабе 2:1 профиль с размеченными точками замера, из которых проводятся нормально к поверхности профиля лучи, по которым в масштабе, считая от поверхности профиля, откладываются значения давления  $P_i$  в данной конкретной точке в принятом масштабе. После чего полученные точки на нормалях соединяются плавной кривой, которая и представляет собой эпюру распределения по обводу профиля.

Для получения результирующего давления  $R$ , действующего на профиль, необходимо спроектировать эпюру давлений на направление вращения колеса –  $U$ . Для этого следует воспользоваться формулой

$$P_{ui} = P_i \cos \beta_i,$$

где  $\beta_i$  – угол между вектором нормали в  $i$ -ой точке и направлением оси  $U$ .

Методом графического интегрирования проекций эпюры находится среднее давление на вогнутой  $R_{\text{вогн}}$  и выпуклой  $R_{\text{вып}}$  поверхностях профиля. Результирующее давление, действующее на профиль, находится из выражения

$$R = R_{\text{вогн}} \pm R_{\text{вып}}.$$

Окружное усилие  $P_u$ , действующее на одну лопатку, можно найти из выражения

$$P_u = RlB,$$

где  $l, B$  – высота и ширина решетки определяется замером по месту.

Момент на валу колеса может быть рассчитан как

$$M = P_u Z \frac{d}{2},$$

где  $Z, d$  – соответственно число лопаток в колесе и средний диаметр ступени (задаются преподавателем).

Мощность ступени находится как

$$N = Mw = M \frac{\pi n}{30},$$

где  $w$  – угловая скорость вращения колеса.

Полученные результаты анализируются.

### **Контрольные вопросы**

1. Как распределяется давление вдоль обвода профиля?
2. Как находится среднее давление на вогнутой и выпуклой поверхностях профиля?
3. Формула мощности ступени
4. Благодаря чему замеряется давление на поверхности лопатки?

## Лабораторная работа № 12

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛЕ АКТИВНОЙ РЕШЕТКИ И ПРОФИЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УГЛА АТАКИ

#### Цель работы

Изучить механизм возникновения профильных потерь энергии в решетках и влияние угла атаки на их формирование.

#### Общие сведения

Профильные потери энергии  $\xi_{\text{пр}}$  представляют один из основных видов потерь в турбинных решетках и в общем случае состоят из потерь на трение в пограничном слое  $\xi_{\text{тр}}$ , краевых  $\xi_{\text{кр}}$  и волновых  $\xi_{\text{вол}}$  потерь

$$\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{вол}} . \quad (12.1)$$

Большую роль в формировании профильных потерь играет режим течения потока внутри канала решетки профилей. В частности, наиболее неблагоприятный режим с диффузорным течением. Так как потери по шагу  $t$  решетки формируются неравномерно, то судить об уровне экономичности ее можно на основании средних по шагу потерь энергии. Потери энергии в случае продувки решеток воздухом могут быть оценены по изменению полного давления потока до  $P_0^*$  и после  $P_1^*$  решетки. Причем значение  $P_1^*$  здесь должно рассматриваться как среднее по шагу  $P_{1\text{ср}}^*$ . Такой подход справедлив, так как изменением температуры потока в канале можно пренебречь, тогда коэффициент профильных потерь энергии может быть определен как

$$\xi_{\text{пр}} = \frac{P_0^* - P_{1\text{ср}}^*}{P_0^*} . \quad (12.2)$$

Замер давления  $P_0^*$  осуществляется неподвижной трубкой полного напора, а  $P_1^*$  трехканальным зондом в нескольких точках по шагу (аналогично работе № 10).

### Объект и методика исследований

В качестве объекта исследований выбрана решетка активных профилей, характеристики которой приведены в работе № 11. По координатам профиля, приведенным в таблице работы № 11, вычерчивается канал решетки на миллиметровой бумаге в масштабе 2:1 и анализируется для выявления диффузорных участков. Работа выполняется для нескольких значений угла атаки

$$i = \beta_{1л} - \beta_1,$$

где  $\beta_{1л}$ ,  $\beta_1$  – соответственно лопаточный и действительный угол входа потока в решетку; последний измеряется поворотом стола решетки. По результатам эксперимента для каждого из исследованных значений угла атаки строится зависимость  $P_1^* = f(i)$ . Затем эти графики усредняются для определения  $P_{1ср}^*$ , по которым рассчитывается  $\xi_{пр}$  с помощью выражения (12.2). По рассчитанным значениям  $\xi_{пр}$  строится зависимость вида  $\xi_{пр} = f(i)$ .

Одновременно измеряется распределение давления по обводу профиля (аналогично работе № 11), по результатам которого строится соответствующая эпюра давлений по развертке профиля, используемая для анализа режима течения в канале и объяснения изменения профильных потерь энергии в решетке при различных значениях угла атаки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шерстюк, А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры / А. Н. Шерстюк. – М.: Высшая школа, 1992. – 267 с.
2. Черкасский, В. М. Насосы, компрессоры, вентиляторы / В. М. Черкасский, Т. М. Романова, Р. А. Кауль. – М.: Энергия, 1992. – 239 с.
3. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Высшая школа, 1980. – 422 с.
4. Кадылинский, О. Е. Лабораторный практикум по теплогазоснабжению и вентиляции / О. Е. Кадылинский. – Минск: Высшая школа, 1993. – 35 с.
5. Степанов П. Р. Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам ( насосам ) / П. Р. Степанов. – Минск: Высшая школа, 1987. – 42 с.
6. Леонков А. М. Лабораторный практикум по паровым и газовым турбинам / А. М. Леонков, Н. Г. Рыжов, В. К. Балабанович, В. А. Золоторева. – Минск: БПИ, 1985. – 47 с.

Учебное издание

## НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Лабораторный практикум  
для студентов специальности  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»  
дневной и заочной формы обучения

В 3 частях

Часть 2

Составители:

**АЙДАРОВА** Зоя Борисовна  
**ЧЕРНЫШЕВИЧ** Владимир Иванович  
**САПУН** Николай Николаевич  
**ЕСЬМАН** Руслан Иосифович

Редактор *О. В. Ткачук*

Компьютерная верстка *С. А. Маслера, А. Е. Дарвиной*

Подписано в печать 16.12.2016. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,67. Уч.-изд. л. 2,09. Тираж 100. Заказ 596.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск