

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет

Н. В. Калинин, И. А. Мельник

ТУРБОМАШИНЫ. Основы теории

Учебник

Рекомендовано ученым советом Сумского государственного университета



Сумы
Сумский государственный университет
2017

УДК 621.515:533.6

К17

Рецензенты:

В. П. Железный – доктор технических наук, профессор кафедры теплофизики и прикладной экологии Одесской национальной академии пищевых технологий;
С. И. Сербин – доктор технических наук, профессор, директор Машиностроительного института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова

*Рекомендовано к изданию
ученым советом Сумского государственного университета
в качестве учебника
(протокол № 11 от 15 июня 2017 года)*

Калинкевич Н. В.

К17 Турбомашины. Основы теории : учебник / Н. В. Калинкевич, И. А. Мельник. – Сумы : Сумский государственный университет, 2017. – 311 с.

ISBN 978-966-657-678-4

В учебнике приведены основные определения и термины, относящиеся к теории турбомашин. Учебник состоит из двух разделов, в которых даны сведения относительно свойств газов и жидкостей, термодинамики, гидрогазодинамики, тепломассообмена, теории подобия, теории решеток турбомашин, течения газа в каналах турбомашин, моделирования турбулентных течений. Для основных тем приведены примеры решения задач и задачи для самостоятельного решения. В конце каждого раздела имеются список литературы, рекомендуемой для углубленного изучения тем раздела, а также вопросы для самопроверки.

Для студентов высших учебных заведений III–IV уровней аккредитации направлений подготовки «Энергомашиностроение», «Энергетика», «Механика», аспирантов и специалистов.

У підручнику подані основні визначення та терміни щодо теорії турбомашин. Підручник складається із двох розділів, у яких наведені відомості щодо властивостей газів та рідин, термодинаміки, гідрогазодинаміки, тепломасоперенесення, теорії подібності, теорії ґраток турбомашин, течії газу в каналах турбомашин, моделювання турбулентних течій. Для основних тем наведені приклади розв'язування задач і задачі для самостійного розв'язання. В кінці кожного розділу подані список літератури, рекомендованої для поглибленого вивчення тем розділу, а також питання для самоперевірки.

Для студентів вищих навчальних закладів III–IV рівнів акредитації напрямів підготовки «Енергомашинобудування», «Енергетика», «Механіка», аспірантів і фахівців.

УДК 621.515:533.6

© Калинкевич Н. В., Мельник И. А., 2017

ISBN 978-966-657-678-4

© Сумский государственный университет, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
ПРЕДИСЛОВИЕ	7
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	11
ВВЕДЕНИЕ	21
1 СВОЙСТВА ГАЗОВ И ЖИДКОСТЕЙ	22
1.1 Основные физические свойства газов и жидкостей	22
1.2 Модель сплошной среды	27
1.2.1 Плотность	27
1.2.2 Давление	28
1.2.3 Температура	32
1.3 Задачи	35
1.3.1 Примеры решения задач	35
1.3.2 Задачи для самостоятельного решения	39
Список литературы к разделу 1	41
Вопросы для самопроверки	42
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН	44
2.1 Термодинамика	44
2.1.1 Термодинамическая система	45
2.1.2 Законы термодинамики	47
2.1.3 Уравнения состояния	50
2.1.3.1 Идеальный газ	51
2.1.3.2 Фазовые переходы	53
2.1.4 Энтропийные диаграммы	54
2.1.5 Смеси газов	56
2.1.6 Влажный воздух	57
2.1.6.1 Измерение влажности газов	59
2.1.7 Термодинамические процессы	60
2.1.8 Термодинамические циклы	65
2.1.8.1 Цикл газотурбинной установки	66
2.1.8.2 Цикл паротурбинной установки (ПТУ)	67
2.1.8.3 Цикл холодильной машины	68
2.1.9 Холодильные агенты	69
2.1.9.1 Обозначения хладагентов	70
2.1.9.2 Требования к хладагентам	71
2.1.9.3 Хладоносители	72
2.1.10 Задачи	72
2.1.10.1 Примеры решения задач	73
2.1.10.2 Задачи для самостоятельного решения	82
Список литературы к разделу 2.1	87
Вопросы для самопроверки	88

2.2 Гидрогазодинамика	91
2.2.1 Уравнение неразрывности	91
2.2.2 Уравнение импульса	92
2.2.2.1 Уравнение Навье–Стокса	92
2.2.2.2 Уравнение Рейнольдса	93
2.2.3 Уравнение момента импульса	93
2.2.3.1 Уравнение Эйлера для турбомашин	94
2.2.4 Уравнение энергии	94
2.2.4.1 Уравнение Бернулли	95
2.2.4.2 Первый закон термодинамики для потока газа	95
2.2.5 Изоэнтропийное течение газа и жидкости	96
2.2.5.1 Газодинамические функции	96
2.2.5.2 Комплексный потенциал	98
2.2.5.3 Истечение газов и жидкостей из емкости.....	98
2.2.6 Осреднение параметров потока	99
2.2.6.1 Метод осреднения по расходу, импульсу и энергии	99
2.2.7 Задачи	102
2.2.7.1 Примеры решения задач	102
2.2.7.2 Задачи для самостоятельного решения	111
Список литературы к разделу 2.2	117
Вопросы для самопроверки	118
2.3 Теплообмен	120
2.3.1 Теплопроводность	120
2.3.1.1. Теплопроводность через однородную плоскую стенку	121
2.3.1.2. Теплопроводность через многослойную плоскую стенку	121
2.3.1.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку	122
2.3.1.4. Нестационарная теплопроводность	122
2.3.2 Конвекция	123
2.3.3 Тепловое излучение	125
2.3.4 Теплообменные аппараты турбомашин	126
2.3.5 Задачи	128
2.3.5.1 Примеры решения задач	128
2.3.5.2 Задачи для самостоятельного решения	135
Список литературы к разделу 2.3	139
Вопросы для самопроверки	140
2.4 Теория подобия	142
2.4.1 Теоремы подобия	142
2.4.2 Критерии подобия	144
2.4.3 Основные критерии подобия газодинамических процессов	145
2.4.4 Моделирование газодинамических процессов	147
2.4.4.1. Приближенное моделирование	147
2.4.4.2. Понятие об автомодельности	148
2.4.5 Связь расходов, напоров и мощностей	148

2.4.6 Коэффициент быстроходности	149
2.4.7 Задачи	152
2.4.7.1 Примеры решения задач	152
2.4.7.2 Задачи для самостоятельного решения	154
Список литературы к разделу 2.4	159
Вопросы для самопроверки	160
2.5 Теория решеток турбомашин	161
2.5.1 Типы решеток турбомашин	162
2.5.2 Методы теории решеток	166
2.5.2.1 Сеточный метод построения течения	166
2.5.2.2 Метод интегральных уравнений	167
2.5.2.3 Метод конформного отображения	168
2.5.2.4 Метод годографа скорости	170
2.5.2.5 Метод дискретных вихрей	171
2.5.3 Взаимодействие профиля и решетки профилей с потоком	171
2.5.4 Теорема Жуковского	173
2.5.5 Аэродинамические коэффициенты	175
2.5.6 Возникновение подъемной силы	175
2.5.7 Обтекание профилей	177
2.5.7.1 Безударное обтекание дужки	177
2.5.7.2 Обтекание симметричного профиля	178
2.5.7.3 Ударное и безударное обтекание изогнутого профиля	179
2.5.8 Кинематика потока в решетках турбомашин	181
2.5.8.1 Кинематика потока в плоской решетке осевого компрессора	182
2.5.8.2 Кинематика потока в плоской решетке осевой турбины	183
2.5.8.3 Кинематика потока в решетке центробежного компрессора	185
2.5.8.4 Кинематика потока в ступени радиальной турбины	187
2.5.9 Реактивность	188
2.5.10 Задачи	190
2.5.10.1 Примеры решения задач	190
2.5.10.2 Задачи для самостоятельного решения	196
Список литературы к разделу 2.5	202
Вопросы для самопроверки	203
2.6 Течение газа в каналах турбомашин	205
2.6.1 Типы каналов в проточной части турбомашин	205
2.6.2 Течение газа в трубах	206
2.6.2.1 Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости	208
2.6.3 Течение газа в прямоосных диффузорах	210
2.6.4 Предотрывные диффузоры	212
2.6.5 Течение газа в криволинейных каналах	214
2.6.6 Течение газа в криволинейных осесимметричных каналах	217
2.6.7 Течение в подвижных каналах турбомашин	218

2.6.7.1 Течение газа в межлопаточных каналах рабочего колеса центробежного компрессора	218
2.6.8 Задачи	221
2.6.8.1 Примеры решения задач	221
2.6.8.2 Задачи для самостоятельного решения	229
Список литературы к разделу 2.6	237
Вопросы для самопроверки	238
2.7 Моделирование течения газа в турбомашинах	239
2.7.1 Моделирование нестационарного течения	239
2.7.2 Моделирование пространственных течений	242
2.7.3 Моделирование течения вязкой среды	242
2.7.4 Моделирование турбулентности	246
2.7.4.1 Механизмы турбулентности	247
2.7.4.2 Уравнения для характеристик турбулентности	249
2.7.4.3 Структура турбулентного пограничного слоя	252
2.7.5 Источники потерь, расчет потерь	254
2.7.5.1 Генерация энтропии	254
2.7.5.2 Внутренние течения	256
2.7.5.3 Внешние течения	257
2.7.6 Задачи	260
2.7.6.1 Примеры решения задач	260
2.7.6.2 Задачи для самостоятельного решения	264
Список литературы к разделу 2.7	266
Вопросы для самопроверки	267
ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК	269
Приложение А Краткие биографические сведения об ученых	270
Бернулли Даниил	270
Ван-дер-Ваальс	271
Жуковский Николай	272
Клапейрон Эмиль	273
Мах Эрнст	273
Навье Луи	274
Ньютон Исаак	275
Рейнольдс Осборн	276
Стокс Джордж	277
Эйлер Леонард	278
Приложение Б Диаграммы	280
ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ	283
INDEX	298

ПРЕДИСЛОВИЕ

Турбомашины, которые являются основой энергетики, авиации, холодильной техники, химических и нефтехимических производств, в настоящее время считаются вторым по количеству, после электродвигателей, видом технических средств, применяемых человечеством (рис. П.1). Турбомашины – это машины категории «все вокруг нас». Часто они являются неизменным элементом той привычной техники, которая окружает нас в повседневной жизни (пылесос и стиральная машина, компьютер и кондиционер, и т. д.). Но есть и другие турбомашины, определяющие уровень развития всей нашей цивилизации.

Турбомашины – это общее название машин, в которых *обмен энергией* происходит между *непрерывно движущейся жидкостью или газом и вращающимися лопатками*.

По виду преобразования исходной первичной энергии турбомашины разделяют на два класса:

1) **турбомашины-двигатели** (турбины различных видов), когда энергия текучей среды преобразуется в механическую энергию;

2) **турбомашины-орудия** (вентиляторы, компрессоры и насосы), когда, наоборот, механическая энергия преобразуется в энергию жидкости и/или газа (сплошной среды).



Рисунок П.1 – Турбомашины

Для турбомашин-двигателей характерно преобразование одного вида энергии в другой (ветер – ветряные мельницы и ветродвигатели, водяной поток – водяные колеса и

гидротурбины, энергия пара или тепловой энергии – турбины и т. д.). И они обязательно будут работать при наличии первичных источников энергии независимо от степени их эффективности, так как тут главное преодолеть механические потери, т. е. если энергии рабочего тела будет больше, чем силы трения, то «крутиться» они будут.

Для работы турбомашин-орудий (насосы, вентиляторы и компрессоры) необходим подвод механической энергии извне. Для турбомашин-орудий незнание процессов работы может привести к тому, что они просто не смогут осуществлять свои функции из-за недостатка подведенной к ротору энергии.

Много тысячелетий энергия движущейся воды и воздуха используются людьми с помощью турбомашин. Первые водяные колеса начали применяться более чем за 3000 лет до н.э. в Египте, Китае, Индии и других странах. Известно описание конструкции водяного колеса, сделанное Витрувием (вторая половина I века до н.э.). На протяжении долгого времени ветряные мельницы, наряду с водяными колесами, были единственными машинами – источниками преобразования энергии взамен мускульной энергии животных и человека, которые использовало человечество до начала появления паровых машин (рис. П2).



Рисунок П.2 – Водяное колесо и ветряк

Более 2000 лет для подъема воды используется винт Архимеда (рис. П.3).

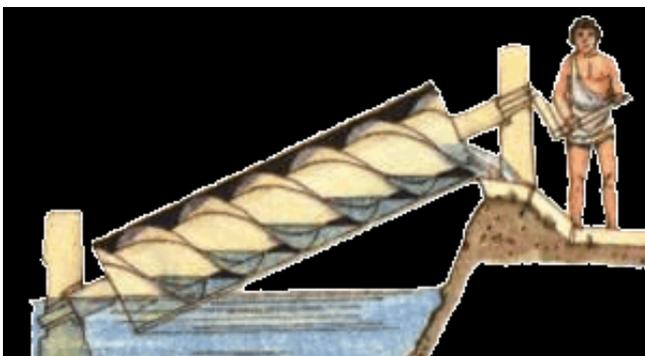


Рисунок П.3 – Винт Архимеда

В XVIII в. с появлением паровых двигателей создаются турбомашины большой мощности. В середине этого же века закладываются основы теории турбомашин, в значительной мере, базирующиеся на работах Л. Эйлера и Д. Бернулли.

Изобретение в XIX в. электродвигателей и создание промышленных машин приводит к созданию крупных турбин, насосов и компрессоров.

Исторически получилось так, что дальнейшее развитие теории, проектирование и производство турбин, насосов и компрессоров происходило для каждого типа турбомашин самостоятельно. В связи с этим в каждой из отраслей сложилась своя терминология, при этом для некоторых аналогичных понятий используются разные термины.

Несмотря на общую теоретическую основу турбомашин, имеются значительные различия в конструкциях. Общее количество терминов, относящихся к турбонасосам разных типов весьма велико. Поэтому авторы считают, что информации о турбонасосах следует разместить в нескольких книгах.

Примерным проектом серии книг о турбонасосах может быть такой:

– **«Турбомашины в современном мире»** – содержит некоторые сведения об истории турбомашин, общую информацию о современных турбонасосах, сведения о структуре современной стандартизации. Приведены данные о стандартах, относящихся к турбонасосам.

– **«Основы теории»** – содержит основные сведения о физических свойствах газов и жидкостей, основные положения термодинамики, гидрогазодинамики, теплообмена, теории подобия, теории решеток турбомашин. Приведены основные свойства современных моделей турбулентных течений.

– **«Компрессоры и вентиляторы»**. В книге приведены основные сведения о конструкции, технологии изготовления и испытаниях центробежных, осевых и вихревых компрессоров и вентиляторов.

– **«Насосы»**. В ней приведены основные сведения о конструкции, технологии изготовления и испытаниях центробежных, осевых и вихревых насосов.

– **«Турбины»**. В этой книге собраны основные сведения о конструкции, технологии изготовления и испытаниях газовых и паровых турбин. В отдельном разделе приведены основные сведения о газотурбинных двигателях.

С целью обеспечения компактности изданий в книгах приведены только основные понятия и соответствующие им термины. В большинстве случаев авторы ограничиваются краткими определениями терминов, но для некоторых понятий приводятся более подробные пояснения. Авторы также считают информативным широкое использование иллюстраций.

Определения и термины, приведенные в учебнике, соответствуют, насколько это удалось авторам, правилам терминологических работ и последним подходам в области терминологии турбомашин, закрепленным в международных стандартах. Вопросы терминологии представляются авторам одним из основных в настоящее время, когда однозначность термина вышла на первый план для дальнейшего совершенствования турбомашин перед новым технологическим рывком в связи с появлением 3D-принтеров и совершенно новых возможностей.

В некоторых определениях используются так называемые «исходные» («primitives») понятия. Например, это устройство, система, компонент, явление, тело, вещество, свойство, эксперимент, исследование, размер, материал и др.

Для одного и того же понятия допускается несколько терминов. Первый термин является предпочтительным и используется всюду, насколько это возможно.

В учебнике не приводятся выводы уравнений и их подробный анализ, которые широко представлены во многих предшествующих источниках, но выделены те аспекты, которые, по мнению авторов, часто обойдены вниманием, а при создании и эксплуатации турбомашин являются определяющими. Алгоритмы и методики расчета приводятся по мере необходимости, исходя из тех же соображений.

Перед авторами стоял сложный выбор языка учебника. Русский язык не является государственным языком Украины, но, с другой стороны, он является официальным языком не только ООН, но и Международной организации по стандартизации (ИСО/ISO). Для турбомашин с их запутанной терминологией авторами был выбран русский язык. В то же время в предметном указателе основные термины приведены на трех языках – русском, украинском и английском. Для удобства читателей-иностранцев составлен INDEX.

Ссылки на источники разделяются на общие и частные в сносках (без нумерации). Общие для пособия разнесены на две группы с соответствующей нумерацией:

- книги и другие письменные источники имеют простую цифровую форму;
- стандарты и другие нормативные документы перед цифрой имеют обозначение С.

Из электронных ресурсов использовались сведения Википедии (<http://wikipedia.org>), чьи материалы не нарушают авторские права (рис. П.4), и данные из открытых ресурсов ведущих фирм (с соответствующей ссылкой):



Рисунок П.4 – Википедия - энциклопедия свободного доступа

Предлагаемые книги призваны способствовать развитию специалистов, расширению их кругозора и знаний о турбомашине для использования в учебном процессе и могут помимо студентов быть полезны аспирантам, ученым, инженерам и преподавателям, которые изучают турбомашину или работают в области проектирования, изготовления, исследования или эксплуатации турбомашин.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Буквы латинского алфавита

a	– диаметр, м; – коэффициент; – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; – скорость звука, $\text{м}/\text{с}$;
a, b, c, d, e	– коэффициенты уравнения состояния;
a_0, a_1, a_2, a_3	– коэффициенты;
A	– площадь поверхности, м^2 ; – параметр;
b	– высота, м; – длина, м; – коэффициент; – ширина, м;
B	– барометрическое давление, Па; – хорда, м;
B, C, D, γ	– коэффициенты уравнения состояния;
c	– удельная теплоемкость, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; – скорость, $\text{м}/\text{с}$;
c_0	– скорость света в вакууме, $\text{м}/\text{с}$;
\vec{c}	– вектор скорости, $\text{м}/\text{с}$;
\bar{c}	– средняя скорость, $\text{м}/\text{с}$;
c'	– объемная теплоемкость, $\text{Дж}/\text{м}^3 \cdot \text{К}$; – пульсационная скорость, $\text{м}/\text{с}$;
c_D	– коэффициент профильного сопротивления;
c_f	– коэффициент силы сопротивления;
c_L	– коэффициент подъемной силы;
c_μ	– молярная теплоемкость, $\text{Дж}/\text{моль} \cdot \text{К}$;
c_R	– коэффициент полной аэродинамической силы;
C	– скорость, $\text{м}/\text{с}$; – константа; – теплоемкость, $\text{Дж}/\text{К}$;
C_d	– коэффициент диссипации;
C_m	– средняя теплоемкость, $\text{Дж}/\text{К}$;
C_p	– коэффициент давления;
C_μ^*	– эмпирическая функция;
C_φ	– коэффициент пропорциональности;

\dot{D}	– диаметр, м;
d	– влагосодержание, кг п./кг св. в; – диаметр, м;
\dot{D}	– скорость диссипации, Вт;
E	– энергия, Дж;
f	– коэффициент; – функция; – формпараметр;
F	– сила, аэродинамическая сила, Н;
\vec{F}	– вектор массовых сил;
g	– ускорение свободного падения, м/с ² ; – массовая доля;
h	– высота, м; – постоянная Планка; – напор, Дж/кг; – размер стороны ячейки, м;
H	– высота, м; – формпараметр;
h_i	– внутренний (полный) напор, Дж/кг;
i	– коэффициент моделирования; – удельная энтальпия, Дж/кг; – угол атаки, град;
I	– энтальпия, Дж;
k	– кинетическая энергия турбулентности, Дж/кг; – коэффициент; – коэффициент теплопередачи, Вт/м ² · К; – кривизна, м ⁻¹ ; – показатель адиабаты; – постоянная Больцмана, $k = 1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К; – число Кармана;
k_u	– высота неровностей поверхности, м;
$k - \varepsilon$	– модель турбулентности;
$k - \omega$	– модель турбулентности;
K	– импульс массы в объеме V , Н · с; – качество профиля;
K_{om}	– отопительный коэффициент;
l	– длина, м; – удельная работа, Дж/кг;

l_m	– длина пути смешения, м;
l_r	– «потери» энергии, Дж/кг;
l_w	– «потери» работы, Дж/кг;
L	– длина, м; – контур;
m	– масса, кг;
\bar{m}	– массовый расход, кг/с;
M	– главный момент внешних сил, Н·м; – момент, Н·м; – момент импульса, Н·м·с; – число Маха;
n	– количество молекул; – нормаль к линии тока; – показатель политропы; – частота вращения, об/мин;
n, s	– криволинейные координаты;
N_A	– число Авогадро;
N_s	– коэффициент быстроходности;
p	– давление, Па;
\bar{p}_n	– напряжение поверхностных сил, Па;
Δp	– разность давлений, Па;
P	– мощность, Вт;
q	– газодинамическая функция расхода; – плотность теплового потока, Вт/м; – размерный параметр; – скоростной напор, Па; – удельная теплота, Дж/кг;
q_v	– мощность внутренних источников теплоты, Вт/м ³ ;
Q	– теплота, Дж;
Q_x	– холодопроизводительность, Вт;
\bar{Q}	– тепловой поток, Дж/с;
r	– объемная доля; – радиус, м; – теплота парообразования, Дж/кг;
\vec{r}	– радиус-вектор;
R	– аэродинамическая сила, Н; – газовая постоянная, Дж/кг·К; – радиус, м; – радиус кривизны, м;

	– термическое сопротивление, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
R_μ	– универсальная газовая постоянная, $\text{Дж}/\text{моль} \cdot \text{К}$;
Ro	– число Россби;
s	– длина дуги, м; – удельная энтропия, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$;
S	– критическая точка; – площадь поверхности, м^2 ; – энтропия, $\text{Дж}/\text{К}$;
\dot{S}	– поток энтропии, $\text{Вт}/\text{К}$;
	– тензор деформаций;
t	– время, с; – температура, $^\circ\text{C}$; – шаг, м;
t_p	– температура росы, $^\circ\text{C}$;
Δt	– температурный напор, разница температур, $^\circ\text{C}$;
t_η	– временной масштаб турбулентности;
T	– период, с; – температура, К;
u	– удельная внутренняя энергия, $\text{Дж}/\text{кг}$;
U	– окружная скорость, м/с; – внутренняя энергия, Дж; – периметр, м;
v	– удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$;
V	– объем, м^3 ;
\bar{V}	– объемная производительность, $\text{м}^3/\text{кг}$;
V_η	– скоростной масштаб турбулентности;
w	– скорость, м/с;
w_*	– динамическая скорость, м/с;
W	– комплексный потенциал;
x	– мольная концентрация; – степень сухости; – функция сжимаемости;
x, y, z	– оси координат;
X, Y, Z	– проекции массовых сил, Н;
y	– функция сжимаемости;
Y	– безразмерная координата;
z	– геометрический напор, м; – количество лопаток; – коэффициент сжимаемости; – комплексная переменная;

Буквы греческого алфавита

α	– изобарный коэффициент расширения; – коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² · К; – угол потока, град;
α_i	– коэффициент Джоуля – Томсона;
β	– угол, град;
β_T	– изотермический коэффициент сжимаемости;
γ	– изохорный коэффициент давления; – интенсивность вихря;
δ	– толщина, м; – коэффициент Кронекера;
δ^*	– толщина вытеснения, м;
δ^{**}	– толщина потери импульса, м;
δ^{***}	– толщина потери кинетической энергии, м;
ε	– газодинамическая функция плотности; – коэффициент излучения; – скорость диссипации энергии, м ² /с ² ; – холодильный коэффициент;
$\langle \varepsilon \rangle$	– средняя кинетическая энергия поступательного движения молекул, Дж;
ζ	– коэффициент потерь; – комплексная переменная;
η	– безразмерная координата закона стенки; – коэффициент полезного действия;
η_k	– линейный масштаб турбулентности;
θ	– безразмерная температура; – угол изогнутости профиля, град; – центральный угол, град;
λ	– коэффициент теплопроводности, Вт/м · К; – коэффициент трения; – приведенная скорость; скоростной коэффициент;
μ	– коэффициент динамической вязкости, Па · с; – молярная масса, кг/кмоль;
ν	– коэффициент кинематической вязкости, м ² /с; – угол раскрытия диффузора, град;
ν_t	– турбулентная вязкость, м ² /с;
ξ, η	– координаты;
π	– безразмерный комплекс; – газодинамическая функция давления;

ρ	– плотность, кг/м ³ ;
σ	– газодинамическая функция; – постоянная излучения, $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м ² · К ⁴ ;
τ	– время, с; – газодинамическая функция температуры; – касательное напряжение, Па;
φ	– безразмерная координата; – коэффициент; – относительная влажность; – потенциал скорости; – угол, град; – функция;
χ	– угол профиля, град;
ψ	– коэффициент напора; – функция тока;
ω	– вектор завихрённости; – коэффициент ацентричности; – угловая скорость, рад/с; – удельная скорость диссипации энергии, с ⁻¹ ;
Ω	– реактивность.

Буквы кириллицы

Γ	– циркуляция, м ² /с;
Π	– отношение давлений (степень повышения давления);
Φ	– коэффициент расхода; – потенциальная энергия, Дж; – функция взаимодействия;
$\Phi, P, D, \Gamma_\phi, A$	– коэффициенты уравнений переноса.

Индексы

Буквы кириллицы

<i>а</i>	– атмосферный;
<i>абс</i>	– абсолютный;
<i>вихр</i>	– вихревой;
<i>внеш</i>	– внешний;
<i>волн</i>	– волновой;
<i>вт</i>	– вторичный;
	– втулочный;
<i>вх</i>	– входной;
<i>вог</i>	– вогнутый;
<i>вып</i>	– выпуклый;
<i>вых</i>	– выходной;
<i>г</i>	– гидравлический;
	– гравитации;
<i>д</i>	– давления;
	– динамический;
	– диффузор;
<i>дв</i>	– двигателя;
<i>ж</i>	– жидкости;
<i>и</i>	– изоляции;
	– инерции;
<i>ид</i>	– идеальный;
<i>изб</i>	– избыточный;
<i>К</i>	– компрессор;
<i>к</i>	– конечный;
<i>кин</i>	– кинетический;
<i>кор</i>	– корытце;
<i>кр</i>	– критичный;
<i>л</i>	– лопатка;
<i>мех</i>	– механический;
<i>мод</i>	– модель;
<i>н</i>	– насыщения;
	– начальный;
<i>нат</i>	– натура;
<i>необ</i>	– необратимый;
<i>ном</i>	– номинальный;
<i>о</i>	– основной;
<i>опт</i>	– оптимальный;

<i>отн</i>	– относительный;
<i>отр</i>	– отрывной;
<i>n</i>	– пар;
	– парциальный;
	– политропный;
<i>пн</i>	– поверхностное натяжение;
<i>пр</i>	– профильный;
<i>ПС, пс</i>	– пограничный слой;
<i>p</i>	– расчетный;
<i>рк</i>	– рабочее колесо;
<i>рас</i>	– расширения;
<i>с, ст</i>	– стенки;
<i>с.в.</i>	– сухой воздух;
<i>см</i>	– смесь;
<i>сп</i>	– спинка;
<i>ср</i>	– параметр на средней линии канала;
	– среднее значение параметра;
<i>расх</i>	– расходный;
<i>T</i>	– теоретический;
<i>тр</i>	– трения;
<i>у</i>	– упругости;
	– условный;
<i>ц</i>	– центр;
	– центробежный;
<i>ш</i>	– шероховатый;
<i>э</i>	– эталонный;
<i>экв</i>	– эквивалентный;
<i>эф</i>	– эффективный;
<i>я</i>	– ядро потока.

Буквы латинского алфавита

<i>i</i>	– <i>i</i> – я координата; <i>i</i> -й параметр;
<i>j</i>	– <i>j</i> – я координата; <i>j</i> -й параметр;
<i>l</i>	– линейный;
<i>m</i>	– массовый;
	– меридиональный;
	– средний;
<i>max</i>	– максимальный;
<i>min</i>	– минимальный;
<i>n</i>	– нормальная проекция параметра;
	– в проекции на <i>n</i> ;

P	– при постоянном давлении;
r	– расходный; – приведенный параметр; – в проекции на ось r ;
s	– при постоянной энтропии;
t	– турбулентный;
T	– при постоянной температуре; – турбина;
u	– в проекции на ось u ;
v	– при постоянном объеме;
w	– сопротивление трения;
x, y, z	– в проекции на оси;
z	– относительно оси z ; – пьезометрический.

Буквы греческого алфавита

ν	– вязкий;
Δ	– разница величин.

Цифры и символы

0,1,2,3,4,5	– обозначения характерных сечений проточной части;
*	– адиабатически заторможенный поток;
∞	– бесконечность.

Сокращения

БВР	– Бенедикта – Вебба – Рубина;
ВНА	– входной направляющий аппарат;
ГТУ	– газотурбинная установка;
КНД	– компрессор низкого давления;
КПД	– коэффициент полезного действия;
МКТ	– молекулярно-кинетическая теория;
НА	– направляющий аппарат;
ПТУ	– паротурбинная установка;
РК	– рабочее колесо;
СИ	– система измерений;
ТПС	– турбулентный пограничный слой;
3D	– 3 Dimension (трехмерный);
CFD	– Computational Fluid Dynamic;

DES	– Detached Eddy Simulation;
DNS	– Direct Numerical Simulation;
LES	– Large Eddy Simulation;
RANS	– Reynolds averaged Navier-Stokes;
SST	– Shear Stress Transport.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании и исследованиях турбомашин используются мощный математический аппарат и современные компьютерные технологии. Тем не менее определяющая роль в получении оптимальных решений отведена инженеру-проектировщику. Основная задача, стоящая перед проектировщиком, заключается в разработке, комплектации и исследовании математических моделей рабочих процессов функциональных частей турбомашин и её поведения в целом. Для этого необходимо знание рабочих процессов, происходящих в турбомашинах.

Характер движения газа в проточной части турбомашин весьма сложный, в общем случае поток нестационарный, вязкостный, пространственный. Изучение физики процессов требует знания основных положений термодинамики и гидрогазодинамики. Учет реальных свойств газов и жидкостей имеет большое значение при проектировании турбомашин, поэтому в данной книге приводятся сведения о некоторых методах расчета термодинамических свойств реальных газов и их смесей.

Развитие численных методов исследования течений газа в турбомашинах позволяет определять картину течения качественно, но надежное проектирование машин все еще базируется на использовании результатов экспериментальных исследований турбомашин или их моделей на специальных исследовательских стендах. Моделирование процессов выполняется на основе теории подобия, что определяет важность знания теории гидрогазодинамического подобия. Течение газа и жидкости в турбомашинах преимущественно турбулентное, и поэтому необходимы знания современных моделей турбулентности и их свойств. В учебнике приведены также сведения о течении газа и жидкости в каналах турбомашин и теории решеток.

Для успешного использования учебника при изучении специальных дисциплин, связанных с проектированием, математическим моделированием и проведением испытаний турбомашин необходимы знания основных разделов дисциплин, указанных ниже:

- высшей математики (дифференциальное и интегральное исчисления, дифференциальные уравнения, аналитическая геометрия, векторная алгебра);
- физики (физические основы механики, молекулярно-кинетическая теория газов);
- теоретической механики (статика, кинематика и динамика точки и твердого тела);
- технической термодинамики (термодинамика идеальных и реальных газов);
- гидрогазодинамики (газодинамика несжимаемой и сжимаемой жидкости, основы теории пограничного слоя, расчет одно-, двух- и трехмерных течений жидкости).

Для закрепления знаний по основам теории, а также для развития навыков практического использования знаний для основных тем даны примеры решения задач и задачи для самостоятельного решения.

В конце каждого раздела приведены список литературы, рекомендуемой для углубленного изучения тем раздела, а также вопросы для самопроверки.

1 СВОЙСТВА ГАЗОВ И ЖИДКОСТЕЙ

1.1 Основные физические свойства газов и жидкостей

Физические свойства газов и жидкостей определяются их молекулярной структурой.

Характерными физическими свойствами газов являются *текучесть*, *вязкость*, *сжимаемость*. Для жидкостей к указанным свойствам следует добавить *поверхностное натяжение*.

Для газа *текучесть* – свойство газа заполнять весь объем, в который помещен газ. Это свойство объясняется слабыми силами взаимодействия молекул газа между собой.

Для жидкости текучесть – способность неограниченно менять форму под действием касательных механических напряжений, даже сколь угодно малых, практически сохраняя при этом объём.

Вязкость – свойство газа и жидкости оказывать сопротивление деформации. Величина сопротивления зависит от скорости деформации. Это свойство (как и текучесть) объясняется силами взаимодействия молекул газа между собой.

Касательные напряжения от сил вязкости согласно закону Ньютона пропорциональны градиенту скорости по нормали к направлению движения:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dc}{dn} . \quad (1.1.1)$$

Динамический коэффициент вязкости μ имеет размерность Па·с. Динамический коэффициент вязкости слабо зависит от давления и характера движения газа и жидкости.

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости используется кинематический коэффициент вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} . \quad (1.1.2)$$

Кинематический коэффициент вязкости имеет размерность м²/с.

Для определения динамического коэффициента вязкости в зависимости от температуры используется формула Сазерленда

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{T_0 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5} , \quad (1.1.3)$$

где μ_0 – коэффициент вязкости при 273 К и 0,1013 МПа; С – константа Сазерленда.

Закон Ньютона можно сформулировать в молекулярно-кинетической теории газов как закон переноса импульса молекул.

Процессы переноса тепла, вещества и импульса (количества движения) имеют место вследствие неоднородности параметров газа. Процессы переноса тепла и вещества происходят как в неподвижной, так и в движущейся среде. Перенос импульса, являясь следствием вязкости, имеет место только в движущихся газах.

При движении вязких газов получается разная структура потока.

Режим течения связывают со значениями чисел Рейнольдса: при малых числах Рейнольдса течение ламинарное, при больших – турбулентное.

Число Рейнольдса – безразмерная величина, показывающая соотношение сил инерции и вязкости.

Число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu}, \quad (1.1.4)$$

где c – скорость; d – характерный размер; ν – кинематический коэффициент вязкости.

Большое количество визуализаций различных течений представлено в альбоме Ван Дайка «An album of fluid motion».

Ниже приведены в качестве примера несколько фотографий из этого альбома.

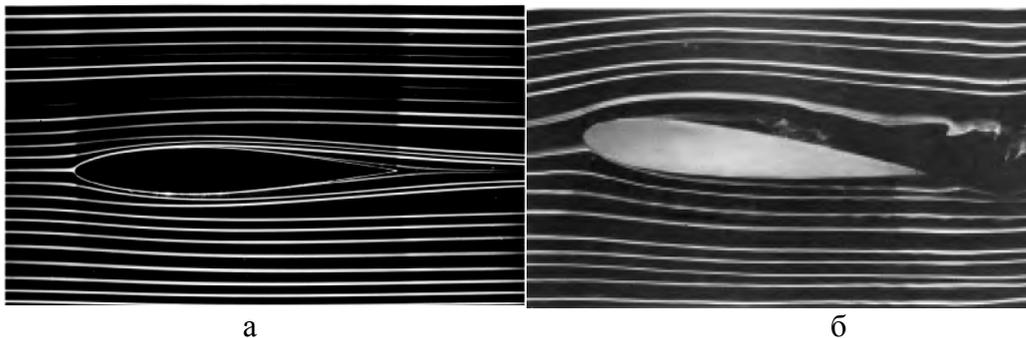


Рисунок 1.1.1 – Обтекание симметричного профиля плоским потоком:
а – безударное; б – под углом атаки

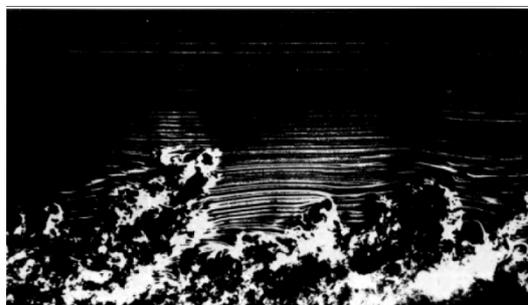


Рисунок 1.1.2 – Турбулентный пограничный слой на пластинке

Сжимаемость – способность газа и жидкости под действием внешних сил изменять свой объем.

Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости

$$\beta = -\frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right). \quad (1.1.5)$$

Величина, обратная коэффициенту сжимаемости, называется **объёмным модулем упругости**, который обозначается буквой E_0 .

(Внимание!!! Термин «коэффициент сжимаемости» в термодинамике используется для параметра z , который входит в уравнение состояния $pV = zRT$. Для избегания путаницы авторы рекомендуют использовать при расчетах объёмный модуль упругости, а соответствующий формуле 1.1.5 термин «коэффициент сжимаемости» не применять).

Сжимаемость жидкостей и газов иногда характеризуется изотермическим коэффициентом сжимаемости

$$\beta_T = -\frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T. \quad (1.1.6)$$

Тепловое расширение жидкостей и газов характеризуется изобарным коэффициентом расширения

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p. \quad (1.1.7)$$

Часто сжимаемость среды определяется изменением ее плотности $\Delta\rho$ по отношению к изменению давления Δp . В физике пользуются обратной величиной $\Delta p / \Delta\rho = a^2$. Здесь a – скорость звука в данной среде.

Для малосжимаемых жидкостей изменение плотности мало даже при больших изменениях давления, для газов изменение плотности большое. **Скорость звука** является характеристикой сжимаемости для жидкостей и газов в состоянии покоя.

Число Маха. Для потоков газа и жидкости для оценки сжимаемости используется отношение скорости потока к скорости звука при тех же параметрах газа. Это отношение называют *числом Маха*:

$$M = \frac{c}{a}. \quad (1.1.8)$$

Скорость звука можно определить по формуле

$$a = \sqrt{k \cdot \frac{p}{\rho}}. \quad (1.1.9)$$

Для идеального газа формула (1.1.9) может быть записана в виде $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$. Здесь k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T – температура газа.

Для дозвуковых течений $M < 1$, для сверхзвуковых $M > 1$. $M = 1$ показывает, что скорость потока равна местной скорости звука.

При $M < 0,3$ принято считать, что сжимаемостью газа можно пренебрегать, т. е. принимать $\rho = const$.

Поверхностное натяжение. Если жидкая и газообразная фазы одного и того же вещества (или другой газ) соприкасаются, возникают силы, которые стремятся уменьшить площадь поверхности раздела, – силы поверхностного натяжения. Поверхность раздела ведёт себя как упругая мембрана, которая стремится стянуться.

Поверхностное натяжение имеет двойной физический смысл – энергетический (термодинамический) и силовой (механический). Энергетическое (термодинамическое) определение: поверхностное натяжение – это удельная работа увеличения поверхности при её растяжении при условии постоянства температуры. Силовое (механическое) определение: поверхностное натяжение – это сила, действующая на единицу длины линии, которая ограничивает поверхность жидкости.

Коэффициент поверхностного натяжения измеряется в Н/м или в Дж/м².

С поверхностным натяжением связаны капиллярные явления.

Смачивание и несмачивание – капиллярные явления, характерные для жидкостей. Если молекулы жидкости притягиваются друг к другу слабее, чем к молекулам твердого вещества, то жидкость называют смачивающей это вещество. Например, вода смачивает чистое стекло и не смачивает парафин. Если молекулы жидкости притягиваются друг к другу сильнее, чем к молекулам твердого вещества, то жидкость называют несмачивающей это вещество. Ртуть не смачивает стекло, однако она смачивает чистые медь и цинк.

На рис. 1.1.3 показано расположение капель на горизонтальной плоской пластинке для случая, когда жидкость не смачивает твердое вещество, и для случая, когда жидкость смачивает твердое вещество.

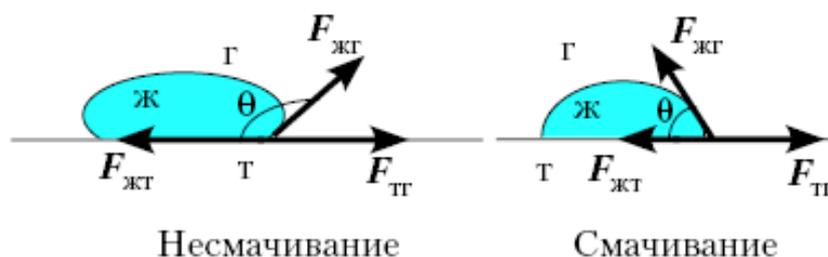


Рисунок 1.1.3 – К явлению смачиваемости

Угол θ называют краевым углом. Краевой угол образуется плоской поверхностью твердого тела и плоскостью, касательной к свободной поверхности жидкости, где граничат твердое тело, жидкость и газ; внутри краевого угла всегда находится жидкость. Для смачивающих жидкостей краевой угол – острый, а для не смачивающих – тупой.

Поскольку краевой угол θ сохраняется при вертикальном положении твердой поверхности, то смачивающая жидкость у краев сосуда, в который она налита, приподнимается, а несмачивающая жидкость опускается, образуя так называемый мениск.

Подъем жидкости в капилляре продолжается до тех пор, пока сила тяжести, действующая на столб жидкости в капилляре, не станет равной по модулю результирующей сил поверхностного натяжения, действующих вдоль границы соприкосновения жидкости с поверхностью капилляра (рис. 1.1.4).

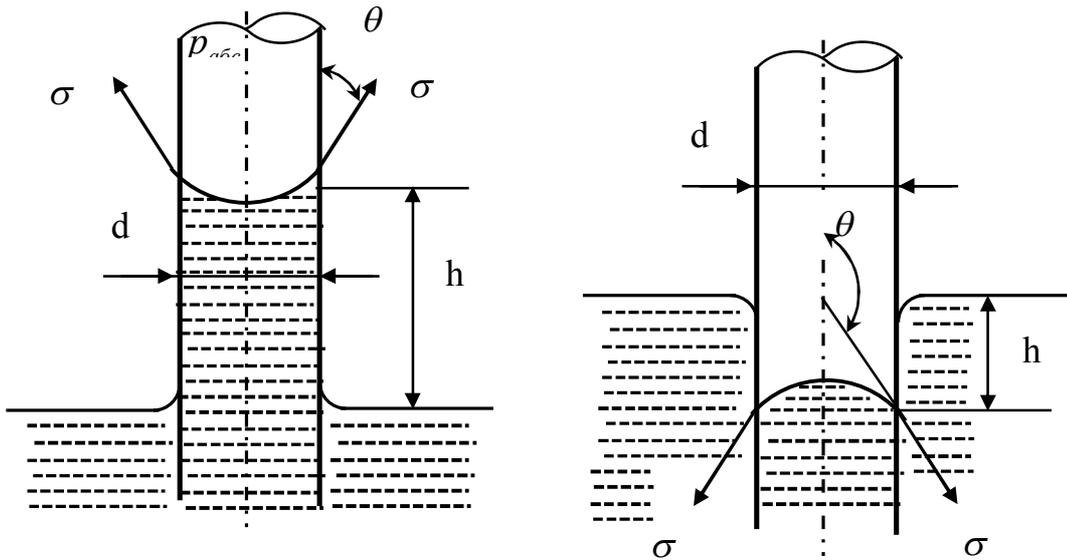


Рисунок 1.1.4 – Капиллярные явления

Высота подъема (или опускания) жидкости определяется по формуле

$$h = \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho \cdot g \cdot d} \quad (1.1.10)$$

Как видно из формулы, высота, на которую поднимется (опустится) вода в узком сосуде, обратно пропорциональна диаметру емкости и плотности жидкости.

1.2 Модель сплошной среды

Газы состоят из молекул, которые расположены на относительно больших расстояниях друг от друга. В то же время количество молекул в объемах, малых по сравнению с размерами сосудов, очень большое. Например, в одном кубическом миллиметре воздуха при нормальных условиях содержится $2,7 \cdot 10^{16}$ молекул. Еще большее количество молекул находится в одном кубическом миллиметре жидкости. Когда мы говорим «большой» или «малый», то всегда имеем в виду: по сравнению с чем большой или по сравнению с чем малый. В данном случае при рассмотрении возможности представления газа или жидкости, имеющего молекулярную структуру в виде сплошной среды, сравниваются размеры каналов с длиной свободного пробега молекул. Критерием того, можно ли считать газ сплошной средой, служит **число Кнудсена**

$$Kn = \frac{l_a}{l} \cdot \frac{p_a}{p}, \quad (1.2.1)$$

где l_a – длина свободного пробега молекул при давлении окружающей среды p_a ;

l – характерный размер проточной части; p – давление газа.

При $Kn \leq 0,01$ газ можно рассматривать как сплошную среду. В энергетических машинах это условие практически всегда выполняется.

Применение модели сплошной среды позволяет использовать математический аппарат дифференциального и интегрального исчисления. Уравнения термодинамики и газодинамики получены при использовании модели сплошной среды.

Модель сплошной среды позволяет рассматривать такие макроскопические параметры газа и жидкости, как давление, температура, плотность, непрерывно распределенными в объеме газа или жидкости.

1.2.1 Плотность

Плотность характеризует распределение массы в пространстве, занятом газом или жидкостью. Плотность находится как отношение массы Δm , заключенной в объеме ΔV , к самому объему ΔV :

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V}. \quad (1.2.2)$$

Размерность плотности $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величина, обратная плотности, называется **удельным объемом**

$$v = \frac{1}{\rho}. \quad (1.2.3)$$

Для потока жидкости или газа различают плотность *статическую* и *полную*.
Статическая плотность определяется по формуле

$$\rho = \frac{p}{z \cdot R \cdot T}, \quad (1.2.4)$$

где z – коэффициент сжимаемости; R – газовая постоянная.

Другое название полной плотности – плотность адиабатически заторможенного потока (для краткости *плотность торможения*), которая определяется по формуле

$$\rho^* = \frac{p^*}{R \cdot T^*}, \quad (1.2.5)$$

где p^* и T^* – давление и температура торможения.

При определении термодинамических свойств реального газа или смеси газов используют *приведенную* плотность, которая равна отношению плотности в определенном термодинамическом состоянии к *критической плотности*:

$$\rho_r = \frac{\rho}{\rho_{кр}}. \quad (1.2.6)$$

Критическую плотность определяют по формуле

$$\rho_{кр} = \frac{p_{кр}}{z_{кр} \cdot R \cdot T_{кр}}. \quad (1.2.7)$$

Критические параметры веществ $T_{кр}$, $p_{кр}$, $v_{кр}$ соответствуют критической точке на диаграмме состояний.

1.2.2 Давление

Давление – величина, которая равна отношению нормальной силы к площади поверхности, на которую действует сила:

$$p = \frac{F_n}{A}. \quad (1.2.8)$$

Формула (1.2.8) называется формулой закона Паскаля.

Закон Паскаля – жидкости и газы передают оказываемое на них давление по всем направлениям одинаково.

Гидростатическое давление – это давление, оказываемое покоящейся жидкостью на любой глубине. Оно не зависит от формы сосуда, в котором находится жидкость.

Основное уравнение гидростатики

$$\frac{p}{\rho} + z = h_z, \quad (1.2.9)$$

где p – гидростатическое давление; ρ – плотность жидкости; z – высота точки над плоскостью сравнения (геометрический напор); h_z – гидростатический (пьезометрический) напор.

Уравнение показывает, что **гидростатический напор** во всех точках покоящейся жидкости является постоянной величиной.

Атмосферное давление – это давление атмосферы на все находящиеся в ней предметы и земную поверхность. Атмосферное давление создаётся гравитационным притяжением воздуха к Земле. **Нормальным** атмосферным давлением называется давление равное 760 мм рт. ст., что эквивалентно 101,3 кПа, или 1013,25 мбар.

(С точки зрения молекулярно-кинетической теории (МКТ) давление – это результат многочисленных столкновений молекул со стенками сосуда. Основное уравнение МКТ: давление газа равно 2/3 средней кинетической энергии поступательного движения молекул, которые находятся в единице объема газа:

$$p = \frac{2}{3} n \langle \varepsilon_{\text{пост}} \rangle, \quad (1.2.10)$$

где n – количество молекул в единице объема; $\langle \varepsilon_{\text{пост}} \rangle$ – средняя кинетическая энергия поступательного движения одной молекулы).

Основной единицей давления в системе СИ служит паскаль [Па]; 1 Па = 1 Н/м². Производные от Па единицы давления – 1 кПа = 10³ Па, 1 МПа = 10⁶ Па, 1 бар = 10⁵ Па, 1 мбар = 10² Па.

Соотношения между различными единицами давлений приведены в табл. 1.2.1.

Атмосферное давление измеряется барометром. Барометр-анероид – тип барометра, действующий без помощи жидкости (рис. 1.2.1).

Барометрическое давление – это абсолютное давление земной атмосферы. Свое название этот тип давления получил от измерительного прибора барометра.

Абсолютное давление – это давление относительно абсолютного вакуума.

Избыточное давление – это давление относительно барометрического. Если абсолютное давление меньше барометрического, избыточное давление имеет знак минус.

Абсолютное и избыточное давления связаны соотношением

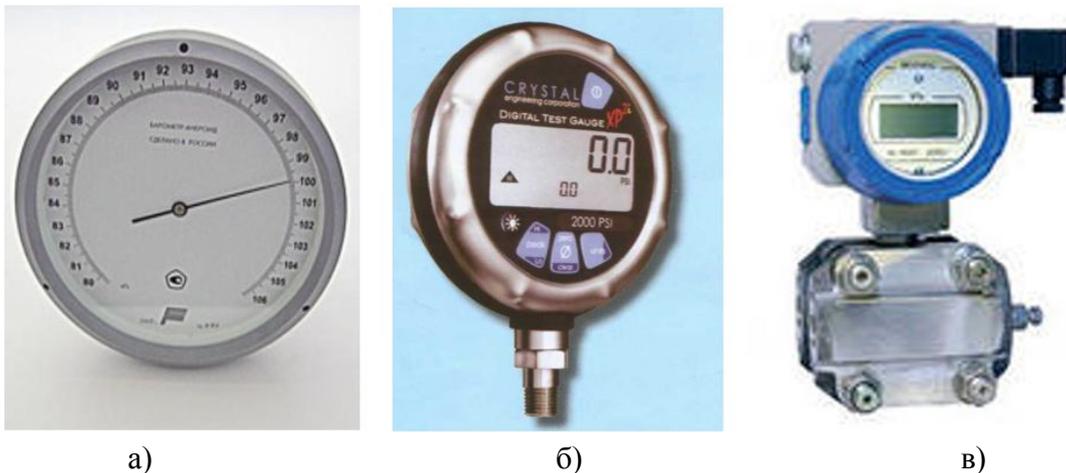
$$p = p_{\text{изб}} + B, \quad (1.2.11)$$

где p – абсолютное давление; $p_{изб}$ – избыточное давление; B – барометрическое давление.

Таблица 1.2.1 – Соотношения единиц давления

Величина	МПа	бар	мм. рт. ст.	атм.	кг/см ²	PSI
1 МПа	1	10	7500,7	9,8692	10,197	145,04
1 бар	0,1	1	750,07	0,9869	1,0197	14,504
1 мм. рт. ст.	133,3 Па	0,00133	1	0,001316	0,001359	0,01934
1 атм.	0,1013	1,0133	760	1	1,0333	14,7
1 кг/см ²	0,0981	0,9807	735,6	0,9678	1	14,223
1 PSI	6,895 кПа	0,06895	51,715	0,0680	0,07037	1

1 psi = 1 фунт/дюйм².



а) барометр-анероид; б) манометр цифровой; в) датчик давления

Стандартное давление – это давление, установленное тем или иным стандартом как базовое. Существуют несколько разных значений стандартных давлений.

Для потока жидкости или газа различают давления **статическое** и **полное**, которые связаны соотношением

$$p^* = p + \rho \frac{c^2}{2}, \quad (1.2.12)$$

где p^* – полное давление; p – статическое давление; c – скорость потока; ρ – плотность.

Другое название полного давления – давление адиабатически заторможенного потока или для краткости – давление **торможения**.

Статическое давление – давление газа в состоянии покоя. В потоке газа статическое давление равно $p = p^* - \rho \cdot c^2 / 2$.

В формуле (1.2.12) $\rho \cdot c^2 / 2$ – **динамическое давление**, которое равно кинетической энергии единицы объема.

(Внимание!!! В некоторых изданиях используется неверное название для величины $\rho \cdot c^2 / 2$ – *скоростной напор*. **Скоростной напор** – это величина $c^2 / 2$.)

При определении термодинамических свойств реального газа или смеси газов используют **приведенное** давление, которое равно отношению давления в определенном термодинамическом состоянии к **критическому** давлению:

$$p_r = \frac{p}{p_{кр}} . \quad (1.2.13)$$

Измерение полного и статического давлений в потоке газа выполняется с помощью специальных приборов, например **трубки Пито**, **трубки полного давления** (т. п. д.) или **трех- или пятиканального зондов** (рис. 1.2.2).

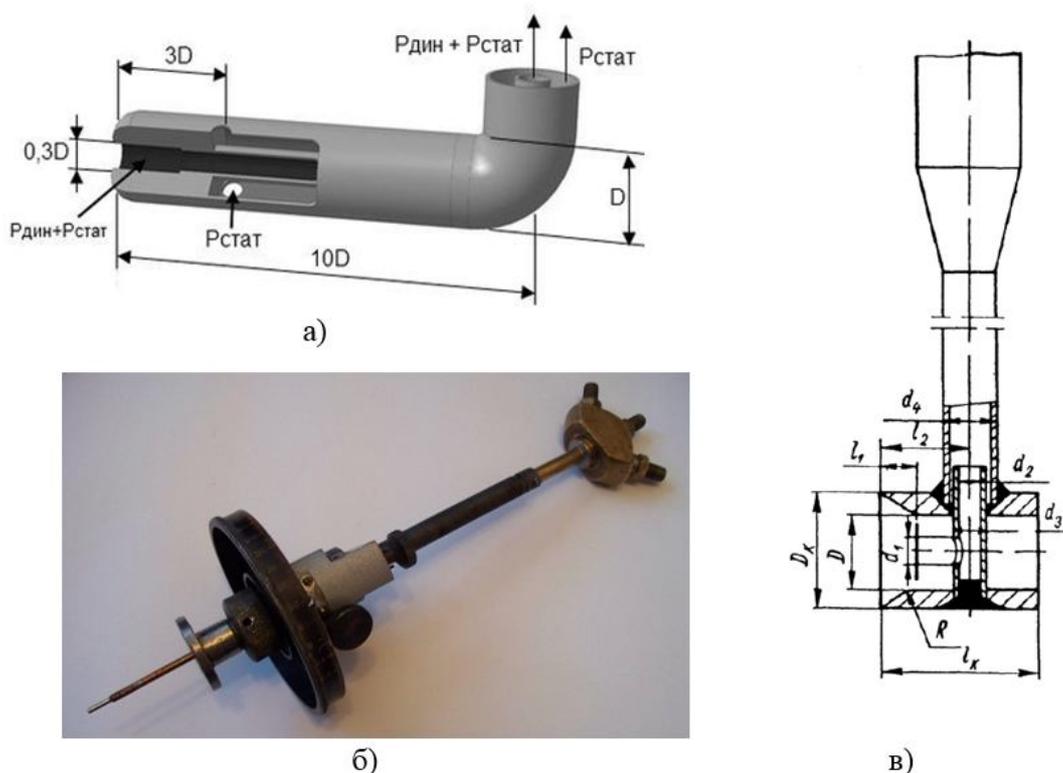


Рисунок 1.2.2 – Приборы для измерения полного давления

а) трубка Пито; б) зонд трехканальный с координатником; в) трубка полного давления

Вакуум – это состояние газа, когда его давление существенно меньше атмосферного. Величина вакуума может быть выражена в различных единицах измерения давления.

Есть специальная единица измерения вакуума – торр, 1 торр = 1 мм. рт. ст. Вакуум может также измеряться в процентах от атмосферного давления.

Весь диапазон значений вакуума в единицах давления от атмосферного до наименьшего, достигнутого в вакуумной технике, делится на области:

- низкого вакуума – от 760 до 1,0 мм рт. ст.;
- среднего вакуума – от 1,0 до 10^{-3} мм рт. ст.;
- высокого вакуума – от 10^{-3} до 10^{-7} мм рт. ст.;
- сверхвысокого вакуума – 10^{-8} мм рт. ст. и ниже.

Для измерения вакуума применяют вакуумметры. Если абсолютное давление меньше атмосферного, то избыточное давление окажется отрицательным, и в этом случае оно называется вакуумметрическим давлением. Схема давлений показана на рис. 1.2.3.

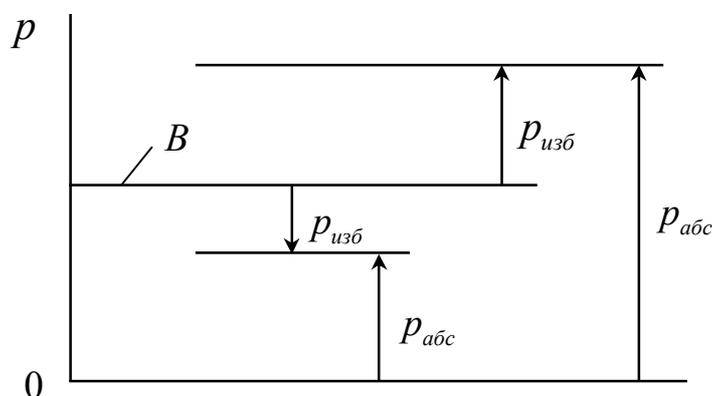


Рисунок 1.2.3 – Схема давлений

1.2.3 Температура

В термодинамике температура – мера нагретости тела.

(С точки зрения молекулярно-кинетической теории (МКТ) температура – это мера средней кинетической энергии поступательного движения молекул:

$$T = \frac{2}{3 \cdot k} \cdot \langle \varepsilon_{пост} \rangle . \quad (1.2.14)$$

В формуле (1.2.14) $\langle \varepsilon_{пост} \rangle$ – средняя кинетическая энергия поступательного движения одной молекулы; k – постоянная Больцмана, $k = 1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К.)

Приборы для измерения температуры. Приборы для измерения температуры классифицируются в зависимости от того, какой метод измерения положен в основу их конструкции (рис. 1.2.4):

- **термометры** применяются для измерения температуры контактным методом;
- **пирометры** применяются для измерения температуры бесконтактным методом.

Термометры для измерения температуры контактным методом:

- термометры **расширения**, использующие принцип теплового расширения жидкости (жидкостные) или твердого тела (дилатометрические и биметаллические);
- **манометрические** термометры, использующие зависимость между температурой и давлением газа или паров жидкости в замкнутой термосистеме;
- термопреобразователи (**термометры**) **сопротивления**, использующие изменение электрического сопротивления металлов от температуры;
- термоэлектрические термометры (**термопары**), использующие зависимость между термо-ЭДС, развиваемой термопарой (горячим спаем) из двух различных проводников, и разностью температур спаивания и свободных концов термопары.



Рисунок 1.2.4 – Приборы для измерения температуры:
а) жидкостный термометр расширения; б) термометры сопротивления;
в) манометрический термометр

Пирометры для измерения температуры бесконтактным методом (рис. 1.2.5) бывают:

- **яркостные**, измеряющие температуру по яркости накаливаемого тела, то есть оптические и фотоэлектрические пирометры (в них использовано свойство фотоэлемента образовывать под действием ярко накаливаемого тела фотоэлектрический ток, значение которого пропорционально интенсивности падающего на фотоэлемент светового потока);
- **радиационные**, служащие для измерения мощности полного излучения накаливаемых тел, то есть суммарного теплового и светового излучения, их называют пирометрами полного излучения.

Полная и **статическая** температуры для потока жидкости или газа связаны соотношением

$$T^* = T + \frac{c^2}{2 \cdot c_p}, \quad (1.2.15)$$

где T^* – полное давление; c – скорость потока, c_p – удельная теплоемкость.



Рисунок 1.2.5 – Пирометры

Другое название полной температуры – температура адиабатически заторможенного потока, или для краткости – температура *торможения*.

Статическая температура – температура газа в состоянии покоя. В потоке газа статическая температура равна $T = T^* - c^2/2 \cdot c_p$.

При определении термодинамических свойств реального газа или смеси газов используют *приведенную* температуру, которая равна отношению температуры в определенном термодинамическом состоянии к *критической температуре*:

$$T_r = \frac{T}{T_{кр}} \quad (1.2.16)$$

Стандартная температура – это температура, установленная тем или иным стандартом как базовая. Существуют несколько значений стандартных температур.

Нормальная температура – температура для нормальных условий ($t = 0^\circ \text{C}$).

Единицы измерения температуры. В международной системе единиц (СИ) единицами измерения температуры являются градус Кельвина (К) и градус Цельсия ($^\circ\text{C}$). В США и в некоторых других англоязычных странах температура измеряется в градусах Фаренгейта ($^\circ\text{F}$), а для термодинамических расчетов используют шкалу Ранкина ($^\circ\text{Ra}$).

Начало шкалы Кельвина является абсолютным нулем и равно – 273,15.

В системе Цельсия 0°C соответствует температуре замерзания воды, а 100°C – точке кипения воды. Шкалы Цельсия и Кельвина связаны соотношением $\text{K} = ^\circ\text{C} + 273,15$.

На шкале Фаренгейта точка таяния льда равна $+32^\circ\text{F}$, а точка кипения воды $+212^\circ\text{F}$.

Формула для перевода градусов Цельсия в Фаренгейты имеет следующий вид:
 $^\circ\text{C} = (^\circ\text{F} - 32) \cdot 5/9$.

Шкала Ранкина начинается при температуре абсолютного нуля, точка замерзания воды соответствует $491,67^\circ\text{Ra}$, а точка кипения воды – $671,67^\circ\text{Ra}$. Шкалы Ранкина и Фаренгейта связаны соотношением $^\circ\text{Ra} = ^\circ\text{F} + 460$.

Формула для перевода градусов Кельвина в градусы Ранкина имеет следующий вид:
 $\text{Ra} = \text{K} \cdot 9/5$.

1.3 Задачи

1.3.1 Примеры решения задач

Пример 1.1

По трубе длиной $h_1 = 1\text{ м}$ $L = 6\text{ м}$ и диаметром $d = 50\text{ мм}$ движется масло. Расход масла $Q = 3\text{ л/с}$, разность давлений $\Delta p = 5\text{ кПа}$. Определите вязкость масла, протекающего по трубе.

Решение

Используем уравнение Хагена – Пуазейля

$$\Delta p = 32 \cdot \mu \cdot c \cdot L / d^2 .$$

Средняя скорость движения масла в трубе

$$c = Q / (\pi \cdot d^2 / 4) = 3 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 0,05^2 / 4) = 1,53\text{ м/с} .$$

Коэффициент вязкости

$$\mu = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \cdot c \cdot L} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 0,05^2}{32 \cdot 1,53 \cdot 6} = 0,0426\text{ Па} \cdot \text{с} .$$

Пример 1.2

Стальной шар диаметром $d = 1\text{ мм}$ падает в вертикальной трубе, заполненной маслом, и достигает скорости падения $c = 10\text{ мм/с}$. Плотность стали $\rho = 8000\text{ кг/м}^3$, плотность масла $\rho = 800\text{ кг/м}^3$. Определите вязкость масла.

Решение

Используем уравнение Стокса

$$\mu = d^2 \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_2) / 18 \cdot c .$$

$$\mu = 0,001^2 \cdot 9,81 \cdot (8000 - 800) / (18 \cdot 10 \cdot 10^{-3}) = 0,392\text{ Па} \cdot \text{с}$$

Пример 1.3

Тонкая пластина перемещается в жидкости между двумя параллельными плоскостями. Определите, на каком расстоянии от поверхностей сила сопротивления движению пластины будет наименьшей, и ее величину, если вязкость жидкости $\mu = 0,02\text{ Па} \cdot \text{с}$, скорость перемещения пластины $c = 4\text{ м/с}$, расстояние между плоскостями $h = 20\text{ мм}$.

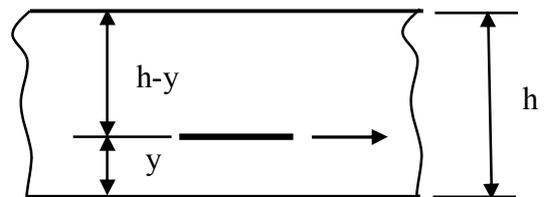


Рисунок 1.3.1 – Схема к примеру 1.3

Решение

В данной задаче мы имеем дело с течением Куэтта.

Напряжение трения для нижней поверхности $\tau_{ниж} = \mu \cdot c/h$, для верхней поверхности $\tau_{верх} = \mu \cdot c/(h-y)$. Суммарная сила сопротивления для единицы поверхности пластины

$$\tau = \mu \cdot c/y + \mu \cdot c/(h-y).$$

Расстояние от поверхностей, на котором сила сопротивления движению пластины минимальная, находится из условия $d\tau/dy = 0$. Дифференцируем и получаем

$$\mu \cdot c \cdot \left[(-1/y^2) + 1/(h-y)^2 \right] = 0.$$

Решая это уравнение, находим, что $y = h/2$.

Минимальное напряжение

$$\tau_{\min} = 0,02 \cdot 4/0,01 + 0,02 \cdot 4/0,01 = 16 \text{ Па.}$$

Пример 1.4

Определите мощность, необходимую для вращения вала диаметром $d = 300$ мм, с частотой вращения $n = 450$ об/мин (рис. 1.3.2). Вал расположен в двух подшипниках шириной $L = 300$ мм, толщина масляной пленки $h = 1$ мм, вязкость масла $\mu = 0,04$ Па·с.

Решение

Касательное напряжение на поверхности вала

$$\tau = \mu \cdot dc/dy = \mu \cdot c/h.$$

Скорость на поверхности вала находим по формуле

$$c = \pi \cdot d \cdot n/60 = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 450/60 = 7,065 \text{ м/с.}$$

$$\tau = 0,04 \cdot 7,065/0,001 = 282,6 \text{ Па.}$$

Площадь поверхности трения для двух подшипников

$$A = 2\pi \cdot d \cdot L.$$

$$A = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,3 = 0,565 \text{ м}^2.$$

Сила трения на поверхности вала

$$F = \tau \cdot A = 282,6 \cdot 0,565 = 160 \text{ Н.}$$

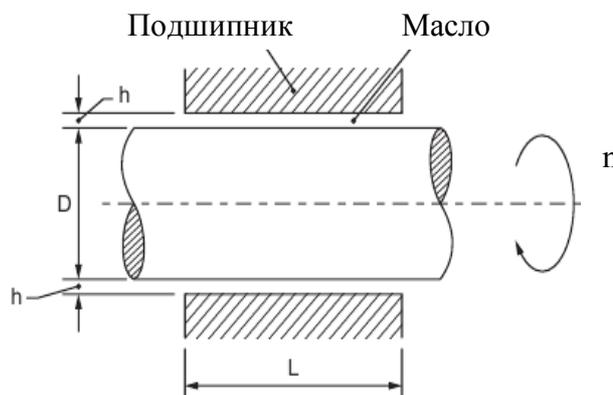


Рисунок 1.3.2 – Схема к примеру 1.4

Крутящий момент

$$M = F \cdot d/2 = 160 \cdot 0,3/2 = 24 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность

$$P = 2\pi \cdot n \cdot M/60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 450 \cdot 24/60 = 1130,4 \text{ Вт}.$$

Пример 1.5

Два горизонтальных цилиндрических трубопровода А и В содержат соответственно минеральное масло плотностью $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ и воду плотностью $\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$. Высоты жидкостей (рис. 1.3.3) имеют следующие значения: $h_m = 0,4 \text{ м}$; $h_{pm} = 0,2 \text{ м}$; $h_e = 0,9 \text{ м}$. Гидростатическое давление на оси в трубопроводе А равно $p_m = 0,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Определите давление на оси трубопровода В.

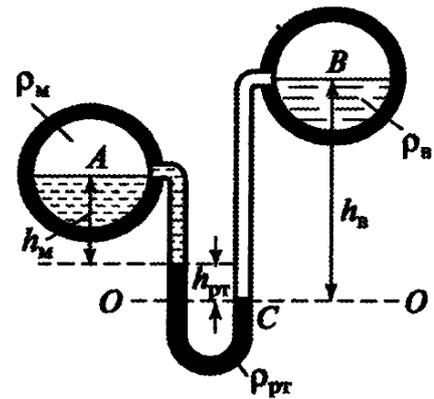


Рис. 1.3.3 – Схема к примеру 1.5.

Решение

Составляем уравнение равновесия для сечения 0 – 0:

$$p_m + \rho_m \cdot g \cdot h_m + \rho_{pm} \cdot g \cdot h_{pm} = \rho_e \cdot g \cdot h_e + p_e.$$

Давление на оси трубопровода В

$$p_e = p_m + \rho_m \cdot g \cdot h_m + \rho_{pm} \cdot g \cdot h_{pm} - \rho_e \cdot g \cdot h_e = 0,6 \cdot 10^5 + 900 \cdot 9,81 \cdot 0,2 + 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,4 - 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 1,063 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Пример 1.6

К цилиндру присоединен вакуумметр (рис. 1.3.4). Показания вакуумметра $h = 0,42 \text{ м}$. Определите величину разрежения в цилиндре.

Решение

Разрежение под поршнем определяем по формуле

$$p_{раз} = p_{атм} - p_{абс}.$$

Абсолютное давление

$$p_{абс} = p_{атм} - \rho \cdot g \cdot h.$$

Тогда $p_{раз} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,42 = 4,12 \cdot 10^3 \text{ Па}$.

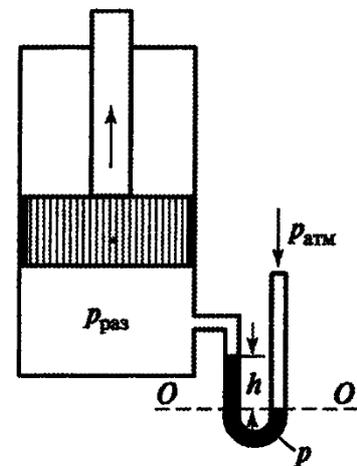


Рис. 1.3.4 – Схема к примеру 1.6

Пример 1.7

Трубка Пито установлена на крыле самолета, который движется со скоростью $c = 1000$ км/час на высоте 3000 м. На этой высоте атмосферное давление равно 0,7 бар, а скорость звука равна $a = 329$ м/с. Определите давление торможения, измеренное трубкой Пито.

Решение

Давление торможения

$$p^* = p + \rho \cdot c^2 / 2.$$

Плотность воздуха можно определить по формуле

$$\rho = p / (R \cdot T).$$

Температуру воздуха найдем из формулы для скорости звука $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$:

$$T = a^2 / (k \cdot R) = 329^2 / (1,4 \cdot 287) = 269,4 \text{ К.}$$

Плотность

$$\rho = 0,7 \cdot 10^5 / (287 \cdot 269,4) = 0,91 \text{ кг/м}^3.$$

Давление торможения

$$p^* = 0,7 \cdot 10^5 + 0,91 \cdot \frac{(1000 \cdot 10^3 / 3600)^2}{2} = 1,05 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Пример 1.8

Определите снижение уровня ртути в стеклянной трубке с внутренним диаметром $d = 1$ мм. Коэффициент поверхностного натяжения $\sigma = 0,4$ Н/м, краевой угол $\theta = 120^\circ$.

Решение

Снижение уровня ртути в стеклянной трубке определяем по формуле

$$h = \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho \cdot g \cdot d} = \frac{4 \cdot 0,4 \cdot \cos 120^\circ}{13600 \cdot 9,81 \cdot 0,001} = -0,006 \text{ м} = -6 \text{ мм.}$$

Пример 1.9

Плотность воды на поверхности моря равна 1040 кг/м³ при атмосферном давлении 1 бар. На некоторой глубине плотность воды равна 1055 кг/м³. Определите давление на этой глубине. Объемный модуль упругости равен $2290 \cdot 10^6$ Па.

Решение

Объемный модуль упругости $E_0 = -\frac{dp}{dv/v} = -\frac{(p_2 - p_1)}{(v_2 - v_1)/v_1}$. Удельный объем $v = 1/\rho$.

Тогда $p_2 = p_1 - E_0 \cdot (\rho_1 - \rho_2) / \rho_2 = 1 \cdot 10^5 - 2290 \cdot 10^6 \cdot (1040 - 1055) / 1055 = 32,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$

1.3.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1.1. Определите объёмный модуль упругости жидкости, у которой при увеличении давления на 50 МПа объём уменьшился на 4 %.

[$1,25 \cdot 10^9$ Па]

Задача 1.2. При увеличении давления объём жидкости увеличился на 2,7 %. Объёмный модуль упругости жидкости равен $37 \cdot 10^9$ Па. Определите, на сколько увеличилось давление?

[1000 бар]

Задача 1.3. Давление воды в цилиндре мощного прессы изотермически снизилось от 900 бар до 1 бара. Среднее значение объёмного модуля упругости $24,3 \cdot 10^8$ Па. На сколько % изменится удельный объём?

[4,1 %]

Задача 1.4. Вдоль плоской поверхности движется жидкость, вязкость жидкости $\mu = 0,001$ Па·с. Определите касательные напряжения на поверхности и на расстоянии 10 мм над поверхностью, если распределение скоростей в перпендикулярном направлении y характеризуется уравнением $c = 2y - 2y^2 + y^4$.

[$2 \cdot 10^{-3}$ Па ; 1,94 Па]

Задача 1.5. Вал диаметром $d = 150$ мм вращается в подшипниках шириной $L = 200$ мм. Толщина масляной пленки $h = 0,5$ мм, вязкость масла $\mu = 0,04$ Па·с. Определите частоту вращения вала, если потребляемая мощность $P = 18$ Вт.

[140 об/мин]

Задача 1.6. Вал диаметром $d = 145$ мм вращается в подшипниках шириной $L = 200$ мм. Толщина масляной пленки $h = 0,5$ мм, вязкость масла $\mu = 0,019$ Па·с. Определите частоту вращения вала, если потребляемая мощность $P = 15$ Вт.

[194 об/мин]

Задача 1.7. Вал гидравлического подъемника диаметром $d = 450$ мм движется в цилиндрической трубе с внутренним диаметром $d = 451$ мм и длиной $L = 3$ м. Зазор между валом и трубой заполнен маслом с кинематической вязкостью $\nu = 2,4 \cdot 10^{-4}$ м²/с и плотностью $\rho = 900$ кг/м³. Определите скорость движения вала, если сила сопротивления $F = 300$ Н.

[0,16 м/с]

Задача 1.8. Круглый диск диаметром $d = 0,3$ м вращается над неподвижной плитой. Зазор между диском и плитой $\delta = 1$ мм заполнен жидкостью. Определите вязкость жидкости, если момент, нужный для вращения диска с частотой 300 об/мин, равен $M = 0,1$ Н·м.

[$4 \cdot 10^{-3}$ Па·с]

Задача 1.9. Определите снижение уровня ртути в стеклянной трубке с внутренним диаметром $d = 2$ мм. Коэффициент поверхностного натяжения $\sigma = 0,5$ Н/м, краевой угол $\theta = 130^\circ$.

[- 4,8 мм]

Задача 1.10. Определите разность давлений внутри и снаружи мыльного пузыря диаметром $d = 3$ мм и поверхностным натяжением $\sigma = 0,0135$ Н/м.

[18 Па]

Задача 1.11. Три несмешивающиеся жидкости находятся в сосуде. Плотности жидкостей: $\rho_1 = 1000$ кг/м³; $\rho_2 = 850$ кг/м³; $\rho_3 = 760$ кг/м³. Определите избыточное давление на дно сосуда, если: $h_1 = 1$ м; $h_2 = 3$ м; $h_3 = 6$ м.

[$3,54 \cdot 10^4$ Па]

Задача 1.12. Плотность воды на поверхности океана равна 1015 кг/м³ при атмосферном давлении $1,01$ бар. На некоторой глубине давление равно 880 бар. Определите плотность воды на этой глубине. Объемный модуль упругости равен $2330 \cdot 10^6$ Па.

[$1054,8$ кг/м³]

Список литературы к разделу 1

1. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
3. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1976. – 504 с.
4. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л.: Химия, 1982. – 582 с.
5. Седов Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1983. – Т.1 – 528 с.
6. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общей редакцией В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
7. «An album of fluid motion» assembled by Milton van Dyke, Department of mechanical engineering Stanford University.
8. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Dixon S. L., Hall S. A. Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите физические свойства газов и жидкостей.
2. Дайте определение и объясните понятие *текучесть*.
3. Дайте определение и объясните понятие *сжимаемость*.
4. Дайте определение и объясните понятие *вязкость*.
5. Дайте определение и объясните понятие *поверхностное натяжение*.
6. Сформулируйте закон Ньютона для касательных напряжений.
7. Как связаны между собой кинематический и динамический коэффициенты вязкости?
8. Укажите размерность динамического коэффициента вязкости.
9. Укажите размерность кинематического коэффициента вязкости.
10. Объясните понятие *смачивание*.
11. Укажите размерность коэффициента поверхностного натяжения.
12. Напишите формулу для определения высоты подъема жидкости в капилляре.
13. Напишите формулу для определения числа Рейнольдса.
14. Объясните физический смысл числа Рейнольдса.
15. Чем отличается структура потока при ламинарном и турбулентном режимах течения?
16. Напишите формулу для определения числа Маха.
17. Объясните физический смысл числа Маха.
18. Напишите формулу для определения скорости звука.
19. Сформулируйте основные положения модели сплошной среды.
20. Что характеризует число Кнудсена?
21. Объясните понятие *плотность торможения*.
22. Как определяют плотность торможения?
23. Какая плотность называется критической?
24. Как определяют приведенную плотность?
25. Дайте определение и объясните понятие *давление*.
26. Сформулируйте закон Паскаля.
27. Дайте определение и объясните понятие *гидростатическое давление*.
28. Напишите основное уравнение гидростатики.
29. Какое давление называется критическим?
30. Как определяют приведенное давление?
31. Какое давление называется стандартным?
32. Укажите значение *нормального давления*.
33. Объясните понятие *давление торможения*.
34. Какие единицы измерения давления являются единицами международной системы единиц (СИ)?
35. Каким соотношением связаны полное и статическое давления для потока жидкости или газа?
36. Укажите соотношения между различными единицами давления.
37. Дайте определения давлений: *абсолютного, избыточного, барометрического, атмосферного, динамического*.

38. Дайте определение и объясните понятие *вакуум*.
39. Перечислите приборы для измерения давления.
40. Укажите единицы измерения вакуума.
41. Какие приборы используют для измерения температуры?
42. Какие приборы называются пирометрами?
43. В чем различие между яркостными и радиационными пирометрами?
44. Каким соотношением связаны полная и статическая температуры для потока жидкости или газа?
45. Объясните понятие *температура торможения*.
46. Какая температура называется критической?
47. Как определяют приведенную температуру?
48. Какая температура называется стандартной?
49. Укажите значение *нормальной* температуры.
50. Какие единицы измерения температуры являются единицами международной системы единиц (СИ)?
51. Каким соотношением связаны единицы измерения температуры градус Кельвина (К) и градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$)?
52. Напишите формулу для перевода градусов Цельсия в градусы Фаренгейта.
53. Напишите формулу для перевода градусов Фаренгейта в градусы Цельсия.
54. Каким соотношением связаны единицы измерения температуры Ранкина и Фаренгейта?
55. Напишите формулу для перевода градусов Кельвина в градусы Ранкина.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

По своей сути турбомашин являются для *вещества – рабочего тела* (жидкости и газа) преобразователями одного вида энергии в другой, вследствие чего изменяются его параметры.

Энергия является общей мерой различных форм движения материи. Для количественной оценки качественно разных форм движения и соответствующих им взаимодействий введены понятия различных видов энергии: механическая, внутренняя, гравитационная, электромагнитная, ядерная и т. д. *Энергия является мерой способности физической системы совершать работу или производить теплоту.*

Так уж сложилось, что при создании турбомашин необходимо:

- привлекать понятия о преобразованиях различных видов энергии и состояния рабочего тела в процессе работы машины, т. е. *термодинамику*;
- рассматривать процессы течения и обтекания, т. е. *механику жидкости и газа, теории решеток и пограничного слоя*;
- оценивать особенности и влияние *тепло- и массообмена*;
- использовать *теорию подобия*.

Другой особенностью рабочих процессов в турбомашин является то, что мы имеем дело со *сплошной средой*, которая представляет собой *непрерывное* распределение вещества, характеристик его состояния и движения в пространстве. А это относится к *механике сплошных сред*.

Течение газа или жидкости в турбомашин в большинстве случаев турбулентное, поэтому рассматриваются основные понятия турбулентности.

В основе изучения особенностей работы турбомашин лежат термодинамические методы, которые базируются на законах превращения энергии и особенностях процессов этих превращений, не касаясь микроструктуры вещества и характера движения составляющих вещество микрочастиц.

Рабочий процесс турбомашин – передача и преобразование энергии, вследствие чего изменяются параметры рабочего вещества (газа или жидкости).

2.1 Термодинамика

Термодинамика является наукой, изучающей физические свойства макросистем, и ее определяют как *общее учение об энергии*. Она учит различать формы энергии, устанавливает взаимосвязи между ними по энергетическим балансам *первого закона* и выявляет условия и границы взаимопреобразований различных форм энергии в естественных явлениях и технических процессах на основе *второго закона*. Это делает аппарат термодинамики, основанный на законе сохранения энергии и принципе существования энтропии:

- независимым от новых открытий в области физики микрочастиц;
- не применимым к системам, для которых макрофизические понятия теряют смысл (например, газ при высоком вакууме).

Термодинамика базируется на законах, которые являются обобщением закономерностей, существующих в природе.

Термодинамика как общее учение об энергии является фундаментальной общинженерной дисциплиной, центральным звеном которого служит понятие энергии. Преобразования и передача энергии составляют основную задачу как энергетики, так и других областей техники.

Общие положения термодинамики позволяют устанавливать общие соотношения между макроскопическими свойствами чистых веществ и смесей в их различных агрегатных равновесных состояниях и о превращениях веществ в химических процессах.

Макрофизичность термодинамики приводит к определенной ограниченности, при которой заранее, не прибегая к данным опыта, нельзя определить никакие физические величины. Поэтому много положений термодинамики носят эмпирический характер.

Достоверность выводов термодинамики, всех ее уравнений и зависимостей **равна достоверности закона сохранения энергии**.

В термодинамике используется модель сплошной среды, и рассматриваются такие макроскопические параметры среды, как давление, температура, плотность.

Термодинамические свойства разделяют на два класса, свойства **интенсивные** и **экстенсивные**. Интенсивные свойства не зависят от количества массы, экстенсивные параметры изменяются прямо пропорционально изменению количества массы. Давление, температура, плотность, удельный объем – примеры интенсивных свойств. Масса, объем – примеры экстенсивных свойств.

2.1.1 Термодинамическая система

Термодинамические исследования начинаются с выделения ограниченной области пространства, подлежащей рассмотрению. Содержимое этой области и является **термодинамической системой**, а все, что находится вне границ системы, определяют как **внешнюю (окружающую) среду**. Часть внешней среды также может быть выделена как другая система. Система отделяется от внешней среды материальной и/или воображаемой ограничивающей поверхностью – **границей системы (контрольной поверхностью)**. Границы выбираются произвольно, но таким образом, чтобы обеспечить четкое и однозначное определение системы. Этим границам часто приписывают идеализированные свойства, особенно с точки зрения их проницаемости для вещества и энергии.

Термодинамическая система называется **физически однородной**, если ее состав и все физические свойства одинаковы в любых произвольно выбранных частях равных по объему. Если система состоит из одного химического вещества (например, вода со льдом), то она называется **химически однородной**. В противном случае система – **химически неоднородна** (например, воздух).

В термодинамике рассматриваются следующие типы систем – **изолированная, замкнутая, открытая**.

Изолированная система – это система, которая не взаимодействует с окружающей средой, т. е. границы системы не только непроницаемые для вещества, но и препятствуют

другим взаимодействиям (например, энергообмену). Каждая изолированная система по необходимости является закрытой, тогда как обратное утверждение неверно.

Замкнутая система – это когда нет массообмена с окружающей средой, но обмен энергией (в виде тепла или работы) с окружающей средой возможен.

Границы закрытой системы непроницаемы для вещества. Поэтому закрытая система содержит одно и то же количество вещества, однако ее объем может меняться, если границы системы подвижны (рис. 2.1.1). При перемещении границ системы в термодинамике принимается, что они непроницаемы для рабочего тела во время процесса, а его количество внутри является постоянным. **Понятие закрытой термодинамической системы используется для изучения рабочего процесса в объемных машинах.**

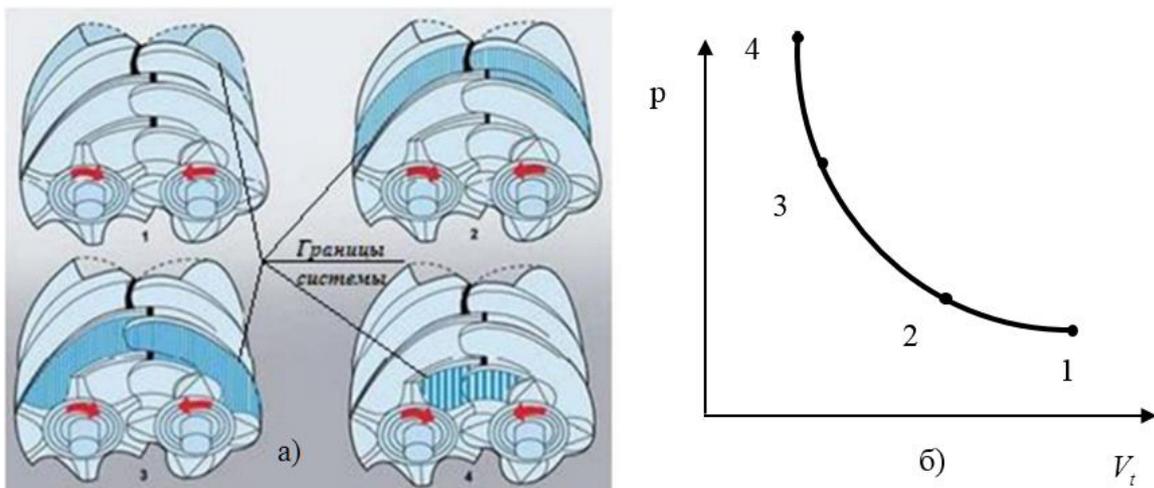


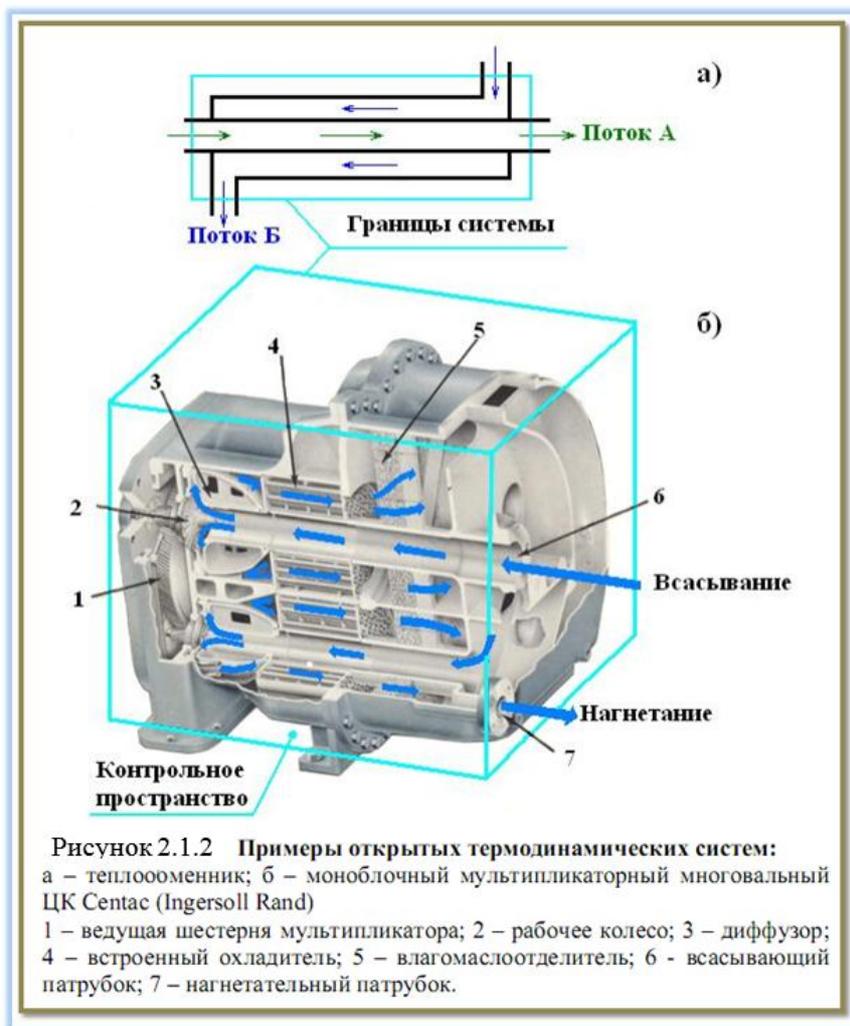
Рисунок 2.1.1 – Пример закрытых систем (*количество рабочего тела постоянно*):
 а) схема рабочего процесса в винтовом компрессоре; б) отображения процесса в винтовом компрессоре на p - V -диаграмме;
 1 – всасывание; 2, 3 – промежуточные точки процесса сжатия; 4 – нагнетание.

Если **границы системы проницаемы для вещества**, то термодинамическая система является **открытой**. Встречающиеся в технических приложениях термодинамики открытые системы (рис. 2.1.2) свободно пронизываются потоками вещества. По Прандтлю все, что расположено внутри границ открытой системы является **контрольным пространством**, а сами четко определенные границы – **балансовым контуром**.

Понятие открытой термодинамической системы лежит в основе теории рабочего процесса в динамических машинах, а значит и всех турбомашин.

Таким образом, **главным критерием классификации всех объемных и динамических машин являются** признаки термодинамической системы, **закрытой** или **открытой**.

В турбомашине рабочее тело находится обычно в непрерывном сплошном потоке и поэтому для изучения термодинамических процессов целесообразно рассматривать **контрольный объем**, через который проходят потоки вещества (энергоносителей) и осуществляется энергообмен с внешней средой.



Термодинамическое состояние и параметры состояния. Совокупность физических свойств, присущих данной системе (рабочему веществу), однозначно определяет ее термодинамическое состояние. Макроскопические величины, характеризующие физические свойства тела в данный момент, называются термодинамическими параметрами состояния.

Равновесным термодинамическим состоянием является состояние рабочего вещества, которое не изменяется во времени при отсутствии внешнего энергетического воздействия. Если состояние системы не изменяется во времени, но есть поток вещества или энергии через систему, состояние системы называется **стационарным (установившимся)**.

2.1.2 Законы термодинамики

Нулевое начало термодинамики – физический принцип, утверждающий, что вне зависимости от начального состояния изолированной системы, в конце концов, в ней установится **термодинамическое равновесие**, а также, что все части системы при достижении термодинамического равновесия будут иметь одинаковую температуру.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Термодинамика базируется на законах, которые являются обобщением закономерностей, существующих в природе.

Первый закон термодинамики устанавливает количественное соотношение в процессах взаимного преобразования теплоты и работы и является частным случаем всеобщего закона сохранения и превращения энергии.

Формулировка первого закона термодинамики: изменение внутренней энергии системы при ее переходе из одного состояния в другое равно сумме количества теплоты, подведенного к системе извне, и работы внешних сил, действующих на нее.

Второй закон термодинамики характеризует направление естественных (необратимых) процессов и налагает определенные ограничения на все процессы и связанные с ними преобразования энергии. Существует много формулировок второго закона термодинамики. Одна из них приведена ниже.

Формулировка второго закона термодинамики: любой самопроизвольный процесс является необратимым.

Энергия – физическая величина, являющаяся единой мерой различных форм движения и взаимодействия материи. Энергия является мерой способности физической системы совершать работу или производить теплоту.

Любая термодинамическая система (рабочее вещество) в каждом состоянии обладает запасом полной энергии E , которая состоит из внутренней энергии U , зависящей от внутреннего состояния тела, и внешней энергии $E_{внеш}$, связанной с движением тела как целого и положением его в каком-либо физическом поле сил (гравитационном, магнитном, электрическом и т. д.), т. е.

$$E = U + E_{внеш} . \quad (2.1.1)$$

Внутренняя энергия состоит из энергии теплового движения микрочастиц тела, определяемой термическими параметрами p , v и T , химической энергии, внутриядерной и др. В технической термодинамике изучаются физические процессы, в которых меняется только тепловая часть внутренней энергии, являющаяся функцией параметров состояния рабочего вещества $U = U(T, v)$.

Внешняя энергия $E_{внеш}$ включает **кинетическую** энергию тела $E_{кин}$ как целого и сумму **потенциальных** энергий физических полей $\sum \Pi_i$, например потенциальную энергию гравитационного поля mgh , где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – постоянная, т. е.

$$E_{внеш} = E_{кин} + \sum \Pi_i . \quad (2.1.2)$$

В качестве основной единицы любого вида энергии принят джоуль (1 Дж = 1 Н·м).

В английской системе единиц используют Btu (British thermal unit).

$1 \text{ Btu} = 778,3 \text{ ft} \cdot \text{lbf}$ ($1 \text{ Btu} \cong 1,055 \text{ кДж}$).

Мощность энергии – ватт ($1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$).

Для газов и жидкостей, находящихся в сплошном непрерывном потоке (например, в канале), определяющим параметром будет не внутренняя тепловая энергия U , а **энтальпия**

$$I = U + pV. \quad (2.1.3)$$

Величину pV называют **потенциальной энергией давления**, или энергией проталкивания.

Теплота и работа – две формы передачи энергии между системой и внешней средой в термодинамических процессах.

Теплота Q подразумевается как конечный результат теплообмена, т. е. количество энергии, передаваемой через границу системы в форме хаотического (теплого) движения микрочастиц. Теплота появляется лишь тогда, когда начнется процесс перехода внутренней энергии от одного тела к другому, т. е. только после появления разности температур.

Количество тепла вычисляют в равновесном процессе с использованием понятия теплоемкости C рабочего вещества:

$$Q_{12} = \int_1^2 C \cdot dT = C_m \cdot (t_2 - t_1), \quad (2.1.4)$$

где C_m – средняя теплоемкость в интервале температур $[t_1 - t_2]$, Дж/К.

Другой способ вычисления количества тепла связан с использованием понятия энтропии.

Понятие энтропии впервые было введено Клаузиусом в термодинамике в 1865 году для определения меры необратимого рассеивания энергии, меры отклонения реального процесса от идеального.

Энтропия является функцией состояния и остаётся постоянной при обратимых процессах, в необратимых её изменение больше чем $\delta Q / T$ и всегда больше 0.

Изменение энтропии в каком-либо процессе

$$S_2 - S_1 \geq \frac{Q_{12}}{\tilde{T}_{12}}, \quad (2.1.5)$$

где Q_{12} – теплота процесса; \tilde{T}_{12} – средняя температура рабочего вещества в рассматриваемом процессе 1–2.

Для обратимого процесса количество теплоты можно определить по формуле

$$Q_{12} = T(S_2 - S_1). \quad (2.1.6)$$

Энергия, теплота, работа, энтальпия, энтропия являются параметрами экстенсивными.

Для потоков жидкостей или газов удобнее использовать удельные значения перечисленных параметров, т. е. для 1 кг массы вещества.

Удельные параметры обозначаются строчными буквами – удельная внутренняя энергия u , удельная теплота q , удельная работа l , удельная энтальпия i , удельная энтропия s .

Термодинамическое тождество

$$Tds = du + pdv = di - vdp. \quad (2.1.7)$$

Теплоемкость вещества определяется по формуле

$$C = \frac{dQ}{dT}. \quad (2.1.8)$$

Удельной теплоёмкостью называется теплоёмкость, отнесённая к единичному количеству вещества. Количество вещества может быть измерено в килограммах, кубических метрах и молях. В зависимости от того, к какой количественной единице относится теплоёмкость, различают **массовую** c , **объёмную** c' и **молярную** теплоёмкость c_μ . Эти теплоемкости связаны соотношениями $c' = c \cdot \rho$, $c_\mu = c \cdot \mu$.

При термодинамических расчетах широко используют удельные массовые теплоемкости при постоянном давлении $c_p = (\partial i / \partial T)_p$, и при постоянном объеме $c_v = (\partial u / \partial T)_v$. Для идеального газа данные теплоемкости связаны с помощью **уравнения Майера** $R = c_p - c_v$.

Газовая постоянная может быть определена по формуле $R = R_\mu / \mu$, где $R_\mu = 8314$ Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная; μ – молярная масса газа, кг/кмоль.

Отношения теплоемкостей называют **показателем адиабаты** $k = c_p / c_v$.

2.1.3 Уравнения состояния

Термические параметры состояния однородного (гомогенного) тела в равновесном состоянии связаны между собой функциональной зависимостью

$$\varphi(p, v, T) = 0, \quad (2.1.9)$$

которая называется термическим уравнением состояния. Вид функции φ различен и зависит от природы и агрегатного состояния тела. Геометрически это уравнение можно представить

в виде пространственной поверхности состояния с выделением областей существования каждой из трех фаз (газа, жидкости и твердого тела) – рис 2.1.3. Обычно рассматриваются двухмерные проекции данной диаграммы.

Уравнение состояния газа (пара) имеет вид

$$pv = zRT, \quad (2.1.10)$$

где z – коэффициент сжимаемости, зависящий от параметров состояния.

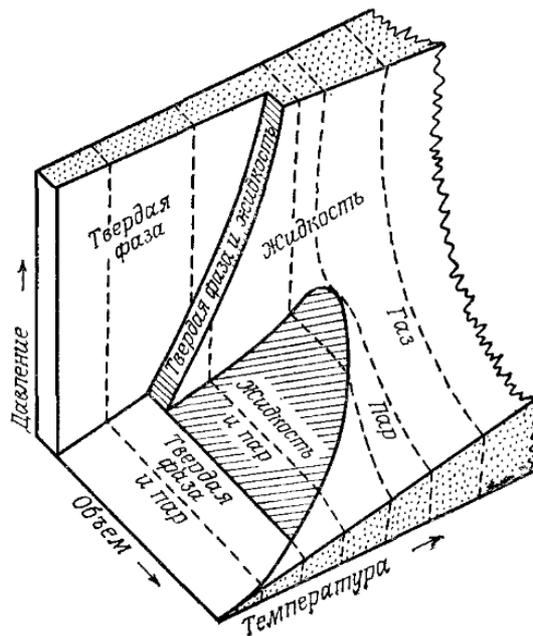


Рисунок 2.1.3 – 3D-диаграмма состояний:

2.1.3.1 Идеальный газ. При давлениях газа p , существенно меньших критического давления $p_{кр}$, и температурах T , больших, чем критическая температура $T_{кр}$, можно считать, что газ находится в идеальном газовом состоянии и использовать для расчетов **уравнение состояния Менделеева – Клапейрона**

$$p \cdot v = R \cdot T. \quad (2.1.11)$$

Для идеального газа справедливы законы Бойля, Шарля и Амонтона.

Закон Бойля – при постоянной температуре объем газа изменяется обратно пропорционально изменению давления:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}; \quad (2.1.12)$$

или

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = const . \quad (2.1.13)$$

Закон Шарля – при постоянном давлении объем газа изменяется прямо пропорционально изменению температуры:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} , \quad (2.1.14)$$

или

$$\frac{T_1}{v_1} = \frac{T_2}{v_2} = const . \quad (2.1.15)$$

Закон Амонтона – при постоянном объеме давление газа изменяется прямо пропорционально изменению температуры:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} , \quad (2.1.16)$$

или

$$\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_2}{p_2} = const . \quad (2.1.17)$$

Закон Авогадро – в равных объемах любых газов при одинаковых температуре и давлении содержится одинаковое количество молекул. **Число Авогадро** $N_A = 6,022 \cdot 10^{23}$ моль⁻¹.

Закон Авогадро можно сформулировать и так: один моль любого газа при одинаковых температуре и давлении занимает один и тот же объем. При нормальных условиях этот объем равен 22,4 литра. Эту величину называют **молярным объемом газа**.

Теплоемкость идеального газа c_p предполагается не зависящей от давления, т. е. является функцией температуры $c_p^{uo} = f(T)$ и может быть вычислена по формуле

$$c_p^{uo} = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 . \quad (2.1.18)$$

Единица измерения удельной массовой теплоемкости – Дж/кг К.

Формулы для расчета термических и калорических параметров идеального газа имеют простую форму (например, энтальпия идеального газа $i^{uo} = \int c_p^{uo} \cdot dT$ – является функцией только температуры), поэтому использование уравнения состояния идеального газа в тех случаях, когда обеспечивается приемлемая точность расчетов, является удобным.

2.1.3.2 Фазовые переходы. Фазовым переходом называется переход вещества из одной фазы в другую, сосуществующую с первой.

Фазовые переходы первого рода:

плавление – переход вещества из твердой фазы в жидкую;

парообразование – переход вещества из жидкой фазы в газообразную;

сублимация – переход вещества из твердой фазы в газообразную;

кристаллизация – переход вещества из жидкой фазы в твердую;

конденсация – переход вещества из газообразной фазы в жидкую;

десублимация – переход вещества из газообразной фазы в твердую.

Точки фазового перехода называются соответственно точками плавления, насыщения и сублимации. Кривые, образованные этими точками, называются кривыми плавления, насыщения и сублимации. На рис. 2.1.4 это кривые ОА, ОК и ОВ. Кривая насыщения заканчивается критической точкой К. Критические параметры различных веществ приведены в справочниках [1].

В точке О возможно сосуществование трех фаз. Данная точка называется тройной.

При снижении давления уменьшается температура, при которой происходит парообразование. В жидкостных турбомашинах при определенных условиях образуются пузырьки пара. Этот процесс называется **кавитацией**. Подробнее про кавитацию можно узнать в специальной литературе.

Существует множество локальных уравнений состояния, описывающих часть термодинамической поверхности. Многие из этих уравнений, а также способы их применения приведены в [1].

В инженерных расчетах применяется метод обобщенных зависимостей, который основан на использовании закона соответственных состояний.

Закон соответственных состояний гласит, что все вещества подчиняются одному уравнению состояния, если это уравнение выразить через приведенные переменные. Этот закон является приближенным и позволяет достаточно просто оценивать свойства плотного газа или жидкости с точностью порядка 10–15 %.

Приведенные параметры состояния определяются соотношениями $p_r = \frac{p}{p_{кр}}$, $T_r = \frac{T}{T_{кр}}$,

где $p_{кр}$ и $T_{кр}$ – критические давление и температура вещества, или псевдокритические параметры газовой смеси.

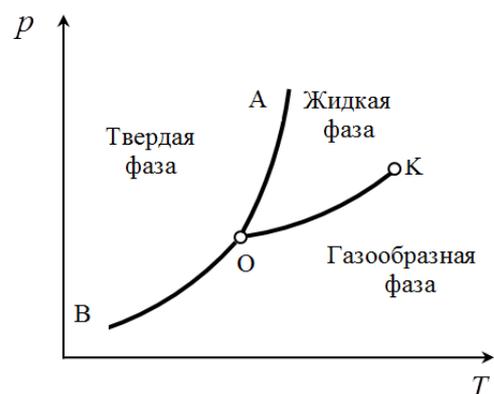


Рисунок 2.1.4 – Фазовая диаграмма

Термодинамические свойства газов или газовых смесей определяются с помощью обобщенных таблиц и графиков коэффициентов сжимаемости z , энтальпий i и теплоемкостей c_p в зависимости от приведенных температур и давлений.

Вириальное уравнение состояния Боголюбова – Майера, справедливое как для области пара, так и для области жидкости, широко используется при определении свойств воды и водяного пара.

Уравнения состояния в вириальной форме записываются либо относительно удельного объема (2.1.13), либо давления (2.1.14):

$$z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = 1 + \frac{B}{v} + \frac{C}{v^2} + \frac{D}{v^3} + \dots, \quad (2.1.13)$$

$$z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = 1 + B' \cdot p + C' \cdot p^2 + D' \cdot p^3 + \dots. \quad (2.1.14)$$

Для расчета газовых смесей часто используется **уравнение Бенедикта – Вебба – Рубина (БВР). Метод Ли – Кеслера**, основанный на использовании этого уравнения требует значительно меньшего объема информации о рассматриваемых веществах. Согласно данному методу термодинамические параметры определяются по формуле

$$A = A^o + \frac{\omega}{\omega^o} \cdot (A^s - A^o), \quad (2.1.15)$$

где A – рассматриваемый параметр; ω – коэффициент ацентричности.

Индексом o обозначаются величины для «основного» вещества, для которого $\omega = 0$, а индексом s – для «эталонного» вещества, в качестве которого выбран н-октан, $\omega^s = 0,3978$.

2.1.4 Энтропийные диаграммы

При расчете процессов в турбомашинах используют T, s - и i, s - **энтропийные диаграммы**. (i, s -диаграммы называют диаграммами **Молье**).

Для примера на рис. 2.1.5 приведена T, s -диаграмма. На диаграмме двухфазная область ограничена **линиями насыщения** – линией влажного насыщенного пара Ka и линией сухого насыщенного пара Ke . Область между этими кривыми – область влажного пара. На фазовых диаграммах состояния всегда указывают линии постоянной сухости $x = \text{const}$ в области влажного пара, которые сходятся в критической точке.

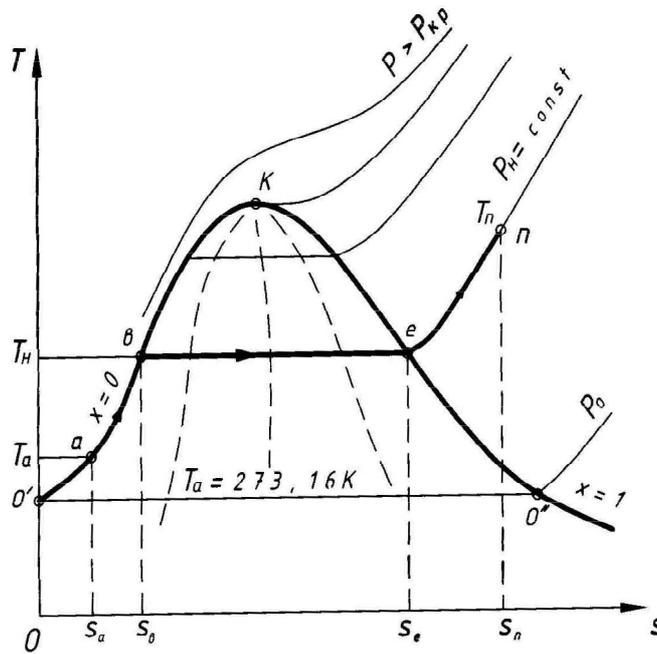


Рисунок 2.1.5 – T, s - диаграмма

Степенью сухости x влажного пара называется отношение массы сухого пара m'' к массе влажного пара $m = m' + m''$, т. е.

$$x = \frac{m''}{(m' + m'')} \quad (2.1.16)$$

Очевидно, что для жидкости на линии Ka степень сухости $x = 0$, а для сухого насыщенного пара на линии Ke ($m' = 0$) степень сухости $x = 1$.

Левее линии Ka – жидкость, правее линии Ke – сухой перегретый пар.

Параметры состояния в области влажного пара определяются по значению давления (или температуры) и степени сухости x (массовое паросодержание).

$$\text{Удельный объем } v = (1-x) \cdot v' + x \cdot v'' = v' + x \cdot (v'' - v');$$

$$\text{удельная энтальпия } i = (1-x) \cdot i' + x \cdot i'' = i' + x \cdot (i'' - i');$$

$$\text{удельная энтропия } s = (1-x) \cdot s' + x \cdot s'' = s' + x \cdot (s'' - s').$$

В области влажного пара изобара совпадает с изотермой.

Разность энтальпий сухого насыщенного пара и кипящей жидкости при одинаковых давлениях (или температурах) называется **теплотой парообразования** (конденсации):

$$r = i'' - i' = T \cdot (s'' - s'). \quad (2.1.17)$$

2.1.5 Смеси газов

Под газовой смесью понимается смесь отдельных газов, не вступающих между собой в химические реакции. Каждый газ (компонент) в смеси независимо от других газов полностью сохраняет все свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси.

Состав смеси задается либо массовыми $g_i = m_i/m_{см}$, либо объемными долями $r_i = V_i/V_{см}$.

Для смеси идеальных газов выполняется **закон Дальтона**

$$p_{см} = \sum p_i, \quad (2.1.18)$$

где p_i – парциальное давление i -го компонента смеси.

Парциальное давление – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы этот газ один занимал объем смеси при той же температуре.

Парциальным объемом i -го компонента смеси V_i называется объем, который имел бы этот компонент, если бы его давление равнялось давлению смеси. Для смеси идеальных газов выполняется **закон Амага**

$$V_{см} = \sum V_i. \quad (2.1.19)$$

Молярную массу смеси определяют с помощью формулы $m_{см} = 1/\sum(g_i/m_i)$, или $m_{см} = \sum m_i \cdot r_i$.

Газовую постоянную смеси определяют по формуле $R_{см} = R_\mu/m_{см}$, где R_μ – универсальная газовая постоянная.

Теплоемкость для смеси газов из k компонентов с мольной концентрацией i -го компонента x_i определяют по формуле

$$c_p^{уд} = \frac{\sum_{i=1}^k x_i \cdot \mu_i \cdot c_{pi}^{уд}}{\mu}. \quad (2.1.20)$$

Псевдокритические параметры газовой смеси обычно определяются по методу Кея, который является наиболее простым:

$$p_{кр} = \sum x_i \cdot p_{кри}, \quad T_{кр} = \sum x_i \cdot T_{кри}, \quad \rho_{кр} = \sum x_i \cdot \rho_{кри}. \quad (2.1.21)$$

Процесс смешения – процесс необратимый. Возрастание энтропии вследствие смешения определяется по формуле

$$\Delta s = \sum \left(g_i \cdot R_i \cdot \ln \frac{1}{r_i} \right). \quad (2.1.22)$$

2.1.6 Влажный воздух

Влажность – показатель содержания воды в физических телах или средах.

Влажным воздухом называют смесь сухого воздуха с водяным паром. Пар обычно находится под небольшим парциальным давлением в перегретом состоянии и поэтому влажный воздух можно рассматривать как смесь идеальных газов.

Согласно закону Дальтона давление влажного воздуха представляет собой сумму парциальных давлений сухого воздуха $p_{св}$ и водяного пара p_n , т. е. $p = p_{св} + p_n$.

Увеличение количества водяного пара при неизменной температуре t воздуха приводит к возрастанию его парциального давления до давления насыщения p_n и пар становится сухим насыщенным. Смесь сухого воздуха с сухим насыщенным паром называется насыщенным влажным воздухом. Процесс дальнейшего увеличения количества водяного пара при $t = \text{const}$ будет сопровождаться частичной конденсацией пара. Процесс насыщения может происходить и за счет охлаждения насыщенного влажного воздуха, когда его температура станет равной температуре насыщения, соответствующей парциальному давлению пара p_n . Температура, до которой необходимо охладить сжатый воздух при постоянном давлении, чтобы он стал насыщенным, называется температурой **точки росы** t_p .

Влажный воздух характеризуется **влажностью** d и **относительной влажностью** φ . Влажностью называется масса водяного пара, приходящаяся на 1 кг сухого воздуха, (кг п./кг с.в.).

$$d = m_n / m_{с.в.} = (R_{с.в.} / R_n) \cdot \frac{p_n}{p - p_n} = 0,622 \frac{p_n}{p - p_n}. \quad (2.1.23)$$

Относительной влажностью называют отношение парциального давления p_n воздуха к давлению насыщения p_n при его температуре t

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n}. \quad (2.1.24)$$

Определение параметров и расчет процессов влажного воздуха удобно проводить с помощью i, d -диаграммы (диаграммы Рамзина) (рис. 2.1.6).

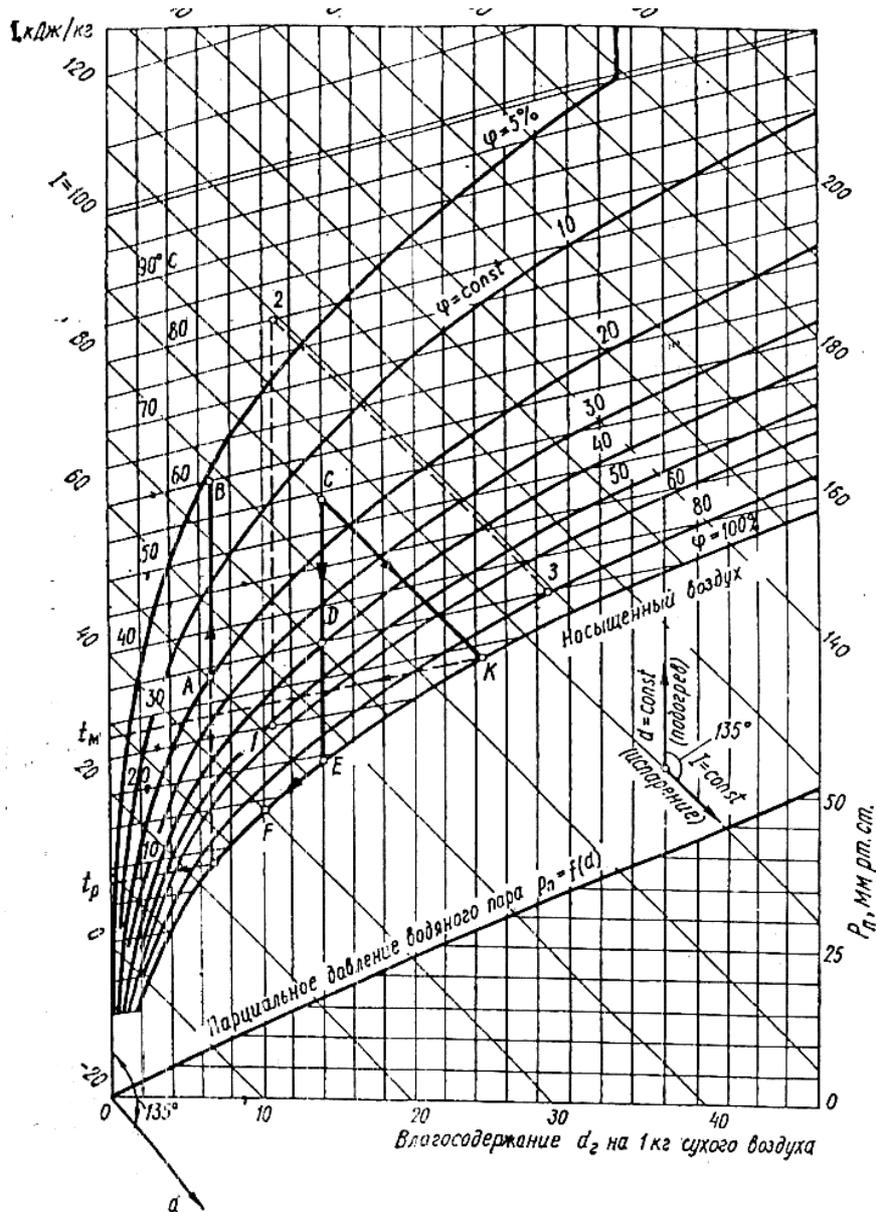


Рисунок 2.1.6 – Диаграмма состояния влажного воздуха

Для удобства использования оси координат этой диаграммы развернуты на 135° , значения удельной энтальпии и влагосодержания отнесены к 1 кг сухого воздуха.

Энтальпию влажного воздуха определяют как сумму энтальпий 1 кг сухого воздуха и d кг водяного пара (Дж/кг с. в.):

$$i = i_{c.v.} + d \cdot i_n = c_{p.c.v.} \cdot t + d \cdot i_n. \quad (2.1.25)$$

Плотность влажного воздуха

$$\rho = \rho_{c.в.} \cdot (1+d) = \rho_n \cdot (1+d) / d . \quad (2.1.26)$$

Состояние влажного воздуха (точка А) можно определить по каким-либо двум параметрам (φ) и (t) или (p_n) и (t), после чего найти энтальпию i и влагосодержание d . Для этого же состояния можно найти и температуру точки росы.

Для температур и давлений, применяемых в сушильной и вакуумной технике, в системах кондиционирования и др., можно считать теплоемкость сухого воздуха $c_{p.c.в.} = 1$ кДж/(кг·К), а для перегретого водяного пара $i_n = r + c_{p.n} \cdot t \cong (2501 + 1,9 \cdot t)$ (кДж/кг).

2.1.6.1 Измерение влажности газов. Приборы для измерения влажности называются **гигрометрами** (рис. 2.1.7). Более точным гигрометром является **психрометр** – гигрометр психрометрический.

В настоящее время наибольшее распространение в промышленных приборах получили следующие методы измерения влажности газов и воздуха: психрометрический, точки росы, сорбционный и оптический.



Рисунок 2.1.7 – Гигрометр

Психрометрический метод измерения влажности основан на измерении психрометрической разности температур между «сухим» и «мокрым» термометрами. Мокрый термометр смачивается через специальный фитиль водой. Испарение, а следовательно, и охлаждение, с поверхности мокрого термометра тем больше, чем ниже влажность газа. Поэтому разность температур сухого и мокрого термометров зависит от влажности газа.

Метод точки росы основан на определении температуры, при которой газ становится насыщенным находящейся в нем влагой. Эта температура определяется по началу конденсации водяного пара на зеркальной поверхности, температура которой может устанавливаться любой в интервале температур работы влагомера.

Сорбционный метод основан на связи физических свойств гигроскопических веществ с количеством поглощенной ими влаги, зависящей от влажности анализируемого газа.

Оптический метод основан на измерении ослабления инфракрасного (ИК) излучения за счет его поглощения парами воды.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

На рис. 2.1.8 показаны анализаторы влажности, а на рис 2.1.9 – датчики влажности.

В анализаторе «Аврора» используется метод абсорбционной спектроскопии с настраиваемым диодным лазером.



Рисунок 2.1.8 – Анализаторы влажности:

а) анализатор MMS 3; б) лазерный анализатор «Аврора»

В датчиках используются чувствительные элементы из оксида алюминия и термисторы для измерения температуры. Датчик TF Probe дополнительно имеет тензопреобразователь для измерения давления.



Рисунок 2.1.9 – Датчики влажности

а) датчик M Probe; б) датчик TF Probe

2.1.7 Термодинамические процессы

Термодинамическим процессом называется последовательное изменение состояния рабочего вещества системы в результате энергетического взаимодействия с внешней средой. В термодинамическом процессе обязательно изменяется хотя бы один параметр состояния.

Любой процесс представляет собой отклонение от состояния равновесия. Процесс, протекающий настолько медленно, что в системе в каждый момент времени успевает установиться равновесное состояние, называется *равновесным*. Равновесный процесс является обратимым.

Обратимый процесс протекает через одни и те же равновесные состояния в прямом и обратном направлениях так, что в системе и в окружающей среде не происходит никаких остаточных изменений.

Реальный процесс сопровождается диссипативными эффектами, обусловленными силами трения, зависящими от вязкости рабочего тела и градиентов скорости в нем, пластическими деформациями и другими явлениями.

Реальный процесс является **необратимым процессом**. Четыре наиболее общих причины необратимости – это трение, неограниченное расширение жидкости, теплопередача с конечной разностью температур, смешение двух разных веществ.

Политропные процессы. При анализе термодинамических процессов в турбомашине используется модель политропного процесса.

Политропным называется процесс, при котором теплоемкость постоянна.

Уравнение политропного процесса

$$\frac{dp}{p} + n \cdot \frac{dv}{v} = 0, \quad (2.1.27)$$

или в интегральном виде

$$pv^n = const \text{ (или } \frac{p}{\rho^n} = const \text{)}. \quad (2.1.28)$$

Уравнение процесса является пятипараметрическим, т. е. позволяет определить неизвестный пятый параметр, если известны остальные четыре. Для компрессоров обычно используется для определения температуры газа в конце процесса сжатия:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2.1.29)$$

где n – **показатель политропы**.

При проведении экспериментальных исследований показатель политропы можно определить, используя уравнение (2.1.28): $n = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(v_1/v_2)}$. Выполнить измерение температуры проще, чем удельного объема, поэтому обычно определяется газодинамическая функция

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(T_2/T_1)}. \quad (2.1.30)$$

Для идеального газа газодинамическую функцию σ можно определять по формуле

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n, \quad (2.1.31)$$

где η_n – политропный коэффициент полезного действия.

Теплоемкость политропного процесса определяется по формуле

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}, \quad (3.1.32)$$

а теплота политропного процесса рассчитывается по формуле

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1). \quad (2.1.33)$$

Удельная работа политропного процесса сжатия определяется по формуле

$$l_n = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1). \quad (2.1.34)$$

Политропный процесс является обобщающим. При различных значениях n получаем:

$n = 0$, $pv^n = p = const$ – **изобарный** процесс;

$n = \pm\infty$, $pv^n = v = const$ – **изохорный** процесс;

$n = 1$, $pv^n = pv = RT = const$ – **изотермический** процесс;

$n = k$, $pv^n = pv^k = const$ – **адиабатный** процесс.

Адиабатный процесс – процесс без теплообмена рабочего вещества с окружающей средой.

Графики политропных процессов показаны на рис. 2.1.10.

Термодинамические уравнения для идеального газа используются при расчетах воздушных турбомашин, т. е. для небольших давлений.

Для реального газа отношение теплоемкостей изменяется в процессе сжатия, причем отношение $c_p/c_v \neq k$. Расчет параметров газа с помощью уравнений политропного процесса идеального газа может приводить к заметным погрешностям.

При использовании дифференциальных уравнений для определения параметров газа при его сжатии следует задать характер диссипации энергии в процессе сжатия. Сравнительно просто определяются параметры газа по заданному значению изоэнтропийного КПД.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

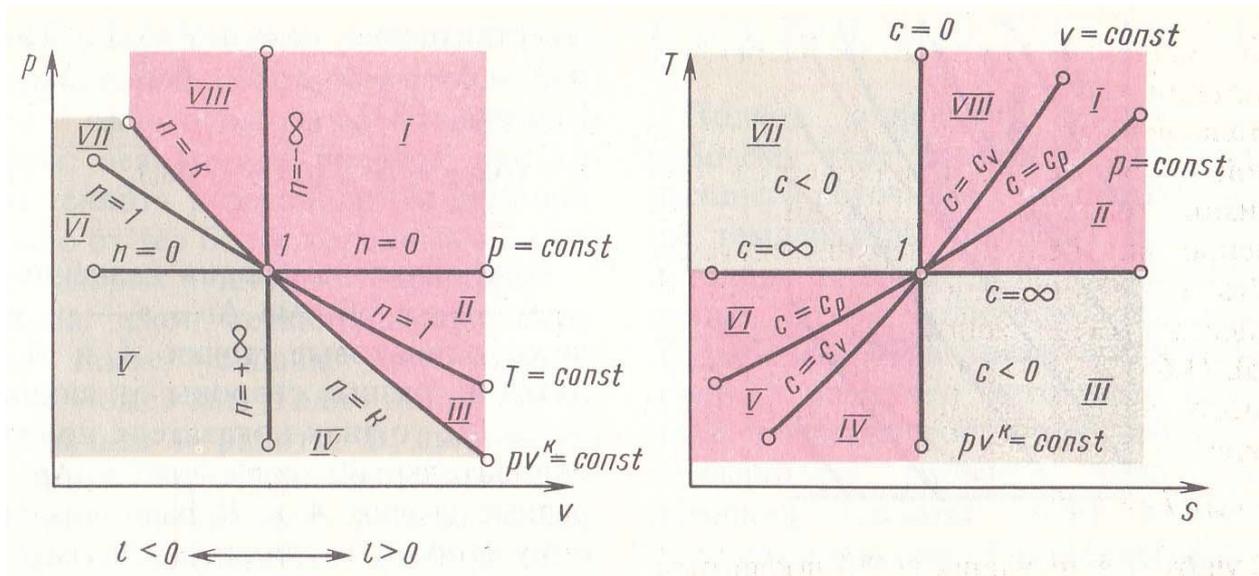


Рисунок 2.1.10 – Графики политропных процессов

Изоэнтروпийный и действительный процессы расширения и сжатия газа в i, s -координатах показаны на рис. 2.1.11.

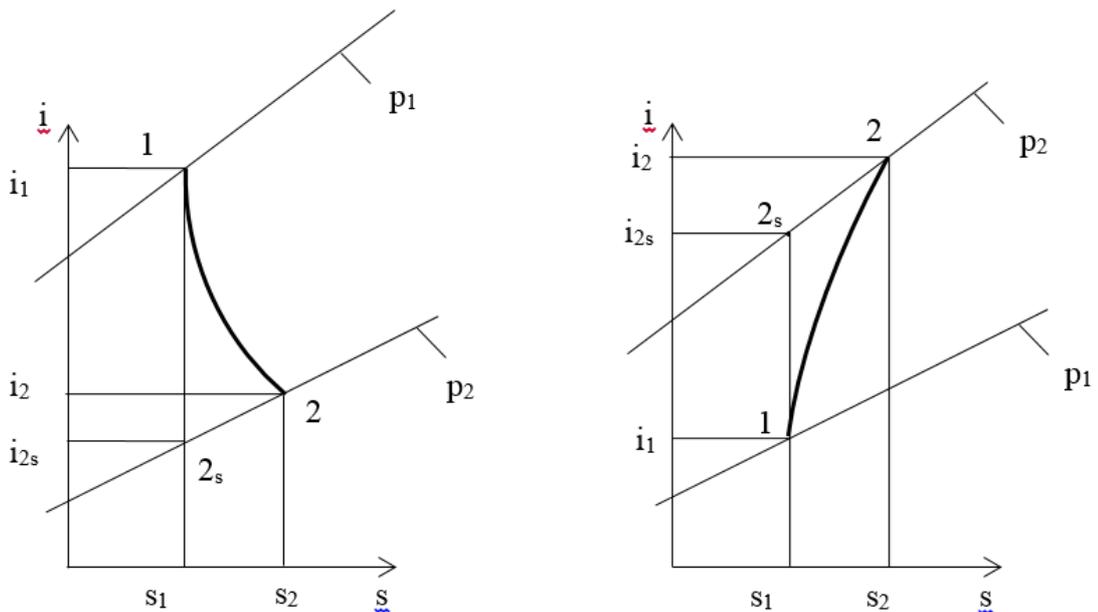


Рисунок 2.1.11 – i, s -диаграмма:
а) процесса расширения; б) процесса сжатия

Изоэнтропийный процесс – процесс с постоянной энтропией. Изоэнтропийный КПД для турбины $\eta_{sT} = (i_1 - i_2) / (i_1 - i_{2s})$, где i_1, i_2 – энтальпии в начале и конце действительного процесса расширения; i_{2s} – энтальпия в конце изоэнтропийного процесса расширения.

Энтальпия в конце изоэнтропийного процесса определяется для условия $s = const$ с помощью дифференциальных уравнений. Затем определяется энтальпия для действительного процесса по формуле

$$i_2 = i_1 - (i_1 - i_{2s}) \cdot \eta_{sT}. \quad (2.1.35)$$

Изоэнтропийный КПД для компрессора $\eta_{sK} = (i_{2s} - i_1) / (i_2 - i_1)$, где i_1, i_2 – энтальпии в начале и конце действительного процесса сжатия; i_{2s} – энтальпия в конце изоэнтропийного процесса сжатия. Энтальпия для действительного процесса определяется по формуле

$$i_2 = i_1 + \frac{(i_{2s} - i_1)}{\eta_{sK}}. \quad (2.1.36)$$

Дросселирование – это необратимый термодинамический процесс снижения давления, без совершения технической работы.

Процесс дросселирования обусловлен наличием препятствия на пути движения потока по каналу. Процессы дросселирования имеют место при регулировании и измерении расходов рабочих тел, снижении их температур и давления.

Адиабатное дросселирование – отсутствует внешний теплообмен.

В результате адиабатного процесса дросселирования энтальпия вещества в начале и конце процесса одинакова, $i_2 = i_1$. При этом необходимо отметить, что это не изоэнтальпийный процесс, энтальпия вещества при дросселировании в промежуточных состояниях этого процесса изменяется. Процесс дросселирования сопровождается увеличением энтропии и объёма.

Температура идеального газа в результате дросселирования не изменяется. Изменение температуры реального газа при адиабатном дросселировании называется **эффектом Джоуля – Томсона**.

Дифференциальный дроссель-эффект (коэффициент Джоуля – Томсона)

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i = \frac{T(\partial v / \partial T)_p - v}{c_p}. \quad (2.1.37)$$

Интегральный дроссель-эффект

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_i dp. \quad (2.1.38)$$

В процессе адиабатного дросселирования температура может увеличиваться, уменьшаться и оставаться неизменной.

2.1.8 Термодинамические циклы

Термодинамическим циклом называется непрерывная последовательность термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в исходное состояние. Различают прямые и обратные циклы.

В прямом цикле количество подводимой теплоты q_1 больше, чем количество отводимой теплоты q_2 . Разность этих теплот равна **работе цикла**

$$l_u = q_1 - q_2 . \quad (2.1.39)$$

Прямые термодинамические циклы лежат в основе теплосиловых установок.

В обратном цикле количество отводимой теплоты q_1 больше, чем количество подводимой теплоты q_2 .

Обратные циклы лежат в основе холодильных установок и тепловых насосов.

Различают циклы обратимые и необратимые.

Обратимый цикл – цикл, все процессы которого обратимы.

Необратимый цикл – цикл, в котором хотя бы один процесс необратимый.

Эффективность обратимых циклов оценивается:

– для прямых циклов теплосиловых установок – **термическим КПД**

$$\eta_t = l_u / q_1 , \quad (2.1.40)$$

– для обратных циклов холодильных установок – **холодильным коэффициентом**

$$\varepsilon = q_2 / l_u , \quad (2.1.41)$$

– для обратных циклов тепловых насосов – **отопительным коэффициентом**

$$K_{om} = q_1 / l_u . \quad (2.1.42)$$

При заданных температурах верхнего и нижнего тепловых источников наибольшие значения η_t , ε и K_{om} имеет **цикл Карно**.

Цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат. Прямой цикл Карно в p, v - и в T, s - координатах показан на рис. 2.1.12.

Для определения степени термодинамического совершенства циклов, различных установок и их узлов используется **эксергетический анализ**.

Эксергия – это энергия, которая при участии заданной окружающей среды может быть преобразована в любую другую форму энергии.

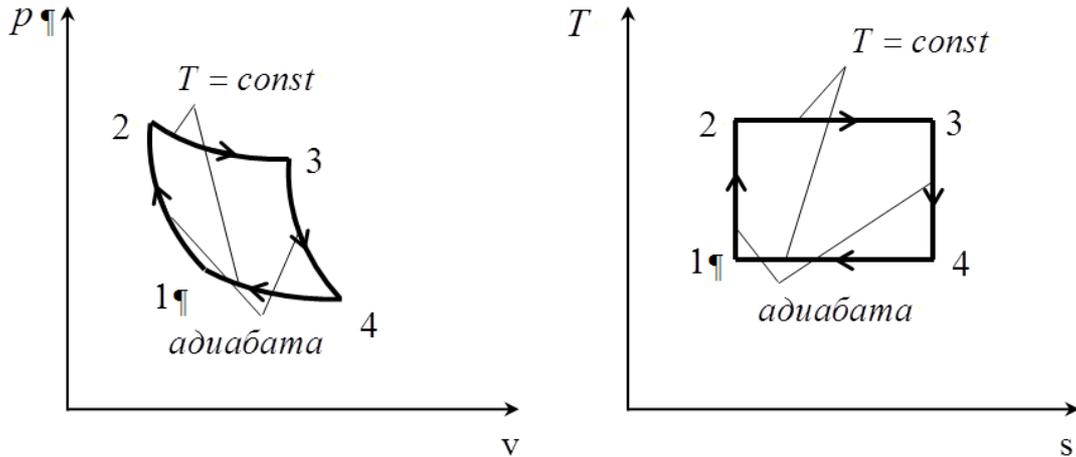


Рисунок 2.1.12 – Прямой цикл Карно

Анергия – это энергия, которая не может быть преобразована в эксергию.

Энергия = эксергия + анергия. Данная формулировка естественно включает I закон термодинамики, т. к. во всех процессах сумма эксергии и анергии остается постоянной. В соответствии со II законом, во всех реальных необратимых процессах эксергия превращается в анергию, которую обратно в эксергию превратить невозможно; эксергия остается постоянной только в идеализированных обратимых процессах.

2.1.8.1 Цикл газотурбинной установки. Принципиальная схема простой газотурбинной установки (ГТУ) приведена на рис. 2.1.13 а, а цикл на рисунке 2.1.13 б.

В компрессор К поступает атмосферный воздух, давление которого повышается до заданного значения. Сжатый воздух подается в камеру сгорания КС, где происходит процесс горения топлива. Продукты сгорания, имеющие высокую температуру, направляются в турбину Т. Турбина обеспечивает работу компрессора, а также вращает ротор генератора.

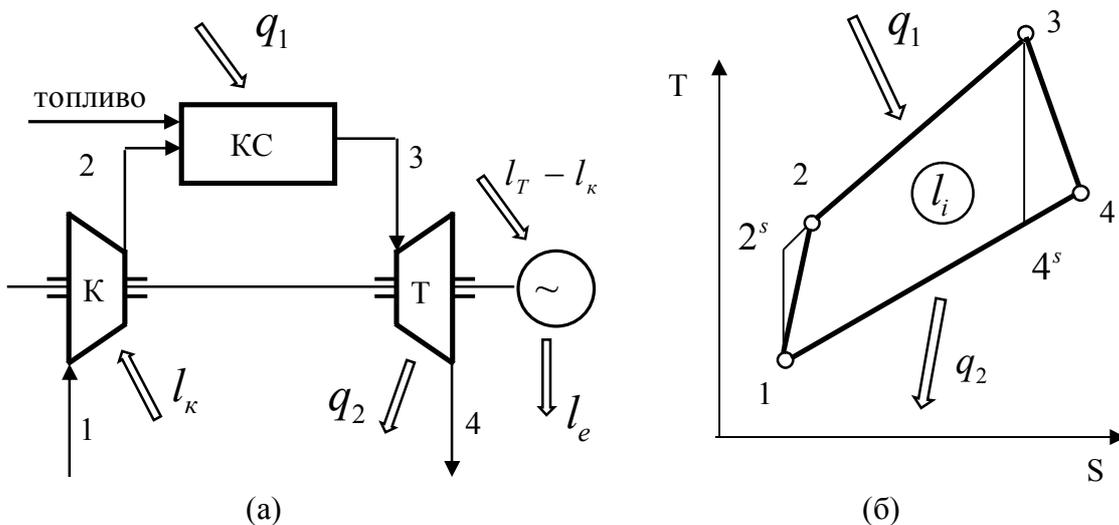


Рисунок 2.1.13 – Принципиальная схема (а) и цикл (б) простой ГТУ

На рис. 2.1.13 б показан обратимый цикл $1-2^s-3-4^s$ и необратимый цикл $1-2-3-4$. Процессы $2-3$ и $4-1$ – изобарные. Приведенный цикл называется **циклом Брайтона**. Изобарный процесс $4-1$ является условным, так как в ГТУ газ после турбины на вход компрессора не поступает. Повышение КПД ГТУ возможно за счет использования многоступенчатого сжатия и расширения рабочего вещества и регенерации теплоты [2]

Термический КПД обратимого цикла ГТУ

$$\eta_t = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{i_3 - i_1} \quad (2.1.43)$$

2.1.8.2 Цикл паротурбинной установки (ПТУ). Принципиальная схема простой паротурбинной установки приведена на рис. 2.1.14 а, а цикл – на рисунке 2.1.14 б. Обычно в качестве рабочего тела используют воду.

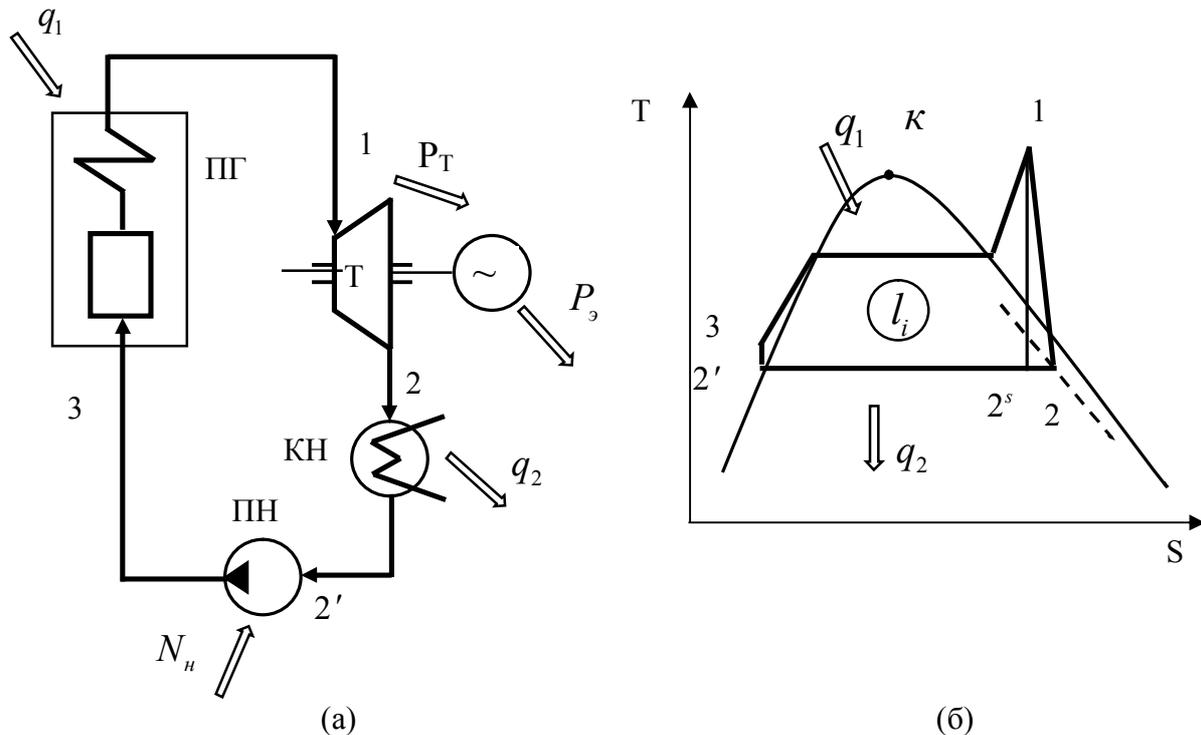


Рисунок 2.1.14 – Принципиальная схема (а) и цикл (б) простой ПТУ

Питательный насос ПН подает воду в парогенератор ПГ, в котором получают перегретый пар. Пар подается в турбину Т, в которой пар расширяется и совершает работу. Турбина вращает ротор генератора.

На рис. 2.1.14 б показан обратимый цикл $1-2^s-2'-3-1$ и необратимый цикл $1-2-2'-3-1$. Показанный цикл называется **циклом Ренкина**.

Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{l_T - l_n}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_3 - i_2')}{i_1 - i_3}. \quad (2.1.44)$$

Повышение КПД ГТУ возможно за счет использования многоступенчатого сжатия и расширения рабочего вещества и регенерации теплоты [2].

Паротурбинная **теплофикационная** установка – установка для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты. Схема и цикл такой установки приведены на рис. 2.1.15.

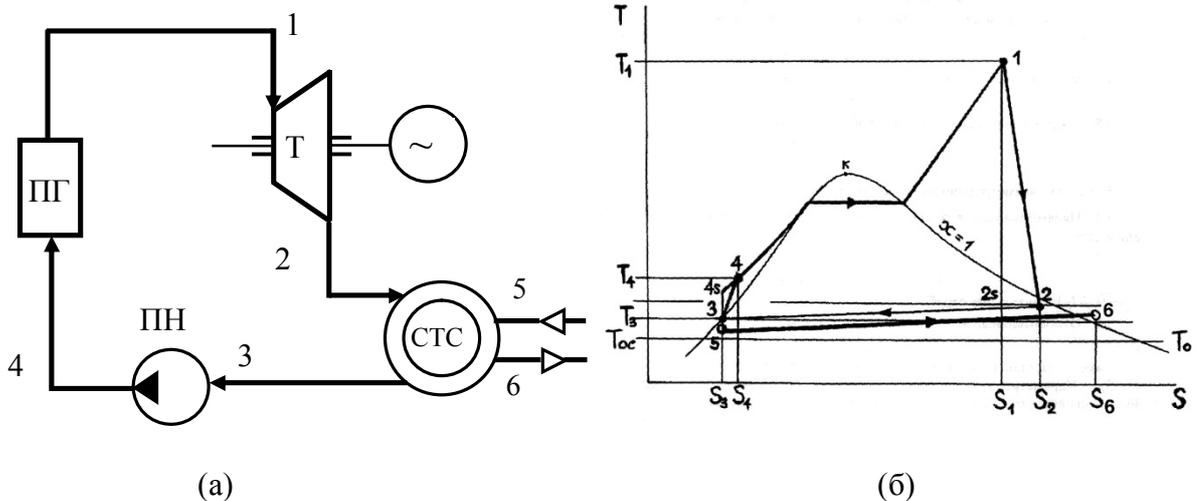


Рисунок 2.1.15 – Принципиальная схема (а) и цикл (б) теплофикационной ПТУ: ПГ – парогенератор; Т – паровая турбина; СТС – система теплоснабжения (сетевые водонагреватели), ПН – питательный насос

2.1.8.3 Цикл холодильной машины. Принципиальная схема паровой холодильной машины приведена на рис. 2.1.16а, а цикл – на рис. 2.1.16 б.

Принцип работы паровой холодильной машины. Холодильный агент поступает в компрессор с давлением p_0 и температурой несколько больше, чем температура испарения хладагента (точка 1). В компрессоре холодильный агент сжимается, его давление и температура повышаются (точка 2). В конденсаторе температура хладагента снижается до температуры конденсации t_k (точка 3), затем конденсируется (точка 4) и переохлаждается (точка 5). Переохлажденный жидкий хладагент дросселируется до давления p_0 , температура его снижается до температуры испарения (точка 6). В испарителе хладагент испаряется за счет тепла, получаемого от охлаждаемого объекта (точка 7). При дальнейшем получении тепла температура хладагента возрастает (точка 1).

Холодильный коэффициент определяется по формуле 2.1.41.

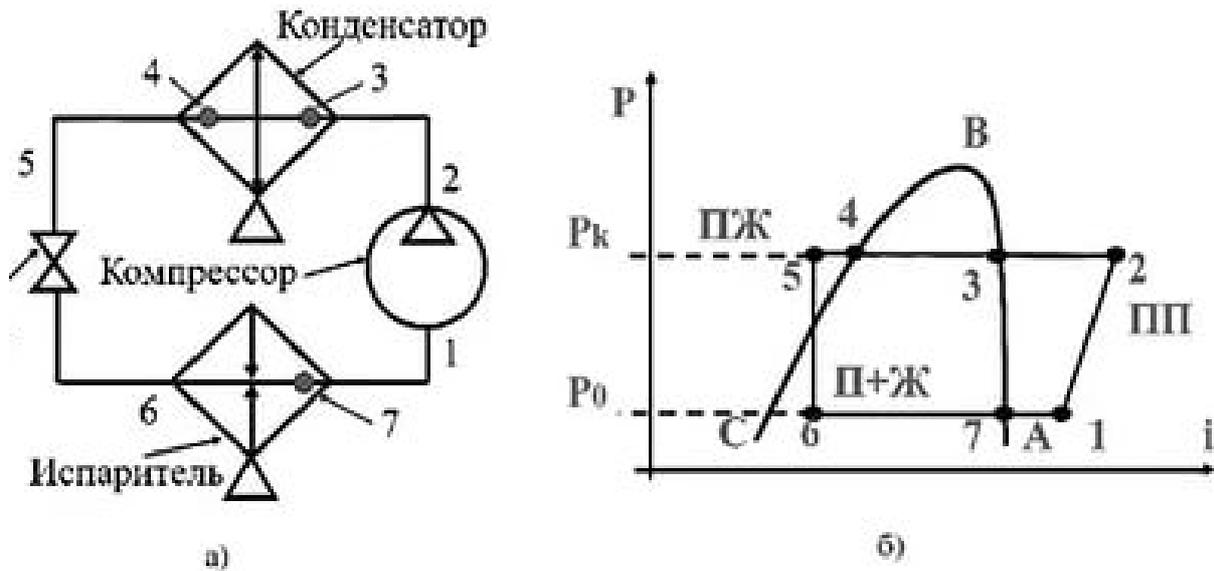


Рисунок 2.1.16 – Принципиальная схема (а) и цикл (б) паровой холодильной машины

Холодопроизводительность определяется по формуле

$$Q_x = q_2 \cdot \bar{m}_x, \quad (2.1.45)$$

где q_2 – удельная холодопроизводительность, \bar{m}_x – расход хладагента.

Удельная холодопроизводительность (теплота, подведенная к хладагенту) определяется по формуле

$$q_2 = i_1 - i_4, \quad (2.1.46)$$

где i_1 и i_4 – энтальпии в точках (1) и (4) цикла.

Работа цикла (удельная работа компрессора) определяется по формуле

$$l_0 = q_1 - q_2. \quad (2.1.47)$$

где $q_1 = i_2 - i_3$ – теплота, отведенная в конденсаторе; i_2 и i_3 – энтальпии в точках (2) и (3) цикла.

Теоретическая мощность компрессора определяется по формуле

$$P_k = \bar{m}_k \cdot l_0. \quad (2.1.48)$$

Степень термодинамического совершенства определяется по формуле

$$\eta_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k}, \quad (2.1.49)$$

где ε_k – холодильный коэффициент цикла Карно $\varepsilon_k = \frac{1}{T_0/T_x - 1}$, где T_0 – температура окружающей среды, T_x – температура в холодильной камере.

2.1.9 Холодильные агенты

Холодильный агент (хладагент) – рабочее вещество холодильной машины, которое при кипении и в процессе изотермического расширения отбирает теплоту от охлаждаемого объекта и затем после сжатия передаёт её охлаждающей среде за счёт конденсации (воде, воздуху и т. п.).

Хладагент является частным случаем теплоносителя. Важным отличием является использование теплоносителей в одном и том же агрегатном состоянии, в то время как хладагенты обычно используют фазовый переход (кипение и конденсацию).

В современных холодильных технологиях в качестве хладагентов применяют около 20 веществ. Все большее применение находят смеси хладагентов. Они подразделяются на азеотропные и неазеотропные (зеотропные).

Азеотропная смесь представляет собой нераздельно кипящую композицию чистых веществ, без разделения на фракции и без изменения температуры кипения. **Зеотропная смесь** характеризуется различием равновесных концентраций компонентов в жидком и газообразном состояниях.

Принципиальной разницей в использовании холодильных агентов в виде азота, гелия и т. д. является то, что жидкость расходуется и испаряется (как правило, в атмосферу), то есть используется разомкнутый холодильный цикл. В холодильных машинах фреон или аналогичный газ работает по замкнутому циклу, сжимаясь при помощи компрессора, охлаждаясь в конденсаторе, расширяясь в дросселе или детандере, испаряясь в испарителе.

2.1.9.1 Обозначения хладагентов. Для обозначения хладагентов принят международный стандарт ИСО 817–74, обозначение состоит из наименования и цифр. Наименованием хладагента является буква R (refrigerant). У хладагентов неорганического происхождения цифра означает молекулярную массу, увеличенную на 700 (например, вода – 718; аммиак – 717; двуокись углерода – 744). У **фреонов** (другое название – **хладон**) первая цифра обозначает вид образующего углеводорода (метановый ряд обозначается цифрой 1, этановый – 11, пропановый – 21, бутановый – 31), затем ставится цифра, указывающая количество атомов фтора в молекуле. При наличии незамещенных атомов водорода их количество прибавляется к первой цифре. Например:

метановый ряд	этановый ряд	пропановый ряд
CFCl ₃ – R11	C ₂ F ₃ Cl ₃ – R113	C ₃ F ₆ Cl ₃ – R216
CF ₂ Cl ₃ – R12	C ₂ F ₄ Cl ₂ – R114	
CHFCl ₃ – R21	C ₂ H ₃ F ₃ – R143	
CHF ₃ – R23		

Если присутствуют атомы брома, то к представленному выше обозначению добавляют букву В и цифру, обозначающую количество атомов брома. Например, $\text{CF}_2\text{Br}_2 - \text{R12B2}$.

Азеотропные смеси обозначаются цифрами, начинающимися с 500. Для неазеотропных смесей указываются виды хладагентов и их процентное содержание. Например, R22/R12 (90/10)/.

В современных холодильных технологиях в качестве хладагентов применяют более 20 веществ. Все большее применение находят смеси хладагентов.

2.1.9.2 Требования к хладагентам. К холодильным агентам предъявляются требования: термодинамические, физико-химические, технические, физиологические, экологические и экономические.

Термодинамические требования. Термодинамические параметры холодильных агентов определяют характеристики холодильного цикла и холодильной машины. Основными параметрами являются объемная холодопроизводительность холодильного агента и теплота парообразования, температуры и давления испарения и конденсации.

Физико-химические требования. К данной группе требований относится вязкость, теплофизические коэффициенты (коэффициент теплопроводности, теплоемкость, объемная масса), стойкость химического соединения и т. д. Теплофизические коэффициенты определяют интенсивность процессов переноса теплоты во всех элементах холодильной установки.

Технические требования. Эти требования и свойства холодильного агента проявляются при его эксплуатации. К ним относятся: чистота холодильного агента, цвет, запах, характер взаимодействия с основными конструкционными материалами, способность растворяться в воде, характер взаимодействия со смазочными материалами, способ обнаружения утечек, термическая стабильность и т. д. Холодильные агенты не должны быть горючими и взрывоопасными. Холодильные агенты не должны разлагаться при высоких температурах.

Физиологические и экологические требования. Холодильные агенты должны быть безвредными для человека, они не должны быть ядовитыми, не должны вызывать удушья и раздражения слизистых оболочек глаз, носа и дыхательных путей человека. Особенно это важно при применении установок в системах кондиционирования воздуха и в холодильной технологии хранения пищевых продуктов.

Большинство хладагентов экологически безопасны и не оказывают вредного воздействия на все элементы биосферы. Наблюдения последних десятилетий позволили выявить вредное влияние некоторых хладонов на озоновый слой Земли. Свойство хладагентов разрушать озон оценивается так называемым потенциалом разрушения озона – ODP, который варьируется от 0 до 1. В соответствии с международными соглашениями проводится постепенное выведение экологически опасных хладонов из холодильных циклов.

Экономические требования. Холодильные агенты должны быть дешевыми и доступными. Производство хладагента должно быть массовым и непрерывным.

Следует помнить, что выбор хладагента – это всегда компромисс. Не существует идеального хладагента, есть только более подходящий под конкретные условия.

2.1.9.3 Хладоносители. Хладоносители – это вещества, с помощью которых теплота отводится от охлаждаемых объектов и передается хладагенту. В холодильной технике хладоносители применяются в установках, на которых нежелательно непосредственное охлаждение с помощью хладагента.

Самый доступный хладоноситель – вода, но из-за высокой температуры замерзания она используется в установках кондиционирования воздуха и в технологических процессах при $t > 0^{\circ}\text{C}$. Для $t < 0^{\circ}\text{C}$ применяются водные растворы солей (хлористый натрий NaCl и хлористый кальций CaCl_2), водные растворы гликолей (этиленгликоля, пропиленгликоля), водные растворы спиртов, технически чистые органические жидкости (метилхлорид, ацетон, метиловый спирт и др.), масла, силиконовые жидкости и другие вещества.

2.1.10 Задачи

Ниже приведены пояснения к некоторым терминам, которые используются в задачах, но не были объяснены выше.

Расход – количество газа или жидкости, проходящее через поперечное сечение канала в единицу времени. Массовый расход измеряется в $\text{кг}/\text{с}$, объемный – в $\text{м}^3/\text{с}$. Массовый и объемный расходы связаны соотношением $\bar{m} = \bar{V}_i \cdot \rho_i$, где ρ – плотность газа.

Объемный расход и плотность газа определяются для одного и того же состояния газа, например: $\bar{m} = \bar{V}_{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{вх}} = \bar{V}_{\text{вых}} \cdot \rho_{\text{вых}}$. Объемный расход можно также определить по формуле $\bar{V}_i = c_{\text{расхи}} \cdot A_i$, где A_i – площадь сечения канала; $c_{\text{расхи}}$ – проекция скорости в направлении ортогонали к площади сечения.

Термические параметры – давление, температура, плотность.

Калорические параметры – внутренняя энергия, энтальпия, энтропия.

2.1.10.1 Примеры решения задач

Пример 2.1.1

Азот поступает в длинный трубопровод диаметром 10 мм со скоростью 12 м/с с температурой t_1 , равной температуре окружающей среды 20 °С и давлением 0,16 МПа. В конце трубопровода давление снижается до 1,03 бара. Определите параметры газа (t_2, ρ_2, c_2) на выходе из трубопровода, расход \bar{m} , изменение калорических параметров ($\Delta u, \Delta i, \Delta s$) в процессе.

Решение

Температура $T_1 = t_1 + 273 = 20 + 273 = 293 \text{ K}$, давление $p_1 = 0,16 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Расход азота определяется по формуле

$$\bar{m} = A \cdot \rho_1 \cdot c_1.$$

Площадь поперечного сечения трубопровода

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 0,0000785 \text{ м}^2.$$

Плотность азота на входе в трубопровод

$$\rho = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{0,16 \cdot 10^6}{297 \cdot 293} = 1,84 \text{ кг/м}^3.$$

Газовая постоянная для азота $R = 297 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Расход азота

$$\bar{m} = 7,85 \cdot 10^{-5} \cdot 1,84 \cdot 12 = 1,73 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Так как трубопровод длинный, полагаем процесс изотермическим. Тогда $t_2 = t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление азота на выходе трубопровода

$$p_2 = 1,03 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Плотность азота на выходе трубопровода

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} = \frac{1,03 \cdot 10^5}{297 \cdot 293} = 1,18 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный объем

$$v_2 = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{1,18} = 0,85 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Скорость

$$c_2 = \frac{\bar{m}}{A \cdot \rho_2} = \frac{1,73 \cdot 10^{-3}}{7,85 \cdot 10^{-5} \cdot 1,18} = 18,7 \text{ м/с.}$$

Для изотермического процесса изменение внутренней энергии $\Delta u = 0$.

Для изотермического процесса изменение энтальпии $\Delta i = 0$.

Для изотермического процесса изменение энтропии определяется по формуле

$$\Delta s = R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = 297 \cdot \ln \frac{1,6}{1,03} = 130,8 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К} .$$

Пример 2.1.2

Определите объемный расход на выходе из воздушного центробежного компрессора при таких условиях: $\bar{m} = 12 \text{ кг/с}$; $p_{\text{ex}} = 0,4 \text{ МПа}$; $T_{\text{вых}} = 570 \text{ К}$; $T_{\text{ex}} = 295 \text{ К}$; $n = 1,5$.

Решение

Объемный расход на выходе из центробежного компрессора можно определить по формуле

$$\bar{V}_{\text{вых}} = \bar{m} / \rho_{\text{вых}} ,$$

где $\rho_{\text{вых}}$ – плотность воздуха на выходе из компрессора.

Плотность воздуха на выходе из компрессора можно определить с помощью уравнения состояния

$$\rho_{\text{вых}} = \frac{p_{\text{вых}}}{R \cdot T_{\text{вых}}} ,$$

где $p_{\text{вых}}$ – давление воздуха на выходе из компрессора, R – газовая постоянная воздуха, $T_{\text{вых}}$ – температура воздуха на выходе из компрессора.

Давление воздуха на выходе из компрессора определяется с помощью уравнения процесса

$$p_{\text{вых}} = p_{\text{ex}} \cdot \left(T_{\text{вых}} / T_{\text{ex}} \right)^{\frac{n}{n-1}} ,$$

где n – показатель политропы процесса сжатия.

Вычисляем значения параметров:

$$p_{\text{вых}} = 0,4 \cdot 10^6 \cdot (570/295)^{\frac{1,5}{1,5-1}} = 2,88 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

$$\rho_{\text{вых}} = \frac{2,88 \cdot 10^6}{287 \cdot 570} = 17,6 \text{ кг/м}^3 .$$

Объемный расход на выходе из центробежного компрессора равен

$$\bar{V}_{\text{вых}} = 12/17,6 = 0,68 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Пример 2.1.3

Водяной пар поступает в турбину со следующими параметрами: температура 600 °С, давление 16 МПа, скорость 65 м/с. Площадь проходного сечения на входе в турбину равна 0,05 м², КПД турбины $\eta_T = 0,89$. Определите параметры отработанного пара (p_2, t_2, v_2) при условии, что степень сухости $x_2 > 0,85$. Найдите внутреннюю мощность турбины P_T и изменение калорических параметров (u, i, s) в процессе.

Решение

При решении задачи используется i, s -диаграмма водяного пара (приложение Б). На диаграмме находим точку (1) на пересечении изобары $p_1 = 16$ МПа и изотермы $t_1 = 600$ °С. По диаграмме определяем остальные параметры пара на входе в турбину: энтальпию $i_1 = 3570$ кДж/кг; удельный объем $v_1 = 0,024$ м³/кг; энтропию $s_1 = 6,65$ кДж/кг·К.

При изэнтропийном расширении пара до давления $p_2 = 0,05$ МПа; энтальпия равна $i_{2uz} = 2300$ кДж/кг, степень сухости $x_{2uz} = 0,855$.

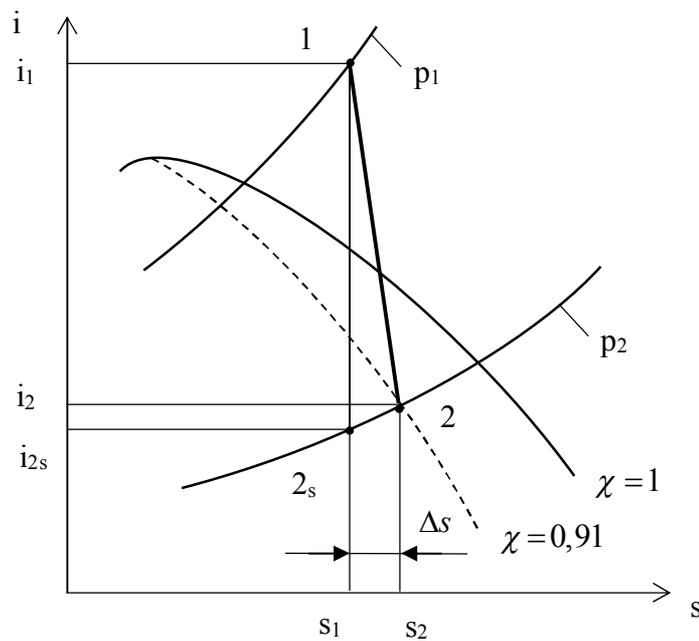


Рисунок 2.1.17– i, s -диаграмма

Для действительного процесса

$$i_2 = i_1 - \eta_T \cdot (i_1 - i_{2uz}) = 3570 - 0,89 \cdot (3570 - 2300) = 2440 \text{ кДж/кг.}$$

На i, s -диаграмме определяем точку (2) и находим значения параметров пара:

$$t_2 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}; v_2 = 30 \text{ кг/м}^3; s_2 = 7,025 \text{ кДж/кг К}; x_2 = 0,91.$$

Изменение калорических параметров:

$$\Delta i = i_2 - i_1 = 2440 - 3570 = -1130 \text{ кДж/кг}; \Delta s = s_2 - s_1 = 7,02 - 6,65 = 0,37 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

$$\Delta u = (i_2 - p_2 \cdot v_2) - (i_1 - p_1 \cdot v_1) = (2400 - 0,05 \cdot 10^3 \cdot 30) - (3570 - 16 \cdot 10^3 \cdot 0,024) = -2246 \text{ кДж/кг}.$$

Расход пара $\bar{m} = c \cdot A \cdot \rho = 65 \cdot 0,05 \cdot \frac{1}{0,024} = 135,4 \text{ кг/с}.$

Внутренняя мощность турбины

$$P_T = \bar{m} \cdot (i_1 - i_2) = 135,4 \cdot (3570 - 2440) = 1,53 \cdot 10^5 \text{ кВт}.$$

Пример 2.1.4

Атмосферный воздух, подаваемый в конвективную сушилку, при температуре 25°C и относительной влажности 50% в количестве $200 \text{ м}^3/\text{мин}$ подогревается в калорифере до 85°C за счет конденсации водяного пара в трубах при давлении $p = 1,2 \text{ бар}$. В сушильной камере осуществляется полное насыщение воздуха влагой из осушаемого материала. Определите термические и калорические параметры воздуха в характерных точках процессов, подводимый тепловой поток \dot{Q} и потребный расход греющего пара \bar{m}_n в калорифере, расход уносимой влаги \bar{m}_w . Покажите процессы сушки в I, d -координатах.

Решение

Для решения задачи используем I, d -диаграмму влажного воздуха (приложение Б).

Начальное состояние воздуха находим на I, d -диаграмме на пересечении изотермы $t_1 = 25^\circ\text{C}$ и $\varphi = 50\%$ (точка 1): влагосодержание $d_1 = 11 \text{ г/кг}$; энтальпия $I_1 = 54 \text{ кДж/кг}$.

После подогрева состояние воздуха определяется точкой 2 на диаграмме на пересечении линий $d_1 = \text{const}$ и изотермы $t_2 = 85^\circ\text{C}$. Энтальпия $I_2 = 115 \text{ кДж/кг}$.

В сушильной камере воздух увлажняется до $\varphi = 100\%$. Процесс происходит при $I = \text{const}$. По диаграмме для точки 3 находим влагосодержание $d_3 = 32 \text{ г/кг}$; температуру $t_3 = 33^\circ\text{C}$; энтальпию $I_3 = I_2 = 115 \text{ кДж/кг}$.

Для подогрева воздуха расходуется теплота

$$q = I_2 - I_1 = 115 - 54 = 61 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловой поток определяется по формуле

$$\dot{Q} = q \cdot \bar{m}.$$

Плотность воздуха

$$\rho_g = \frac{p_g}{R \cdot T_g} = \frac{10^5}{287 \cdot 298} = 1,17 \text{ кг/м}^3.$$

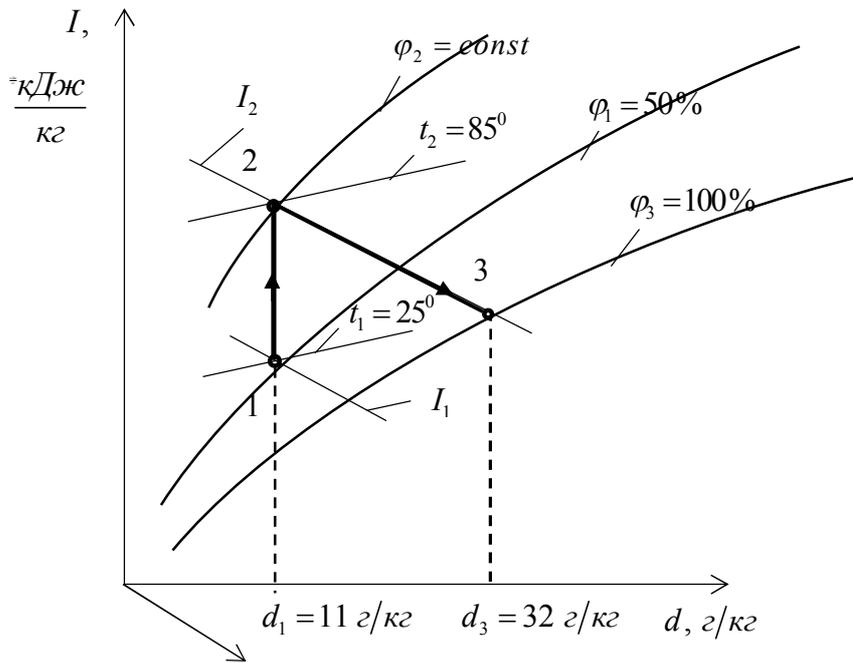


Рисунок 2.1.18 – I, d -диаграмма

Массовый расход

$$\bar{m}_g = V_g \cdot \rho_g = \frac{200}{60} \cdot 1,17 = 3,9 \text{ кг/с.}$$

Тепловой поток

$$\dot{Q} = 61 \cdot 3,9 = 238 \text{ кВт.}$$

Расход греющего пара находим из уравнения теплового баланса:

$$\dot{Q} = \bar{m}_n \cdot r_n,$$

где $r_n = 2243 \text{ кДж/кг}$ – теплота парообразования при $p = 1,2 \text{ бар}$.

Расход пара

$$\bar{m}_n = \dot{Q}_n / r_n = 238 / 2243 = 0,107 \text{ кг/с.}$$

Расход уносимой влаги

$$\bar{m}_w = \Delta d \cdot \bar{m}_g = (d_3 - d_1) \cdot \bar{m}_g = (32 - 11) \cdot 3,9 = 82 \text{ г/с.}$$

Пример 2.1.5

Цикл Брайтона открытой ГТУ характеризуется следующими параметрами: степень повышения давления в компрессоре $\beta = 10$, температура газа на входе в турбину $t_2 = 850 \text{ }^\circ\text{C}$, параметры воздуха на входе в двигатель $p_0 = 1 \text{ бар}$ и $t_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Определите работу цикла l_u , КПД η_u , отведенную теплоту q_2 и потери эксэргии $П_2$ в процессе отвода теплоты в окружающую среду. Покажите цикл в p, v - и T, s - координатах.

Решение

Цикл Брайтона – обратимый цикл, в котором процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине – адиабатные, а процессы подвода и отвода тепла – изобарные.

Определяем параметры воздуха в характерных точках цикла (см. рис. 2.1.19).

Точка (а) – вход в компрессор:

$$p_a = 1 \text{ бар}; T_a = 273 + t_a = 273 + 30 = 303 \text{ К}; v_a = R \cdot T_a / p_a = 287 \cdot 303 / 10^5 = 0,87 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка (с) – выход из компрессора:

$$p_c = p_a \cdot \beta = 10^5 \cdot 10 = 10^6 \text{ Па}. T_c = T_a \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} = 303 \cdot 10^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 585 \text{ К}.$$

$$v_c = R \cdot T_c / p_c = 287 \cdot 585 / 10^6 = 0,168 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

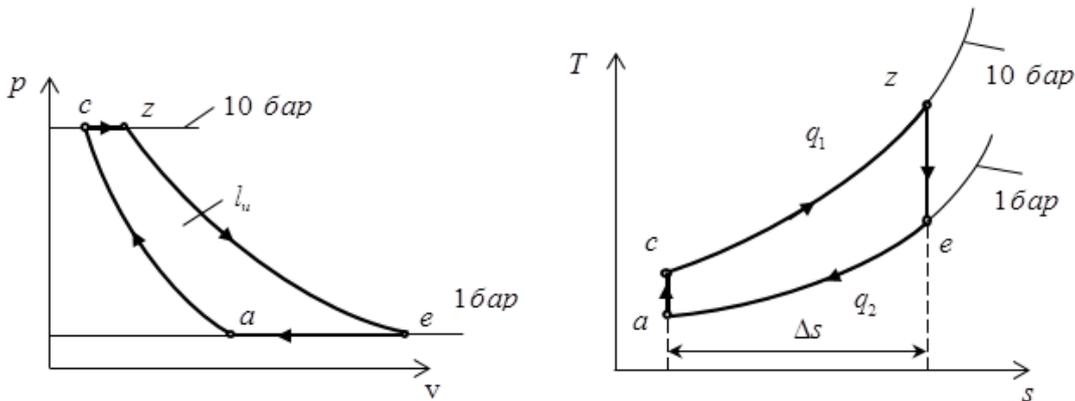


Рисунок 2.1.19 – Цикл Брайтона в p, v - и T, s - координатах

Точка (z) – вход в турбину:

$$p_z = p_c = 10^6 \text{ Па}; T_z = 273 + t_z = 273 + 850 = 1123 \text{ К}.$$

$$v_z = R \cdot T_z / p_z = 287 \cdot 1123 / 10^6 = 0,32 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка (е) – выход из турбины:

$$p_e = p_a = 10^5 \text{ Па}; T_e = T_a \cdot 1 / \beta^{\frac{k-1}{k}} = 303 \cdot 1 / 10^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 581,6 \text{ К}.$$

$$v_e = R \cdot T_e / p_e = 287 \cdot 581,6 / 10^5 = 1,67 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Изменение энтропии в процессе (cz)

$$\Delta s = c_p \cdot \ln T_z / T_c = 1,01 \cdot \ln 1123 / 585 = 0,66 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Работа цикла определяется по формуле

$$l_u = q_1 - q_2,$$

где q_1 – подведенная теплота; q_2 – отведенная теплота.

Подведенная теплота

$$q_1 = i_z - i_c = c_p \cdot (T_z - T_c) = 1,01 \cdot (1123 - 585) = 543,4 \text{ кДж/кг}.$$

Отведенная теплота

$$q_2 = i_e - i_a = c_p \cdot (T_e - T_a) = 1,01 \cdot (581,6 - 303) = 281,4 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла $l_u = 543,4 - 281,4 = 262 \text{ кДж/кг}.$

КПД цикла $\eta_u = q_1 - q_2 / q_1 = 1 - 281,4 / 543,4 = 0,48.$

Потери эксергии в процессе отвода теплоты равны потерям эксергии выхлопных газов:

$$P_2 = e_2 = q_2 \cdot (1 - T_0 / T_e) = 281,4 \cdot (1 - 303 / 581,6) = 135 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 2.1.6

На сколько процентов изменится потребляемая мощность холодильной машины при повышении температуры аммиака на входе в компрессор от $t_1 = -25$ °С до $t'_1 = -5$ °С. Температура в конденсаторе $t_k = 40$ °С и холодопроизводительность $Q_x = 120$ кВт сохраняются неизменными. Определите параметры в характерных точках циклов и изобразите их в p, i - и T, s -координатах. Определите, как изменяются значения холодильного коэффициента ε и степень термодинамического совершенства η_c , если температура окружающей среды $t_0 = 20$ °С, а температура в холодильной камере меняется от $t_x = -20$ °С до $t_x = 0$ °С.

Решение

При решении задачи используем p, i -диаграмму аммиака (приложение Б).

Процессы в p, i -и T, s -координатах представлены на рис. 2.1.20.

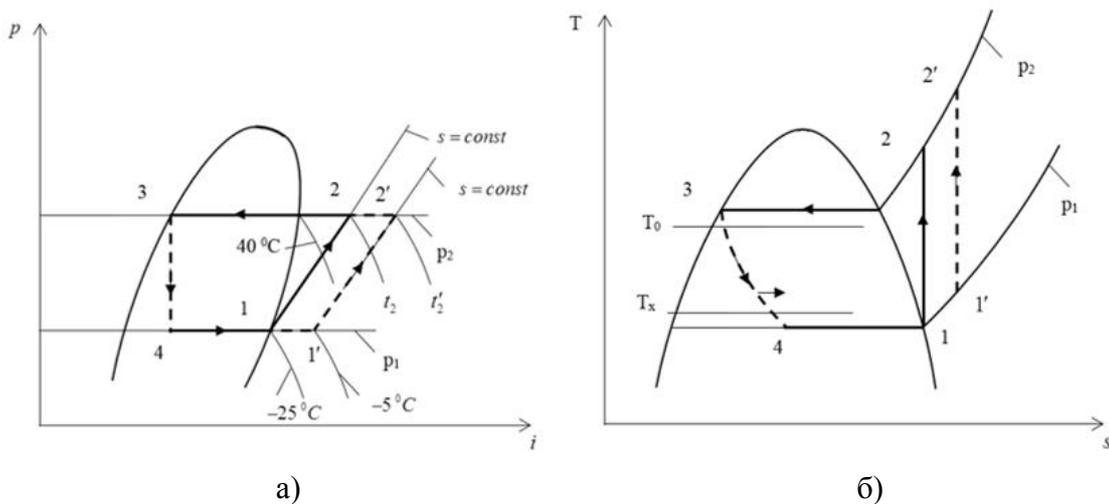


Рисунок 2.1.20 – Процессы циклов: а) – в p, i - и б) – T, s -координатах

При температуре $t_1 = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$ давление на линии насыщения равно $p_1 = 0,155\text{ МПа}$.

Для температуры конденсации $t_k = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ давление $p_2 = 1,55\text{ МПа}$.

Для изоэнтропийного процесса сжатия в компрессоре 1-2 точка 2 находится на пересечении изобары p_2 и изоэнтропы s_1 .

Используя p, i -диаграмму, находим параметры аммиака в характерных точках.

Точка 1: $i_1 = 1650\text{ кДж/кг}$; $s_1 = 9,14\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $p_1 = 0,155\text{ МПа}$; $t_1 = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Точка 2: $i_2 = 1985\text{ кДж/кг}$; $s_2 = s_1 = 9,14\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $p_2 = 1,55\text{ МПа}$; $t_2 = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Точка 3: $i_3 = 615\text{ кДж/кг}$ (на линии насыщения).

Точка 4: $i_4 = i_3$; $p_4 = p_1$; $t_4 = t_1$.

Режиму работы холодильной машины с $t_1 = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответствует процесс сжатия $1' - 2'$.

Точка 1': $i_1' = 1695\text{ кДж/кг}$; $s_1' = 9,32\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $p_1 = 0,155\text{ МПа}$; $t_1' = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Точка 2': $i_2' = 2065\text{ кДж/кг}$; $s_2' = s_1'$; $p_2 = 1,55\text{ МПа}$; $t_2 = 175\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для режима работы $t_1 = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$:

Теплота, отведенная в конденсаторе,

$$q_1 = i_2 - i_3 = 1985 - 615 = 1370\text{ кДж/кг.}$$

Удельная холодопроизводительность (теплота, подведенная к аммиаку)

$$q_2 = i_1 - i_4 = 1650 - 615 = 1035\text{ кДж/кг.}$$

Работа цикла (удельная работа компрессора)

$$l_0 = q_1 - q_2 = 1370 - 1035 = 335 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{1035}{335} = 3,1.$$

Степень термодинамического совершенства

$$\eta_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k},$$

где ε_k – холодильный коэффициент цикла Карно:

$$\varepsilon_k = \frac{1}{T_0/T_x - 1} = \frac{1}{293/253 - 1} = 6,33.$$

Тогда

$$\eta_c = \frac{3,1}{6,33} = 0,49.$$

Для изменившихся условий работы ($t_1' = -5^\circ\text{C}$):

Теплота, отведенная в конденсаторе,

$$q_1' = i_2' - i_3 = 2065 - 615 = 1450 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная холодопроизводительность (теплота, подведенная к аммиаку)

$$q_2' = i_1' - i_4 = 1695 - 615 = 1080 \text{ кДж/кг.}$$

Работа цикла (удельная работа компрессора)

$$l_0' = q_1' - q_2' = 1450 - 1080 = 370 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{1080}{370} = 2,92.$$

Степень термодинамического совершенства

$$\eta_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k},$$

где ε_k – холодильный коэффициент цикла Карно:

$$\varepsilon_k = \frac{1}{T_0/T_x - 1} = \frac{1}{293/273 - 1} = 13,6.$$

Тогда

$$\eta_c = 2,92/13,6 = 0,215.$$

Холодопроизводительность

$$Q_x = q_2 \cdot \bar{m}.$$

Для постоянной холодопроизводительности

$$q_2 \cdot \bar{m} = q'_2 \cdot \bar{m}' = Q_x.$$

Массовый расход хладагента

$$\bar{m} = Q_x / q_2 = 120/1035 = 0,116 \text{ кг/с}.$$

Массовый расход хладагента

$$\bar{m}' = Q_x / q'_2 = 120/1080 = 0,111 \text{ кг/с}.$$

Теоретическая мощность компрессора для режима работы с $t_1 = -25$ °С.

$$P_k = \bar{m} \cdot l_0 = 0,116 \cdot 335 = 38,9 \text{ кВт}.$$

Теоретическая мощность компрессора для режима работы с $t_1 = -5$ °С

$$P_k = \bar{m} \cdot l_0 = 0,111 \cdot 370 = 41,1 \text{ кВт}.$$

Потребляемая мощность компрессора увеличилась на

$$\frac{41,1 - 38,9}{38,9} \cdot 100 = 5,7\%.$$

2.1.10.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.1.1. Определите массовый и объемный расходы на выходе из воздушного центробежного компрессора для следующих условий его работы: $p_{\text{ex}} = 10 \text{ кг/см}^2$; $p_{\text{вых}} = 3 \text{ МПа}$; $T_{\text{ex}} = 320 \text{ К}$; $n = 1,5$; $c_{\text{ex}} = 25 \text{ м/с}$; $A_{\text{ex}} = 0,5 \text{ м}^2$.

$$[133,4 \text{ кг/с}; 5,9 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.2. Определите массовый и объемный расходы воздуха на входе в центробежный компрессор для следующих условий его работы: $p_{\text{ex}} = 1 \text{ кг/см}^2$; $i_{\text{вых}} = 430 \text{ кДж/кг}$; $T_{\text{ex}} = 270 \text{ К}$; $n = 1,5$; $M_{c_{\text{вых}}} = 0,1$; $A_{\text{вых}} = 0,25 \text{ м}^2$.

$$[32,9 \text{ кг/с}; 26,1 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.3. Определите массовый расход воздушного центробежного компрессора для следующих условий его работы: $p_{\text{ex}} = 0,2 \text{ МПа}$; $i_{\text{вых}} = 400 \text{ кДж/кг}$; $\rho_{\text{ex}} = 2 \text{ кг/м}^3$;

$$n = 1,8; \bar{V}_{\text{вых}} = 5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$[11,8 \text{ кг/с}]$$

Задача 2.1.4. Определите объемный расход на выходе из воздушного центробежного компрессора для следующих условий его работы: $p_{\text{ex}} = 3 \text{ МПа}$; $T_{\text{вых}} = 600 \text{ К}$; $i_{\text{ex}} = 300 \text{ кДж/кг}$; $n = 1,5$; $\bar{m} = 670 \text{ кг/с}$.

$$[4,7 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.5. Определите массовый и объемный расходы на входе в воздушный центробежный компрессор для следующих условий его работы: $p_{\text{вх}} = 2 \text{ МПа}$; $p_{\text{ex}} = 5 \text{ кг/см}^2$; $n = 1,8$; $i_{\text{вх}} = 400 \text{ кДж/кг}$; $d_{\text{вх}} = 0,1 \text{ м}$; $M_{c_{\text{вх}}} = 0,1$.

$$[5,5 \text{ кг/с}; 0,69 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.6. Определите объемный расход на выходе из воздушного центробежного компрессора, если известно, что: $p_{\text{ex}} = 3 \text{ МПа}$; $T_{\text{вых}} = 600 \text{ К}$; $i_{\text{ex}} = 300 \text{ кДж/кг}$; $n = 2$; $\bar{m} = 600 \text{ кг/с}$.

$$[8,5 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.7. Определите массовый и объемный расходы на выходе из воздушного центробежного компрессора, если известно, что: $T_{\text{ex}} = 300 \text{ К}$; $p_{\text{ex}} = 2 \text{ кг/см}^2$; $p_{\text{вх}} = 1,6 \text{ МПа}$; $n = 1,5$; $A_{\text{ex}} = 0,5 \text{ м}^2$; $M_{\text{ex}} = 0,15$.

$$[59,4 \text{ кг/с}; 6,4 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.8. Определите объемный расход на выходе из воздушного центробежного компрессора, если известно, что: $p_{\text{ex}} = 0,5 \text{ МПа}$; $T_{\text{вх}} = 600 \text{ К}$; $T_{\text{ex}} = 300 \text{ К}$; $n = 1,5$; $\bar{m} = 10 \text{ кг/с}$.

$$[0,43 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.1.9. Определите, какую площадь входного патрубка центробежного компрессора следует выбрать, чтобы скорость воздуха на входе была не более 30 м/с . Известны следующие параметры $T_{\text{ex}} = 310 \text{ К}$; $p_{\text{вх}} = 0,8 \text{ МПа}$; $n = 1,5$; $i_{\text{вх}} = 600 \text{ кДж/кг}$; $\bar{V}_{\text{вх}} = 24 \text{ м}^3/\text{мин}$.

$$[A_{\text{вх}} > 0,05 \text{ м}^2]$$

Задача 2.1.10. Из теплоизолированного баллона, содержащего углекислый газ при давлении 12 ат и температуре 20°C вытекает $2/3$ содержимого. Определите термические параметры состояния газа, оставшегося в баллоне (T, p, v). Определите изменение калорических параметров газа $\Delta u, \Delta i, \Delta s$.

$$\left[\begin{array}{l} T_2 = 209 \text{ К}; p_2 = 2,8 \cdot 10^5 \text{ Па}; v_2 = 0,141 \text{ м}^3/\text{кг} \\ \Delta u = -51,2 \text{ кДж/кг}; \Delta i = -35,2 \text{ кДж/кг}; \Delta s = 0 \end{array} \right]$$

Задача 2.1.11. Начальные параметры воздуха в цилиндре длиной 50 см и диаметром 20 см соответствуют параметрам окружающей среды: давлению $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t = 20$ °С. Определите энергию, передаваемую газу при быстром сжатии воздуха поршнем, перемещающимся без трения на 40 см. Определите термические параметры (T, p, v) в конце процесса и изменение калорических параметров $\Delta u, \Delta i, \Delta s$.

$$\left[\begin{array}{l} T_2 = 556,8 \text{ К}; p_2 = 9,5 \cdot 10^5 \text{ Па}; v_2 = 0,168 \text{ м}^3/\text{кг} \\ \Delta u = 189 \text{ кДж/кг}; \Delta i = 265 \text{ кДж/кг}; \Delta s = 0 \end{array} \right]$$

Задача 2.1.12. В баллоне емкостью 100 л находится воздух при давлении 50 бар и температуре 20 °С, давление окружающей среды $p_0 = 1$ бар, а температура $t = 20$ °С. Определите работу, которая может быть произведена воздухом при расширении его до давления p_0 по изотерме и адиабате, а также температуру и массу оставшегося в баллоне газа после открытия вентиля и выравнивания давления с окружающей средой. Найдите изменение калорических параметров $\Delta u, \Delta i, \Delta s$ в процессах.

$$\left[\begin{array}{l} \text{Изот. процесс: } L = 1900 \text{ кДж}; T_2 = 293 \text{ К}; m_2 = 0,12 \text{ кг}; \Delta u = 0; \Delta i = 0; \Delta s = 1123 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К} \\ \text{Адиаб. проц.: } L = 780 \text{ кДж}; T_2 = 95,8 \text{ К}; m_2 = 0,36 \text{ кг}; \Delta u = 140 \text{ кДж/кг}; \Delta i = 198 \text{ кДж/кг}; \Delta s = 0 \end{array} \right]$$

Задача 2.1.13. В сборном газоходе смешиваются уходящие газы из трех парогенераторов, имеющие атмосферное давление. Объемный состав газов: $CO_2 - 11,8; O_2 - 6,8; N_2 - 75,6; H_2O - 5,8$ %. Часовые расходы газов составляют 7100, 2600, 11200 м³/час, а температуры газов соответственно равны 170, 220, 120 °С. Определите температуру газов после смешивания, объемный расход через дымовую трубу, диаметры всех четырех трубопроводов при условии обеспечения допустимой скорости 8 м/с, а также приращение энтропии Δs смеси.

$$\left[\begin{array}{l} T = 419,7 \text{ К}; \bar{V} = 21160 \text{ м}^3/\text{час}; d_1 = 0,56 \text{ м}; d_2 = 0,17 \text{ м}; \\ d_3 = 0,71 \text{ м}; d = 0,97 \text{ м}; \Delta s = 3,05 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К} \end{array} \right]$$

Задача 2.1.14. В баллоне находится 100 л водорода при давлении 1,4 ат (по манометру) и температуре 32 °С. После подключения баллона к сети в него поступает водород давлением 10 ат и температурой 18 °С. Определите термические параметры t_2, p_2, v_2 , водорода в баллоне после смешивания, массу Δm поступающего в баллон газа. Покажите процесс в T, s -координатах.

$$\left[T_2 = 291 \text{ К}; p_2 = 10,8 \cdot 10^5 \text{ Па}; v_2 = 1,11 \text{ м}^3/\text{кг}; \Delta m = 0,07 \text{ кг} \right]$$

Задача 2.1.15. Давление воздуха в трубопроводе диаметром 8 мм изменяется при движении через местное сопротивление от 8 до 6 ат. Параметры воздуха перед сопротивлением следующие: температура 32 °С, скорость 25 м/с. Определите параметры

газа (t_2, ρ_2, w_2) после сопротивления, расход \bar{m} , изменение калорических параметров $\Delta u, \Delta i, \Delta s$ в процессе.

Задача 2.1.16. Цикл открытой ГТУ характеризуется следующими параметрами: повышение давления $\Pi = 12$, температура газа перед турбиной 800°C , параметры воздуха на входе в двигатель $p_a = 0,1$ МПа и $t_a = 30^\circ\text{C}$. Определите работу цикла l_u и КПД η_u , если КПД компрессора и турбины 0,85. Покажите цикл в p, v - и T, s - координатах.

Задача 2.1.17. Определите температуру воздуха за компрессором ГТУ, если температура воздуха на входе в компрессор (по вариантам): а) $T^*_1 = 243$ К; б) $T^*_1 = 273$ К; в) $T^*_1 = 303$ К; степень повышения давления $\Pi = 15$; политропный КПД компрессора $\eta_n = 0,9$.

Задача 2.1.18. В регенеративном цикле Ренкина ПТУ часть пара в процессе расширения отбирается из турбины и используется для подогрева воды до насыщенного состояния. Параметры цикла следующие: температура и давление пара перед турбиной 550°C и 170 бар, давление в конденсаторе $p_2 = 0,04$ бар; отбираемый пар имеет температуру на 10°C выше наибольшей температуры подогреваемой воды. Определите параметры в характерных точках цикла, работу цикла l_u и КПД η_u . Найдите степень увеличения эффективности цикла за счет регенерации и покажите его в T, s - координатах.

Задача 2.1.19. Аммиачная пароконденсационная холодильная машина должна поддерживать в камере температуру $t = -5^\circ\text{C}$, компенсируя теплопритоки из окружающей среды с температурой $t = 20^\circ\text{C}$ через стенки камеры в количестве 100 кВт. Давление в испарителе $p_u = 0,15$ МПа, а в конденсаторе $p_k = 0,9$ МПа. Пренебрегая переохлаждением конденсата и перегревом пара, определите параметры в характерных точках цикла, работу цикла, холодильный коэффициент, степень термодинамического совершенства η_c , теоретическую мощность компрессора. Изобразите цикл в p, i - и T, s - координатах.

Задача 2.1.20. В камере холодильной машины поддерживается постоянная температура -10°C , а насыщенный пар аммиака поступает в компрессор при температуре $t_u = -20^\circ\text{C}$ и конденсируется при $t_k = 50^\circ\text{C}$. Для летнего периода эксплуатации принята расчетная температура окружающей среды $t_0 = 30^\circ\text{C}$. Определите параметры в характерных точках, работу, холодильный коэффициент и степень термодинамического совершенства η_c . Каким образом изменятся эти показатели при переходе к зимней эксплуатации, когда $t_0 = 0^\circ\text{C}$. Оцените изменение мощности привода ($P_{зим}/P_{лет}$), если снижение холодопроизводительности $Q_{ох}$ осуществляется за счет уменьшения расхода хладагента \bar{m} . Покажите циклы в p, v - и T, s - координатах.

Задача 2.1.21. В паротурбинной установке параметры пара перед турбиной $p_1 = 110$ бар и $t_1 = 500$ °С, давление в конденсаторе $p_2 = 0,04$ бар. Для повышения эффективности двигателя введен промежуточный перегрев пара при $p_n = 30$ бар до начальной температуры 500 °С. Известно, что относительный КПД турбины $\eta_{oi} = 0,8$. Определите параметры в характерных точках, индикаторную работу и КПД $\eta_{ц}$, а также повышение эффективности за счет вторичного перегрева пара и потери эксергии Π_2 при отводе теплоты в двигателе. Температура окружающей среды $T_0 = 20$ °С.

Задача 2.1.22. Определите мощность, затрачиваемую на сжатие влажного воздуха в компрессоре, если $T_a = 288$ К; $P_a = 0,1013$ МПа; температура воздуха при выходе из компрессора $T_2^* = 430$ К; расход влажного воздуха $\bar{m}_g = 30$ кг/с при относительной влажности воздуха $\varphi = 0,5$.

Задача 2.1.23. Вычислите мощность компрессора низкого давления (КНД), если температура и давление воздуха в окружающей среде $T_a = 305$ К, $P_a = 0,1012$ МПа, коэффициент давления во входном устройстве $\sigma_{вх} = 0,995$, политропный КПД $\eta_{пкнд} = 0,9$, расход воздуха $\bar{m}_g = 50$ кг/с, степень повышения давления $\Pi = 4$.

Задача 2.1.24. По результатам эксплуатационных испытаний ПТУ электрической мощностью $P_{эл} = 32$ МВт известно, что давление и температура пара перед турбиной $15,5$ МПа и 540 °С, давление в конденсаторе $0,04$ бар, КПД насоса $\eta_n = 0,8$, относительный КПД турбины $\eta_{oi} = 0,85$, КПД парогенератора $\eta_{пг} = 0,9$, электрогенератора $\eta_{эл} = 0,98$, механический КПД двигателя $\eta_m = 0,95$. В парогенераторе используется топливо с теплотой сгорания $G = 32$ МДж/кг. Определите КПД $\eta_{ц}$ цикла Ренкина, расход топлива g_m и производительность G парогенератора. Покажите процесс в p , v - и T , s -координатах.

Задача 2.1.25. Конденсационная турбина с одним промежуточным отбором пара при давлении $0,3$ МПа работает при начальных параметрах $p_1 = 4$ МПа, $t_1 = 420$ °С и давлении пара в конденсаторе $p_2 = 4$ кПа. Определите расход $\bar{m}_{ох}$ охлаждающей воды в конденсаторе, если относительный КПД части высокого давления $\eta_{oi} = 0,73$, а низкого – $\eta_{oi} = 0,75$, расход конденсирующегося пара $\bar{m}_к = 7,5$ кг/с, температура охлаждающей воды понижается на 12 °С. Найдите внутреннюю мощность турбины P_T , если доля производственного отбора пара $\alpha_n = 0,3$. Определите параметры пара в характерных точках процессов и покажите их в T , s - и i , s - координатах.

Список литературы к разделу 2.1

1. Алабовский А. Н. Теплотехника / А. Н. Алабовский, С. М. Константинов, И. А. Недужий: под редакцией С. М. Константинова. – К.: Вища школа, 1988. – 256 с.
2. Андриющенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов: учебное пособие для вузов / А. И. Андриющенко. – М., Высшая школа, 1975. – 264 с.
3. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – Мир, 1977. – 519 с.
4. Галеркин Ю. Б. Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирования центробежных компрессоров промышленного назначения: учебное пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. Я. Стрижак. – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2003. – 93 с.
5. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
6. Железный В. П. Новые структурно-аддитивные методы прогнозирования теплофизических свойств углеводородов / В. П. Железный, А. С. Маркварт, Б. А. Григорьев // Вести газовой науки. – Выпуск № 3 (11). – 2012.
7. Железный В. П. Кипение в гладкой трубе раствора R600a/минеральное масло ISO VG 15 / В. П. Железный, А. В. Мельник // Вестник МАХ. – №2. – 2014. – С. 13–18.
8. Калінкевич М. В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: навчальний посібник / М. В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55 с.
9. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми: Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
10. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
11. Марченко В. Н. Техническая термодинамика: учебное пособие / В. Н. Марченко – Суми : Видавництво СумДУ, 2006. – 59 с.
12. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л.: Химия, 1982. – 582 с.
13. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общей редакцией В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
14. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
15. Теплотехнические расчеты процессов транспорта и регазификации природных газов : справочное пособие / В. А. Загорученко, Р. Н. Бикчентай, А. А. Вассерман и др.. – М.: Недра, 1980. – 320 с.
16. Техническая термодинамика: учеб. для маш. вузов / под ред. В. И. Крутова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Вища школа, 1991. – 384 с.
17. Шульц Д. Политропический анализ центробежного компрессора: труды американского общества инж.-механиков / Д. Шульц // Энергетические машины и установки. – 1962. – № 1. – С. 87–100.
18. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery / S. L. Dixon, S. A. Hall. Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основные положения термодинамики.
2. Какие термодинамические свойства называются интенсивными?
3. Какие термодинамические свойства называются экстенсивными?
4. В чем различие между интенсивными и экстенсивными термодинамическими свойствами?
5. Дайте определение понятия *термодинамическая система*.
6. Какая термодинамическая система называется *физически однородной*?
7. Дайте определение *изолированной термодинамической системы*.
8. Дайте определение *замкнутой термодинамической системы*.
9. Дайте определение *открытой термодинамической системы*.
10. Какое состояние термодинамической системы называется *равновесным*?
11. Какое состояние термодинамической системы называется *установившимся*?
12. Дайте определение и объясните понятие *параметры состояния*.
13. Дайте определение понятию *нулевое начало термодинамики*.
14. Сформулируйте *первый закон термодинамики*.
15. Сформулируйте *второй закон термодинамики*.
16. Напишите формулу *первого закона термодинамики*.
17. Напишите формулу *второго закона термодинамики*.
18. Дайте определение понятия *энергия*.
19. Дайте определение понятия *внутренняя энергия*.
20. Дайте определение понятия *кинетическая энергия*.
21. Дайте определение понятия *потенциальная энергия*.
22. Как связаны между собой *полная, внутренняя, кинетическая и потенциальная энергии*?
23. Укажите размерность энергии.
24. Дайте определение понятия *энтальпия*.
25. Дайте определение понятия *теплота*.
26. Дайте определение понятия *работа*.
27. Дайте определение понятия *мощность*.
28. Укажите размерность *мощности*.
29. Дайте определение понятию *энтропия*.
30. Напишите формулу для определения изменения энтропии в обратимом процессе.
31. Напишите формулу для определения изменения энтропии в необратимом процессе.
32. Дайте определение понятия *удельные параметры*.
33. Напишите формулу термодинамического тождества.
34. Дайте определение понятия *теплоемкость*.
35. Как связаны между собой *массовая, объёмная и молярная теплоёмкости*?

36. Напишите уравнение *Майера*.
37. Напишите формулу для определения *показателя адиабаты*.
38. Какие параметры газа называются *термическими*?
39. Сформулируйте основные положения модели *идеального газа*.
40. Напишите уравнение *состояния идеального газа*.
41. Сформулируйте *закон Бойля*.
42. Сформулируйте *закон Шарля*.
43. Сформулируйте *закон Амонтона*.
44. Сформулируйте *закон Авогадро*.
45. Напишите уравнение *состояния реального газа*.
46. Напишите уравнение *состояния в вириальной форме*.
47. Сформулируйте *закон соответственных состояний*.
48. Сформулируйте основные положения *метода Ли – Кеслера*.
49. Дайте определение понятия *фазовый переход*.
50. Дайте определение понятия *плавление*.
51. Дайте определение понятия *парообразование*.
52. Дайте определение понятия *сублимация*.
53. Дайте определение понятия *кристаллизация*.
54. Дайте определение понятия *конденсация*.
55. Дайте определение понятия *десублимация*.
56. Объясните понятие *критические параметры*.
57. Дайте описание *энтропийных диаграмм T, s- и i, s-*.
58. Дайте определение и объясните понятие *степень сухости*.
59. Дайте определение и объясните понятие *линия насыщения*.
60. Напишите формулу для определения *теплоты парообразования*.
61. Сформулируйте *закон Дальтона*.
62. Сформулируйте *закон Амага*.
63. Дайте определение и объясните понятие *парциальное давление*.
64. Дайте определение и объясните понятие *парциальный объем*.
65. Дайте определение понятия *влажность*.
66. Дайте определение и объясните понятие *точка росы*.
67. Дайте определение понятия *влажностермодинамическое содержание* и напишите формулу для определения влажностермодинамического содержания.
68. Дайте определение понятия *относительная влажность* и напишите формулу для определения *относительной влажности*.
69. Укажите приборы для измерения влажности.
70. Перечислите методы измерения влажности газов.
71. Дайте определение понятия *термодинамический процесс*.
72. Какой процесс называется *обратимым*?
73. Какой процесс называется *необратимым*?
74. Какой процесс называется *политропным*?

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

75. Напишите уравнение *политропного процесса*.
76. Напишите формулу для определения *удельной работы политропного процесса сжатия*.
77. Какой процесс называется *адиабатным*?
78. Напишите уравнение *адиабатного процесса*.
79. Напишите уравнения *изобарного, изохорного и изотермического процессов*.
80. Дайте определение понятию *дресселирование*.
81. Что называется *эффектом Джоуля – Томсона*.
82. Напишите формулу для определения *коэффициента Джоуля – Томсона*.
83. Дайте определение понятия *термодинамический цикл*.
84. Какой цикл называется *прямым*?
85. Какой цикл называется *обратным*?
86. Какой цикл называется *обратимым*?
87. Какой цикл называется *необратимым*?
88. Напишите формулу для определения *работы цикла*.
89. Напишите формулу для определения *термического КПД*.
90. Напишите формулу для определения *холодильного коэффициента*.
91. Напишите формулу для определения *отопительного коэффициента*.
92. Какой цикл является *циклом Карно*.
93. Дайте определение понятия *эксергия*.
94. Дайте определение понятия *анергия*.
95. Изобразите принципиальную схему и цикл простой *газотурбинной установки*.
Объясните, как работает установка.
96. Какой цикл называется *циклом Брайтона*.
97. Изобразите принципиальную схему и цикл простой *паротурбинной установки*.
Объясните, как работает установка.
98. Какой цикл называется *циклом Ренкина*.
99. Напишите формулу для определения *термического КПД цикла Ренкина*.
100. Изобразите принципиальную схему и цикл простой *паротурбинной теплофикационной установки*. Объясните, как работает установка.

2.2 Гидрогазодинамика

Течение вязкого газа в проточных частях турбомашин в общем случае характеризуется уравнениями, полученными из основных законов сохранения механики.

2.2.1 Уравнение неразрывности

Уравнение неразрывности получается из закона сохранения массы конечного объема V сплошной среды

$$\frac{d}{d\tau} \int_V \rho \cdot dV = 0, \quad (2.2.1)$$

где ρ – плотность.

В дифференциальной форме уравнение неразрывности имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \cdot \vec{c}) = 0, \quad (2.2.2)$$

где $\text{div} = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$ – дивергенция.

Уравнение (2.2.2) справедливо как для установившегося, так и для неустановившегося движения сжимаемой и несжимаемой жидкостей. Уравнение (2.2.2) относится к числу фундаментальных уравнений механики жидкости.

Для установившегося течения $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$, тогда уравнение неразрывности принимает вид

$$\text{div}(\rho \cdot \vec{c}) = 0. \quad (2.2.3)$$

Для струйки тока с площадью сечения dA

$$\rho \cdot c \cdot dA = d\bar{m} = \text{const}. \quad (2.2.4)$$

Для канала с ортогональной площадью сечения A

$$\int_A \rho \cdot c \cdot dA = \bar{m} = \rho_{cp} \cdot c_{cp} \cdot A, \quad (2.2.5)$$

где \bar{m} – массовый расход.

При постоянном значении плотности в сечении $\rho = \text{const}$ осредненная по расходу скорость определяется по уравнению

$$c_{cp} = \frac{1}{A} \cdot \int_A c \cdot dA. \quad (2.2.6)$$

2.2.2 Уравнение импульса

Изменение импульса изолированной системы равно импульсу сил, действующих на эту систему. Для объема V , ограниченного поверхностью A , уравнение импульса имеет вид

$$\frac{\partial K}{\partial \tau} + \int_A \rho \cdot c_n \cdot \vec{c} \cdot dA = \int_V \rho \cdot \vec{F} \cdot dV + \int_A \vec{p}_n \cdot dA, \quad (2.2.7)$$

где $K = \int_V \rho \cdot \vec{c} \cdot dV$ – количество движения (импульс) массы в объеме V ; c_n – нормальная к поверхности A составляющая скорости; \vec{p}_n – напряжение поверхностных сил.

Для установившегося движения $\frac{\partial K}{\partial \tau} = 0$.

2.2.2.1 Уравнение Навье – Стокса. Уравнения движения Навье – Стокса представляют собой систему дифференциальных уравнений движения вязкой среды. Являясь, по существу, уравнениями импульса, уравнения движения Навье – Стокса в прямоугольной системе координат записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial c_x}{\partial \tau} + c_x \cdot \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial c_x}{\partial z} = X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \\ + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial c_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} \right) \right] + \\ + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial c_x}{\partial y} + \frac{\partial c_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial c_x}{\partial z} + \frac{\partial c_z}{\partial x} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.2.8)$$

Аналогичный вид имеют уравнения движения вдоль осей y и z .

В векторной форме уравнения Навье – Стокса имеют более компактную запись:

$$\frac{\partial \vec{c}_i}{\partial \tau} + \vec{c}_j \cdot \frac{\partial \vec{c}_i}{\partial x_j} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \Delta(v \cdot \vec{c}) + \frac{1}{3} \cdot v \cdot \text{grad}(\text{div} \vec{c}). \quad (2.2.9)$$

В этом уравнении \vec{F} – массовая сила; p – давление;

$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ – оператор Лапласа; $\text{div} \vec{c} = \frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z}$ – дивергенция скорости.

Для невязкого установившегося течения уравнение движения имеет вид

$$\vec{c}_j \cdot \frac{\partial \vec{c}_i}{\partial x_j} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i}. \quad \text{Это уравнение называется уравнением Эйлера.}$$

2.2.2.2 Уравнения Рейнольдса. Уравнения Рейнольдса – это уравнения Навье – Стокса, осредненные по Рейнольдсу (англ. *RANS* (Reynolds averaged Navier – Stokes)):

$$\frac{\partial \bar{c}_j}{\partial \tau} + \bar{c}_j \cdot \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \cdot \frac{\partial \bar{c}_j}{\partial x_k} - \bar{c}'_j \bar{c}'_k \right), \quad (j = 1, 2, 3). \quad (2.2.10)$$

Данные уравнения используются для описания турбулентных течений. Метод осреднения Рейнольдса заключается в замене случайно изменяющихся характеристик потока (скорость, давление, плотность) суммами осредненных и пульсационных составляющих.

Мгновенные значения скоростей можно представить в виде суммы осредненных и пульсационных величин

$$\bar{c} = \bar{c} + c'. \quad (2.2.11)$$

Осредненная во времени скорость

$$\bar{c} = \frac{1}{T} \int_{t-T/2}^{t+T/2} c \cdot d\tau. \quad (2.2.12)$$

Здесь T – интервал осреднения.

Уравнение Рейнольдса отличается от уравнения Навье – Стокса наличием последнего компонента $-\frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{c}'_j \bar{c}'_k)$.

Величины $\tau_{ij} = -\rho \cdot \bar{c}'_i \bar{c}'_j$ называются турбулентными напряжениями. Связь между ними и скоростями деформаций устанавливается на основе полуэмпирических теорий турбулентности.

2.2.3 Уравнение момента импульса

Согласно закону сохранения момента импульса изменение момента импульса изолированной системы равно главному моменту сил, действующих на эту систему.

Уравнение имеет вид

$$\frac{\partial M}{\partial \tau} + \int_A [\vec{r} \times \bar{c}] \cdot \rho \cdot c_n \cdot dA = \int_V [\vec{r} \times \bar{F}] \cdot \rho \cdot dV + \int_A [\vec{r} \times \bar{p}_n] \cdot dA, \quad (2.2.13)$$

где $M = \int_V [\vec{r} \times \bar{c}] \cdot \rho \cdot dV$ – момент импульса.

2.2.3.1 Уравнение Эйлера для турбомашин. Уравнение Эйлера для турбомашин является, по существу, уравнением момента импульса. Уравнение Эйлера получено для установившегося движения жидкости в струйке тока. Струйка тока произвольной формы вращается с постоянной угловой скоростью ω относительно оси z прямоугольной декартовой системы координат. $h_T = \frac{M_z \cdot \omega}{\dot{m}}$ – теоретический (Эйлеров) напор имеет размерность удельной энергии Дж/кг. Здесь M_z – главный момент всех внешних сил; \dot{m} – массовый расход.

Для компрессоров и насосов имеет вид

$$h_T = (c_{u2} \cdot U_2 - c_{u1} \cdot U_1). \quad (2.2.14)$$

Для турбин имеет вид

$$h_T = (c_{u1} \cdot U_1 - c_{u2} \cdot U_2). \quad (2.2.15)$$

В уравнениях (2.2.14) и (2.2.15) h_T – теоретический напор; c_{u1} и c_{u2} – проекции абсолютных скоростей на окружное направление на входе и выходе лопаток рабочего колеса соответственно; U_1 и U_2 – окружные скорости на входе и выходе лопаток рабочего колеса соответственно.

Уравнение Эйлера для турбомашин устанавливает связь между энергетическими показателями турбомашин и кинематическими параметрами потока газа в проточной части этой турбомашин.

2.2.4 Уравнение энергии

Закон сохранения энергии – фундаментальный закон природы, установленный эмпирически и заключающийся в том, что энергия изолированной (замкнутой) системы сохраняется во времени. Иными словами, энергия не может возникнуть из ничего и не может исчезнуть в никуда, она может только переходить из одной формы в другую. Закон сохранения энергии встречается в различных разделах физики и проявляется в сохранении различных видов энергии. Например, в термодинамике закон сохранения энергии называется первым началом термодинамики.

Уравнение энергии в интегральной форме имеет вид

$$\frac{d}{d\tau} \int_V \rho \cdot \left(u + \frac{c^2}{2} \right) \cdot dV = \int_A [\vec{p}_n \cdot \vec{c}] \cdot dA + \int_V [\vec{F} \cdot \vec{c}] \cdot \rho \cdot dV + \int_V \rho \cdot q \cdot dV, \quad (2.2.16)$$

где u – удельная внутренняя энергия; q – количество теплоты, подводимой к единице массы за единицу времени.

2.2.4.1 Уравнение Бернулли. Другой формой представления закона сохранения энергии является уравнение Бернулли. Уравнение Бернулли иногда называют механической формой уравнения энергии. В дифференциальной форме уравнение Бернулли имеет вид

$$dl_i = v \cdot dp + d \frac{c^2}{2} + dl_r + dh_z. \quad (2.2.17)$$

Изменением пьезометрического напора dh_z для газовых машин обычно пренебрегают.

В интегральном виде уравнение Бернулли имеет вид

$$h_i = h_n + h_o + h_r, \quad (2.2.18)$$

где h_i – полный напор;

$h_n = \int_1^2 v \cdot dp$ – политропный напор;

$h_o = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ – динамический напор;

$h_r = \int_1^2 dl_r$ – «потери» напора.

Термин «потери» используется для краткости названия. Потерями называют ту часть энергии, которая затрачивается на преодоление вязкостного трения различного рода, и поэтому правильнее было бы называть эту энергию энергией диссипации.

2.2.4.2 Первый закон термодинамики для потока газа. В дифференциальном виде первый закон термодинамики для потока газа имеет вид

$$dl_i = di + d \frac{c^2}{2} - dq_{внеш}, \quad (2.2.19)$$

где l_i – полная (внутренняя) удельная энергия;

i – энтальпия (удельная);

$q_{внеш}$ – количество теплоты (удельное), подведенное к газу.

В интегральном виде первый закон термодинамики для потока газа имеет вид

$$l_i = \Delta i + \Delta \frac{c^2}{2} - q_{внеш}. \quad (2.2.20)$$

Обычно при работе турбокомпрессоров теплота отводится от сжимаемого газа в окружающую среду, и тогда в уравнении (2.2.20) теплота берется со знаком минус, то есть прибавляется к изменению энтальпии.

2.2.5 Изоэнтропийное течение газов и жидкостей

Изоэнтропийное течение ($s = const$) идеального газа или жидкости происходит при отсутствии внешнего теплообмена ($q_{внеш} = 0$) и при отсутствии диссипации энергии ($q_{дис} = 0$). Такое течение характеризуется уравнением Гюгонио [3]:

$$(M^2 - 1) \cdot \frac{1}{c} \cdot \frac{dc}{dx} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx}, \quad (2.2.21)$$

где M – число Маха.

2.2.5.1 Газодинамические функции. Газодинамические функции получены из уравнения энергии путем его преобразования с помощью уравнения изоэнтропы. Газодинамические функции представляют собой отношения параметров движущегося и адиабатически заторможенного потоков. Функции зависят только от физических свойств рабочей среды (k) и приведенной скорости $\lambda = c/a_{кр}$ [4] (или числа Маха M). Здесь $a_{кр}$ – критическая скорость звука. Критической называется скорость потока, равная местной скорости звука, т. е. скорость при $M = 1$.

($\lambda = c/a_{кр}$ также называют скоростным коэффициентом [3]. Но при истечении газов и жидкостей из сопла скоростным коэффициентом называется отношение действительной скорости истечения к теоретической $\varphi = c_0/c_{a0}$, поэтому во избежание путаницы авторы будут использовать для $\lambda = c/a_{кр}$ термин «приведенная скорость»).

Критическая скорость звука определяется по формуле

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T^*}. \quad (2.2.22)$$

Во многих задачах использование приведенной скорости вместо числа Маха является более удобным. Критическая скорость в энергетически изолированных потоках постоянна. Между числом Маха и приведенной скоростью существует однозначная зависимость

$$M^2 = \frac{c^2}{a^2} = \frac{c^2}{a_{кр}^2} \cdot \frac{a_{кр}^2}{a^2} = \frac{2 \cdot \lambda^2}{(k+1) - (k-1) \cdot \lambda^2}, \quad (2.2.23)$$

или

$$\lambda^2 = \frac{(k+1) \cdot M^2}{(k-1) \cdot M^2 + 2}. \quad (2.2.24)$$

Формулы для определения газодинамических функций в зависимости от приведенной скорости и от числа Маха имеют следующий вид:

– газодинамическая функция температуры

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2}; \quad (2.2.25)$$

– газодинамическая функция давления

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}; \quad (2.2.26)$$

– газодинамическая функция плотности

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{1}{k-1}}}. \quad (2.2.27)$$

Эти функции связаны между собой:

$$\varepsilon(\lambda) = [\tau(\lambda)]^{\frac{1}{k-1}}, \quad \pi(\lambda) = [\varepsilon(\lambda)]^k = [\tau(\lambda)]^{\frac{k}{k-1}}, \quad \pi(\lambda) = \tau(\lambda) \cdot \varepsilon(\lambda). \quad (2.2.28)$$

Еще одна газодинамическая функция – это функция расхода. Функция расхода через приведенную скорость, или через число Маха, выражается следующим образом:

$$q = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda \cdot \varepsilon(\lambda) \quad (2.2.29)$$

и

$$q = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{k+1}{2(1-k)}} \cdot M. \quad (2.2.30)$$

Газодинамические функции позволяют в уравнениях, характеризующих движение газа, вместо температуры T , давления p , плотности ρ и скорости c использовать один параметр – приведенную скорость λ , что упрощает нахождение решения.

Значения газодинамических функций температуры, давления и плотности находятся в диапазоне 0–1: $0 \leq \pi(\lambda) \leq \varepsilon(\lambda) \leq \tau(\lambda) \leq 1$.

2.2.5.2 Комплексный потенциал. Весьма эффективным способом анализа плоских потенциальных течений является использование комплексного потенциала [5]:

$$W(z) = \varphi + i\psi, \quad (2.2.31)$$

где $z = x + iy$ – комплексная переменная.

Потенциал скорости $\varphi(x, y)$ – вещественная часть комплексного потенциала.

Функция тока $\psi(x, y)$ – мнимая часть комплексного потенциала.

Для них справедливо уравнение Лапласа

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = 0. \quad (2.2.32)$$

Потенциал скорости и функция тока связаны между собой соотношениями Коши – Римана:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad \frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (2.2.33)$$

Комплексная скорость – производная от комплексного потенциала

$$\frac{dW}{dz} = \frac{\partial \varphi}{\partial x} + i \frac{\partial \psi}{\partial x} = c_x + ic_y, \quad (2.2.34)$$

где c_x и c_y – проекции скорости.

Модуль комплексной скорости равен значению скорости

$$\left| \frac{dW}{dz} \right| = \sqrt{c_x^2 + c_y^2} = c. \quad (2.2.35)$$

2.2.5.3 Истечение газов и жидкостей из емкости. Для изоэнтропийного истечения газа или жидкости из резервуара, в котором поддерживаются постоянными параметры рабочей среды p_1, T_1 , в окружающую среду с давлением p_0 справедливо соотношение $i_1 + c_1^2/2 = i_2 + c_2^2/2$. Из него следует

$$c_2 = \sqrt{2(i_2 - i_1) + c_1^2}. \quad (2.2.36)$$

Массовый расход определяется по формуле

$$\bar{m} = A \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1 \rho_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2.2.37)$$

где A – площадь на выходе.

Режим истечения потока из емкости определяется отношением давлений $\beta = p_{\text{вых}} / p_1$.

При $\beta > \beta_{\text{кр}}$ – истечение докритическое, скорость меньше скорости звука. При $\beta < \beta_{\text{кр}}$ – истечение критическое (звуковое). При этом скорость истечения воздуха равняется

$$\text{критической скорости звука } c_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T^*} \cdot \beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Критический массовый расход можно определить по формуле

$$\bar{m}_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{p^*}{R \cdot T^*} a_{\text{кр}} \cdot A. \quad (2.2.38)$$

2.2.6 Осреднение параметров потока

Действительный поток газа в турбомашине является неравномерным. При исследовании газодинамических процессов часть параметров, имеющих неосновное значение в рассматриваемой задаче, заменяется их осредненными значениями. Осреднение представляет собой замену неоднородного потока однородным при условии сохранения наиболее существенных для данной задачи свойств течения.

Часто в качестве средних значений параметров потока принимаются средние по площади сечения величины давления, скорости, температуры, плотности и т. д. Такое простейшее осреднение является неправильным и может приводить к заметным ошибкам при определении интегральных характеристик потока, если исходная неравномерность значительна.

Следует выполнять осреднение таким образом, чтобы сохранить неизменными суммарные характеристики потока. Но при осреднении не могут быть сохранены все свойства потока, и поэтому часть информации о потоке неизбежно теряется.

Состояние одномерного потока определяется тремя независимыми параметрами (например, давлением торможения p^* , температурой торможения T^* и приведенной скоростью λ), и поэтому при осреднении можно сохранить только три суммарные характеристики действительного течения.

2.2.6.1 Метод осреднения по расходу, импульсу и энергии [3]. Заключается в определении средних значений параметров \bar{p}^* , \bar{T}^* и $\bar{\lambda}$ при условии сохранения одинаковыми для действительного и осредненного потоков величин расхода, импульса и энергии. В поперечном сечении неравномерного потока известны поля температур, полного

и статического давлений. Для потока в целом величины расхода, импульса и энергии определяются интегрированием соответствующих элементарных величин по сечению.

Массовый расход определяется по формуле

$$\bar{m} = \int_A d\bar{m} = \int_A b \cdot \frac{p^* \cdot q(\lambda)}{\sqrt{T^*}} dA, \quad (2.2.39)$$

$$\text{где } b = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Уравнение для энергии, определенной по истинным и по средним значениям параметров газа:

$$\bar{m} \cdot c_p \cdot \bar{T}^* = \int_A c_p \cdot T^* d\bar{m}, \quad (2.2.40)$$

где c_p – теплоемкость газа.

Средняя температура торможения определяется по формуле

$$\bar{T}^* = \frac{\int_A c_p \cdot T^* d\bar{m}}{\bar{m} \cdot c_p} = \frac{\int_A p^* \cdot q(\lambda) \cdot \sqrt{T^*} dA}{\int_A \frac{p^* \cdot q(\lambda)}{\sqrt{T^*}} dA}. \quad (2.2.41)$$

Среднее значение критической скорости звука находится по формуле

$$\bar{a}_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot \bar{T}^*}. \quad (2.2.42)$$

Давление торможения находится по формуле

$$\bar{p}^* = \frac{\bar{m} \cdot \sqrt{\bar{T}^*}}{b \cdot A \cdot q(\bar{\lambda})}. \quad (2.2.43)$$

Для дозвуковых скоростей давление торможения можно определять по формуле

$$\bar{p}^* = \frac{\int_A p^* \cdot dA}{A}. \quad (2.2.44)$$

По найденным значениям \bar{p}^* , \bar{T}^* и $\bar{\lambda}$ однозначно определяются все остальные параметры осредненного потока.

Следует учитывать, что при таком способе осреднения не сохраняется постоянной суммарная величина энтропии. Поэтому значение КПД, вычисленное по найденным данным способом средним параметрам потока, будет меньше, чем для действительного потока.

Рассмотрим еще один способ осреднения параметров потока, который рекомендуется для расчета характеристик центробежных компрессоров [6].

Формулы осреднения получают из условия обеспечения равенства расходов, импульсов и энергий для действительного и осредненного потоков.

Объемный расход определяется по формуле

$$\bar{V} = c_{rcp} \cdot A = \int_A c_r \cdot dA, \quad (2.2.45)$$

где c_r – расходная проекция скорости.

Средняя расходная проекция скорости определяется по формуле

$$c_{rcp} = \frac{\int_A c_r \cdot dA}{A}. \quad (2.2.46)$$

Массовый расход находится по формуле

$$\bar{m} = c_{rcp} \cdot \rho_{cp} \cdot A = \int_A c_r \cdot \rho \cdot dA. \quad (2.2.47)$$

Средняя плотность

$$\rho_{cp} = \frac{\int_A c_r \cdot \rho \cdot dA}{\int_A c_r \cdot dA}. \quad (2.2.48)$$

Теоретический напор

$$h_T = c_{u2cp} \cdot U_2 = \frac{P_T}{\bar{m}} = \frac{\int_A c_{u2} \cdot c_{r2} \cdot \rho_2 \cdot U_2 \cdot dA}{\bar{m}}. \quad (2.2.49)$$

Окружная составляющая скорости

$$c_{u2cp} = \frac{\int_A c_{u2} \cdot c_{r2} \cdot \rho_2 \cdot dA}{\bar{m}} = \frac{\int_A c_2^2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \rho_2 \cdot dA}{\bar{m}}. \quad (2.2.50)$$

Кинетическая энергия находится по формуле

$$\frac{\rho_{cp} \cdot c_{cp0}^2}{2} = \frac{\int c^2 \cdot c_r \cdot \rho \cdot dA}{2 \cdot \bar{V}} = \frac{\int c^3 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \rho \cdot dA}{2 \cdot \bar{V}}. \quad (2.2.51)$$

Скорость, усредненная по кинетической энергии,

$$c_{cp0} = \left(\frac{\int c^3 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \rho \cdot dA}{\bar{m}} \right)^{0,5}. \quad (2.2.52)$$

2.2.7 Задачи

2.2.7.1 Примеры решения задач

Пример 2.2.1

Изоэнтروпийный одномерный поток воздуха движется по трубе с переменной площадью сечения. В двух сечениях числа Маха равны $M_1 = 0,7$ и $M_2 = 1,4$. Определите отношения температур T_2/T_1 и скоростей c_2/c_1 в этих сечениях.

Решение

Газодинамическая функция температуры

$$\tau = T/T^* = 1/[1 + (k-1/2) \cdot M^2]. \quad \tau_1 = \frac{T_1}{T^*} = \frac{1}{1 + (1,4-1/2) \cdot 0,7^2} = 0,911;$$

$$\tau_2 = \frac{T_2}{T^*} = \frac{1}{1 + (1,4-1/2) \cdot 1,4^2} = 0,718.$$

Отношение температур

$$T_2/T_1 = \tau_2/\tau_1 = 0,718/0,911 = 0,788.$$

Число Маха

$$M = \frac{c}{a},$$

где $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ – скорость звука.

Отношение скоростей

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{M_2 \cdot a_2}{M_1 \cdot a_1} = \frac{M_2 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}{M_1 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_1}} = \frac{1,4}{0,7} \sqrt{0,789} = 1,78.$$

Пример 2.2.2

Известны такие параметры воздушного центробежного компрессора: $T_{ex} = 270$ К; $p_{ex} = 1$ кг/см²; $p_{вых} = 0,8$ МПа; $n = 1,5$; $A_{вых} = 0,4$ м²; $c_{ex} = c_{вых} = 20$ м/с. Определите массовый расход и потребляемую компрессором мощность, считая, что $q_{внеш} = 0$.

Решение

Массовый расход компрессора может быть найден по формуле

$$\bar{m} = c_{вых} \cdot A_{вых} \cdot \rho_{вых}.$$

Для применения данной формулы нужно определить плотность воздуха на выходе из компрессора. Плотность воздуха на выходе из компрессора определяем с помощью уравнения состояния

$$\rho_{вых} = p_{вых} / R \cdot T_{вых}.$$

Температура воздуха на выходе из компрессора определяется с помощью уравнения процесса

$$T_{вых} = T_{ex} \cdot (p_{вых} / p_{ex})^{\frac{n-1}{n}}.$$

Потребляемую компрессором мощность определяем по формуле

$$P_k = \bar{m} \cdot l_k,$$

где l_k – удельная полная работа компрессора (полный напор).

Для определения l_k в данной задаче необходимо использовать уравнение сохранения энергии в виде первого закона термодинамики:

$$l_k = \Delta i + \Delta \frac{c^2}{2} - q_{внеш}.$$

По условиям задачи $\Delta \frac{c^2}{2} = \frac{c_{вых}^2 - c_{ex}^2}{2} = 0$, $q_{внеш} = 0$, разность энтальпий $\Delta i = i_{вых} - i_{ex}$. Для идеального газа $i = c_p \cdot T$, тогда $l_k = c_p \cdot (T_{вых} - T_{ex})$.

Вычисляем значения параметров:

$$T_{вых} = 270 \cdot \left(\frac{0,8 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} = 540 \text{ К.}$$

Значение средней температуры

$$T_{cp} = \frac{T_{ex} + T_{вых}}{2} = \frac{270 + 540}{2} = 405 \text{ К.}$$

Значение теплоемкости для воздуха можно взять из справочной литературы или

определить по формуле $c_p = (k/k - 1) \cdot R$. Для среднего значения температуры воздуха $T_{cp} = 405$ К теплоемкость $c_p = 1014$ Дж/(кг · К).

$$\text{Плотность} \quad \rho_{\text{вых}} = \frac{0,8 \cdot 10^6}{287 \cdot 540} = 5,16 \text{ кг/м}^3.$$

Массовый расход компрессора

$$\bar{m} = 20 \cdot 0,4 \cdot 5,16 = 41,28 \text{ кг/с.}$$

Удельная полная работа

$$l_k = 1014 \cdot (540 - 270) = 2,74 \cdot 10^5 \text{ Дж/с.}$$

Мощность, потребляемая компрессором,

$$P_k = 41,28 \cdot 2,74 \cdot 10^5 = 11,3 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 11,3 \text{ МВт.}$$

Пример 2.2.3

В точке A невозмущенного потока воздуха перед телом давление составляет 1,033 бар, плотность – 1,29 кг/м³, скорость – 100 м/с. Давление в точке B равно 0,5 бар. В точке C течение имеет критическую скорость. Определить числа Маха в точках A и B , а также давление в точке C , считая течение изэнтропийным.

Решение

Определяем число Маха в точке A :

$$M_A = \frac{c_A}{a_A} = \frac{c_A}{\sqrt{k \frac{p_A}{\rho_A}}} = \frac{100}{\sqrt{1,4 \cdot \frac{1,033 \cdot 10^5}{1,29}}} = 0,299.$$

Число Маха в точке B определяем, используя формулу

$$\frac{p}{p^*} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}.$$

Для этого сначала определяем полное давление. Поскольку движение воздуха изэнтропийное, то полное давление во всех точках принимаем постоянным.

Полное давление определяем для параметров потока в точке A :

$$p^* = p_A \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_A^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,033 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \frac{1,4-1}{2} \cdot 0,299^2\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,099 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Тогда число Маха в точке B

$$M_B = \sqrt{\frac{\left(\frac{p^*}{p_B}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(k-1)/2}} = \sqrt{\frac{(1,099/0,5)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{(1,4-1)/2}} = 1,123.$$

Поскольку в точке C течение имеет критическую скорость, давление определяем с помощью газодинамической функции давления для критического сечения:

$$p_C = p^* \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,099 \cdot 10^5 \cdot 0,528 = 0,581 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Пример 2.2.4

Известны такие параметры торможения: $p^* = 0,5 \cdot 10^6$ Па, $T^* = 300$ К. Площадь выходного сечения конического патрубка $A = 3,14$ см². Определите скорость истечения и массовый расход воздуха через конический насадок в атмосферу.

Решение

Определяем режим истечения потока из насадка в атмосферу. Для этого рассчитываем отношение давлений:

$$\beta = \frac{p_{\text{вых}}}{p^*} = \frac{10^5}{0,5 \cdot 10^6} = 0,2.$$

Поскольку для воздуха $\beta_{кр} = 0,528$, то имеем $\beta < \beta_{кр}$, т. е. истечение критическое (звуковое). При этом скорость истечения воздуха равняется критической скорости звука:

$$c_{кр} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 300} = 316,9 \text{ м/с.}$$

Критический массовый расход можно определить по формуле

$$\bar{m} = \bar{m}_{кр} = \rho_{кр} \cdot a_{кр} \cdot A = \varepsilon_{кр} \cdot \rho^* \cdot a_{кр} \cdot A = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{p^*}{R \cdot T^*} a_{кр} \cdot A.$$

Плотность торможения

$$\rho^* = \frac{p^*}{R \cdot T^*} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{287 \cdot 300} = 5,81 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда

$$\bar{m} = 0,634 \cdot 5,81 \cdot 316,9 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} = 0,367 \text{ кг/с.}$$

Необходимо отметить, что при звуковом режиме истечения массовый расход является максимально возможным для заданных p^* и T^* .

Максимальный массовый расход можно также определить по формуле

$$\bar{m}_{\text{max}} = \frac{A_{кр} \cdot p^* \cdot B}{\sqrt{R \cdot T^*}},$$

где $B = f(k) = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$, для воздуха $B = 0,685$.

Тогда получим

$$\bar{m}_{\max} = \frac{3,14 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,685}{\sqrt{287 \cdot 300}} = 0,367 \text{ кг/с.}$$

Пример 2.2.5

Углекислый газ подводится к соплу с начальной скоростью $c_1 = 20$ м/с при давлении 50 бар и температуре 500 °С и вытекает из него в среду с давлением 30 бар. Подберите сопло (суживающееся или сопло Лавала) и рассчитайте площадь его выходного сечения A_2 для расхода газа $\bar{m} = 5$ кг/с, скоростной коэффициент $\varphi = 0,93$.

Решение

Для углекислого газа из таблицы свойств газов определяем свойства CO_2 :

газовая постоянная $R = 188,9$ Дж/кг К; массовая теплоемкость $c_p = 0,815$ кДж/(кг · К);

показатель адиабаты $k = 1,31$.

Определяем отношение давлений и режим течения газа:

$$\beta = p_2 / p_1 = 30 / 50 = 0,6.$$

$$\beta_{кр} = \left[2 / (k + 1) \right]^{k-1} = \left[2 / (1,31 + 1) \right]^{1,31-1} = 0,544.$$

Так как $\beta > \beta_{кр}$, режим течения докритический. Можно использовать суживающееся сопло.

Для определения площади сопла на выходе используется уравнение расхода

$$\bar{m} = A_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2,$$

где c_2 – скорость потока на выходе из сопла; ρ_2 – плотность газа на выходе из сопла.

Площадь сопла

$$A_2 = \bar{m} / c_2 \cdot \rho_2.$$

Плотность газа находится из уравнения состояния

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2}.$$

Для адиабатного обратимого процесса истечения газа температура определяется по формуле

$$T_2^{ad} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (500 + 273) \cdot \left(\frac{30}{50} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} = 684,9 \text{ К.}$$

Для адиабатного необратимого процесса истечения газа

$$T_2 = T_1 - \varphi^2 \cdot (T_1 - T_2^{ad}) = 773 - 0,93^2 \cdot (773 - 684,9) = 696,8 \text{ К.}$$

Тогда

$$\rho_2 = \frac{30 \cdot 10^5}{188,9 \cdot 696,8} = 22,8 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость адиабатного истечения для обратимого процесса

$$w_2^{ad} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2^{ad})} + w_1^2 = \sqrt{2 \cdot 815 \cdot (773 - 684,9) + 200^2} = 428,5 \text{ м/с.}$$

Скорость истечения для действительного процесса

$$w_2 = \varphi \cdot w_2^{ad} = 0,93 \cdot 428,5 = 398,5 \text{ м/с.}$$

Площадь на выходе из сопла

$$A_2 = 5 / (398,5 \cdot 22,8) = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 5,5 \text{ см}^2.$$

Пример 2.2.6

Проверьте, выполняются ли требования установившегося безвихревого течения для следующих условий: а) $c_x = x + y$, $c_y = x - y$; б) $c_x = x \cdot a^2 + 2y$, $c_y = x^2 - y \cdot a^2$;

в) $c_x = x \cdot a^2$, $c_y = xya + y^2$. a – постоянная.

Решение

Для проверки установившегося течения используем условие

$$\partial c_x / \partial x + \partial c_y / \partial y = 0.$$

Для проверки безвихревого течения используем условие

$$\partial c_x / \partial y - \partial c_y / \partial x = 0.$$

а) $\partial c_x / \partial x = 1$; $\partial c_y / \partial y = -1$; $\partial c_x / \partial x + \partial c_y / \partial y = 1 - 1 = 0$ – течение установившееся;

$\partial c_x / \partial y = 1$; $\partial c_y / \partial x = 1$; $\partial c_x / \partial y - \partial c_y / \partial x = 1 - 1 = 0$ – течение безвихревое;

б) $\partial c_x / \partial x = a^2$; $\partial c_y / \partial y = -a^2$; $\partial c_x / \partial x + \partial c_y / \partial y = a^2 - a^2 = 0$ – течение установившееся;

$\partial c_x / \partial y = 2$; $\partial c_y / \partial x = 2x$; $\partial c_x / \partial y - \partial c_y / \partial x = 2 - 2x$ – условие безвихревого течения не выполняется;

в) $\partial c_x / \partial x = a^2$; $\partial c_y / \partial y = ax + 2y$; $\partial c_x / \partial x + \partial c_y / \partial y = a^2 + ax + 2y$ – условие установившегося течения не выполняется;

$\partial c_x / \partial y = 0$; $\partial c_y / \partial x = ay$; $\partial c_x / \partial y - \partial c_y / \partial x = 0 - ay$ – условие безвихревого течения не выполняется.

Пример 2.2.7

Найдите уравнение линии тока плоского потока, заданного потенциалом скорости $\varphi = axy$. Определите величину скорости в точке А с координатами (1; - 2).

Решение

Для определения уравнения линии тока находим полный дифференциал функции тока:

$$d\psi = \frac{\partial \psi}{\partial x} dx + \frac{\partial \psi}{\partial y} dy.$$

Частные производные определяем с помощью соотношений Коши – Римана:

$$\partial \psi / \partial x = -\partial \varphi / \partial y = -ax, \quad \partial \psi / \partial y = \partial \varphi / \partial x = ay.$$

Находим функцию тока:

$$\partial / \partial x = \psi = \int d\psi = \int -ax dx + \int ay dy = -ax^2 / 2 + ay^2 / 2 + C_1,$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Так как a – произвольная постоянная, уравнение линии тока можно записать в виде

$$y^2 / C - x^2 / C = 1.$$

Это уравнение определяет семейство гипербол.

Проекция скоростей:

$$c_x = \partial \varphi / \partial x = ay, \quad c_y = \partial \varphi / \partial y = ax.$$

В точке А с координатами (1; - 2) проекции скорости имеют значения

$$c_x = ay = -2a, \quad c_y = ax = a.$$

Тогда скорость в точке А

$$c_A = \sqrt{c_x^2 + c_y^2} = \sqrt{(-2a)^2 + a^2} = a\sqrt{5}.$$

Пример 2.2.8

В начале координат размещены источник Q и вихрь с циркуляцией Γ . Определите потенциал скорости и функцию тока для этого потока. Получите уравнение линии тока.

Решение

Комплексные потенциалы источника и вихря записываем в виде

$$F(z) = \frac{Q}{2\pi} \ln z, \quad F(z) = \frac{\Gamma}{2\pi i} \ln z.$$

Комплексный потенциал результирующего потока равен сумме комплексных потенциалов источника и вихря:

$$F(z) = \left(\frac{Q}{2\pi} + \frac{\Gamma}{2\pi i} \right) \ln z = \left(\frac{Qi + \Gamma}{2\pi i} \right) \ln z.$$

Выделяем вещественную и мнимую части комплексного потенциала. Для этого записываем его в полярных координатах.

Так как $z = r \cdot e^{i\theta}$, то $\ln z = \ln r + \ln e^{i\theta} = \ln r + i\theta$.

Комплексный потенциал результирующего потока

$$\begin{aligned} F(z) &= \left(\frac{Q}{2\pi} + \frac{\Gamma}{2\pi i} \right) \ln r + \left(\frac{Q}{2\pi} + \frac{\Gamma}{2\pi i} \right) \cdot i\theta = \frac{Q}{2\pi} \cdot \ln r + \frac{\Gamma}{2\pi} \cdot \theta + \frac{\Gamma}{2\pi i} \cdot \ln r + \frac{Q}{2\pi} \cdot i\theta = \\ &= \frac{Q}{2\pi} \cdot \ln r + \frac{\Gamma}{2\pi} \cdot \theta + i \cdot \left(\frac{\Gamma}{2\pi \cdot i^2} \cdot \ln r \right) + \frac{Q}{2\pi} \cdot i\theta = \frac{Q \cdot \ln r + \Gamma \cdot \theta}{2\pi} + i \cdot \left(\frac{Q \cdot \theta - \Gamma \cdot \ln r}{2\pi} \right). \end{aligned}$$

Потенциал скорости – это вещественная часть комплексного потенциала:

$$\varphi = \frac{Q \cdot \ln r + \Gamma \cdot \theta}{2\pi}.$$

Функция тока – это мнимая часть комплексного потенциала:

$$\psi = \frac{Q \cdot \theta - \Gamma \cdot \ln r}{2\pi}.$$

Приравниваем функцию тока произвольному значению и получаем уравнение линии тока. Выполняем преобразования:

$$\begin{aligned} \psi = \frac{Q \cdot \theta - \Gamma \cdot \ln r}{2\pi} = C_1, \quad Q \cdot \theta - \Gamma \cdot \ln r = C, \quad \ln r = (Q \cdot \theta - C) / \Gamma, \\ r = e^{(Q \cdot \theta - C) / \Gamma}. \end{aligned}$$

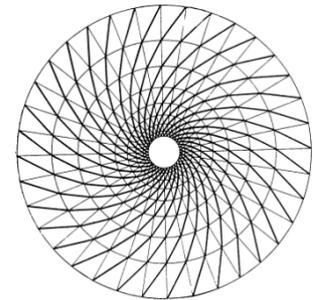


Рисунок 2.2.1 – Семейство линий тока

Семейство линий тока, соответствующее данному уравнению, представлено на рис. 2.2.1.

Пример 2.2.9

Определите функцию тока для течения, заданного проекциями скорости $c_x = 2x + y$, $c_y = x - 2y$.

Решение

Проверяем, является ли течение потенциальным:

$$c_x = \partial\varphi/\partial x, \quad c_y = \partial\varphi/\partial y. \quad \partial c_x/\partial x = \partial^2\varphi/\partial x^2 = 2, \quad \partial c_y/\partial y = \partial^2\varphi/\partial y^2 = -2.$$

Уравнение Лапласа

$$\partial^2 \varphi / \partial x^2 + \partial^2 \varphi / \partial y^2 = 2 - 2 = 0 \text{ – течение потенциальное.}$$

Полный дифференциал функции тока

$$d\psi = (\partial\psi/\partial x) \cdot dx + (\partial\psi/\partial y) \cdot dy,$$

где $\partial\psi/\partial x = -c_y = 2y - x$, $\partial\psi/\partial y = c_x = 2x + y$.

Функция тока

$$\psi = \int (2y - x) \cdot dx + \int (2x + y) \cdot dy.$$

$$\psi = -x^2/2 + y^2/2 + 2 \int (y dx + x dy) + C_1 = (y^2 - x^2)/2 + 2xy + C.$$

Пример 2.2.10

Определите уравнение для функции тока для однородного потока, движущегося со скоростью:

- а) 10 м/с вдоль оси x;
- б) 5 м/с в направлении, противоположном оси y;
- в) суммарного потока а) и б).

Решение

Для однородного потока вдоль оси x

$$d\psi = (\partial\psi/\partial y) \cdot dy = c_x \cdot dy.$$

Функция тока

$$\psi_1 = \int c_x \cdot dy = c_x \cdot y + C_1 = 10y + C_1.$$

Для однородного потока в направлении, противоположном оси y:

$$\psi_2 = -\int c_y \cdot dx = c_y \cdot x + C_2 = -5x + C_2.$$

Для суммарного потока $\psi = \psi_1 + \psi_2 = 10y - 5x + C$.

Семейства линий тока ψ_1 , ψ_2 и ψ представлены на рис. 2.2.2.

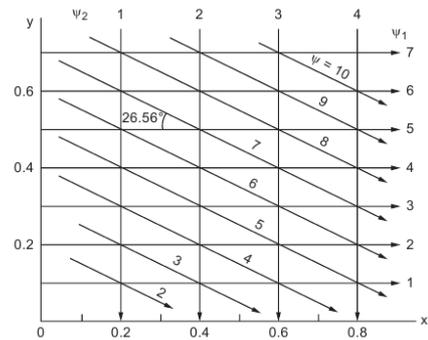


Рисунок 2.2.2 – Семейства линий тока

Пример 2.2.11

Найти потенциал скорости, если функция тока задана в виде $\psi = xy$.

Решение

Согласно условиям Коши–Римана

$$\partial\varphi/\partial x = \partial\psi/\partial y = x, \quad \partial\varphi/\partial y = -\partial\psi/\partial x = -y.$$

Полный дифференциал потенциала скорости

$$d\varphi = \partial\varphi/\partial x \cdot dx + \partial\varphi/\partial y \cdot dy = x \cdot dx - y \cdot dy.$$

Потенциал скорости

$$\varphi = \int x \cdot dx - \int y \cdot dy = \frac{x^2 - y^2}{2} + C.$$

2.2.7.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.2.1. Скорость воздушного потока равна $c = 250$ м/с, температура торможения $T^* = 400$ К. Определите число Маха и приведенную скорость λ .

[0,65; 0,683]

Задача 2.2.2. Поток воздуха при статическом давлении $p = 0,9 \cdot 10^5$ Па и температуре $T = 475$ К движется со скоростью $c = 140$ м/с. Определите параметры изоэнтропийного торможения (температуру T^* , давление p^* , плотность ρ^*).

[484,7 К; $0,96 \cdot 10^5$ Па; $0,69 \text{ кг/м}^3$]

Задача 2.2.3. Определите динамическое давление воздуха при статическом давлении $p = 17$ кПа и числе Маха $M = 2,1$.

[$1,38 \cdot 10^5$ Па]

Задача 2.2.4. Из бака с воздухом при давлении $p = 0,15$ МПа и плотности $\rho = 1,8$ кг/м³ выходит струя воздуха со скоростью $c = 250$ м/с. Определите критическую скорость и скорость звука в струе.

[327,5 м/с; 341 м/с]

Задача 2.2.5. Газ с показателем адиабаты $k = 1,35$ проходит по трубе переменного сечения, причем течение является одномерным. Отношение статического давления к полному в каком-то сечении трубы равняется $\pi(\lambda) = 0,75$. Определите число Маха в этом сечении.

[0,66]

Задача 2.2.6. Определите теоретическую скорость адиабатного истечения кислорода, который находится под давлением $p_1 = 8$ МПа и при температуре $t = -40$ °С, в среду с противодавлением $p_2 = 4$ МПа.

[265,9 м/с]

Задача 2.2.7.

Определите максимально возможную скорость адиабатного истечения воздуха, движущегося со скоростью $c = 150$ м/с и при статической температуре $T = 300$ К.

[792,7 м/с]

Задача 2.2.8. Термометр, закрепленный на крыле самолета, показывает температуру 2 °С. Определите температуру атмосферы, если известно, что скорость самолета $c = 700$ км/ч.

[256,3 К]

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Задача 2.2.9. Поток перегретого водяного пара движется со скоростью $c = 250$ м/с, статическое давление $p = 1,5 \cdot 10^5$ Па, статическая температура $T = 573$ К. Определите параметры изоэнтропийного торможения (температуру T^* , давление p^* , плотность ρ^*). Для водяного пара принять $k = 1,3$; $R = 461,5$ кДж/(кг · К).

[588,3 К; $1,68 \cdot 10^5$ Па; $0,62$ кг/м³]

Задача 2.2.10. Температура воздуха в резервуаре большого объема $T^* = 500$ К. Температура воздуха в струе, вытекающей из резервуара, $T = 400$ К. Какова скорость потока в струе? Является она дозвуковой или сверхзвуковой?

[449 м/с; сверхзвуковая]

Задача 2.2.11. Определите критическую скорость и критическую температуру для потока воздуха, если температура торможения равна $T^* = 600$ К.

[448,2 м/с; 500,6 К]

Задача 2.2.12. Температура воздуха в баке $T = 350$ К. Воздух выходит из бака через сопло со скоростью в 2,5 раза меньше теоретически возможной максимальной скорости истечения. Определите статическую температуру воздуха в струе.

[294 К]

Задача 2.2.13. Поток воздуха при давлении $p = 20$ кПа и температуре $t = -15$ °С движется со скоростью $c = 100$ м/с. Определите параметры торможения данного потока при адиабатном торможении до состояния покоя.

[263 К; 21,35 кПа; $0,28$ кг/м³]

Задача 2.2.14. Тело движется в атмосфере со скоростью $c = 1200$ м/с. Давление воздуха равняется $p = 40$ кПа, а плотность $\rho = 800$ г/м³. Определите число Маха и скоростной коэффициент.

[4,54; 2,2]

Задача 2.2.15. Газ под давлением $p = 8$ кг/см² имеет плотность $\rho = 9,6$ кг/м³ и движется со скоростью $c = 150$ м/с. Теплоемкость газа при постоянном давлении равна $c_p = 1090$ Дж/(кг · К), газовая постоянная $R = 297$ Дж/(кг · К). Пренебрегая неполнотой торможения газа на термометре, определите температуру, которую покажет термометр, неподвижно установленный в газовом потоке.

[285,3 К]

Задача 2.2.16. Газ при давлении $p = 10$ кг/см² имеет плотность $\rho = 12$ кг/м³ и движется со скоростью $c = 140$ м/с. Теплоемкость газа при постоянном давлении равна $c_p = 1090$ Дж/(кг · К), газовая постоянная $R = 297$ Дж/(кг · К). Пренебрегая неполнотой торможения газа на термометре, определите температуру, которую покажет термометр, неподвижно установленный в газовом потоке.

[284 К]

Задача 2.2.17. Тело движется в атмосфере со скоростью $c = 1200$ м/с. Давление воздуха равняется $p = 4$ кПа, а плотность $\rho = 80$ г/м³. Определите число Маха и скоростной коэффициент λ .

[4,54; 2,2]

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Задача 2.2.18. Скорость воздушного потока равна $c = 225$ м/с, температура торможения $T^* = 375$ К. Определите число Маха и скоростной коэффициент λ .
[0,6; 0,635]

Задача 2.2.19. Поток воздуха при давлении $p = 20$ бар и температуре $t = -15$ °С движется со скоростью $c = 110$ м/с. Определите параметры торможения данного потока при адиабатном торможении до состояния покоя.
[264 К; $21,6 \cdot 10^5$ Па; $28,5$ кг/м³]

Задача 2.2.20. Температура воздуха в баллоне равна $T^* = 475$ К. Температура воздуха в струе, выходящей из бака, равна $T = 375$ К. Определите значение скорости потока в струе относительно скорости звука.
[1,16]

Задача 2.2.21. Температура торможения воздушного потока равна $T^* = 690$ К, значение газодинамической функции давления равно $\pi(\lambda) = 0,92$. Определите скорость потока и его статическую температуру.
[180,7 м/с; 663,8 К]

Задача 2.2.22. Поток воздуха движется со скоростью $c = 200$ м/с, статическое давление $p = 0,5 \cdot 10^5$ Па, статическая температура $T = 300$ К. Определите параметры торможения данного потока при адиабатном торможении до состояния покоя.
[319,8 К; $0,62 \cdot 10^5$ Па; $0,68$ кг/м³]

Задача 2.2.23. Газ ($k = 1,3$) движется в трубе переменного сечения. Определите число Маха в сечении, в котором отношение статического давления к давлению торможения равно $\pi(\lambda) = 0,7$. Течение изэнтропийное.
[0,76]

Задача 2.2.24. Изэнтропийный одномерный поток воздуха движется по трубе переменного сечения. В двух сравниваемых сечениях числа Маха $M_1 = 0,7$ и $M_2 = 1,4$. Определите отношения давлений p_2 / p_1 и плотностей ρ_2 / ρ_1 в этих сечениях.
[0,436; 0,552]

Задача 2.2.25. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $P_k = 5$ МВт; $p_{вх} = 0,15$ МПа; $T_{вх} = 300$ К; $n = 1,5$; $i_{ввых} = 500$ кДж/кг. Определите массовый и объемный расходы газа на выходе из компрессора, считая, что внешний теплообмен отсутствует: $q_{внеш} = 0$; скорости газа на входе и выходе равны: $c_{вх} = c_{ввых}$.
[25,1 кг/с; $5,2$ м³/с]

Задача 2.2.26. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $P_k = 6$ МВт; $p_{вх} = 1,5$ МПа; $T_{ввых} = 500$ К; $n = 1,5$; $\rho_{ввых} = 20$ кг/см². Определите массовый и объемный расходы газа на входе в компрессор, считая, что внешний теплообмен отсутствует: $q_{внеш} = 0$; скорости газа на входе и выходе равны: $c_{вх} = c_{ввых}$.
[140,5 кг/с; $11,4$ м³/с]

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Задача 2.2.27. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $P_k = 8$ МВт; $p_{ex} = 10$ кг/см²; $p_{вых} = 2$ МПа; $T_{вых} = 350$ К; $n = 1,7$. Определите массовый и объемный расходы газа на входе в компрессор, считая, что внешний теплообмен отсутствует: $q_{внеш} = 0$; скорости газа на входе и выходе равны: $c_{ex} = c_{вых}$.

$$[89,9 \text{ кг/с}; 6,9 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.2.28. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $P_k = 6$ МВт; $p_{ex} = 10$ кг/см²; $p_{вых} = 4$ МПа; $T_{вых} = 400$ К; $n = 1,7$; скорости газа на входе и выходе компрессора равны, удельная работа по преодолению сил трения $l_r = q_{тр} = 20\% l_{пол}$. Определите массовый и объемный расходы на входе в компрессор.

$$[40,7 \text{ кг/с}; 2,7 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.2.29. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $P_k = 6$ МВт; $T_{ex} = 250$ К; $i_{вых} = 500$ кДж/кг; $p_{ex} = 2$ МПа; $n = 2$. Определите объемный и массовый расходы на выходе из компрессора, считая, что $q_{внеш} = 0$; $c_{ex} = c_{вых}$, механические потери равны 0.

$$[24,1 \text{ кг/с}; 0,44 \text{ м}^3/\text{с}]$$

Задача 2.2.30. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $T_{ex} = 300$ К; $p_{ex} = 3$ кг/см²; $p_{вых} = 0,9$ МПа; $n = 1,8$; $A_{вых} = 0,4$ м². Определите массовый расход и потребляемую компрессором мощность, считая, что внешний теплообмен отсутствует: $q_{внеш} = 0$; скорости газа на входе и выходе равны: $c_{ex} = c_{вых} = 20$ м/с.

$$[50,9 \text{ кг/с}; 9,87 \text{ МВт}]$$

Задача 2.2.31. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $T_{ex} = 300$ К; $p_{ex} = 3$ кг/см²; $p_{вых} = 0,9$ МПа; $n = 2$; $A_{вых} = 0,5$ м²; $M_{вых} = 0,12$. Определите массовый расход и потребляемую компрессором мощность, предполагая $q_{внеш} = 0$; скорости газа на входе и выходе компрессора равны: $c_{ex} = c_{вых}$.

$$[164,7 \text{ кг/с}; 37,1 \text{ МВт}]$$

Задача 2.2.32. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $p_{ex} = 1$ кг/см²; $p_{вых} = 8$ МПа; $T_{ex} = 250$ К; $n = 1,5$; $c_{ex} = c_{вых} = 20$ м/с; $A_{вых} = 0,4$ м². Определите массовый расход и потребляемую компрессором мощность, предполагая $q_{внеш} = 0$.

$$[44,3 \text{ кг/с}; 11,3 \text{ МВт}]$$

Задача 2.2.33. Известны следующие параметры воздушного центробежного компрессора: $p_{ex} = 1$ кг/см²; $p_{вых} = 8$ МПа; $n = 1,5$; $i_{ex} = 270$ кДж/кг; $c_{вых} = 20$ м/с; $A_{вых} = 0,7$ м². Определите массовый расход и мощность привода, предполагая механические потери равными нулю, $q_{внеш} = 0$, $c_{ex} = c_{вых}$.

$$[72,4 \text{ кг/с}; 19,7 \text{ МВт}]$$

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Задача 2.2.34. Определите потенциал скорости для функции тока $\psi = 3 \cdot (x^2 - y^2) / 2$.
[$3xy + const$]

Задача 2.2.35. Определите потенциал скорости для функции тока $\psi = 8xy$.
[$4x^2 + 4y^2$]

Задача 2.2.36. Определите потенциал скорости для функции тока $\psi = x - y$.
[$x + y$]

Задача 2.2.37. Известны проекции скорости потока $c_x = x^2 - y^2$ и $c_y = -2xy$.
Определите функцию тока и потенциал скорости.

$$[\psi = x^2y - y^3/3 + const, \varphi = -x^3/3 + xy^2 + const]$$

Задача 2.2.38. Задан потенциал скорости $\varphi = \ln xy$. Определите проекции скорости потока.
[$-1/x, 1/y$]

Задача 2.2.39. Задан потенциал скорости $\varphi = 3(x^2 + y^2)$. Определите проекции скорости.
[$-6x, -6y$]

Задача 2.2.40. Задан потенциал скорости $\varphi = a \cdot \cos(xy)$. Определите проекции скорости.
[$ay \cdot \sin(xy), ax \cdot \sin(xy)$]

Задача 2.2.41. Задан потенциал скорости $\varphi = x \cdot (2y - 1)$. Определите функцию тока.
[$-y^2 + y + f(y)$]

Задача 2.2.42. Задана функция тока $\psi = 4x^2 - 4y^2$. Определите потенциал скорости.
[$8xy + const$]

Задача 2.2.43. Определите соотношение между коэффициентами a и b для установившегося потока с проекциями скоростей $c_x = bx$ и $c_y = ax$.
[$a = -b$]

Задача 2.2.44. Являются ли функции $\varphi = x^3 - 3xy^2$ и $\psi = 3x^2y - y^3$ соответственно потенциалом скорости и функцией тока одного потока?

Задача 2.2.45. Проекция скорости на оси декартовой системы координат заданы выражениями $c_x = 2x$, $c_y = -2y$. Является ли течение потенциальным? Если ответы положительны, то найдите потенциал скорости $\varphi(x, y)$ и функцию тока $\psi(x, y)$.

Задача 2.2.46. Определите, при каких значениях коэффициентов a и b возможно

движение жидкости, определяемое потенциалом скорости $\varphi = ax^2 + by^2$.

Задача 2.2.47. Определите потенциал скорости и функцию тока для плоского потока несжимаемой жидкости с проекциями скорости $u = ax^2$, $v = -2axy$.

Задача 2.2.48. Определите функцию тока, если потенциал скорости задан в виде $\varphi(x, y) = x^5 - 10x^3y^2 + 5xy^4$.

Задача 2.2.49. Определите функцию тока для потока с проекциями скоростей $c_x = 2$, $c_y = 8x$.

Задача 2.2.50. Определите потенциал скорости и функцию тока для плоского потока несжимаемой жидкости с проекциями скорости $u = x \sin \tau$, $v = -y \sin \tau$.

Задача 2.2.51. Комплексный потенциал плоского потока идеальной несжимаемой жидкости $F(z) = \frac{1}{z^2}$. Постройте линии тока и линии равного потенциала.

Задача 2.2.52. Рассмотрите течение, определяемое характеристической функцией $F(z) = z^2$. Определите расход жидкости между линиями тока, проходящими через точки $z_1 = 5 + i$ и $z_2 = 5 + 2i$.

Задача 2.2.53. Комплексный потенциал потока около вихря, расположенного в начале координат $F(z) = \frac{\Gamma}{2\pi i} \cdot \ln z$ (Γ – циркуляция скорости). Получите формулу для определения скорости. Постройте линии тока и эквипотенциали.

Задача 2.2.54. Характеристическая функция потока $F(z) = 2 \ln(z-1) - 3i \ln(z-1) + 4/z$. Определите расход жидкости Q через площадь круга $|z| = 0,5$.

Список литературы к разделу 2.2

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Галеркин Ю. Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 303 с.
3. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / Ю. Б. Галеркин. – М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. – 596 с.
4. Гидромеханика / под общей редакцией Я. И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1968. – 568 с.
5. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
6. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
7. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
8. Ландау Л. Д. Теоретическая физика: учебное пособие: в 10 т. Том VI. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – М.: Наука, 1988. – 736 с.
9. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
10. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1976. – 504 с.
11. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – Л.: Машгиз, 1963. – 335 с.
12. Самарский А. А. Разностные методы решения задач газовой динамики / А. А. Самарский, Ю. П. Попов. – М.: Наука, 1980. – 352 с.
13. Самойлович Г. С. Газодинамика: учебник для вузов / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
14. Седов Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1983. – Т. 1 – 528 с.
15. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общей редакцией В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
16. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
17. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery / S. L. Dixon, S. A. Hall. Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.
18. Greitzer E. M., Tan C. S., Graf M. B. Internal Flow. Concepts and Applications / Cambridge University Press, 2004. – 707 p.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте закон сохранения массы.
2. Напишите уравнение неразрывности в дифференциальной форме.
3. Напишите уравнение неразрывности для струйки тока.
4. Напишите уравнение неразрывности в интегральной форме.
5. Дайте определение и объясните понятие *импульс (количество движения)*.
6. Сформулируйте закон сохранения импульса.
7. Напишите уравнение импульса.
8. Напишите уравнение движения Навье – Стокса.
9. Напишите уравнение движения Навье – Стокса для декартовой и цилиндрической систем координат, а также в векторной форме.
10. Напишите уравнение Рейнольдса.
11. Дайте определение и объясните понятие *турбулентные напряжения*.
12. Установите связь между мгновенной, осредненной и пульсационной скоростями.
13. Сформулируйте закон сохранения момента импульса.
14. Напишите уравнение момента импульса.
15. Напишите уравнение *Эйлера для турбомашин*.
16. Дайте определение понятия *теоретический напор*.
17. Чем отличаются уравнения Эйлера для компрессоров и турбин?
18. Укажите единицу измерения для теоретического напора в СИ и в технической системе единиц.
19. Сформулируйте закон сохранения энергии.
20. Напишите уравнение энергии в интегральной форме.
21. Напишите уравнение Бернулли в дифференциальной и интегральной формах.
22. Какой физический смысл имеет уравнение Бернулли?
23. Дайте определение понятия *динамический напор*.
24. Дайте определение и объясните понятие *«потери» напора*.
25. Напишите уравнение первого закона термодинамики для потока газа в дифференциальном и интегральном видах.
26. Что представляют собой *газодинамические функции*?
27. Напишите формулу для определения газодинамической функции температуры.
28. Напишите формулу для определения газодинамической функции давления.
29. Напишите формулу для определения газодинамической функции плотности.
30. Напишите формулу для определения газодинамической функции расхода.
31. Напишите формулу для определения критической скорости звука.
32. Дайте определение понятия *приведенная скорость*.
33. Установите соотношение между числом Маха и приведенной скоростью.
34. Напишите *уравнение Гюгонио*.
35. Что представляет собой *комплексный потенциал*?

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

36. Дайте определение понятия *потенциал скорости*.
37. Дайте определение понятия *функция скорости*.
38. Напишите *уравнение Лапласа*.
39. Напишите *соотношение Коши – Римана*.
40. Дайте определение понятия *комплексная скорость*.
41. Напишите *формулу Сен-Венана*.
42. Дайте определение и объясните понятие *критическое истечение*.
43. Какие суммарные характеристики потока сохраняются неизменными при осреднении течения?
44. Какими способами выполняется осреднение параметров потока?
45. Опишите сущность метода осреднения по расходу, импульсу и энергии.

2.3 Тепломассоперенос

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс распространения теплоты в пространстве из-за разности температур.

Различают три способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Если теплота переносится несколькими способами, то – это **сложный теплообмен**.

Процессы одновременного переноса теплоты и вещества называются **тепломассопереносом** (тепломассообменом).

Температурное поле – совокупность значений температуры всех точек тела в данный момент времени $T = T(x, y, z, \tau)$.

Тепловой поток \dot{Q} (Вт) – количество теплоты, переносимой за единицу времени через поверхность площадью A .

Плотность теплового потока $\dot{q} = \dot{Q}/A$ (Вт/м²) – тепловой поток, переносимый через единицу площади поверхности.

2.3.1 Теплопроводность

Теплопроводность – перенос тепла, обусловленный взаимодействием микрочастиц тела или соприкасающихся тел.

Дифференциальное уравнение теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{q_v}{\rho \cdot c} \right), \quad (2.3.1)$$

где $a = \lambda/\rho \cdot c$ – **коэффициент температуропроводности**, м²/с; λ – коэффициент теплопроводности; c – теплоемкость; ρ – плотность; q_v – мощность внутренних источников теплоты, Вт/м³.

Данное уравнение позволяет определять поля температур и тепловые потоки при решении задач теплопроводности.

Стационарная теплопроводность – выполняется условие $\partial t/\partial \tau = 0$.

Закон Фурье

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad} T, \quad (2.3.2)$$

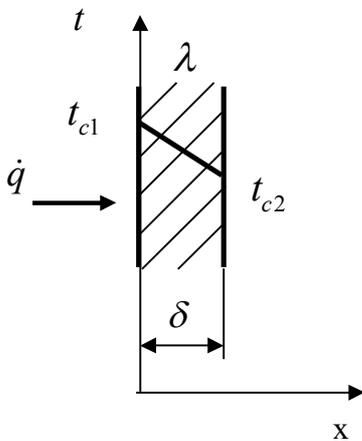
где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $\text{grad} T = dT/dn$ – градиент температуры.

Коэффициент теплопроводности является физическим свойством вещества, зависит от температуры и в меньшей степени от давления. Теплопроводность газов ($\lambda = 0,005 - 0,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) растет с повышением температуры и давления, а для жидкостей ($\lambda = 0,08 - 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) – обычно уменьшается с ростом температуры. Наилучшими проводниками тепла являются металлы ($\lambda = 20 - 400 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$); теплопроводность металлов убывает с ростом температуры и повышением количества легирующих элементов.

Твердые материалы, у которых $\lambda \leq 0,25 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, относятся к теплоизоляторам.

Значения коэффициентов теплопроводности для различных веществ приведены в справочниках [1, 2].

2.3.1.1. Теплопроводность через однородную плоскую стенку. Плотность теплового



потока

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_q} = const, \quad (2.3.3)$$

где $R_q = (\delta/\lambda)$ – термическое сопротивление теплопроводности через плоскую стенку, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

Из решения дифференциального уравнения теплопроводности (2.3.1) следует линейное распределение температуры по толщине плоской стенки:

$$t = t_{c1} - (t_{c1} - t_{c2}) \cdot \frac{x}{\delta}. \quad (2.3.4)$$

Рисунок 2.3.1 – Теплопроводность через однородную плоскую стенку

2.3.1.2. Теплопроводность через многослойную плоскую стенку. Если стенка состоит из n однородных слоев с коэффициентами теплопроводности $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ и толщинами $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_n$, то при стационарном режиме тепловой поток через любой слой одинаков, т. е. $Q_1 = Q_2 = \dots = Q = const$.

Для плоской стенки будет одинакова и плотность потока \dot{q} :

$$\dot{q} = \frac{t_{c1} - t_{c_{n+1}}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{\Delta t_{c_n}}{\sum_{i=1}^n R_{qi}} = const, \quad (2.3.5)$$

где $\sum_{i=1}^n R_{qi}$ – термическое сопротивление теплопроводности через многослойную плоскую стенку, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

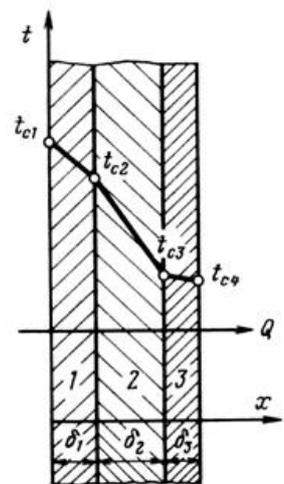
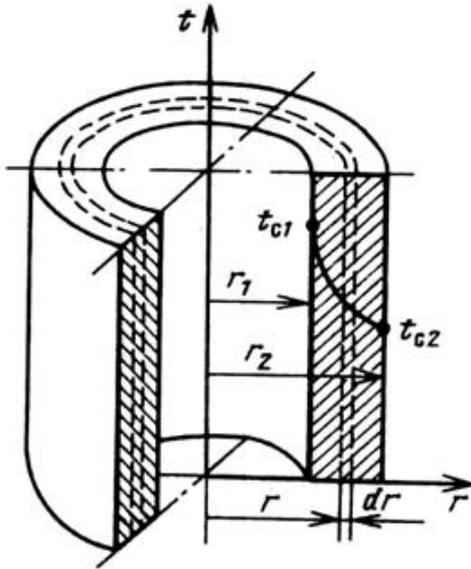


Рисунок 2.3.2 – Теплопроводность через многослойную плоскую стенку

2.3.1.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку. В отличие от стационарной теплопроводности через плоскую стенку, когда площадь поверхности теплообмена постоянна ($A = const$), в данном случае площадь теплообмена увеличивается при переходе от внутренней поверхности ($A_1 = \pi \cdot l \cdot d_1$) к наружной ($A_2 = \pi \cdot l \cdot d_2$). Распределение температуры по толщине цилиндрической стенки логарифмическое, т. е.



$$t = -\frac{Q}{2\pi \cdot \lambda \cdot l} \cdot \ln r + C, \quad (2.3.6)$$

где r – текущая координата цилиндрической стенки.

Тепловой поток через цилиндрическую стенку:

Рисунок 2.3.3 – Теплопроводность через цилиндрическую стенку

$$\dot{Q} = \frac{\pi l \cdot (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}, \quad (2.3.7)$$

где $\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)$ – линейное термическое сопротивление цилиндрического слоя, $m^2 \cdot K/Wt$.

Для многослойной цилиндрической стенки

$$\dot{Q} = \frac{\pi l \cdot (t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{d_{i+1}}{d_i}\right)}. \quad (2.3.8)$$

2.3.1.4. Нестационарная теплопроводность. Для нестационарной теплопроводности – $\partial t / \partial \tau \neq 0$. Безразмерная температура тела $\theta = \frac{(T - T_{жс})}{(T_0 - T_{жс})}$, где T_0 – температура в начальный момент времени; $T_{жс}$ – температура жидкости.

Безразмерная температура при охлаждении (нагревании) пластины, цилиндра или шара определяется в зависимости от значений чисел Био и Фурье: $\theta = f(Bi, Fo)$.

Число Био $Bi = \frac{a \cdot l}{\lambda}$ и **число Фурье** $Fo = \frac{a \cdot \tau}{l^2}$, где l – характерный размер тела; a – коэффициент температуропроводности; λ – коэффициент теплопроводности; τ – время.

Количество теплоты, отдаваемое (получаемое) телом в процессе охлаждения (нагревания) находится по формуле

$$Q_{\tau} = c_p \cdot \rho \cdot \frac{l}{i} \cdot (T_0 - T_{ж}) \cdot (1 - \theta), \quad (2.3.9)$$

где $l = \delta$ и $i = 1$ для пластины; $l = R$ и $i = 2$ для цилиндра; $l = R$ и $i = 3$ для шара.

2.3.2 Конвекция

Конвекция – макроскопическое перемещение объемов жидкости или газа в пространстве с различными температурами. Перенос теплоты конвекцией происходит намного интенсивнее, чем теплопроводностью.

Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью на уровне «контакта» микрочастиц среды. Такой двойной механизм переноса тепла в подвижной сплошной среде за счет конвекции и теплопроводности называется **конвективным теплообменом**.

Различают свободную и вынужденную конвекции. **Свободная** (естественная) **конвекция** обусловлена наличием разности плотностей в поле массовых сил. **Вынужденная** (искусственная) **конвекция** вызвана каким-либо источником движения среды (насосом, компрессором и т. п.).

Для практики наиболее важен частный случай конвективного теплообмена – теплоотдача. **Теплоотдача** – обмен теплом между потоком жидкости или газа и поверхностью твердого тела.

Уравнение Ньютона – Рихмана для теплоотдачи

$$q = \alpha (t_{ж} - t_c), \quad (2.3.10)$$

где α – **коэффициент теплоотдачи**; $t_{ж}$ – температура жидкости; t_c – температура стенки.

Дифференциальное уравнение теплоотдачи в безразмерном виде

$$\frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_0, \quad (2.3.11)$$

где L – характерный геометрический размер, $\theta = (t - t_c) / (t_{ж} - t_c)$ – безразмерная температура, $Y = y/L$ – безразмерная координата.

Безразмерный комплекс $\frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = Nu$ – **число Нуссельта**.

В уравнениях конвективной теплоотдачи используются критерии подобия:

$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot L}{\mu}$ – **критерий Рейнольдса** (отношение сил инерции потока к силам вязкого

трения), характеризующий гидродинамический режим вынужденного течения жидкости (газа);

$Gr = \frac{g \cdot L}{\nu^2} \beta \cdot \Delta t$ – **критерий Грасгоффа** (отношение подъемной силы при естественной

конвекции к силам вязкого трения), характеризующий гидродинамический режим свободного течения жидкости (газа);

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – **критерий Прандтля**, определяющий физические свойства жидкости;

$Eu = \frac{\Delta p}{\rho c^2}$ – **критерий Эйлера**, характеризующий соотношения сил давления и

инерции при вынужденной конвекции;

$Fr = \frac{c^2}{gl}$ – **критерий Фруда**, мера соотношения сил инерции и тяжести; отражает

влияние последней на движение потока.

Критериальные уравнения теплоотдачи имеют вид

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (2.3.12)$$

В инженерной практике для расчета теплоотдачи критериальное уравнение выбирается из теплотехнического справочника и определяется средний коэффициент теплоотдачи α .

Теплопередача – процесс переноса теплоты от одной текучей среды к другой через разделяющую их твердую стенку.

Уравнение для стационарной теплопередачи

$$q = k \cdot (t_{жс1} - t_{жс2}), \quad (2.3.13)$$

где $k = \frac{1}{R_{q\Sigma}}$ – **коэффициент теплопередачи**. $R_{q\Sigma} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ – суммарное

термическое сопротивление теплопередачи: $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$; $R_{\lambda} = \delta/\lambda$; $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$.

Для многослойной плоской стенки термическое сопротивление теплопроводности

находится как $R_{\lambda} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)$.

Для цилиндрической стенки уравнение теплопередачи

$$\dot{Q} = k_l \cdot \pi l \cdot (t_{жс1} - t_{жс2}), \quad (2.3.14)$$

где $k_l = \frac{1}{R_{l\Sigma}}$ – линейный коэффициент теплопередачи;

$$R_{l\Sigma} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \quad - \quad \text{суммарное термическое сопротивление}$$

теплопередачи.

Линейная плотность теплового потока

$$q_l = k_l \cdot (t_{жс1} - t_{жс2}). \quad (2.3.15)$$

Температура на поверхности изоляции

$$t_{cm} = t_{жс2} + \frac{q_l}{\alpha \cdot \pi \cdot d_u}. \quad (2.3.16)$$

Особенности тепловой изоляции тонких труб. Тепловой изоляцией называется покрытие из теплоизоляционного материала, способствующее снижению потерь тепла в окружающую среду. Если цилиндрическая стенка покрыта изоляцией, то увеличение толщины изоляции, а значит и диаметра d_u , приводит к росту сопротивления теплопроводности $\frac{1}{2\lambda_u} \ln \frac{d_u}{d_2}$ и одновременно – к снижению сопротивления внешней теплоотдачи ($\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_u}$). Анализ ситуации показывает, что условием выбора тепловой изоляции является неравенство $\lambda_u \leq \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{2}$.

2.3.3 Тепловое излучение

Тепловое излучение – процесс распространения теплоты посредством электромагнитного поля.

Законы теплового излучения

Закон Планка устанавливает характер спектра излучения абсолютно черного тела.

Распределение энергии по частотам

$$E_{0\nu} = 2\pi \frac{h\nu^3}{c_0^2} \cdot \frac{1}{\exp(h\nu/kT) - 1}. \quad (2.3.17)$$

Распределение энергии по длинам волн

$$E_{0\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{\exp(C_2/\lambda T) - 1}. \quad (2.3.18)$$

В формулах (2.3.17) и (2.3.18) $E_{0\nu}$ и $E_{0\lambda}$ – спектральные плотности излучения абсолютно черного тела; $h = 6,63 \cdot 10^{-34}$ Дж·с – постоянная Планка; $c_0 = 3,0 \cdot 10^8$ м/с – скорость света в вакууме; $k = 1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К – постоянная Больцмана; $C_1 = 2\pi hc_0^2 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт·м²; $C_2 = hc_0/k = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м·К.

Закон Вина – $\lambda \cdot T = 2,9 \cdot 10^{-3}$ м·К. Закон Вина – закон смещения максимальной плотности излучения при росте температуры в область меньших значений длины волны.

Закон Стефана – Больцмана определяет для абсолютно черного тела зависимость интегральной плотности потока излучения от температуры.

В практике расчетов с определенной степенью точности реальные тела считаются серыми, для которых формула для расчета излучения имеет вид

$$E = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4, \quad (2.3.19)$$

где ε – коэффициент излучения (степень черноты) серого тела; всегда $\varepsilon \leq 1$;

σ_0 – постоянная излучения абсолютно черного тела ($\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴)).

Закон Кирхгоффа устанавливает численное равенство спектральных величин коэффициентов теплового излучения и поглощения:

$$A = \varepsilon. \quad (2.3.20)$$

Закон Ламберта. Согласно закону Ламберта количество энергии E_φ , излучаемой телом в направлении, составляющим угол φ с нормалью к поверхности, определяется по уравнению

$$E_\varphi = E_n \cdot \cos \varphi. \quad (2.3.21)$$

Тепловой поток между двумя параллельными пластинами 1 и 2 неограниченных размеров ($T_1 \geq T_2$), Вт:

$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon_{12} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot A, \quad (2.3.22)$$

где $\varepsilon_{12} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}$ – приведенная степень черноты системы.

Лучистый теплообмен в различных излучающих системах может быть уменьшен за счет применения экранов.

2.3.4 Теплообменные аппараты турбомашин

Теплообменными аппаратами называются технические устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Теплообменными аппаратами

являются: парогенераторы и конденсаторы паротурбинных установок, испарители и конденсаторы холодильных машин, промежуточные охладители компрессорных установок и многие другие устройства. Участвующие в теплообмене вещества (теплоносители) могут находиться в жидком или газообразном состоянии, либо в виде двухфазного потока.

По принципу действия теплообменные аппараты делятся на рекуперативные, регенеративные и смесительные (или контактные). В рекуператорах обеспечивается передача тепла от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку (по конструктивному исполнению рекуператоры бывают самыми разнообразными: кожухотрубными, радиаторными, пластинчаторебристыми, спиральными, сотовыми, витыми и многими другими). В регенераторах горячий и холодный теплоносители омывают одну и ту же поверхность теплообмена (теплоемкую аккумулирующую насадку), например воздухоподогреватели доменных печей, регенераторы разделения воздуха и др. Режим работы регенераторов обычно нестационарный. В смесительных аппаратах передача тепла между теплоносителями осуществляется путем непосредственного их смешивания (контакта). Часто контактный теплообмен сопровождается массообменом, например в градирнях, скрубберах, эжекторах и др.

Наиболее широкое применение находят рекуперативные теплообменные аппараты различного назначения.

Уравнение теплопередачи при условии $k \approx const$

$$Q = \int_0^A k \cdot \Delta t \cdot dA \approx k \cdot \int_0^A \Delta t \cdot dA = k \cdot \Delta t_m \cdot A, \quad (2.3.23)$$

где $\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t \cdot dA$ – средний температурный напор между теплоносителями.

Величина Δt_m зависит от схемы движения теплоносителей. Наиболее простыми схемами являются: прямоток, противоток и перекрестный ток. При прямотоке теплоносители движутся вдоль поверхности теплообмена в одном направлении, при противотоке – в противоположных направлениях, при перекрестном токе – в перекрещивающихся направлениях. Во многих аппаратах схемы намного сложнее. При противотоке можно обеспечить более высокое значение среднего температурного напора Δt_m , что является достоинством этой схемы в ряде случаев. Если необходимо поддерживать постоянную температуру на поверхности нагрева ($t_c \approx const$), то предпочтение отдают прямоточным схемам.

Средний температурный напор для прямотока и противотока определяют по формуле

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_B / \Delta t_M)}, \quad (2.3.24)$$

где $\Delta t_B, \Delta t_M$ – соответственно больший и меньший из крайних температурных напоров (например, для прямотока $\Delta t_B = t_1' - t_2'$, $\Delta t_M = t_1'' - t_2''$).

Для схем перекрестного тока и для других более сложных схем движения теплоносителей средний температурный напор Δt_{m+} определяют как произведение величины Δt_m , рассчитанной по (2.3.24) для противотока, на поправку ε_+ , определяемую по номограммам $\varepsilon_+(t_1, t_1'', t_2', t_2'')$, т. е. $\Delta t_{m+} = \varepsilon_+ \cdot \Delta t_{m\uparrow\downarrow}$.

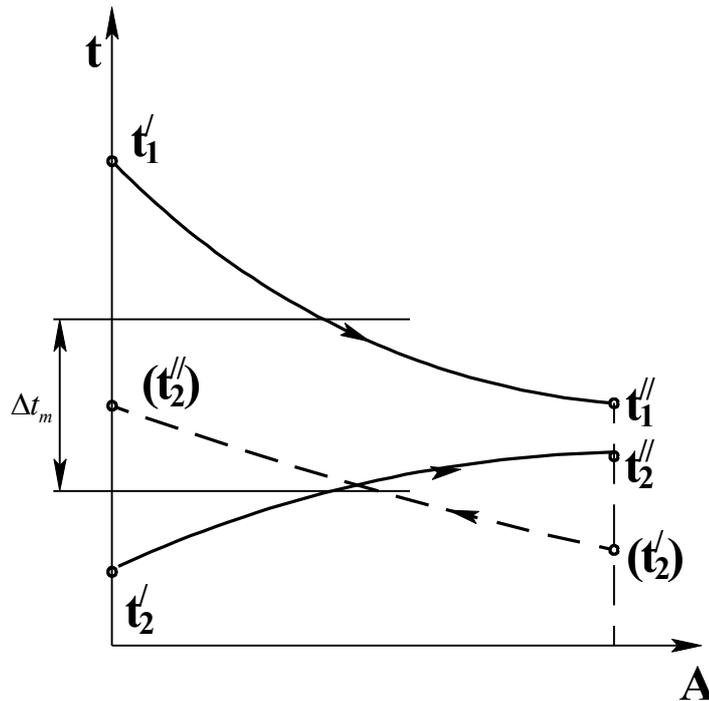


Рисунок 2.3.4 – Характер изменения температур теплоносителей при прямотоке и противотоке

2.3.5 Задачи

2.3.5.1 Примеры решения задач

Пример 2.3.1. Кипящая вода воспринимает теплоту от дымовых газов парогенератора через стальную стенку толщиной 15 мм. Температура газов – 900 °С, температура воды – 200 °С, коэффициенты теплоотдачи равны соответственно 120 и 2300 Вт/(м²·К); коэффициент теплопроводности стали – $\lambda = 48$ Вт/(м·К). Постепенное отложение сажи ($\lambda_c = 0,12$ Вт/(м·К)) и накипи ($\lambda_n = 1,3$ Вт/(м·К)) привело к снижению плотности теплового потока в 2,2 раза и к повышению температуры стенки на 60 °С. Определите толщины слоев сажи и накипи, вычислите плотность теплового потока q и коэффициент теплопередачи k .

Решение

График изменения температур при отсутствии накипи и сажи показан на рис. 2.3.5.

Плотность теплового потока в данном случае находится по формуле

$$q' = k' \cdot \Delta t.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{120} + \frac{0,015}{48} + \frac{1}{2300}} = 110,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Тогда

$$q' = 110,2 \cdot 700 = 77100 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура стенки

$$t'_c = t_1 - \frac{q'}{\alpha_1} = 900 - \frac{77100}{120} = 257,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

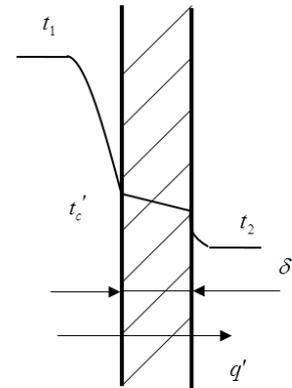


Рисунок 2.3.5

График изменения температур при наличии накипи и сажи показан на рис. 2.3.6.

Плотность теплового потока с накипью

$$q'' = \frac{q'}{2,2} = \frac{77100}{2,2} = 35100 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура стенки с накипью

$$t''_c = t'_c + 60 = 257,5 + 60 = 317,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Вычисляем температуру сажи из уравнения теплоотдачи:

$$t_{саж} = t_1 - \frac{q''}{\alpha_1} = 900 - \frac{35100}{120} = 607,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

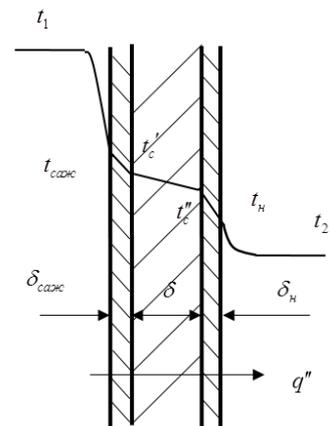


Рисунок 2.3.6

Из уравнения теплопроводности определяем толщину слоя сажи:

$$\delta_{саж} = \frac{\lambda_c \cdot (t_{саж} - t''_c)}{q_2} = \frac{0,12 \cdot (607,5 - 317,5)}{35100} = 0,001 \text{ м}.$$

Находим температуру накипи из уравнения теплоотдачи:

$$t_n = t_2 + \frac{q''}{\alpha_2} = 200 + \frac{35100}{2300} = 215,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Из уравнения теплопроводности определяем толщину накипи:

$$\delta_n = \frac{\lambda_n \cdot (t''_c - t_n)}{q_2} = \frac{1,3 \cdot (317,5 - 215,3)}{35100} = 0,0038 \text{ м}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{саяж}}{\lambda_{саяж}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{120} + \frac{0,001}{0,12} + \frac{0,015}{48} + \frac{0,0038}{1,3} + \frac{1}{2300}} = 49,3 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Пример 2.3.2

Металлическая стенка аппарата с одной стороны омывается горячим газом, а с другой охлаждается кипящей водой. Для интенсификации теплопередачи выполнено «рациональное» оребрение. Определите плотность теплового потока через стенку с оребрением и при его отсутствии, если $t_{\text{газ}} = 1400 \text{ }^\circ\text{C}$, температура кипения $t_{\text{кип}} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициенты теплоотдачи соответственно $\alpha_1 = 500 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ и $\alpha_2 = 3000 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$, толщина стенки 3 мм ($\lambda_c = 20 \text{ Вт/(м К)}$). Степень эффективности ребер – $E \cong 1$. Найдите степень рационального оребрения и покажите график распределения температуры.

Решение

Плотность теплового потока через плоскую стенку определяется по формуле

$$q = k \cdot (t_1 - t_2),$$

где k – коэффициент теплопередачи; t_1 – температура горячего газа; t_2 – температура кипящей воды.

Коэффициент теплопередачи при отсутствии оребрения определяется по формуле

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего газа к стенке; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде.

$$k = \frac{1}{1/500 + 0,003/20 + 1/3000} = 403 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

$$q = 403 \cdot (1400 - 120) = 515840 \text{ Вт/м}^2 = 515,8 \text{ кВт/м}^2.$$

Коэффициент теплопередачи для оребренной стенки определяется по формуле

$$k_p = \frac{1}{1/(\varepsilon_p \cdot \alpha_1) + \delta/\lambda + 1/\alpha_2},$$

где ε_p – степень рационального оребрения, получаемая из условия $\varepsilon_p \cdot \alpha_1 = \alpha_2$.

$$\varepsilon_p = \alpha_2/\alpha_1 = 3000/500 = 6; k_p = \frac{1}{1/(6 \cdot 500) + 0,003/20 + 1/3000} = 1235 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

$$q = 1235 \cdot (1400 - 120) = 1,58 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2 = 1580 \text{ кВт/м}^2.$$

Для оребренной стенки плотность теплового потока увеличилась более чем в 3 раза.

Для построения графика распределения температур определяем температуры на поверхностях стенки t_{c1} и t_{c2} :

а) без оребрения

$$t_{c1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 1400 - \frac{515800}{500} = 368,4 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{c2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 120 + \frac{515800}{3000} = 292 \text{ }^\circ\text{C}.$$

б) с оребрением

$$t_{c1} = t_1 - \frac{q}{\varepsilon_p \cdot \alpha_1} = 1400 - \frac{1,58 \cdot 10^6}{6 \cdot 500} = 874 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{c2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 120 + \frac{1,58 \cdot 10^6}{3000} = 646 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Изображаем графики распределения температур

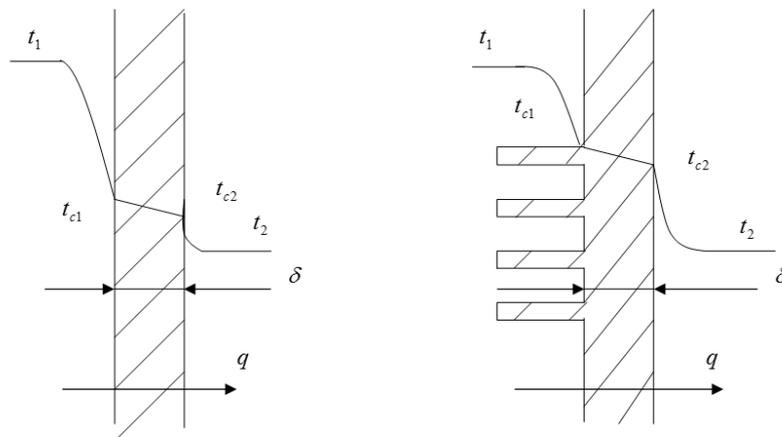


Рисунок 2.3.7 – Графики температур

Пример 2.3.3

Производительность испарителя – 1600 кг/ч жидкости, поступающей в теплообменник при температуре $t_2 = 127 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплота парообразования жидкости $r_n = 377 \text{ кДж/кг}$. Нагрев осуществляется водяным паром при давлении 4,76 бар. Определите расход конденсирующегося водяного пара \bar{m}_n , если он сухой насыщенный и конденсируется полностью, а также – необходимую поверхность теплообмена A , если коэффициент теплопередачи $k = 1800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Решение

Уравнение теплового баланса

$$\bar{m}_n \cdot r_n = \bar{m}_1 \cdot r_1,$$

где \bar{m}_1 – расход пара; r_1 – удельная теплота конденсации пара.

По таблицам воды и водяного пара находим для давления 4,76 бар $r_1 = 2113,2$ кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса

$$\bar{m}_1 = \bar{m}_n \cdot r_n / r_1 = 1600 \cdot 377 / 2113,2 = 274 \text{ кг/ч.}$$

Необходимую поверхность теплообмена вычисляем из уравнения теплопередачи:

$$Q = k \cdot \Delta \bar{t} \cdot A.$$

Тепловой поток

$$Q = r_n \cdot \bar{m}_n = \frac{1600}{3600} \cdot 377 = 167,4 \text{ кВт.}$$

Средний температурный напор

$$\Delta \bar{t} = 150 - 127 = 23 \text{ }^\circ\text{C.}$$

150 $^\circ\text{C}$ – температура насыщения водяного пара при давлении 4,76 бар.

Поверхность теплообмена

$$A = Q / (k \cdot \Delta \bar{t}) = 167,4 \cdot 10^3 / (1800 \cdot 23) = 4 \text{ м}^2.$$

Пример 2.3.4

Охладитель масла выполнен из трёх латунных труб диаметром 30x1 мм и длиной 500 мм каждая. Внутри труб движется масло со средней температурой 80 $^\circ\text{C}$. Снаружи трубы обдуваются потоком воздуха, температура которого меняется от 15 до 60 $^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи со стороны масла $\alpha_1 = 88$ Вт/(м²·К), а со стороны воздуха $\alpha_2 = 18$ Вт/(м²·К). Определите тепловую нагрузку Q охладителя и расход охлаждающего воздуха \bar{m}_g .

Решение

Для тонкостенных трубок можно решать задачу теплопередачи как для плоской поверхности. Тогда уравнение теплопередачи будет таким

$$Q = k \cdot \Delta \bar{t} \cdot A,$$

где k – коэффициент теплопередачи; $\Delta \bar{t}$ – средний температурный напор теплообменника; A – площадь поверхности теплообмена.

$$A = \pi \cdot d_{cp} \cdot L \cdot n = 3,14 \cdot 0,029 \cdot 0,5 \cdot 3 = 0,14 \text{ м}^2.$$

Средний температурный напор определяется по формуле

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}},$$

где $\Delta t' = 80 - 20 = 60$ $^\circ\text{C}$; $\Delta t'' = 80 - 60 = 20$ $^\circ\text{C}$.

Тогда $\Delta \bar{t} = \frac{60 - 20}{\ln \frac{60}{20}} = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

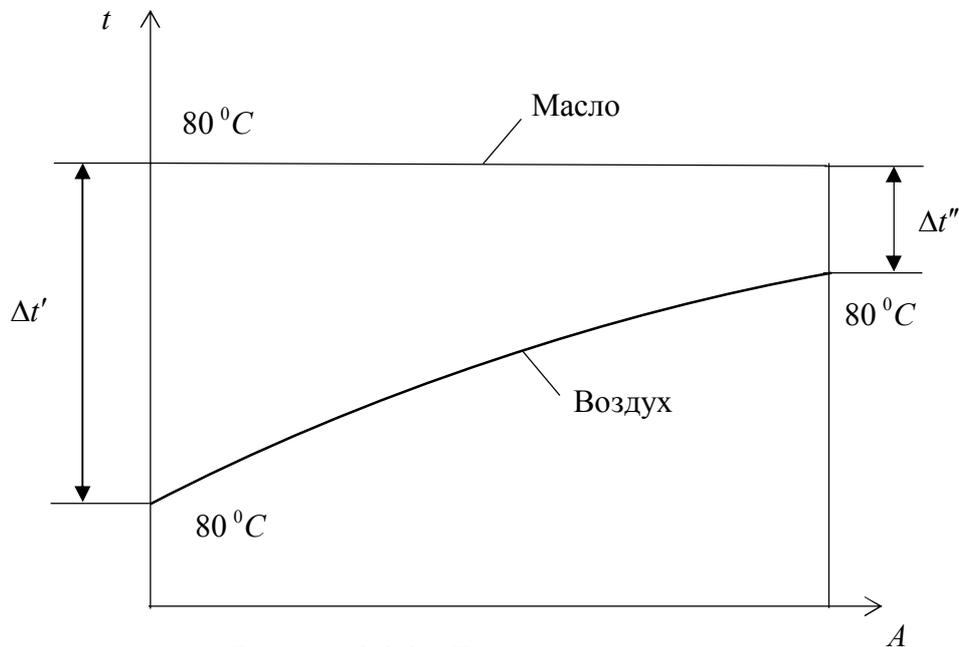


Рисунок 2.3.8 – Графики температур

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{88} + \frac{0,001}{110} + \frac{1}{18}} = 15 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Здесь $\lambda = 110 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ – коэффициент теплопроводности для латуни; $\delta = 0,001 м$ –

толщина стенки трубки.

Тепловой поток

$$Q = 15 \cdot 36,4 \cdot 0,14 = 76,4 \text{ Дж.}$$

Расход охлаждающего воздуха можно найти из уравнения теплового баланса:

$$Q = c_{pв} \cdot (t''_в - t'_в) \cdot \bar{m}_в,$$

где $c_{pв}$ – теплоемкость воздуха = 1005 Дж/кг К; $t''_в = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t'_в = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Тогда

$$\bar{m}_в = \frac{Q}{c_{pв} \cdot (t''_в - t'_в)} = \frac{76,4}{1005 \cdot (60 - 15)} = 0,0015 \text{ кг/с.}$$

Пример 2.3.5

Имеется теплообменник из 22 горизонтальных труб наружным диаметром 18 мм и длиной 1,8 м. Достаточно ли его поверхность для конденсации 1100 кг/ч водяного пара при давлении 0,27 МПа? Определите расход охлаждающей воды \bar{m}_2 по трубам, если она нагревается от 20 °С до 40 °С. Коэффициент теплопередачи аппарата $k = 1000$ Вт/(м²·К).

Решение

Площадь теплообмена $A = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n = 3,14 \cdot 0,018 \cdot 1,8 \cdot 22 = 2,24$ м².

Требуемую площадь теплообмена можно найти из уравнения теплопередачи $Q = k \cdot \Delta \bar{t} \cdot A$, где Q – тепловой поток; $\Delta \bar{t}$ – средний температурный напор в теплообменнике.

Определяем тепловой поток, необходимый для конденсации 1100 кг/ч водяного пара.

При давлении 0,27 МПа температура конденсации $t_k = 130$ °С (из таблиц водяного пара).

Удельная теплота $q = i'' - i' = r = 2174$ кДж/кг. $Q = q \cdot \bar{m}_n = 2174 \cdot \frac{1100}{3600} = 664,3$ кВт.

Расход охлаждающей воды находим из уравнения теплового баланса:

$$Q = c_{ps} \cdot (t_s'' - t_s') \cdot \bar{m}_s.$$

$$\bar{m}_s = \frac{Q}{c_{ps} \cdot (t_s'' - t_s')} = \frac{664,3}{4,27 \cdot (40 - 20)} = 7,8 \text{ кг/с.}$$

Средний температурный напор $\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(130 - 20) - (130 - 40)}{\ln \frac{110}{90}} = 100$ °С.

Необходимая поверхность теплообмена $A = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{664,3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 100} = 6,64$ м².

Поверхность теплообмена данного аппарата недостаточна. Нужно увеличить число труб или их длину, или же диаметр.

При $d_n = 18$ мм, $L = 1,8$ м, $n = \frac{6,64 \cdot 22}{2,24} = 65,2$. Нужно 66 труб.

2.3.5.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.3.1. Вдоль металлической стенки аппарата с обеих сторон движутся турбулентные потоки двух жидкостей. Коэффициент теплоотдачи с одной стороны $\alpha_1 = 230 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а с другой – $\alpha_2 = 400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Во сколько раз увеличится передаваемый через стенку тепловой поток, если при прочих равных условиях скорость первого потока жидкости возрастет в два раза? Термическое сопротивление стенки можно не учитывать.

Задача 2.3.2. В кожухотрубном теплообменнике водяной пар с давлением 4,7 бар конденсируется на внешней поверхности труб. Расход конденсата $\bar{m}_k = 5,2 \text{ кг}/\text{с}$. Холодная вода, движущаяся по трубам, нагревается от $t'_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t''_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Определите расход охлаждающей воды \bar{m}_e и необходимую поверхность теплообмена A , если коэффициент теплопередачи $k = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 2.3.3. Трубу с кипящим холодильным агентом диаметром 30 мм необходимо покрыть тепловой изоляцией, толщина которой по конструктивным соображениям не должна превышать 10 мм. Коэффициент внешней теплоотдачи $\alpha = 4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Подберите материал изоляции для снижения тепловых потерь в два раза.

Задача 2.3.4. Стальной трубопровод диаметром $d = 30 \times 2 \text{ мм}$ и длиной $L = 100 \text{ м}$ необходимо покрыть изоляцией для снижения тепловых потерь не менее, чем в два раза. По трубопроводу движется вода со скоростью 0,4 м/с, температура ее на входе $t_1 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура окружающего воздуха $t_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, а коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Подберите тепловую изоляцию $\lambda_{из}$ и толщину покрытия $\delta_{из}$.

Задача 2.3.5 В приборе для определения коэффициента теплопроводности жидкостей по методу «нагретой нити» диаметр и длина платиновой нити 0,15 мм и 80 мм соответственно; диаметр трубки из кварцевого стекла ($\lambda_c = 0,74 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$), по оси которой натянута нить, 3x1 мм. Определите коэффициент теплопроводности λ и среднюю температуру t_m масла, заполняющего кольцевой зазор между нитью и трубкой, если при прохождении тока 0,636 А электросопротивление нити 6,7 Ом, температура внешней поверхности трубки 35 °С, а нити 132 °С. Объясните сущность метода.

Задача 2.3.6. Медный электропровод диаметром 10 мм, покрытый резиновой изоляцией ($\lambda = 0,15 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$) толщиной 1,5 мм, охлаждается потоком воздуха с коэффициентом теплоотдачи $\alpha = 13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; температура воздуха 15 °С. Определите допустимую силу тока I в проводе (электросопротивление $\rho_{эл} = 0,017 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$) при условии, что максимальная температура изоляции составляет 70 °С. Найдите критический диаметр изоляции и покажите путь снижения температуры изоляции.

Задача 2.3.7. Известно, что при работе холодильной машины температура наружной поверхности ее стального ($\lambda = 40$ Вт/м·К) трубопровода диаметром 130x7 мм равна 0 °С и -3 °С соответственно при отсутствии и наличии внешней изоляции. Материал изоляции стекловолок ($\lambda = 0,046$ Вт/м·К) имеет толщину 5 мм. Определите температуру протекающего по трубе кипящего теплоносителя и тепловые потери Q , Вт/м, при отсутствии и наличии изоляции, если температура окружающего воздуха 30 °С, а коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 12$ Вт/(м²·К).

Задача 2.3.8. Для измерения температуры воздуха, движущегося по каналу, установлена термопара, показание которой $t_m = 400$ °С. Степень черноты спая термопары $\varepsilon = 0,8$, а температура стенок канала $t_c = 300$ °С. Коэффициент теплоотдачи между воздухом и спаем термопары $\alpha = 40$ Вт/(м²·К). Определите ошибку в показании термопары и температуру воздуха вблизи термопары.

Задача 2.3.9. Определите плотность теплового потока q , Вт/м², через воздушную прослойку толщиной 8 мм кирпичной обмуровки парогенератора, если температура внутренних обмуровочных поверхностей $t_{c1} = 450$ °С и $t_{c2} = 300$ °С, а степень черноты $\varepsilon = 0,93$.

Задача 2.3.10. Вода с начальной температурой 90 °С входит в горизонтальную трубу диаметром 20x1 мм и охлаждается; ее расход $\bar{m} = 270$ кг/ч. Найдите длину трубы L , на выходе из которой вода будет иметь температуру 30 °С, если средняя температура стенки $t_c = 20$ °С.

Задача 2.3.11. Определите тепловой поток от стального паропровода, проложенного горизонтально внутри цехового помещения, стенки которого имеют температуру $t_m = 25$ °С. Наружный диаметр трубопровода $d = 150$ мм, длина – 200 м. По трубопроводу течет влажный водяной пар давлением 1 МПа. Температура воздуха в цехе 27 °С. Степень черноты поверхности паропровода $\varepsilon = 0,8$.

Задача 2.3.12. Определите потери тепловой мощности Q , Вт, паропроводом диаметром 0,1 м, длиной 20 м при движении по нему насыщенного водяного пара давлением 2,8 МПа; температура окружающего воздуха 30 °С, а коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 9$ Вт/(м²·К). Двухслойная изоляция паропровода изготовлена из ньювеля ($\lambda_1 = 0,08$ Вт/м·К, $\delta_1 = 0,02$ м) и асбозурита ($\lambda_2 = 0,15$ Вт/м·К, $\delta_2 = 0,03$ м). Покажите график распределения температуры при указанном и измененном порядках наложения слоев изоляции.

Задача 2.3.16. Определите потери тепла стальным паропроводом ($\lambda = 45$ Вт/(м·К)) диаметром $d = 20$ x2 мм и длиной $L = 50$ м, если он покрыт слоем изоляции из асбеста ($\lambda = 0,15$ Вт/(м·К)) толщиной $\delta = 15$ мм. По трубопроводу течет насыщенный водяной пар, давление которого 30 бар. Температура окружающего воздуха 27 °С, а коэффициент

теплоотдачи $\alpha_2 = 5,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определите потери тепла трубопроводом без изоляции, проанализируйте ситуацию и покажите график распределения температуры.

Задача 2.3.17. В латунную трубку диаметром 14x1 мм подается насыщенный водяной пар при атмосферном давлении в количестве $G = 0,001 \text{ кг}/\text{с}$. Определите длину трубки для полной конденсации пара, если труба снаружи охлаждается проточной жидкостью со средней температурой $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и коэффициентом теплоотдачи $\alpha_2 = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 2.3.18. В теплообменнике воздух в количестве 0,5 кг/с охлаждается от 170 до 60 °С водой, которая подается насосом. Температура воды на входе в насос 18 °С, а на выходе из теплообменного аппарата – 42 °С, давление воды в аппарате снижается на 0,7 бар. Коэффициент теплопередачи аппарата – $k = 30 \text{ (Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить температуру воды после насоса и его мощность N_H , если КПД насоса $\eta_n = 0,7$, тепловую нагрузку Q аппарата и необходимую поверхность теплообмена A .

Задача 2.3.19. Трубчатый воздухоподогреватель производительностью 15 т/ч изготовлен из труб диаметром 20x3 мм. Внутри течет горячий газ со средней температурой 300 °С. Воздух подогревается от 27 до 420 °С. Трубки выполнены из стали ($\lambda = 23 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а от стенки воздуху $\alpha_2 = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определите поверхность нагрева A подогревателя и оцените погрешность расчета для плоской эквивалентной стенки.

Задача 2.3.20. Теплообменник выполнен из латунных труб диаметром 38x2 мм. Греющая среда – воздух с температурой на входе $t_1' = 350 \text{ }^\circ\text{C}$, а на выходе $t_1'' = 240 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход подогреваемой воды $G_2 = 2 \text{ т}/\text{ч}$, начальная температура $t_2' = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и конечная $t_2'' = 200 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициенты теплоотдачи от воздуха к трубам $\alpha_1 = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и от труб к воде $\alpha_2 = 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найдите площадь поверхности нагрева аппарата A для противоточного включения и необходимый расход воздуха \bar{m}_1 .

Задача 2.3.21. В прямоточном теплообменнике вода охлаждает жидкость. Расход воды и её начальная температура соответственно 0,25 кг/с и 15 °С. Те же величины для жидкости соответственно 0,07 кг/с и 140 °С. Коэффициент теплопередачи $k = 35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а поверхность нагрева $A = 8 \text{ м}^2$. Теплоёмкость жидкости 3 кДж/(кг·К). Определите конечные температуры воды и жидкости и переданный тепловой поток \dot{Q} .

Задача 2.3.22. Определите поверхность нагрева A газовоздушного теплообменника с противоточной схемой движения теплоносителей, если объёмный расход нагреваемого воздуха при нормальных физических условиях $\bar{V}_{ex} = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$, средний коэффициент теплопередачи от газов к воздуху $k = 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температуры газов и воздуха $t_1' = 550 \text{ }^\circ\text{C}$,

$t_1'' = 340 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2' = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2'' = 300 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент потерь тепла от аппарата в окружающую среду $\eta = 0,95$. Найти необходимый расход газа \bar{m}_1 , если его теплоёмкость $c_p = 870 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Задача 2.3.23. Паровой калорифер изготовлен из 150 стальных горизонтальных труб диаметром 38x3 мм, по которым проходит 5200 кг/ч воздуха, нагреваемого от 20 до 90 °С. Снаружи трубы обогрываются насыщенным паром давлением 2 бар. Определите необходимую длину труб L и расход греющего пара \bar{m}'' . В расчетах принять среднюю температуру стенки труб 90 °С, а пар считать неподвижным.

Задача 2.3.24. В конденсатор поступает 900 кг/ч перегретого водяного пара температурой 120 °С при атмосферном давлении (теплоёмкость перегретого пара $c_p = 2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$). Он конденсируется на трубах, по которым течет вода с температурой на входе $t_2' = 17 \text{ }^\circ\text{C}$. Определите передаваемый тепловой поток \dot{Q} , расход воды \bar{m}_2 и её температуру t_2'' на выходе из конденсатора, если коэффициент теплопередачи $k = 1000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, а площадь теплообмена аппарата $A = 10 \text{ м}^2$.

Задача 2.3.25. Трубчатый теплообменник имеет поверхность нагрева 48 м². В нем нагревается 85 т/ч воды от 72 до 92 °С. Греющей средой является насыщенный водяной пар при избыточном давлении 0,43 бар. Найдите коэффициент теплопередачи аппарата k и оцените его габаритные размеры. Определите необходимый расход пара \bar{m}_1 .

Задача 2.3.26. В кожухотрубном теплообменнике водяной пар с давлением 4,7 бар конденсируется на внешней поверхности труб. Расход конденсата $\bar{m}_k = 5,2 \text{ кг/с}$. Холодная вода, движущаяся по трубам, нагревается от $t_2' = 20$ до $t_2'' = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Определите расход охлаждающей воды \bar{m}_g и необходимую поверхность теплообмена A , если коэффициент теплопередачи $k = 2000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Задача 2.3.27. Паровая турбина расходует 51000 кг/ч пара, который поступает в конденсатор при давлении 0,04 бар и степени сухости $x = 0,89$, где охлаждается проточной водой и конденсируется. Вода нагревается на 11 °С. Определите расход охлаждающей воды \bar{m}_g и необходимую поверхность теплообмена A конденсатора, если коэффициент теплопередачи $k = 1200 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, а начальная температура воды $t_2' = 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 2.3.28. В противоточный поверхностный конденсатор подается 360 кг/ч сухого насыщенного водяного пара при температуре 120 °С, отдающего теплоту воде с температурой на входе 20 °С. Определите расход воды \bar{m}_g , тепловую мощность аппарата

\dot{Q} и необходимую поверхность теплообмена A , если наименьшая разность температур между паром и водой составляет $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а коэффициент теплопередачи $k = 800\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Задача 2.3.29. По трубкам калорифера проходит насыщенный водяной пар при давлении $0,52\text{ МПа}$, греющий атмосферный воздух от 5 до $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ в количестве $G_2 = 0,5\text{ кг/с}$. Определите тепловую нагрузку аппарата \dot{Q} и необходимую площадь теплообмена A , если коэффициент теплопередачи $k = 40\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Список литературы к разделу 2.3

1. Алабовский А. Н. Теплотехника / А. Н. Алабовский, С. М. Константинов, И. А. Недужий; под редакцией С. М. Константинова. – К.: Вища школа, 1988. – 256 с.
2. Марченко В. Н. Техническая термодинамика: учебное пособие / В. Н. Марченко. – Сумы: Издательство СумГУ, 2006. – 59 с.
3. Радзиевский В. Н. Теплообменная аппаратура компрессорных установок / Г. Г. Ткаченко, В. Н. Радзиевский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2009. – № 2. – С. 43–47.
4. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л.: Химия, 1982. – 582 с.
5. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общей редакцией В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
6. Теплотехнические расчеты процессов транспорта и регазификации природных газов : справочное пособие / В. А. Загорученко, Р. Н. Бикчентай, А. А. Вассерман и др. – М.: Недра, 1980. – 320 с.
7. Техническая термодинамика: учеб. для маш. вузов / под ред. В. И. Крутова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Вища школа, 1991. – 384 с.
8. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery / S. L. Dixon, S. A. Hall. Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.

Вопросы для самопроверки

1. Какими способами переносится теплота?
2. Дайте определение понятия *теплообмен*.
3. Какой теплообмен называется сложным?
4. Дайте определение понятия *тепломассоперенос*.
5. Что называется *температурным полем*?
6. Дайте определение понятия *тепловой поток*.
7. Дайте определение понятия *плотность теплового потока*.
8. Как связаны между собой *тепловой поток* и *плотность теплового потока*?
9. Дайте определение понятия *теплопроводность*.
10. Напишите *дифференциальное уравнение теплопроводности*.
11. Укажите размерность *коэффициента температуропроводности*.
12. Укажите размерность *коэффициента теплопроводности*.
13. Укажите характерные значения коэффициентов теплопроводности для металлов.
14. Укажите характерные значения коэффициентов теплопроводности для жидкостей.
15. Укажите характерные значения коэффициентов теплопроводности для газов.
16. Укажите характерные значения коэффициентов теплопроводности для теплоизоляторов.
17. Укажите условие *стационарной теплопроводности*.
18. Сформулируйте *закон Фурье*.
19. Напишите уравнение Фурье для *однородной плоской стенки*.
20. Напишите формулу для определения температуры в *однородной плоской стенке*.
21. Напишите уравнение Фурье для *плоской многослойной стенки*.
22. Напишите формулу для определения температуры в *плоской многослойной стенке*.
23. Напишите уравнение Фурье для *цилиндрической многослойной стенки*.
24. Напишите формулу для определения температуры в *цилиндрической многослойной стенке*.
25. Как определяют *термическое сопротивление теплопроводности*?
26. Какие критерии используются в случае нестационарной теплопроводности?
27. Напишите формулу для определения *числа Био*.
28. Напишите формулу для определения *числа Фурье*.
29. Дайте определение понятия *конвекция*.
30. Дайте определение понятия *конвективный теплообмен*.
31. Дайте определение понятия *теплоотдача*.
32. Дайте определение понятия *свободная конвекция*.
33. Дайте определение понятия *вынужденная конвекция*.
34. Напишите *уравнение Ньютона – Рихмана*.
35. Укажите размерность *коэффициента теплоотдачи*.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

36. Напишите *дифференциальное уравнение теплоотдачи*.
37. Напишите формулу для числа *Нуссельта*.
38. Напишите формулу для *критерия Рейнольдса* и укажите физический смысл критерия.
39. Напишите формулу для *критерия Грасгоффа* и укажите физический смысл критерия.
40. Напишите формулу для *критерия Прандтля* и укажите физический смысл критерия.
41. Напишите формулу для *критерия Эйлера* и укажите физический смысл критерия.
42. Напишите формулу для *критерия Фруда* и укажите физический смысл критерия.
43. Что называется *критериальным уравнением теплоотдачи*?
44. Дайте определение понятия *теплопередача*.
45. Напишите *уравнение для стационарной теплопередачи*.
46. Укажите размерность *коэффициента теплопередачи*.
47. Как определяется *термическое сопротивление теплопередачи*?
48. Напишите *уравнение теплопередачи* для цилиндрической стенки.
49. Что называется *линейным коэффициентом теплопередачи*.
50. Укажите условие для *выбора тепловой изоляции*.
51. Дайте определение понятия *тепловое излучение*.
52. Сформулируйте *закон Планка*.
53. Напишите *уравнения для спектральных плотностей излучения абсолютно черного тела*.
54. Сформулируйте *закон Вина*.
55. Сформулируйте *закон Стефана – Больцмана*.
56. Напишите *уравнение Стефана – Больцмана*.
57. Сформулируйте *закон Кирхгоффа*.
58. Сформулируйте *закон Ламберта*.
59. Перечислите типы *теплообменных аппаратов*.
60. Напишите формулу для определения *среднего температурного напора*.

2.4 Теория подобия

Теория подобия – учение об условиях подобия различных объектов (физических явлений, процессов, аппаратов, систем), отличающихся масштабами, геометрией или физической природой.

Теория подобия опирается на учение о размерностях физических величин и служит основой физического моделирования.

Предметом теории подобия является установление критериев подобия различных физических явлений и изучение с помощью этих критериев свойств самих явлений.

Основной метод теории подобия – анализ размерностей.

Анализ размерностей – это метод установления связи между физическими величинами, существенными для изучаемого явления, основанный на рассмотрении размерностей этих величин. В основе анализа размерностей лежит требование, согласно которому уравнение, выражающее искомую связь, должно оставаться справедливым при любом изменении единиц входящих в него величин.

Виды подобия – геометрическое, физическое, физико-химическое и математическое.

При геометрическом подобии пропорциональны геометрические характеристики соответствующих элементов объектов (например, длины, высоты или диаметры аппаратов).

При физическом подобии в пространстве и времени подобны поля соответствующих физических параметров двух объектов: например при кинематическом подобии – поля скоростей, при динамическом подобии – системы действующих сил или силовых полей.

Условия физического подобия. Подобие двух физических явлений означает подобие всех величин, характеризующих рассматриваемые явления, то есть любая величина φ' пропорциональна однородной с ней величине φ'' второго явления:

$$\varphi' = C_\varphi \cdot \varphi'' , \quad (2.4.1)$$

где C_φ – коэффициент пропорциональности, который называется константой подобия величины φ .

C_φ не зависит ни от координат, ни от времени.

2.4.1 Теоремы подобия

Первая теорема подобия: подобные между собою явления имеют одинаковые критерии подобия.

Вторая теорема подобия: зависимость между переменными, характеризующими явление, может быть представлена в виде зависимости между критериями подобия k_1, k_2, \dots, k_n :

$$f(k_1, k_2, \dots, k_n) = 0 . \quad (2.4.2)$$

Данная зависимость называется критериальным уравнением. Помимо критериев подобия, это уравнение может включать так называемые симплексы – безразмерные отношения однородных физических величин.

Третья теорема подобия: подобны те явления, условия однородности которых подобны, и критерии, составленные из условий однозначности, численно одинаковы.

Условия однозначности состоят из начальных и граничных условий задачи, или краевых условий. Критерии, полученные из этих условий, называются определяющими.

Критерии, составленные из величин, не входящих в условия однозначности, называются неопределяющими.

Когда устанавливается подобие, то неопределяющие критерии сами по себе получаются также одинаковыми. Это следствие установившегося подобия. Следовательно, теория подобия позволяет, не интегрируя дифференциальных уравнений, получить из них критерии подобия, а из опытных данных установить критериальные зависимости, которые будут справедливы для всех подобных между собой процессов.

π -теорема. Формулировка π -теоремы: если имеется соотношение между m размерными параметрами в виде $f(q_1, q_2, \dots, q_m) = 0$, то можно найти эквивалентные соотношения между n безразмерными параметрами в виде $f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n) = 0$, где $n = m - k$, причем k – наибольшее число параметров, которые нельзя объединить в какой-либо безразмерный комплекс.

Число k обычно равно числу независимых размерностей r , необходимых для образования всех размерностей параметров q .

Использование π -теоремы позволяет за счет применения безразмерных комплексов уменьшить число независимых параметров при решении реальных задач, а также обеспечить возможность сопоставлять и обобщать результаты решений.

Пусть, например, величина A является функцией пяти размерных величин ($m = 5$), т. е.

$$A = f(\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon). \quad (2.4.3)$$

В газодинамике количество основных единиц принимается равным $k = 3$ (длина, масса (или сила) и время). Из π -теоремы следует, что зависимость (2.4.3) может быть преобразована в зависимость, содержащую два числа π ($n = m - k = 5 - 3 = 2$):

$$A = f_1(\pi_1, \pi_2), \quad (2.4.4)$$

где π_1 и π_2 – безразмерные комплексы, составленные из размерных величин.

Существует несколько способов нахождения чисел π . Часто используется метод, предложенный Рэлеем. Основным достоинством его является то, что он представляет собой своеобразный алгоритм, приводящий к решению задачи.

2.4.2 Критерии подобия

Критерий подобия – безразмерное число, составленное из размерных физических параметров, определяющих рассматриваемое физическое явление. Равенство всех однотипных критериев подобия для двух физических явлений и систем – необходимое и достаточное условие физического подобия этих систем.

Любая новая комбинация из критериев подобия также является критерием подобия, что даёт возможность в каждом конкретном случае выбрать наиболее удобные и характерные критерии.

Если известны уравнения, описывающие рассматриваемое физическое явление, то критерии подобия для данного явления можно получить, приводя уравнения к безразмерному виду путём введения некоторых характерных значений для каждого из определяющих физических параметров, входящих в систему уравнений. Тогда критерии подобия определятся как безразмерные коэффициенты, появляющиеся перед некоторыми из членов новой, безразмерной системы уравнений.

Заметим, что критерии подобия, полученные из дифференциальных или проинтегрированных выражений, одни и те же.

Если математическая модель процесса известна, но не может быть проинтегрирована, то числа подобия могут быть найдены методом, который был предложен известным американским математиком и гидродинамиком Г. Биркгофом, названный им **инспекционным анализом**.

Базой инспекционного анализа является следующее положение: если две системы описываются одинаковыми дифференциальными уравнениями и имеют одинаковые граничные условия, и если значения всех параметров в этих уравнениях и граничных уравнениях равны, то эти две системы подобны при условии существования единственности решения.

Инспекционный анализ представляет собой определенный алгоритм, включающий два этапа: на первом из них отношения дифференциальных величин заменяются отношениями самих переменных, на втором – уравнение приводится к безразмерному виду путем деления всех его членов на один из них, выбранный произвольно.

Любое дифференциальное уравнение описывает целый класс явлений, т. е. решение их многозначно. Чтобы из множества возможных решений выбрать одно, соответствующее изучаемому явлению, нужно при постановке задачи ввести дополнительные условия, так называемые условия однозначности, которые включают:

- данные о физических свойствах среды (плотность, вязкость);
- сведения о начальном состоянии системы (начальные условия);
- данные о поведении системы на её границах (граничные условия).

В гидродинамике принято рассматривать шесть общих сил, действующих в потоке жидкости или газа: инерции (F_u); трения, или вязкости (F_{mp}); давления (F_o); упругости

(F_y); поверхностного натяжения ($F_{\text{нн}}$); гравитации (F_g). С использованием данных сил можно образовать 15 соотношений из двух сил: $F_u/F_{\text{нн}}$, F_u/F_y , $F_u/F_{\text{мп}}$, $F_\delta/F_{\text{мп}}$, F_u/F_g , F_δ/F_u и т. д. Поскольку отдельные критерии определяются как соотношения независимых сил, одни критерии могут быть выражены через другие; при этом любая комбинация из критериев подобия также представляет собой критерий подобия рассматриваемых физических явлений.

2.4.3 Основные критерии подобия газодинамических процессов

Для критериев (чисел) подобия принята специальная система обозначений в виде двух первых букв, как правило, фамилий ученых, внесших значительный вклад в данную область знания, и соответствующих наименований. Каждый из критериев подобия имеет определенный физический смысл как величина, пропорциональная соотношению однотипных физических величин. Сводка наиболее распространенных в гидромеханических и тепловых процессах критериев (чисел) подобия и входящих в них величин представлена в таблицах.

Таблица 2.4.1 – Гидромеханические процессы

Число	Формула	Физический смысл
Ньютона	$Ne = Fl/mc^2$	Мера соотношения действующей на систему силы и силы инерции
Вебера	$We = c^2 l \rho / \sigma$	Мера соотношения сил инерции и поверхностного натяжения; отражает влияние последней на движение потока
Рейнольдса	$Re = cl\rho/\mu = cl/\nu$	Мера соотношения сил инерции и вязкости; отражает влияние силы трения на движение потока
Фруда	$Fr = c^2/gl$	Мера соотношения сил инерции и тяжести; отражает влияние последней на движение потока
Эйлера	$Eu = \Delta p/\rho c^2$	Мера соотношения между изменением силы гидростатического давления и силы инерции; отражает влияние перепада давления на движение потока
Галилея	$Ga = Re^2/Fr = l^3 \rho^2 g/\mu^2$	Характеризует влияние сил тяжести и инерции при естественной конвекции
Архимеда	$Ar = Ga(\Delta\rho/\rho)$	Характеризует влияние на силу тяжести плотности потока при естественной конвекции

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Продолжение таблицы 2.4.1

Число	Формула	Физический смысл
Гомохронности	$Ho = c\tau/l$	Характеризует одинаковость протекания процессов во времени при нестационарном движении потока
Маха	$M = c/a$	Характеризует влияние сжимаемости потока на его движение

Таблица 2.4.2 – Тепловые процессы

Число	Формула	Физический смысл
Нуссельта	$Nu = \alpha l/\lambda$	Мера интенсивности теплоотдачи на границе раздела фаз
Прандтля	$Pr = c\mu/\lambda = \nu/a$	Мера соотношения вязкостных и температуропроводных свойств теплоносителей; мера соотношения полей скоростей и температур в потоке
Пекле	$Pe = Re Pr = cl/a$	Мера соотношения между теплотой, переносимой конвекцией, и теплопроводностью
Грасгоффа	$Gr = l^3 g\beta\Delta t/\mu^2$	Мера соотношения сил трения, инерции и подъемной (архимедовой) силы, определяемой разностью плотностей в различных точках неизотермического потока при свободной конвекции
Фурье	$Fo = a\tau/l^2$	Характеризует нестационарность переноса теплоты путем теплопроводности при изменении температуры во времени
Био	$Bi = \alpha l/\lambda$	Характеризует постоянство отношения внутреннего термического сопротивления нестационарной теплопроводности к внешнему термическому сопротивлению теплоотдаче
Стантона (Стэнтон)	$St = Nu/Re Pr$	Характеризует соотношение количества теплоты, переносимой конвекцией и движущимся потоком жидкости (газа); интенсивность диссипации энергии в потоке

2.4.4 Моделирование газодинамических процессов

При постановке любого эксперимента необходимо заранее знать:

- какие величины надо измерять в опыте;
- как обрабатывать результаты опыта;
- какие явления подобны изучаемому, т. е. на какие случаи можно распространять

полученные зависимости. Ответ на эти вопросы дает теория подобия.

На первый отвечает первая теорема подобия: *в опытах надо измерять величины, которые содержатся в критериях подобия изучаемого явления.*

На второй вопрос отвечает вторая теорема подобия: *результаты опытов надо представлять в виде критериальных зависимостей.*

На третий вопрос – какие явления подобны – ответ дает третья теорема подобия: *подобны те явления, у которых подобны условия однозначности и равны определяющие критерии.*

2.4.4.1. Приближенное моделирование. Если в рассматриваемых физических явлениях или системах существует равенство не всех, а лишь некоторых независимых критериев подобия, то говорят о неполном, или частичном, подобии. Такой случай наиболее часто встречается на практике. При этом существенно, чтобы влияние на протекание рассматриваемых физических процессов критериев, равенство которых не соблюдается, было незначительным или малосущественным.

Если при моделировании необходимо обеспечить равенство нескольких критериев, возникают значительные трудности, часто непреодолимые, если только не делать модель тождественной натуре, что фактически означает переход от моделирования к натурным испытаниям. Поэтому на практике нередко прибегают к приближенному моделированию, при котором часть процессов, играющих второстепенную роль, или совсем не моделируется, или моделируется приближенно.

На первый взгляд кажется, что геометрическое подобие природы и модели может быть легко реализовано. Это так, пока речь идет о подобии геометрических границ объектов, иными словами, о подобии «в большом». Вместе с тем стенки каналов, как природы, так и модели, имеют некоторую шероховатость. Очевидно, что моделирование шероховатости практически невозможно и геометрическое подобие «в малом» недостижимо.

Второй вопрос связан с так называемым «масштабным эффектом». Суть его в том, что моделирование, основанное на классических принципах теории подобия, не обеспечивает масштабный переход. Это означает, что эффективность различного рода промышленных технологических аппаратов оказывается ниже той, которая должна была бы быть по результатам, полученным пересчетом с модельных испытаний. Более того, она ухудшается по мере увеличения размеров аппаратов.

2.4.4.2 Понятие об автомодельности. Автомодельность – понятие теории подобия, принципиальное содержание которого сводится к так называемому вырождению чисел подобия. Формальным признаком её служит выпадение чисел подобия как аргументов, входящих в функциональную зависимость.

Исчезновение (вырождение) зависимости сопротивления от числа Рейнольдса означает, что не надо никаких условий для подобия и все процессы такого типа автоматически подобны между собой. Данный случай и называется автомодельностью.

В общем случае под автомодельной понимают область, в которой неопределяющее число подобия перестает зависеть от определяющего (либо определяющих).

Проведение опытов в этой области существенно упрощается.

Нужно помнить, что какого-то универсального значения $Re_{кр}$ не существует, оно всегда зависит от природы изучаемого объекта, в частности от его формы.

2.4.5 Связь расходов, напоров и мощностей подобных турбомашин

Теория подобия позволяет получить формулы для вычисления расходов, напоров и мощностей турбомашин для подобных режимов работы. Эти зависимости могут применяться для расчета параметров геометрически подобных машин, а также для турбомашин, работающей на разных (но подобных) режимах.

Отношение объемных расходов природы и модели равно

$$\frac{\bar{V}_{нат}}{\bar{V}_{мод}} = \frac{\omega_{нат}}{\omega_{мод}} \cdot i^3, \quad (2.4.5)$$

где ω – угловая скорость; i – коэффициент геометрического подобия (**коэффициент моделирования**).

Отношение напоров природы и модели

$$\frac{h_{Тнат}}{h_{Тмод}} = \left(\frac{\omega_{нат}}{\omega_{мод}} \right)^2 \cdot i^2. \quad (2.4.6)$$

Отношение мощностей природы и модели

$$\frac{N_{нат}}{N_{мод}} = \frac{\rho_{нат}}{\rho_{мод}} \left(\frac{\omega_{нат}}{\omega_{мод}} \right)^3 \cdot i^5. \quad (2.4.7)$$

Коэффициент моделирования для обеспечения необходимого расхода при проектировании турбомашин при известных параметрах модели определяется по формуле

$$i = \sqrt[3]{\frac{\bar{V}_{нат}}{\bar{V}_{мод}} \cdot \frac{\omega_{мод}}{\omega_{нат}}} \quad (2.4.8)$$

Для коэффициента моделирования $i = 1$

$$h_{Тнат} = h_{Тмод} \cdot \left(\frac{\bar{V}_{нат}}{\bar{V}_{мод}} \right)^2 \quad (2.4.9)$$

Данная зависимость называется **параболой подобных режимов**.

2.4.6 Коэффициент быстроходности

Для принятия решения о выборе наиболее подходящей турбомашины используется безразмерный параметр, который называется коэффициентом быстроходности N_s . Коэффициент быстроходности является функцией трех параметров, которые легко определяются на начальной стадии проектирования, – расхода, напора и частоты вращения:

$$N_s = k \frac{n(\bar{V})^{1/2}}{(h)^{3/4}} \quad (2.4.10)$$

Существуют различия в единицах измерения величин \bar{V} , h и n , которые традиционно используются для турбомашин различного типа. Уравнение (2.4.10) записано в общем виде, приемлемом для турбомашин различного типа – насосов, компрессоров, турбин. Эти различия учитываются с помощью коэффициента k . Коэффициент быстроходности можно представить в зависимости от коэффициента расхода и коэффициента напора $N_s = f(\Phi, \psi)$:

$$N_s = k_3 \frac{\Phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (2.4.11)$$

Зависимости КПД и коэффициентов напора от коэффициента расхода центробежных, диагональных и осевых компрессоров представлены на рис. 2.4.1. Высокая экономичность осевых компрессоров достигается при высоких значениях коэффициентов расхода, а высокая экономичность центробежных компрессоров – при низких значениях коэффициентов расхода. Диагональные компрессоры занимают среднюю область расходов. Осевые компрессоры имеют более высокие значения КПД, чем центробежные. Значение коэффициента напора центробежных ступеней выше, чем осевых.

На рис. 2.4.2 показаны обобщенные зависимости КПД от коэффициента быстроходности для центробежных, диагональных и осевых компрессоров [7].

При малых значениях коэффициентов быстроходности предпочтительными с точки зрения экономичности являются центробежные компрессоры. С ростом значений N_s предпочтение отдается диагональным, а затем осевым компрессорам.

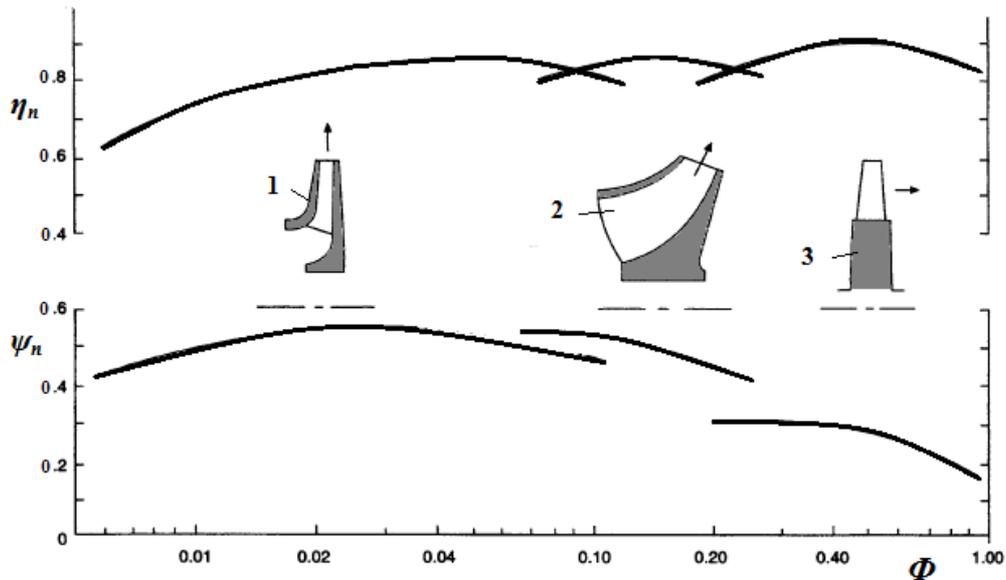


Рисунок 2.4.1 – Характеристики турбокомпрессоров различного типа:
1 – центробежный; 2 – диагональный; 3 – осевой

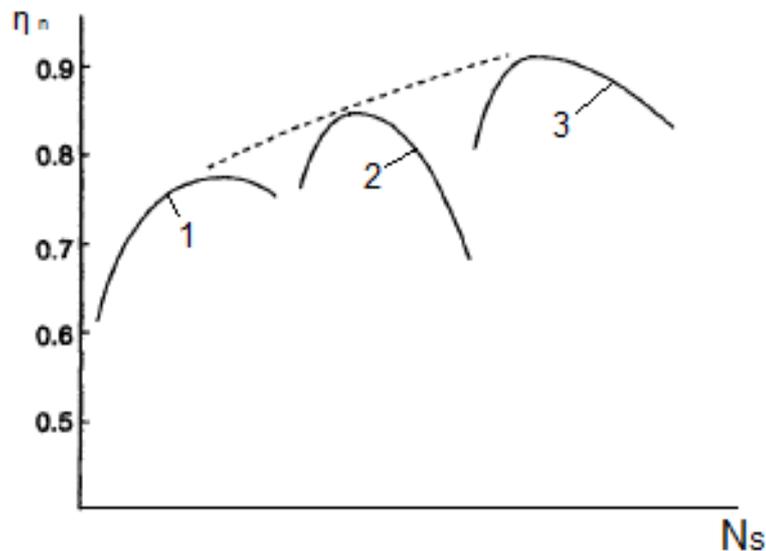


Рисунок 2.4.2 – Обобщенные зависимости КПД от коэффициента быстроходности для турбокомпрессоров различного типа: 1 – центробежный; 2 – диагональный; 3 – осевой

Для выбора наиболее подходящего типа и размера компрессора, насоса или вентилятора используется **диаграмма Кордые** (рис. 2.4.3). Нужно отметить, что приведенная

на диаграмме линия является средней кривой результатов, полученных для большого количества машин.

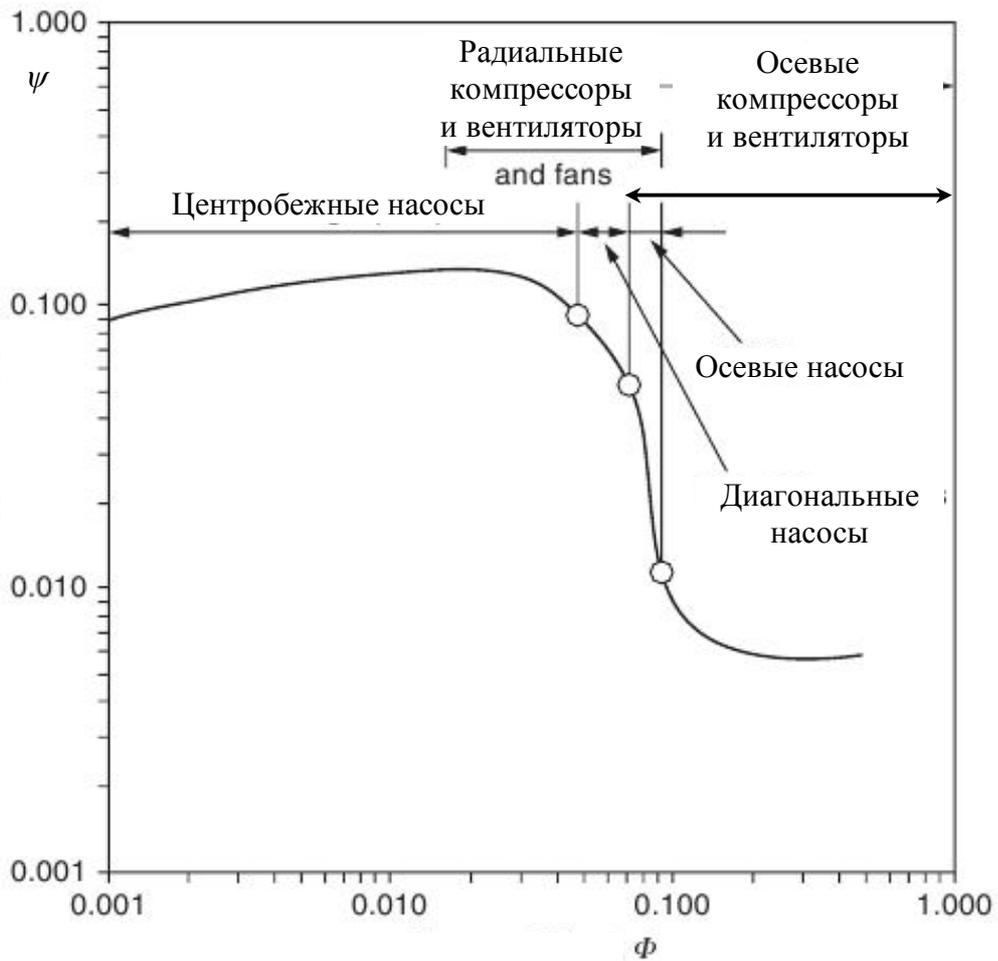


Рисунок 2.4.3 – Диаграмма Кордье

2.4.7 Задачи

2.4.7.1 Примеры решения задач

Пример 2.4.1. Модель центробежного компрессора при испытании на воздухе с угловой скоростью вращения ротора $\omega = 700$ рад/с и объемным расходом на входе $\bar{V}_{\text{ex}} = 350$ м³/мин имеет следующие параметры: отношение давлений $\Pi = 1,4$; мощность, $P_m = 200$ кВт. Диаметр рабочего колеса модели $D_2 = 0,3$ м. На основании этих данных определите диаметр рабочего колеса центробежного компрессора, предназначенного для сжатия природного газа ($R = 507$ Дж/(кг·К)), с объемным расходом газа на входе в компрессор $\bar{V}'_{\text{ex}} = 400$ м³/мин, угловой скоростью вращения $\omega' = 500$ рад/с. Определите также мощность компрессора P_k , предполагая, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия газа. Давление природного газа на входе в компрессор 4 МПа.

Решение

Объемные расходы подобных компрессоров связаны соотношением

$$\bar{V}'_{\text{ex}} = \bar{V}_{\text{ex}} \cdot \left(\frac{\omega'}{\omega} \right) \cdot i^3.$$

Тогда коэффициент моделирования

$$i = \sqrt[3]{\frac{\bar{V}'_{\text{ex}}}{\bar{V}_{\text{ex}}} \cdot \frac{\omega}{\omega'}} = \sqrt[3]{\frac{400}{350} \cdot \frac{700}{500}} = 1,17.$$

Диаметр рабочего колеса центробежного компрессора

$$D_2 = D_{2,m} \cdot i = 0,3 \cdot 1,17 = 0,351 \text{ м.}$$

Мощности подобных компрессоров связаны соотношением

$$P' = P \cdot \left(\frac{\omega'}{\omega} \right)^3 \cdot i^5 \cdot \frac{\rho'}{\rho}.$$

Плотность определяется по формуле

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}.$$

Отношение плотностей $\frac{\rho'}{\rho} = \frac{p' \cdot R \cdot T}{p \cdot R' \cdot T} = \frac{p' \cdot R}{p \cdot R'} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 287}{10^5 \cdot 507} = 22,6.$

Тогда $P' = 200 \cdot \left(\frac{500}{700} \right)^3 \cdot 1,17^5 \cdot 22,6 = 3610$ кВт.

Пример 2.4.2

Для проведения исследований центробежного компрессора, предназначенного для сжатия азота, модель выполнена в 1,5 раза меньше натуры. При проведении испытаний модели на воздухе при частоте вращения $n = 3000$ об/мин отношение давлений на номинальном режиме составило 1,3; коэффициент полезного действия – $\eta_n = 0,85$. Определите, каким будет отношение давлений натурального компрессора при работе на азоте при $n = 5000$ об/мин.

Решение

Напоры подобных компрессоров связаны соотношением

$$\frac{h''}{h'} = \left(\frac{\omega''}{\omega'}\right)^2 \cdot i^2 = \left(\frac{5000}{3000}\right)^2 \cdot 1,5^2 = 6,25.$$

Политропный напор компрессора можно найти по формуле

$$h = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n \cdot R \cdot T \cdot \left(\Pi^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_n}} - 1 \right).$$

Газовая постоянная для воздуха $R_g = 287$, Дж/(кг·К), газовая постоянная для азота $R_a = 297$ Дж/(кг·К). Показатели адиабаты для воздуха и азота $k = 1,4$.

Отношение напоров

$$\frac{h_a}{h_g} = \frac{\eta_n \cdot R_a \cdot T}{\eta_n \cdot R_g \cdot T} \cdot \left(\Pi_a^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_n}} - 1 \right) \Big/ \left(\Pi_g^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_n}} - 1 \right) = \frac{R_a}{R_g} \cdot \left(\Pi_a^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_n}} - 1 \right) \Big/ \left(\Pi_g^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_n}} - 1 \right).$$

Подставляем значения и получаем

$$\frac{h_a}{h_g} = \frac{297}{287} \cdot \left(\Pi_a^{\frac{1,4-1}{1,4 \cdot 0,85}} - 1 \right) \Big/ \left(1,3^{\frac{1,4-1}{1,4 \cdot 0,85}} - 1 \right) = 11,25 \cdot \left(\Pi_a^{0,336} - 1 \right) = 6,25.$$

Отношение давлений натурального компрессора при работе на азоте

$$\Pi_a = (1 + 6,25/11,25)^{1/0,336} = 1,555^{2,98} = 3,73.$$

2.4.7.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.4.1. Модель ступени центробежного компрессора при испытании на воздухе с угловой скоростью вращения ротора $\omega = 500$ рад/с и объемным расходом на входе $\bar{V}_{\text{ex}} = 250$ м³/мин имеет следующие параметры: отношение давлений $\Pi = 1,3$; мощность $P_m = 200$ кВт. Определите коэффициент моделирования для ступени центробежного компрессора для сжатия природного газа ($R = 507$, Дж/(кг·К)) с объемным расходом газа на входе в компрессор $\bar{V}_{\text{ex}} = 300$ м³/мин, угловой скоростью вращения $\omega = 400$ рад/с. Определите также мощность компрессора P_k , предполагая, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия газа. Давление природного газа на входе в компрессор 3,6 МПа.

[1,14; 4,1 МВт]

Задача 2.4.2. Для проведения исследований центробежного компрессора для сжатия азота модель выполнена в 2 раза меньше натурой. При проведении испытаний модели на воздухе при частоте вращения $n = 1500$ об/мин отношение давлений на номинальном режиме составило 1,2. Коэффициент полезного действия $\eta_n = 0,85$. Определите, каким будет отношение давлений натурального компрессора при работе на азоте при $n = 3000$ об/мин.

[7,6]

Задача 2.4.3. Центробежный компрессор при угловой скорости вращения ротора $\omega = 700$ рад/с имеет следующие параметры: расход $\bar{m} = 5$ кг/с; отношение давлений $\Pi = 2$; политропный КПД $\eta_n = 0,83$. Известно, что температура воздуха на входе в компрессор $T_{\text{ex}} = 300$ К, давление воздуха на входе в компрессор $p_{\text{ex}} = 0,1$ МПа. Определите объемный расход на входе в компрессор \bar{V}_{ex} , степень повышения давления Π и потребляемую компрессором мощность P_k при $\omega = 900$ рад/с.

[5,54 м³/с; 2,91; 862 кВт]

Задача 2.4.4. Центробежный компрессор при сжатии природного газа имеет следующие параметры: объемный расход на входе в компрессор $\bar{V}_{\text{ex}} = 300$ м³/мин; отношение давлений $\Pi = 1,5$; потребляемая компрессором мощность $P_k = 6$ МВт. Определите, как изменяются значения этих параметров при изменении состава природного газа и соответственно молярной массы газа от значения $\mu = 17$ кг/кмоль до значения $\mu' = 25$ кг/кмоль. Газодинамическое подобие процессов сжатия газа обеспечивается, КПД равно 0,84.

[300 м³/мин; 1,78; 8,82 МВт]

Задача 2.4.5. Модель ступени центробежного компрессора с диаметром рабочего колеса $D_2 = 0,35$ м при испытании на воздухе с угловой скоростью вращения ротора $\omega = 800$ рад/с имеет следующие параметры: объемный расход на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 250$ м³/мин; политропный напор $h_n = 1,2 \cdot 10^4$ Дж/кг; потребляемая мощность $P_\kappa = 55$ кВт. Определите коэффициент моделирования для ступени центробежного компрессора с объемной производительностью $\bar{V}_{ex} = 400$ м³/мин при работе с угловой скоростью вращения $\omega = 500$ рад/с. Определите также мощность компрессора P_κ , предполагая, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия газа.

[1,37; 65 кВт]

Задача 2.4.6. Определите, какой должна быть мощность привода для проведения механических испытаний центробежного компрессора на воздушном стенде, если при сжатии природного газа ($R = 507$ Дж/(кг·К)) мощность, потребляемая компрессором, равна 6 МПа. Давление природного газа на входе в компрессор $p_{ex} = 4$ МПа, а температура $T_{ex} = 300$ К.

[265 кВт]

Задача 2.4.7. При работе центробежного компрессора изменилось значение температуры газа на входе от $t = 10$ °С до $t' = 20$ °С. Определите, как изменяются объемный расход на входе в компрессор \bar{V}_{ex} ; степень повышения давления Π ; потребляемая компрессором мощность P_κ для равных значений условных чисел Маха – $M''_{U_2} = M'_{U_2}$.

[$V'_{ex}/V_{ex} = 1,018$; $\Pi'/\Pi = 1,035$; $P'_\kappa/P_\kappa = 1,018$]

Задача 2.4.8. При сжатии воздуха центробежный компрессор имеет следующие параметры: объемный расход на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 3,5$ м³/с; степень повышения давления $\Pi = 8$; потребляемая компрессором мощность $P_\kappa = 1000$ кВт; политропный КПД $\eta_n = 0,83$. Определите значения этих параметров при сжатии метана при условии, что равны условные числа Маха $M'_{U_2} = M_{U_2}$.

[4,6 м³/с; 8,6; 1310 кВт]

Задача 2.4.9. Центробежный компрессор при сжатии природного газа имеет следующие параметры: объемная производительность на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 300$ м³/мин; отношение давлений $\Pi = 1,45$; КПД $\eta_n = 0,84$. Определите, как изменяются значения этих параметров при изменении состава природного газа и соответственно молярной массы газа от значения $\mu = 18$ кг/кмоль до значения $\mu' = 23$ кг/кмоль. Газодинамическое подобие процессов сжатия газа обеспечивается.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Задача 2.4.10. Центробежный компрессор при угловой скорости вращения ротора $\omega = 500$ рад/с имеет следующие параметры: объемный расход газа на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 200$ м³/мин; потребляемая компрессором мощность $P_k = 100$ кВт. Определите объемную производительность на входе в компрессор \bar{V}'_{ex} и потребляемую компрессором мощность P'_k для угловой скорости вращения ротора $\omega' = 600$ рад/с, при условии, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия.

Задача 2.4.11. Центробежный компрессор при угловой скорости вращения ротора $\omega = 600$ рад/с имеет следующие параметры: расход $\bar{m} = 4$ кг/с; степень повышения давления $\Pi = 1,8$; политропный КПД $\eta_n = 0,85$. Параметры воздуха на входе в компрессор имеют следующие значения: температура $T_{ex} = 303$ К, давление $p_{ex} = 0,12$ МПа. Определите при тех же значениях температуры и давления воздуха на входе в компрессор объемную производительность на входе в компрессор \bar{V}_{ex} , степень повышения давления Π и потребляемую компрессором мощность P_k при $\omega = 800$ рад/с.

Задача 2.4.12. Модель ступени центробежного компрессора с диаметром рабочего колеса $D_2 = 0,35$ м при испытании на воздухе с угловой скоростью вращения ротора $\omega = 800$ рад/с имеет следующие параметры: объемный расход газа на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 250$ м³/мин; потребляемая компрессором мощность $P_k = 55$ кВт. Определите коэффициент моделирования для ступени центробежного компрессора с объемной производительностью $\bar{V}_{ex} = 400$ м³/мин при работе с угловой скоростью вращения $\omega = 500$ рад/с. Определите потребляемую компрессором мощность P'_k , предполагая, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия газа.

Задача 2.4.13. При испытании на воздухе центробежного компрессора определяются газодинамические характеристики при значении условного числа Маха $M_{u2} = 0,8$. В процессе испытаний температура газа изменяется. Напишите формулу для определения угловой скорости вращения ротора в зависимости от температуры газа на входе в компрессор, когда требуется обеспечить постоянство условного числа Маха M_{u2} . Определите необходимые величины угловых скоростей для $t_{ex} = 15$ °С, $t_{ex} = 20$ °С, $t_{ex} = 25$ °С.

Задача 2.4.14. Центробежный компрессор для сжатия природного газа ($k = 1,3$; $R = 507$ Дж/(кг·К)) имеет рабочие колеса с диаметром $D_2 = 0,8$ м. Угловая скорость вращения ротора $\omega = 500$ рад/с. Определите, с какой угловой скоростью следует проводить испытания компрессора на воздухе, чтобы обеспечить условие подобия по числу Маха.

Задача 2.4.15. Определите объемный расход воздуха на входе в компрессор \bar{V}_{ex} и потребляемую компрессором мощность P_k при частоте вращения ротора $n = 6000$ об/мин, если при $n = 5000$ об/мин эти параметры имеют следующие значения: $\bar{V}_{ex} = 150$ м³/мин; $P_k = 200$ кВт. Можно считать, что газодинамическое подобие процессов сжатия газа обеспечивается.

Задача 2.4.16. При сжатии воздуха центробежный компрессор имеет следующие параметры: объемная производительность на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 3,5$ м³/с; КПД $\eta_n = 0,83$; степень повышения давления $\Pi = 2,5$. Определите значения данных параметров при сжатии метана. Расчет выполните для одинаковых значений коэффициентов расхода. Газодинамическое подобие процессов сжатия газа обеспечивается.

Задача 2.4.17. При сжатии природного газа ($R = 470$ Дж/(кг·К)) мощность, потребляемая компрессором, равна 16 МВт. Давление природного газа на входе в компрессор $p_{ex} = 5$ МПа, а температура $T_{ex} = 300$ К. Определите, какой должна быть мощность привода для проведения механических испытаний центробежного компрессора на воздушном стенде. При решении задачи принять, что газодинамическое подобие процессов обеспечивается.

Задача 2.4.18. При сжатии метана центробежный компрессор имеет следующие параметры: объемный расход на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 5$ м³/с; отношение давлений $\Pi = 8$; потребляемая компрессором мощность $P_k = 1250$ кВт; политропный КПД $\eta_n = 0,83$. Определите значения этих параметров при сжатии воздуха при условии, что равны условные числа Маха $M'_{U_2} = M_{U_2}$.

Задача 2.4.19. При работе центробежного компрессора изменились значения параметров газа на входе: температуры от $t = 15$ °С до $t = 20$ °С, давление от 740 до 750 мм рт. ст. Определите, как изменяются: объемная производительность на входе в компрессор \bar{V}_{ex} ; отношение давлений Π ; потребляемая компрессором мощность P_k , считая, что газодинамическое подобие процессов сжатия газа обеспечивается.

Задача 2.4.20. При испытании на воздухе с угловой скоростью вращения ротора $\omega = 1000$ рад/с модель ступени центробежного компрессора имеет следующие параметры: объемный расход газа на входе в компрессор $\bar{V}_{ex} = 300$ м³/мин; отношение давлений $\Pi = 2$; КПД $\eta_n = 0,83$. Диаметр рабочего колеса модели $D_2 = 0,3$ м. Определите коэффициент моделирования для ступени центробежного компрессора с отношением давлений $\Pi = 1,8$

при работе с угловой скоростью вращения $\omega = 800$ рад/с, предполагая, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия газа.

Задача 2.4.21. Модель ступени центробежного компрессора при испытании на воздухе с угловой скоростью вращения ротора $\omega = 400$ рад/с имеет следующие параметры: объемный расход газа на входе в компрессор $\bar{V}_{\text{ex}} = 350$ м³/мин; потребляемая компрессором мощность $P_k = 250$ кВт. Диаметр рабочего колеса модели $D_2 = 0,33$ м. Определите коэффициент моделирования для ступени центробежного компрессора для сжатия природного газа ($R = 507$ Дж/(кг·К)) с объемным расходом газа на входе в компрессор $\bar{V}_{\text{ex}} = 400$ м³/мин; угловой скоростью вращения $\omega = 700$ рад/с. Определите также мощность ступени компрессора P_k , считая, что обеспечивается газодинамическое подобие процессов сжатия газа. Давление природного газа на входе в компрессор 4 МПа.

Задача 2.4.22. Для проведения исследований центробежного компрессора для сжатия азота модель выполнена в 1,5 раза меньше натуре. При проведении испытаний модели на воздухе при частоте вращения $n = 3000$ об/мин отношение давлений на номинальном режиме составило 1,3, а коэффициент полезного действия $\eta_n = 0,85$. Определите, каким будет отношение давлений натурального компрессора при работе на азоте при $n = 5000$ об/мин.

Задача 2.4.23. Для проведения исследований центробежного компрессора для сжатия пропана выполнена модель в 1,8 раза меньше натуре. При проведении испытаний модели на воздухе при частоте вращения $n = 5000$ об/мин производительность на номинальном режиме составила 400 м³/мин, а коэффициент полезного действия $\eta_n = 0,84$. Определите, какой будет производительность натурального компрессора при работе на пропане при $n = 6000$ об/мин.

Задача 2.4.24. Центробежный компрессор для сжатия природного газа ($\mu = 20$ кг/кмоль) на номинальном режиме с угловой скоростью $\omega = 700$ рад/с имеет такие параметры: расход газа на входе в компрессор $\bar{V}_{\text{ex}} = 350$ м³/мин, отношение давлений $P = 1,5$; коэффициент полезного действия $\eta_n = 0,85$. Давление газа на входе в компрессор $p_{\text{ex}} = 3,5$ МПа, температура газа на входе в компрессор $T_{\text{ex}} = 290$ К. Определите потребляемую компрессором мощность. Можно принять следующие параметры газа: показатель адиабаты $k = 1,33$, коэффициент сжимаемости $z = 0,95$. Как изменится мощность при изменении температуры до $T_{\text{ex}} = 300$ К?

Список литературы к разделу 2.4

1. Баренбойм А. Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры / А. Б. Баренбойм. – М.: Машиностроение, 1974. – 224 с.
2. Галеркин Ю. Б. Методы исследования центробежных / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 303 с.
3. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / Ю. Б. Галеркин. – М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», – 2010. – 596 с.
4. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
5. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми: Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
6. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. / Н. Кампти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
7. Лившиц С. П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин / С. П. Лившиц. – М., Л.: Машиностроение, 1966. – 340 с.
8. Методичні вказівки до практичних занять з курсу «Випробування турбокомпресорів» / укладач М. В. Калінкевич. – Суми : Вид-во СумДУ, 2008. – 44 с.
9. Мисарек Д. М. Турбокомпрессоры / Д. М. Мисарек. – М.: Машиностроение, 1968. – 236 с.
10. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1976. – 504 с.
11. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – М.; Л.: Машгиз, 1963. – 335 с.
12. Самойлович Г. С. Газодинамика: учебник для вузов / Г. С. Самойлович. – 2-е изд, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
13. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1981. – 448 с.
14. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
15. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
16. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
17. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery / Dixon S. L., Hall S. A. Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.

Вопросы для самопроверки

1. Укажите содержание *теории подобия*.
2. Дайте определение и объясните понятие *анализ размерностей*.
3. Перечислите *виды подобия*.
4. Сформулируйте *условия физического подобия*.
5. Сформулируйте *первую теорему подобия*.
6. Сформулируйте *вторую теорему подобия*.
7. Сформулируйте *третью теорему подобия*.
8. Сформулируйте *π -теорему*.
9. Сформулируйте основные принципы *метода Релея*.
10. Дайте определение понятия *инспекционный анализ*.
11. Дайте определение понятия *критерий подобия*.
12. Перечислите основные критерии подобия для газодинамических процессов.
13. Дайте определение понятия *автомодельность*.
14. Дайте определение понятия *коэффициент быстроходности*.
15. Сформулируйте основные положения *приближенного моделирования*.
16. Что называется *коэффициентом моделирования*?
17. Напишите формулу для *расходов подобных турбомашин*.
18. Напишите формулу *напоров подобных турбомашин*.
19. Напишите формулу *мощностей подобных турбомашин*.
20. Дайте определение понятия *парабола подобных режимов*.
21. Дайте определение и объясните *диаграмму Кордье*.

2.5 Теория решеток турбомашин

Принцип действия турбомашин основан на силовом взаимодействии потока газа с вращающимися лопатками.

В лопаточных аппаратах рабочих колес турбомашин-орудий (компрессоров, насосов) механическая энергия ротора преобразуется в кинетическую и потенциальную энергию газа, а в неподвижных лопаточных аппаратах (диффузорах) происходит преобразование кинетической энергии газа в потенциальную.

В лопаточных аппаратах рабочих колес турбомашин-двигателей (турбин) кинетическая и потенциальная энергия газа преобразуется в механическую энергию ротора.

Профиль. Профилем называется сечение лопатки поверхностью тока. Профиль лопатки показан на рис. 2.5.1. На этом рисунке указаны основные геометрические параметры, характеризующие профиль.

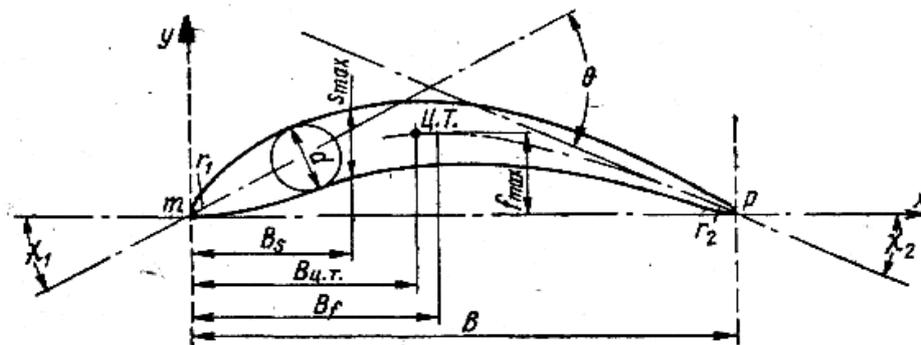


Рисунок 2.5.1 – Профиль лопатки [8]

Выпуклая поверхность лопатки называется спинкой, а вогнутая корытцем. Часто координаты профиля задаются зависимостями $\bar{y}_{cn} = f(\bar{x})$, $\bar{y}_{кор} = f(\bar{x})$ в табличном виде. Обычно задаются безразмерные координаты $\bar{x} = x/B$, $\bar{y}_{cn} = y_{cn}/B$ и $\bar{y}_{кор} = y_{кор}/B$, где B – хорда профиля.

Другой способ задания координат профиля основан на использовании аналитических зависимостей для выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

Могут задаваться аналитическая зависимость для средней линии профиля (например, дуга окружности) и распределение толщины профиля вдоль его длины $\delta = f(l)$.

Толщина профиля может задаваться также в виде распределения диаметров вписанных окружностей вдоль хорды $d = f(B)$.

Угол изогнутости профиля определяется как сумма углов на входе и на выходе $\theta = \chi_1 + \chi_2$.

Решетка профилей – сечение лопаточного аппарата поверхностью тока.

2.5.1 Типы решеток турбомашин

Различают турбомашины осевые и центробежные. Лопаточный аппарат осевого компрессора представлен на рис. 2.5.2, осевой турбины – на рис. 2.5.3.



Рисунок 2.5.2 – Ротор осевого компрессора

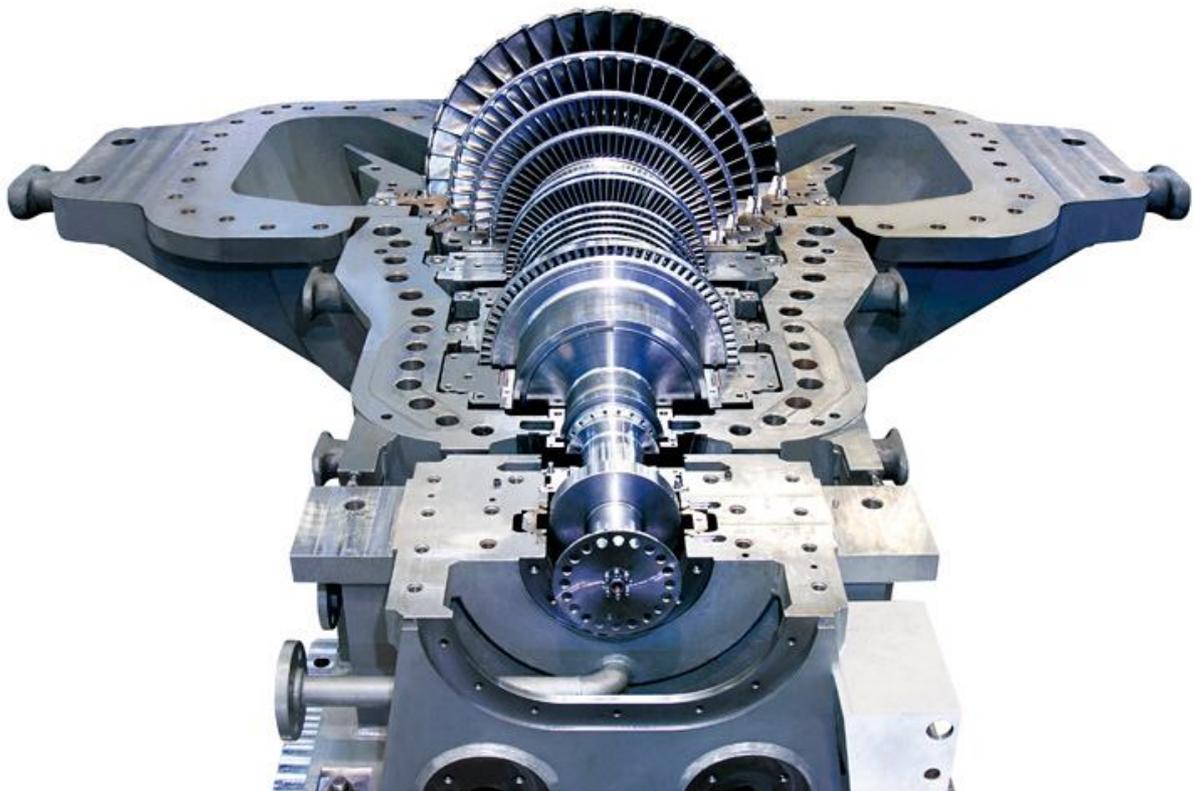


Рисунок 2.5.3 – Ротор осевой турбины

Рабочее колесо центробежного компрессора показано на рис. 2.5.4, рабочее колесо радиальной турбины – на рис. 2.5.5.

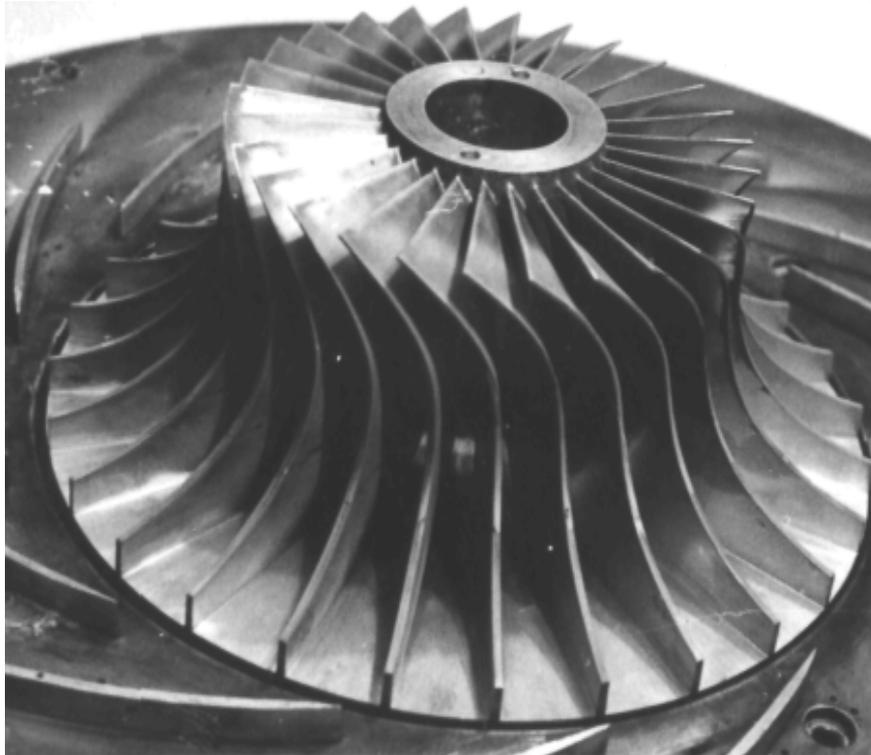


Рисунок 2.5.4 – Рабочее колесо центробежного компрессора

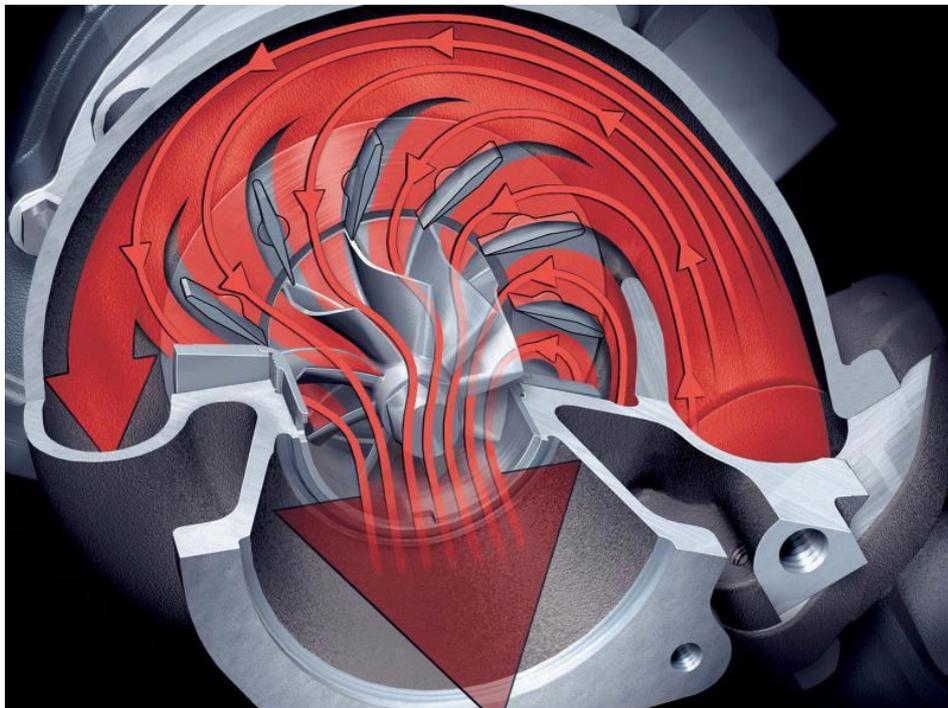


Рисунок 2.5.5 – Рабочее колесо радиальной турбины

Для турбомашин различного типа форма поверхности тока также различна.

В осевых турбомашинах поверхности тока близки к форме круглого цилиндра.

Для осевых турбомашин пересечение рабочих и направляющих аппаратов поверхностью тока образует **кольцевую решетку профилей** (рис. 2.5.6).

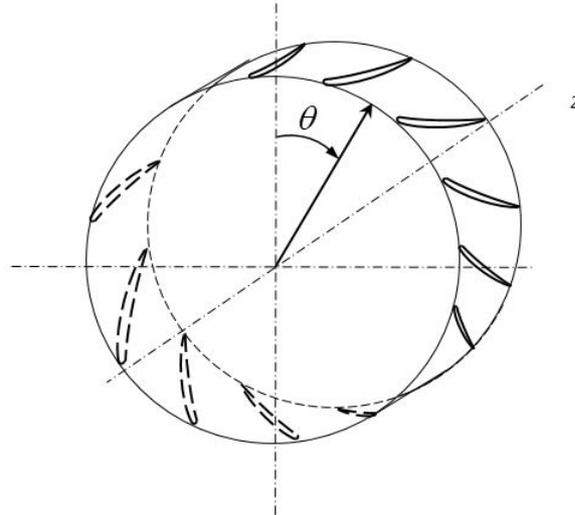


Рисунок 2.5.6 – Кольцевая решетка профилей

Развертка кольцевой решетки называется **плоской решеткой** (рис. 2.5.7). Поскольку радиус поверхности тока r значительно больше шага $t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}$, где z – количество лопаток в кольцевой решетке, профили лопаток кольцевой и плоской решеток различаются незначительно.

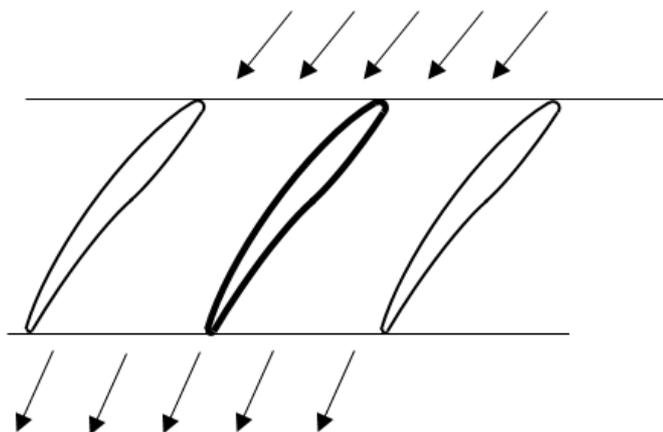


Рисунок 2.5.7 – Плоская решетка профилей

Если средняя линия профиля круговой решетки выполнена по дуге окружности, то радиус средней линии профиля r_n и радиус центров r_u определяются по формулам:

$$r_n = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{4 \cdot (D_2 \cdot \cos \beta_{n2} - D_1 \cdot \cos \beta_{n1})}, \quad r_u = \sqrt{r_n^2 + D_2^2 / 4 - r_n \cdot D_2 \cdot \cos \beta_{n2}} \quad (2.5.1)$$

2.5.2 Методы теории решеток

Параметры газа в лопаточных аппаратах турбокомпрессоров определяются с использованием уравнений, полученных из законов сохранения в механике.

В теории решеток (как в газодинамике вообще) различают прямую и обратную задачи. **Прямая задача** заключается в определении параметров потока (давлений и скоростей) для заданной решетки профилей. **Обратная задача** состоит в построении решетки, которая обеспечивает заданные свойства, например распределение скоростей вдоль профиля.

Знание аэродинамических сил, давлений и скоростей позволяет определить интегральные характеристики турбомашин и выполнить прочностные расчеты.

Аэродинамические силы и распределения давлений на профиле с приемлемой точностью можно рассчитать, рассматривая обтекание профилей потенциальным потоком идеального газа. Для определения сопротивления рассчитывается вязкий пограничный слой, который практически для всех элементов турбомашин является турбулентным.

Существуют различные способы расчета обтекания профилей потенциальным потоком несжимаемой жидкости: разнообразные сеточные методы, метод интегральных уравнений, метод конформного преобразования, метод годографа скорости, метод дискретных вихрей и др. Все методы имеют определенные преимущества и недостатки.

2.5.2.1 Сеточный метод построения течения. Уравнения Лапласа (2.2.45) записываются в форме конечных разностей, например для сетки в координатах x, y :

$$\varphi(x, y) = \frac{1}{4} [\varphi(x+h, y) + \varphi(x, y+h) + \varphi(x-h, y) + \varphi(x, y-h)], \quad (2.5.2)$$

и

$$\psi(x, y) = \frac{1}{4} [\psi(x+h, y) + \psi(x, y+h) + \psi(x-h, y) + \psi(x, y-h)], \quad (2.5.3)$$

где h – размер стороны клетки.

В области течения наносится сеть линий тока $\psi = const$ и эквипотенциальных линий $\varphi = const$ (рис. 2.5.9).

Касательные к линиям тока совпадают с направлениями векторов скорости, а эквипотенциальные линии пересекают линии тока под прямым углом. Исключение

составляют критические точки, в которых линия тока, разветвляющаяся на гладком контуре, подходит к нему под прямым углом, а эквипотенциальная линия – под углом $\pi/4$.

В соответствии с определением потенциала скорости и функции тока:

$$c_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad c_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (2.5.4)$$

Величина скорости $c = \sqrt{c_x^2 + c_y^2}$.

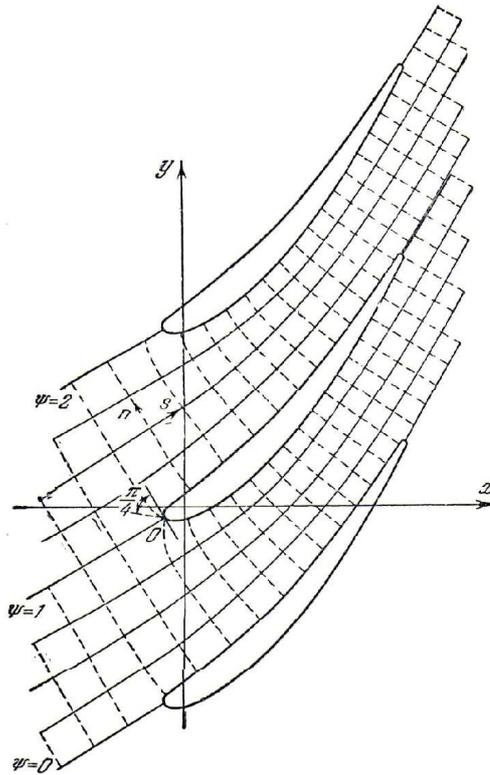


Рисунок 2.5.9 – Сетка линий тока $\psi = const$ и эквипотенциалей $\varphi = const$

При заданных граничных условиях задача вычисления $\varphi(x, y)$ и $\psi(x, y)$ сводится к задаче Дирихле.

2.5.2.2 Метод интегральных уравнений [9]. Метод интегральных уравнений основан на возможности представления аналитической в некоторой области функции по значениям этой функции на границах. Метод интегральных уравнений применяется в различных видах в зависимости от выбора функции течения, геометрических особенностей решетки и способа решения интегральных уравнений.

Метод интегральных уравнений можно трактовать как метод наложения равномерного потока на поток вихрей, непрерывно распределенных вдоль контура с интенсивностью $\gamma = d\Gamma/ds$.

Выражение для комплексного потенциала циркуляционного течения через любую решетку имеет вид

$$W(z) = \frac{1}{2\pi i} \oint_L \frac{dW(\zeta)}{d\zeta} \ln \frac{\text{sh}\chi(z-\chi)}{\chi} d\zeta + \bar{c}_\infty z + C, \quad (2.5.5)$$

где $\chi = \frac{\pi}{t}$; $\bar{c} = 0,5(\bar{c}_1 + \bar{c}_2)$; C – постоянная.

Предельное значение комплексного потенциала в точке z_0 на контуре L_0 определяется формулой $W(z_0) = \frac{1}{2\pi i} \oint_L \bar{c}(\zeta) \ln \frac{\text{sh}\chi(z_0-\chi)}{\chi} d\zeta + \bar{c}_\infty z_0 + C$.

На контуре $\bar{c}(\zeta)d\zeta = \bar{c}(s)ds$, где s – длина дуги контура. Потенциал скорости и функция тока

$$\varphi(s) = \int_L c(\sigma) \varphi_\Gamma(x_0 - \xi, y_0 - \eta) d\sigma + c_{\infty x} x_0 + c_{\infty y} y_0 + C, \quad (2.5.6)$$

$$\psi(s) = \int_L c(\sigma) \psi_\Gamma(x_0 - \xi, y_0 - \eta) d\sigma + c_{\infty x} y_0 + c_{\infty y} x_0 + C, \quad (2.5.7)$$

где σ – переменная интегрирования вдоль контура профиля ($d\sigma^2 = d\xi^2 + d\eta^2$);

x_0 и y_0 – координаты контура; $c_{\infty x} = c_{1x} = c_{2x}$, $c_{\infty y} = 0,5(c_{1y} + c_{2y})$.

Для определения φ_Γ и ψ_Γ используются следующие зависимости:

$$\begin{aligned} \varphi_\Gamma &= \frac{1}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}\chi(y-\eta)}{\operatorname{th}\chi(x-\xi)}, \\ \psi_\Gamma &= \frac{1}{4\pi} \ln \frac{\operatorname{ch}2\chi(x-\xi) - \cos 2\chi(y-\eta)}{2\chi^2}. \end{aligned} \quad (2.5.8)$$

Для решения приведенных уравнений используется какой-либо численный метод. Поскольку для гладкого профиля функция $c(s)$ дважды дифференцируема, то ограничений на выбор численного метода нет.

2.5.2.3 Метод конформного отображения. Основное свойство конформного отображения состоит в том, что при отображении сохраняется подобие малых элементов,

т. е. если две линии пересекаются в плоскости z под некоторым углом, то соответствующие им линии в плоскости ζ будут пересекаться под тем же углом. Значит, ортогональная сетка эквипотенциалей $\varphi(x, y) = const$ и линий тока $\psi(x, y) = const$, расположенных в плоскости z , переходит в ортогональную сетку $\varphi(\xi, \eta) = const$, $\psi(\xi, \eta) = const$ в плоскости ζ .

Задача обтекания произвольного профиля в принципе может быть всегда сведена к решенной задаче обтекания окружности. Сложность заключается в нахождении такой функции $z = f(\xi + i\eta)$, которая преобразует поток вокруг профиля заданной формы в поток вокруг окружности.

Комплексный потенциал в плоскости профиля $W(\zeta) = \varphi(\xi, \eta) + i\psi(\xi, \eta)$. Комплексную скорость можно найти через его производную $dW(\zeta)/d\zeta = c_x(\xi, \eta) + ic_y(\xi, \eta)$.

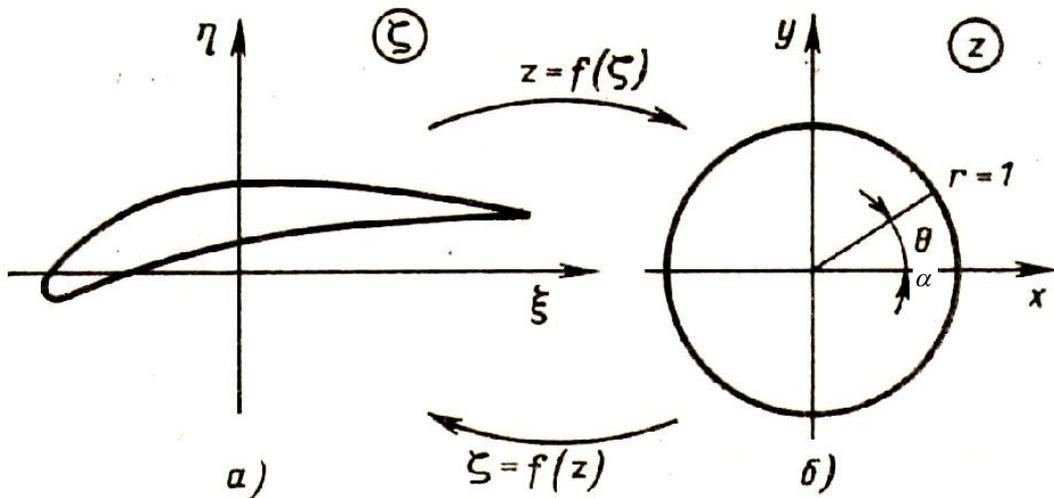


Рисунок 2.5.10 – Конформное преобразование плоскостей:

а) плоскость профиля; б) плоскость окружности [5]

Так как переменная ζ является функцией переменной z , то по правилам дифференцирования сложной функции получим формулу для пересчета скоростей в плоскостях z и ζ :

$$\bar{c}(\zeta) = \frac{dW(\zeta)}{d\zeta} = \frac{dW(z)}{dz} \frac{dz}{d\zeta} = \frac{dW(z)}{dz} \frac{1}{\frac{d\zeta}{dz}}. \quad (2.5.9)$$

Практически удобнее искать обратную ей функцию, которая преобразует поток вокруг окружности в поток вокруг профиля $\zeta = \xi + i\eta = f(z)$. Это объясняется тем, что в этом случае искомую функцию легко строить в виде ряда Лорана.

Ряд Лорана по переменной z в первой степени обеспечивает условие $\zeta = \infty$ при $z = \infty$ и $d\zeta/dz \neq \infty$:

$$\zeta = Az + A_0 + \frac{A_1}{z} + \frac{A_2}{z^2} + \dots \quad (2.5.10)$$

Для точек на окружности единичного радиуса $z = Ae^{i\alpha}$. С учетом $e^{i\alpha} = \cos \alpha + i \sin \alpha$ после отделения в уравнении (2.5.9) действительной и мнимой частей получаем параметрическое представление профиля в таком виде:

$$\xi = a_0 + (a_1 + a) \cos \alpha + (b_1 - b) \sin \alpha + \sum_{n=2}^N a_n \cos n\alpha + \sum_{n=2}^N b_n \sin n\alpha,$$

$$\eta = b_0 + (b_1 + b) \cos \alpha - (a_1 - a) \sin \alpha + \sum_{n=2}^N b_n \cos n\alpha - \sum_{n=2}^N a_n \sin n\alpha. \quad (2.5.11)$$

Конформные отображения используются при проектировании решеток на осесимметричных поверхностях тока (круговых в том числе). При этом вначале выполняется конформное отображение осесимметричной поверхности на вспомогательную плоскость.

2.5.2.4 Метод годографа скорости. Метод годографа скорости заключается в переходе из физической плоскости, в которой происходит течение, в плоскость с координатами c_x и c_y – плоскость годографа скорости (рис. 2.5.11). В плоскости годографа скорости все векторы скорости откладываются из одной точки – из начала координат. Линия, которая соединяет концы векторов, называется годографом скорости. Годограф скорости соответствует линии тока в физической плоскости.

Переход из физической плоскости в плоскость годографа скорости приводит к замечательному результату: нелинейные уравнения газовой динамики становятся линейными.

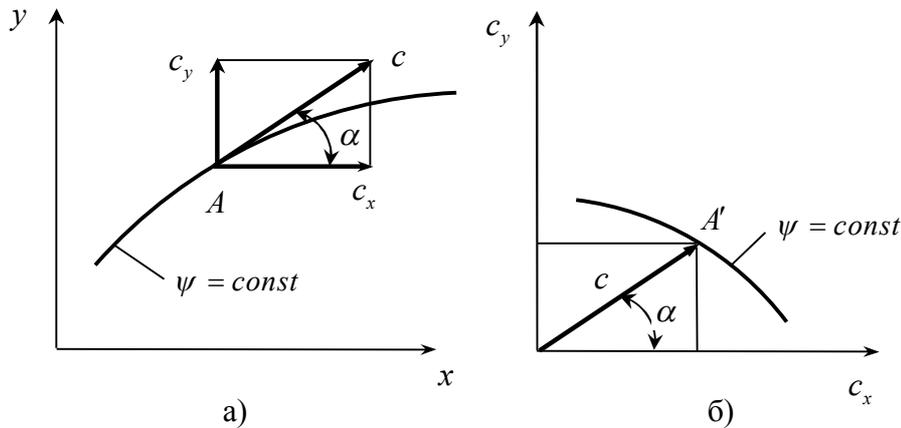


Рисунок 2.5.11 – Соответствие между физической плоскостью и плоскостью годографа скорости:
а) – физическая плоскость; б) – плоскость годографа скорости

2.5.2.5 Метод дискретных вихрей. Основой метода дискретных вихрей является замена действия обтекаемого тела нормальными напряжениями, распределенными по контуру тела.

Скорость потока направлена по касательной к поверхности тела, а силы давления – нормальны к этой поверхности. По теореме Жуковского сила, действующая на вихрь, нормальна к скорости основного потока в точке расположения вихря. Это позволяет рассматривать вместо обтекаемого тела вихревую пелену соответствующей интенсивности. Вихревая пелена обычно заменяется дискретными вихрями, которые называются присоединенными вихрями Жуковского (для пластины с тремя вихрями см. рис. 2.5.12).

Крестиками отмечены места, где удовлетворяются граничные условия. Уравнение для удовлетворения граничных условий в первой точке (крайняя слева) имеет вид

$$c_\infty \sin \alpha + \frac{\Gamma_1}{2\pi} \frac{1}{b/6} - \frac{\Gamma_2}{2\pi} \frac{1}{b/6} - \frac{\Gamma_3}{2\pi} \frac{1}{b/2} = 0 . \quad (2.5.12)$$

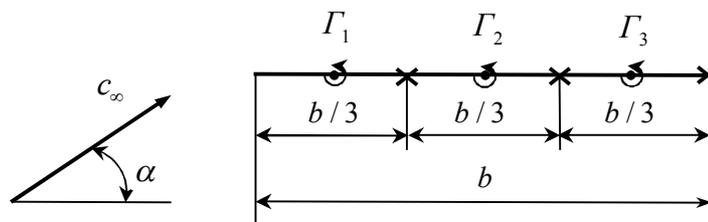


Рисунок 2.5.12 – Присоединенные вихри на пластине

Первое слагаемое в данном уравнении – проекция скорости набегающего потока на нормаль к пластине. Остальные составляющие равны нормальным скоростям, которые вызваны вихрями. Аналогично составляются уравнения для других точек. При решении системы уравнений определяются циркуляции вихрей. Полная циркуляция равна сумме циркуляций вихрей.

2.5.3 Взаимодействие профиля и решетки профилей с потоком

Сила взаимодействия профиля с потоком равна сумме проекций нормальных сил давления и касательных напряжений на направления z и u :

$$\vec{R} = \vec{R}_z + \vec{R}_u . \quad (2.5.13)$$

Составляющие суммарной аэродинамической силы по соответствующим осям на единицу высоты лопатки:

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

$$R_u = \int_{\text{вып}} (p \cdot \sin \beta_A + \tau \cdot \cos \beta_A) \cdot dA + \int_{\text{вог}} (p \cdot \sin \beta_A + \tau \cdot \cos \beta_A) \cdot dA, \quad (2.5.14)$$

$$R_z = \int_{\text{вып}} (p \cos \beta_A + \tau \sin \beta_A) dA + \int_{\text{вог}} (p \cos \beta_A + \tau \sin \beta_A) dA. \quad (2.5.15)$$

Интегралы берутся по выпуклой и вогнутой поверхностям профиля, где dA – элементарная площадка поверхности профиля; β_A – угол между касательной к элементарной площадке поверхности профиля и осью u .

Окружная составляющая силы R_u позволяет определить мощность, необходимую для вращения рабочего колеса:

$$P = \omega \cdot M_z = \omega \cdot z_l \cdot \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{нар}}} R_u \cdot dr, \quad (2.5.16)$$

где ω – угловая скорость ротора; dr – элементарная высота лопатки между наружным и втулочным радиусами; z_l – количество лопаток рабочего колеса.

Осевая составляющая силы R_z позволяет определить величину осевого усилия, действующего на рабочее колесо:

$$F_z = z \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{нар}}} R_z dr (r - r_{\text{вн}}). \quad (2.5.17)$$

Суммарная сила R позволяет определить величину изгибных напряжений лопаток рабочего колеса.

В инженерных расчетах допустимо пренебрегать силами трения, тогда

$$\vec{F} = \vec{F}_u + \vec{F}_z, \quad (2.5.18)$$

$$F_u = \int_{\text{вып}} p \cdot \sin \beta_A \cdot dA + \int_{\text{вог}} p \cdot \sin \beta_A \cdot dA, \quad (2.5.19)$$

$$F_z = \int_{\text{вып}} p \cdot \cos \beta_A \cdot dA + \int_{\text{вог}} p \cdot \cos \beta_A \cdot dA. \quad (2.5.20)$$

Использование формул (2.5.18), (2.5.19) и (2.5.20) возможно, если известны распределения давлений на поверхностях профиля. Определение распределений давлений и скоростей на поверхностях лопаток турбомашин путем измерений или расчета является сложной и трудоемкой задачей. Удобнее пользоваться теоремой Жуковского, которая

связывает аэродинамическую силу со сравнительно легко определяемыми параметрами потока перед решеткой и за решеткой.

2.5.4 Теорема Жуковского

Теорема Жуковского о подъемной силе для лопатки в решетке формулируется так: подъемная сила F , с которой поток действует на лопатку единичной длины, равна произведению плотности газа ρ , циркуляции скорости вокруг профиля Γ и средней векторной скорости w_{cp} :

$$F = \rho \Gamma w_{cp}. \quad (2.5.21)$$

Проекции аэродинамической силы, выраженные через циркуляцию, имеют вид $F_u = \rho \Gamma w_z$ и $F_z = \rho \Gamma w_{ucp}$.

Вектор аэродинамической силы \vec{F} направлен перпендикулярно направлению вектора скорости \vec{w}_{cp} :

$$\operatorname{tg} \beta_{cp} = \frac{|w_z|}{|w_{ucp}|} = \frac{\rho \Gamma |w_z|}{\rho \Gamma |w_{ucp}|} = \frac{|F_u|}{|F_z|}. \quad (2.5.22)$$

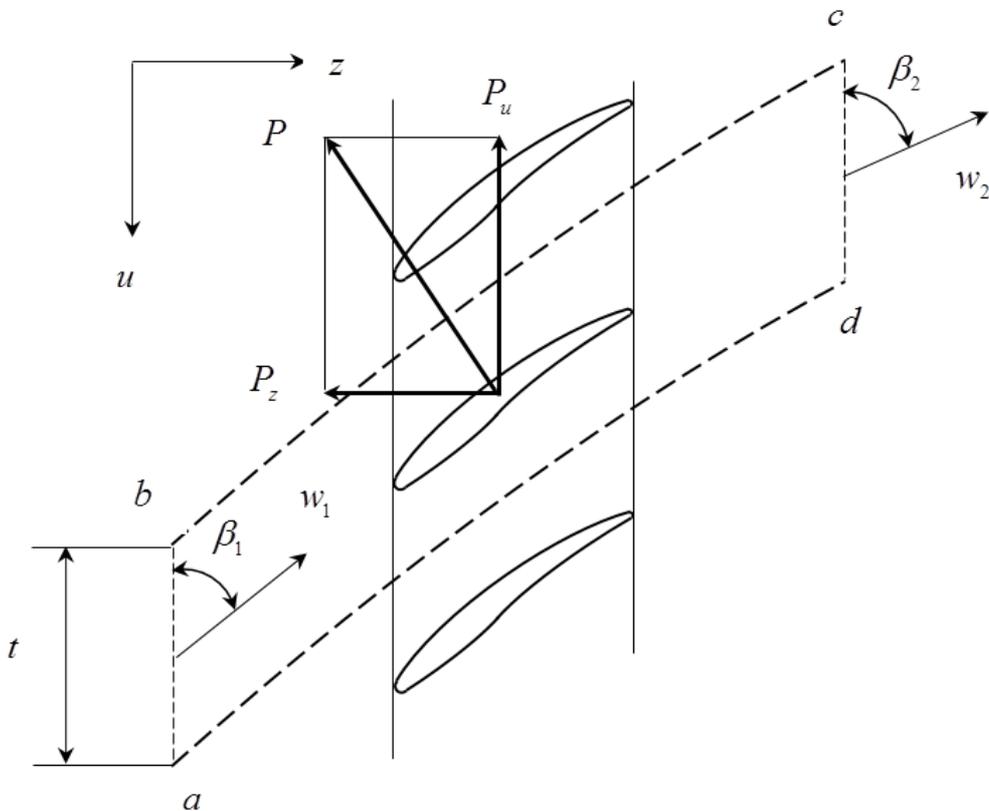


Рисунок 2.5.13 – Обтекание аэродинамической решетки профилей потоком невязкого газа

Согласно теореме Стокса в безвихревом потоке циркуляция скорости не зависит от формы контура, охватывающего профиль, и равна циркуляции скорости на самом профиле. **Циркуляция скорости** – круговой интеграл по поверхности профиля $\Gamma = \oint c \cdot dA$, где dA – элемент поверхности профиля.

Циркуляция скорости для профиля в решетке равна произведению разности окружных проекций скоростей за и перед решеткой на шаг решетки:

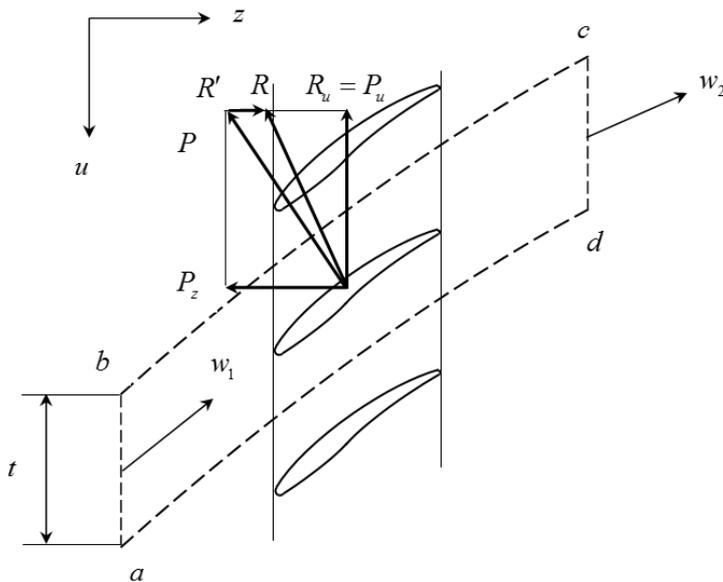
$$\Gamma = t(w_{u2} - w_{u1}) . \quad (2.5.23)$$

Теорема Жуковского относится в равной мере, как к неподвижной, так и к вращающейся решетке.

Учет сжимаемости газа. Учет сжимаемости газа может быть сделан следующим путем. В формуле (2.5.21) следует использовать среднюю арифметическую величину плотности газа $\rho_{cp} = (\rho_1 + \rho_2) / 2$.

Теорема Жуковского для потока вязкого газа. В тех случаях, когда целью расчета является определение сопротивления движению газа в решетках турбомашин, теория идеального газа не приемлема. В отличие от течения невязкого газа при течении вязкого газа на лопатки действуют силы трения, что приводит к появлению касательных напряжений, а также изменяется величина давления газа за решеткой.

Для того чтобы различать аэродинамические силы для вязкого и невязкого течений газа в решетке, силы для вязкого течения обозначены R (рис. 2.5.13).



Сила R взаимодействия потока вязкого газа с профилем решетки равна сумме силы Жуковского P и силы сопротивления $R' = \Delta p_w \cdot t$, которая определяется как произведение потерянного в решетке давления на шаг решетки. Сила R' направлена вдоль оси z :

$$\vec{R} = \vec{F} + \vec{R}' . \quad (2.5.24)$$

Рисунок 2.5.13 – Обтекание аэродинамической решетки профилей потоком вязкого газа

2.5.5 Аэродинамические коэффициенты

Аэродинамические силы удобно представлять в безразмерном виде. Для этого силы делятся на характерную площадь и на характерное давление, в результате чего получаются соответствующие аэродинамические коэффициенты.

В качестве характерной площади принято использовать однозначно и легко определяемую величину $A = B \cdot l$, или применительно к решеткам единичной высоты $A = B \cdot 1 \text{ м}$. За характерное давление принимают динамическое давление $q = \rho \cdot (w_{cp}^2 / 2)$. Тогда полная сила взаимодействия потока с профилем решетки выразится формулой $R = c_R \cdot \rho \cdot (w_{cp}^2 / 2) \cdot A$.

Коэффициент полной аэродинамической силы – $c_R = R / \rho \cdot A \cdot (w_{cp}^2 / 2)$.

Коэффициент подъемной силы – $c_L = R_L / \rho \cdot A \cdot (w_{cp}^2 / 2)$.

Коэффициент профильного (лобового) сопротивления – $c_D = R_D / \rho \cdot A \cdot (w_{cp}^2 / 2)$.

Величины c_R, c_L, c_D зависят от формы профиля, угла его установки в решетке β_B , шага t , угла атаки i и других параметров решетки.

Аэродинамические силы F, R, R_L, R_D, R_u представлены на рис. 2.5.15.

Эти силы связаны между собой следующим соотношением:

$$R_u = F \sin \beta_{cp} = R_L \sin \beta_{cp} + R_D \cos \beta_{cp} \quad (2.6.26)$$

Качество профиля – это отношение аэродинамических коэффициентов $K = c_L / c_D$.

Коэффициент скольжения – это величина, обратная качеству профиля, $\mu = c_D / c_L$.

Коэффициент скольжения равен тангенсу угла между подъемной силой \vec{R}_L и результирующей силой \vec{R} .

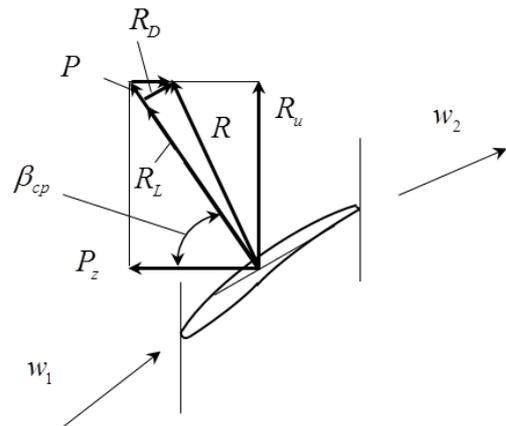


Рисунок 2.5.15 – К определению аэродинамических коэффициентов

2.5.6 Возникновение подъемной силы

Для возникновения силы взаимодействия между профилем и потоком аэродинамические профили должны отклонять поток газа от инерциального направления.

Сила взаимодействия профиля и потока определяется разностью давлений на нижней и верхней поверхностях профиля.

Потенциальное течение по определению является безциркуляционным, т. е. $\Gamma = 0$. Поэтому для обтекания профиля любой формы потенциальным потоком получается парадоксальная картина – сила взаимодействия газа с профилем не возникает. Для того чтобы при безударном натекании потока обеспечивалось условие $\Gamma = 0$, задняя критическая точка располагается на верхней поверхности профиля (рис. 2.5.16).

Постулат Жуковского – Чаплыгина – это сравнительно простая модель потенциального течения невязкого газа для расчета подъемной силы.

Постулат Жуковского – Чаплыгина – точка схода потока находится на задней кромке профиля и направление покидающей профиль струйки тока совпадает с направлением касательной к средней линии профиля на задней кромке.

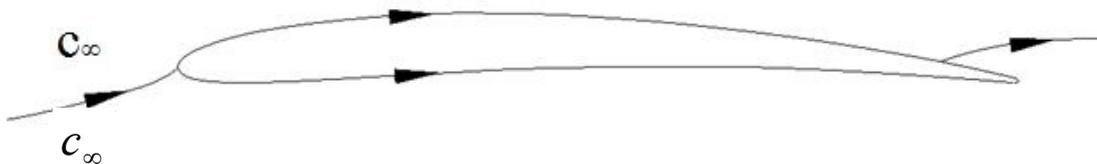


Рисунок 2.5.16 – Схема безциркуляционного обтекания профиля невязким потоком

На лопатках неподвижного ротора турбомашин циркуляция скорости отсутствует, поэтому при разгоне до расчетной скорости вращения она приобретает некоторое конечное значение. Однако согласно положениям теоретической аэродинамики циркуляция скорости не может возникнуть (если ее не было) или исчезнуть. Рассмотрение картины реального обтекания с разной скоростью разрешает данное противоречие.

На рис. 2.5.17 представлена визуализация обтекания профиля, приведенного в движение и затем остановленного в момент начала движения. Обтекание соответствует нулевой циркуляции. Струйка тока с поверхности давления огибает острую заднюю кромку и движется против направления невозмущенного потока к задней критической точке на стороне разрежения. При движении с крайне малым радиусом кривизны на задней кромке давление резко падает, и поток разгоняется до высокой скорости.

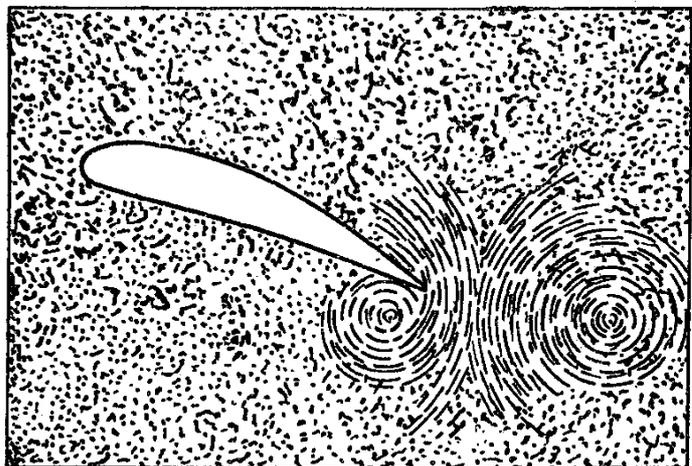


Рисунок 2.5.17 – Разгонный и остановочный вихри, образующиеся при начале движения и последующей остановке профиля [10]

Следуя навстречу основному потоку к критической точке, где скорость равна нулю, критическая струйка тока не в состоянии преодолеть встречное давление. Она отрывается, образуя вихрь с вращением против часовой стрелки. Затем вихрь сносится потоком с поверхности профиля (рис. 2.5.17).

На профиле возникает циркуляция, равная циркуляции сошедшего с профиля вихря с обратным знаком:

$$\Gamma = \Gamma_{np} + \Gamma_{вихр} = 0. \quad (2.5.25)$$

Если увеличение скорости продолжается, образуется и сносится по потоку новый вихрь, что сопровождается ростом циркуляции на профиле. При этом сумма циркуляции на профиле и циркуляции сошедших вихрей остается равной нулю, как того и требуют законы аэродинамики.

Циркуляционное обтекание профиля в соответствии с постулатом Жуковского – Чаплыгина возникает в результате схода с профиля ряда **разгонных вихрей**.

При уменьшении скорости движения критическая точка смещается с задней кромки на вогнутую поверхность профиля. На поверхности давления возникают и сносятся вниз по потоку **остановочные вихри** с положительной циркуляцией. Таким образом, условие (2.5.25) выполняется и при движении с уменьшением циркуляции на профиле.

При образовании разгонных и остановочных вихрей направленная кинетическая энергия потока приобретает вихревую форму. Продолжая движение в вязкой среде, вращательное движение вихрей тормозится трением о частицы потенциального потока, кинетическая энергия преобразуется в тепло. То есть образование разгонных и остановочных вихрей сопровождается появлением соответствующих потерь напора. Такие потери возникают при пуске и остановке турбомашин, при изменении скорости вращения и изменении противодавления, ведущему к изменению расхода. Во всех этих случаях меняется циркуляция скорости на рабочих лопатках и возникают эти вихри. У промышленных турбомашин такие переходные режимы работы не занимают много времени, поэтому их энергетические аспекты не привлекают внимания.

2.5.7 Обтекание профилей

Для лучшего понимания процесса взаимодействия потока газа с лопатками в аппаратах турбомашин используется принцип перехода от простейших моделей к более сложным. Вначале рассматривается потенциальное течение несжимаемого идеального газа. Влияние сжимаемости и вязкости рассматривается впоследствии. Профиль сначала уподобляется прямой тонкой пластинке, возникновение подъемной силы при обтекании профиля рассмотрено на примере обтекания тонкой дужки. Затем рассматриваются особенности обтекания изогнутого профиля и решетки профилей.

Понимание качественного характера взаимодействия профиля с потоком газа позволяет перейти к количественным соотношениям, используемым при проектировании турбомашин.

2.5.7.1 Безударное обтекание дужки. Линии тока вблизи дужки искривляются, на частички газа,двигающиеся по криволинейным траекториям, действуют центробежные силы F_c , которые уравновешиваются силами давления F_o .

Давление на верхней поверхности дужки будет меньше, чем вдали от дужки $p_1 < p_\infty$, а скорость вблизи профиля будет больше, чем скорость невозмущенного потока $c_1 > c_\infty$.

Так как вблизи нижней поверхности дужки центробежная сила направлена к поверхности, давление становится больше, чем в невозмущенном потоке, а скорость соответственно меньше: $c_2 < c_\infty$. Разность давлений (заштрихованная область на рис. 2.5.18) создает подъемную силу.

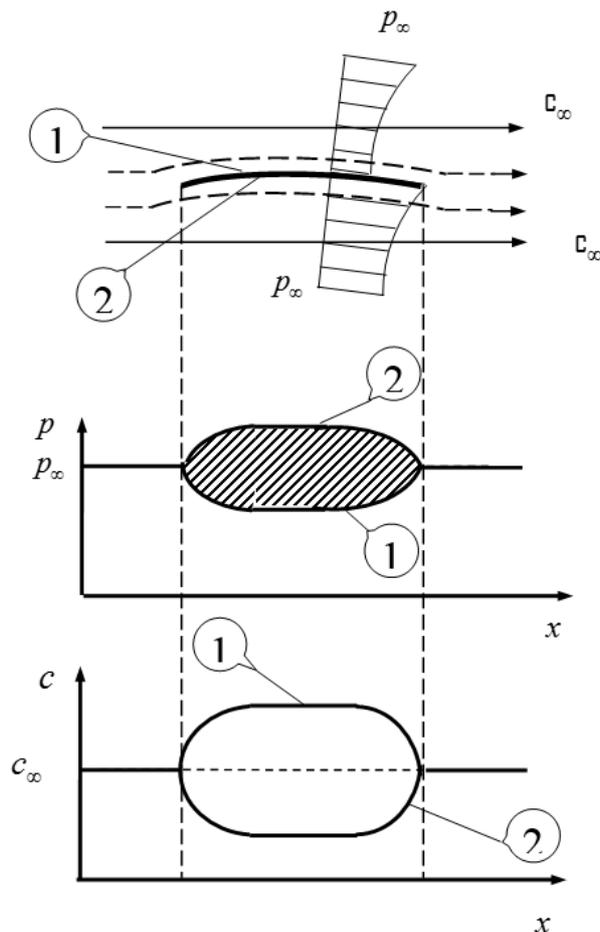


Рисунок 2.5.18 – Безударное обтекание дужки

2.5.7.2 Обтекание симметричного профиля. Рассмотрим безударное обтекание симметричного профиля вязким газом (рис. 2.5.19).

Вблизи входной кромки профиля скорость течения резко снижается, на входной кромке образуется критическая точка, в которой скорость равняется нулю. Потом скорость потока, обтекающего входную кромку, стремительно возрастает, так как кривизна поверхностей большая.

Линии тока вблизи симметричного профиля искривляются. На частички газа, которые двигаются по криволинейным траекториям, действуют центробежные силы $F_{ц}$, уравновешиваемые силами давления F_δ .

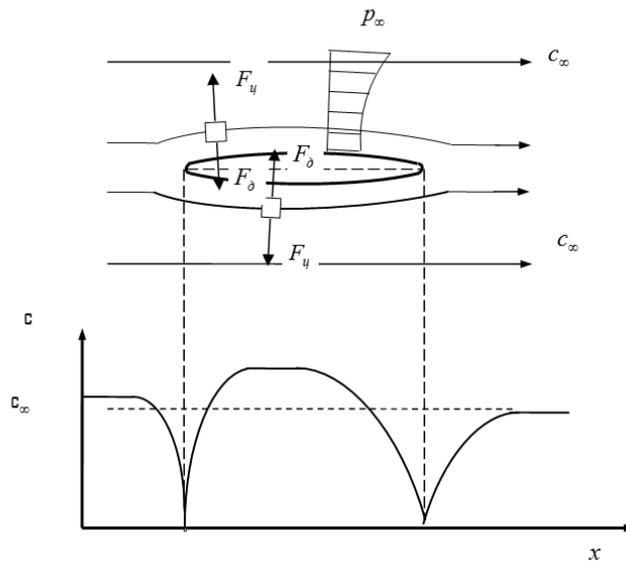


Рисунок 2.5.19 – Безударное обтекание симметричного профиля и график изменения скоростей вдоль его поверхностей

Таким образом, давление на поверхности профиля становится меньше, чем давление p_∞ вдали от профиля. В соответствии с уравнением Бернулли скорость вблизи профиля будет больше, чем скорость невозмущенного потока c_∞ .

Вследствие симметричности профиля скорости вдоль верхней и нижней поверхностей профиля будут одинаковыми, тогда и давления на эти поверхности будут одинаковыми. Это означает, что в данном случае подъемная сила равна нулю. Нулю равняется также суммарная сила в направлении течения, так как силы давления, действующие на профиль в направлении оси x , уравновешиваются.

При вязком обтекании симметричного профиля подъемная сила по-прежнему не возникает из-за симметричности верхней и нижней поверхностей прямого профиля. В направлении скорости на бесконечности возникает сила сопротивления, вызываемая вязкостью потока.

2.5.7.3 Ударное и безударное обтекание изогнутого профиля. Характер обтекания профилей зависит в значительной степени от направления набегающего потока, характеризуемого углом атаки – углом между направлением потока и хордой профиля.

На рис. 2.5.20 показаны распределения скоростей на поверхностях профиля при разных значениях угла атаки.

Безударному обтеканию профиля соответствует направление набегающего потока, совпадающее с направлением хорды (рис. 2.5.20 а). На передней кромке профиля возникает критическая точка.

В критической точке линия тока разделяется на две: одна идет вдоль поверхности давления, другая – вдоль поверхности разрежения.

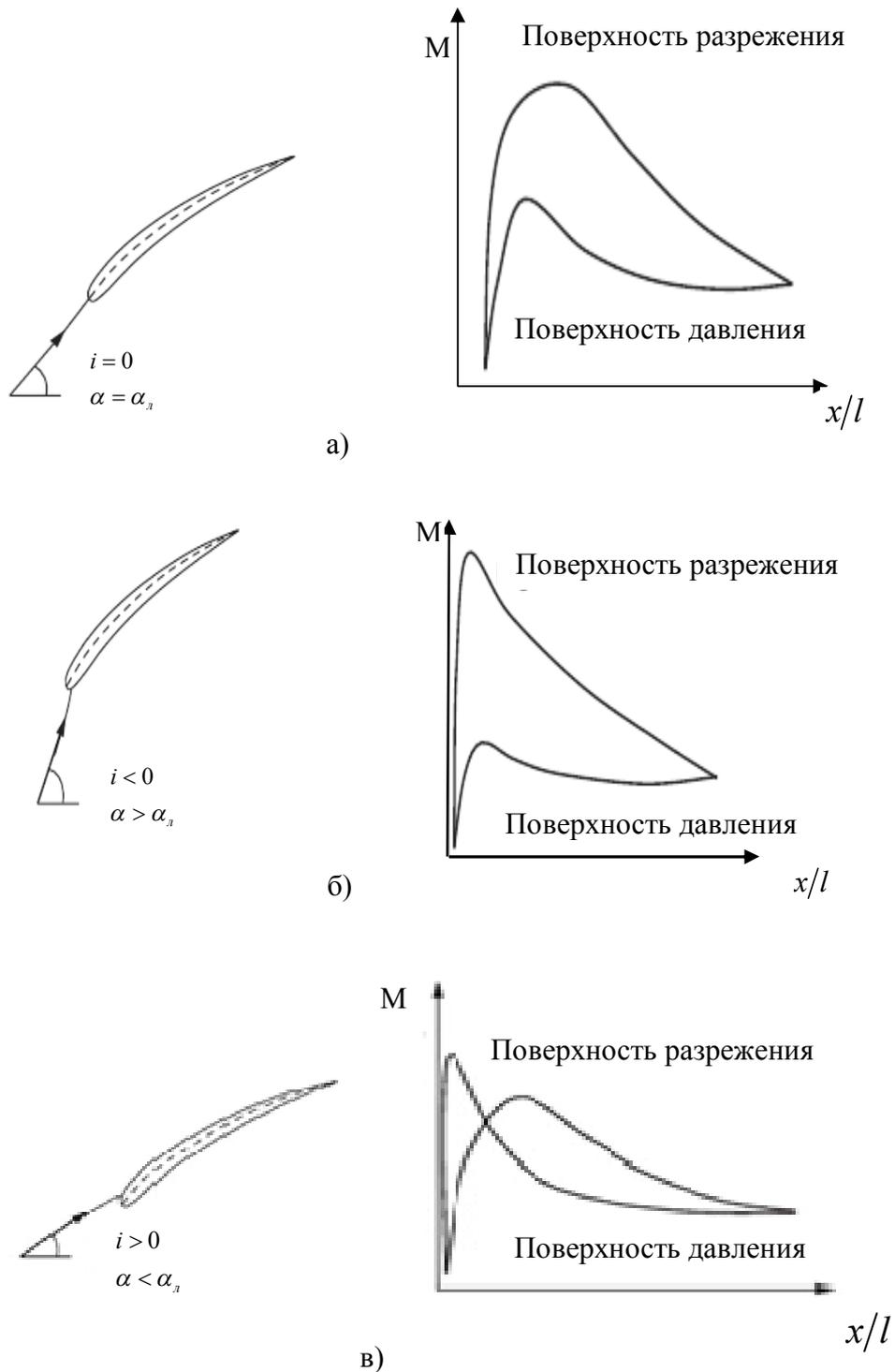


Рисунок 2.5.20 – Распределение скоростей на поверхностях профиля при разных значениях угла атаки: а) угол атаки = 0; б) угол атаки < 0; в) угол атаки > 0

Пики скорости имеют место при обтекании передней и задней кромок на обеих поверхностях, но уровни скоростей разные.

Как и при обтекании прямого профиля, на скругленной задней кромке возникает отрыв с появлением кромочных потерь.

Существенное различие связано с тем, что замедление на поверхности разрежения тем больше, чем больше изогнутость профиля. Если даже очень толстые прямые профили обтекаются безотрывно, то значительный изгиб средней линии неизбежно приведет к отрыву потока.

При $\alpha > 0$ передняя критическая точка оказывается на нижней («вогнутой») поверхности (рис. 2.5.20 б). Струйки тока левее критической точки разворачиваются для движения в противоположном направлении и попадают на верхнюю поверхность профиля, обтекая входную кромку.

На передней кромке давление резко падает, а скорость возрастает из-за движения газа по сильно искривленным линиям тока. После попадания на выпуклую поверхность с небольшой кривизной скорость снижается. На входной кромке возникает пик скорости – область с резким ее увеличением и последующим замедлением.

Положительный угол атаки приводит к падению давления на выпуклой поверхности вблизи входной кромки, в результате чего возрастает подъемная сила на профиле. При вязком обтекании растут профильные потери. При больших положительных углах атаки пик скорости увеличивается настолько, что отрыв потока на выпуклой поверхности неизбежен. Скорость потока в зоне отрыва мала по сравнению со скоростью потока на его границе. Поэтому статическое давление на поверхности в зоне отрыва равно давлению в точке отрыва, а скорость вдоль границы отрыва – скорости в точке отрыва.

При расходе больше расчетного профили лопаток обтекаются с отрицательным углом атаки (рис. 2.5.20 в). При отрицательных углах атаки пик скорости на входной кромке приводит к резкому замедлению на нижней (вогнутой) поверхности профиля. На выпуклой поверхности диаграмма скоростей приобретает благоприятный характер. Рост сопротивления при $\alpha < 0$ происходит по тем же причинам, что и при положительных углах атаки. Отличие заключается в том, что в начале профиля скорость потока больше, а давление ниже на нижней поверхности профиля. Аэродинамическая нагрузка в начале профиля отрицательная $\Delta c = c_{вып} - c_{вогн} < 0$, что и ведет к уменьшению подъемной силы.

2.5.8 Кинематика потока в решетках турбомашин

Течение газа в турбомашине является трехмерным. Для понимания процессов, происходящих в ступенях турбомашин, и для профилирования лопаток удобно рассматривать течение двумерное.

Векторное уравнение для скоростей в рабочем колесе имеет вид

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{U}. \quad (2.5.26)$$

Существуют различия в обозначении параметров потока и геометрических величин для различных видов турбомашин. Поэтому вопросы кинематики потока рассмотрены для каждого типа турбомашин отдельно.

Приняты следующие обозначения скоростей: c – абсолютная скорость; w – относительная скорость; U – окружная (переносная) скорость. Скорости на входе обозначены индексом 1, скорости на выходе – индексом 2.

2.5.8.1 Кинематика потока в плоской решетке осевого компрессора. На рис. 2.5.21 показаны два двумерных вида – меридиональный ($r-z$)-вид и ($\theta-z$)-вид (плоская решетка профилей), которые соответствуют 3D-виду ступени осевого компрессора.

На ($\theta-z$)-виде представлены диаграммы (треугольники) скоростей на входе и на выходе рабочего колеса.

Углы потока в абсолютном движении обозначаются α . Угол потока α_1 равен углу между вектором абсолютной скорости c_1 и направлением окружной скорости. Аналогично определяется угол α_2 . Углы потока в относительном движении обозначаются β .

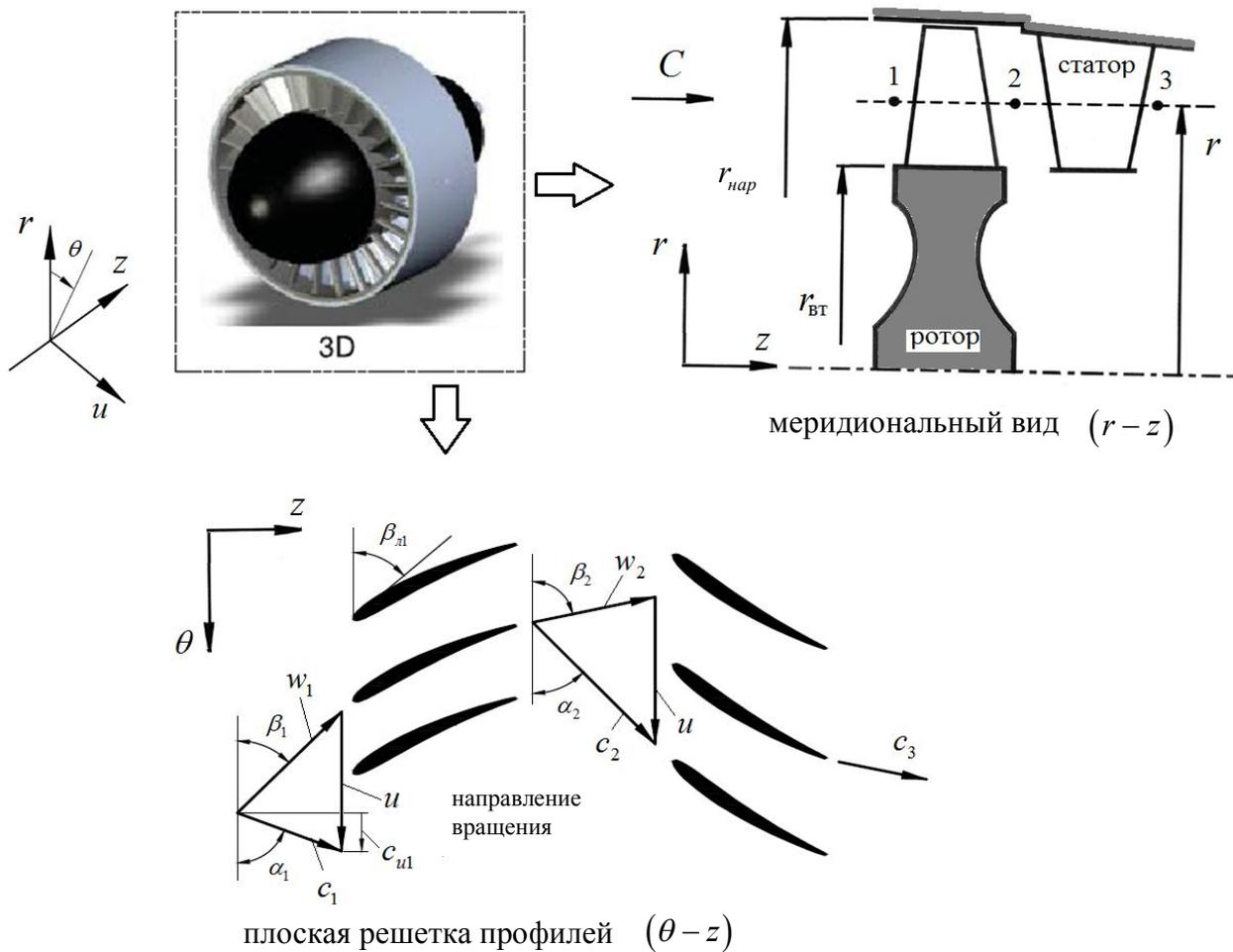


Рисунок 2.5.21 – Входной и выходной треугольники скоростей для плоской решетки профилей осевого компрессора

Угол потока β_1 равен углу между вектором относительной скорости w_1 и обратным направлением окружной скорости. Аналогично определяется угол β_2 .

Величина окружной скорости находится по формуле $U = \omega \cdot r$. Так как $r_1 = r_2$, то окружные скорости на входе и выходе плоской решетки одинаковы, то есть $U_1 = U_2$.

Для первой ступени многоступенчатого осевого компрессора нужное направление потока на входе в рабочий аппарат обеспечивается входным направляющим аппаратом. Величина абсолютной скорости на входе определяется по формуле $c_1 = \sqrt{c_{z1}^2 + c_{u1}^2}$.

Расходная составляющая скорости находится по уравнению

$$c_{z1} = \frac{\bar{m}}{\rho_1 A_1}, \quad (2.5.27)$$

где $A_1 = \pi(r_{en}^2 - r_{em}^2)$.

Окружная проекция скорости зависит от значения угла α_1 и определяется по формуле $c_{u1} = c_{z1} \cdot \text{ctg} \alpha_1$. Вектор w_1 находится с помощью векторного уравнения $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{U}_1$. Направление вектора скорости w_1 согласуется с входным углом профиля лопатки β_{z1} . Угол профиля на входе определяется как угол между касательной к средней линии профиля лопатки на входе и направлением, обратным окружной скорости. При профилировании лопаток необходимо обеспечить условие

$$\beta_{z1} = \beta_1 + i_{opt}, \quad (2.5.28)$$

где i_{opt} – оптимальный угол атаки.

Направление и величина векторов скоростей на выходе рабочего колеса определяются формой профиля лопаток. Для плоской решетки профилей $U_1 = U_2 = U$, поэтому уравнение Эйлера имеет вид $h_T = (c_{u2} - c_{u1}) \cdot U$. Из этого следует, что чем больше разница окружных проекций скоростей $(c_{u2} - c_{u1})$, тем больше теоретический напор.

Направление вектора w_2 определяется формой профиля лопатки, то есть значением угла лопатки на выходе β_{z2} . Угол потока в относительном движении равен $\beta_2 = \beta_{z2} - \Delta\beta_2$, где $\Delta\beta_2$ – угол отставания потока. Вектор абсолютной скорости c_2 находится в соответствии с уравнением (2.5.26).

2.5.8.2 Кинематика потока в плоской решетке осевой турбины. На рис. 2.5.22 представлены основные элементы ступени осевой турбины.

В отличие от ступени осевого компрессора в ступени осевой турбины первым элементом является неподвижный направляющий аппарат (сопловой аппарат), в котором

происходит расширение газа. Затем газ поступает в рабочий аппарат, в котором энергия газа преобразуется в механическую энергию ротора.

На рис. 2.5.23 показаны плоская решетка профилей осевой турбины и соответствующие входной и выходной треугольники скоростей.

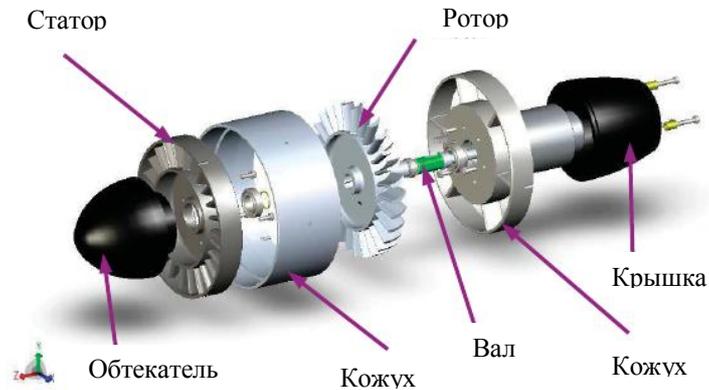


Рисунок 2.5.22 – Основные элементы ступени осевой турбины

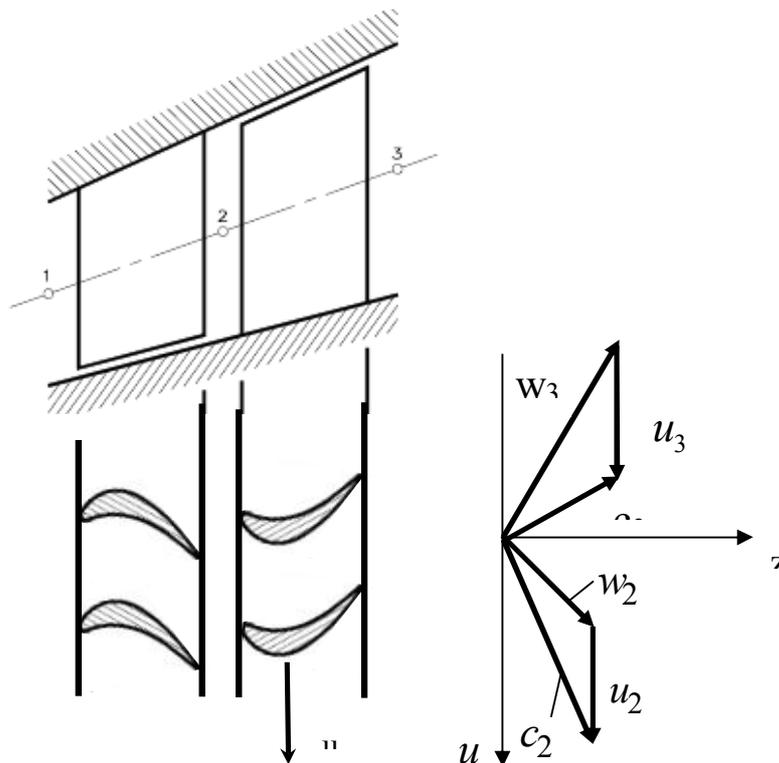


Рисунок 2.5.23 – Входной и выходной треугольники скоростей для плоской решетки профилей осевой турбины

2.5.8.3 Кинематика потока в решетке центробежного компрессора. На рис. 2.5.24 представлены три двумерных вида: фронтальный $(r-\theta)$ -вид; меридиональный $(r-z)$ -вид и $(\theta-z)$ -вид, соответствующие 3D-виду центробежного рабочего колеса (РК). На рисунке также показаны треугольники скоростей на входе и на выходе рабочего колеса. В центробежном рабочем колесе окружная скорость на выходе почти вдвое больше, чем на входе, поэтому теоретический напор будет больше, чем в осевой ступени. Направление вектора абсолютной скорости на входе в РК определяется входным направляющим аппаратом.

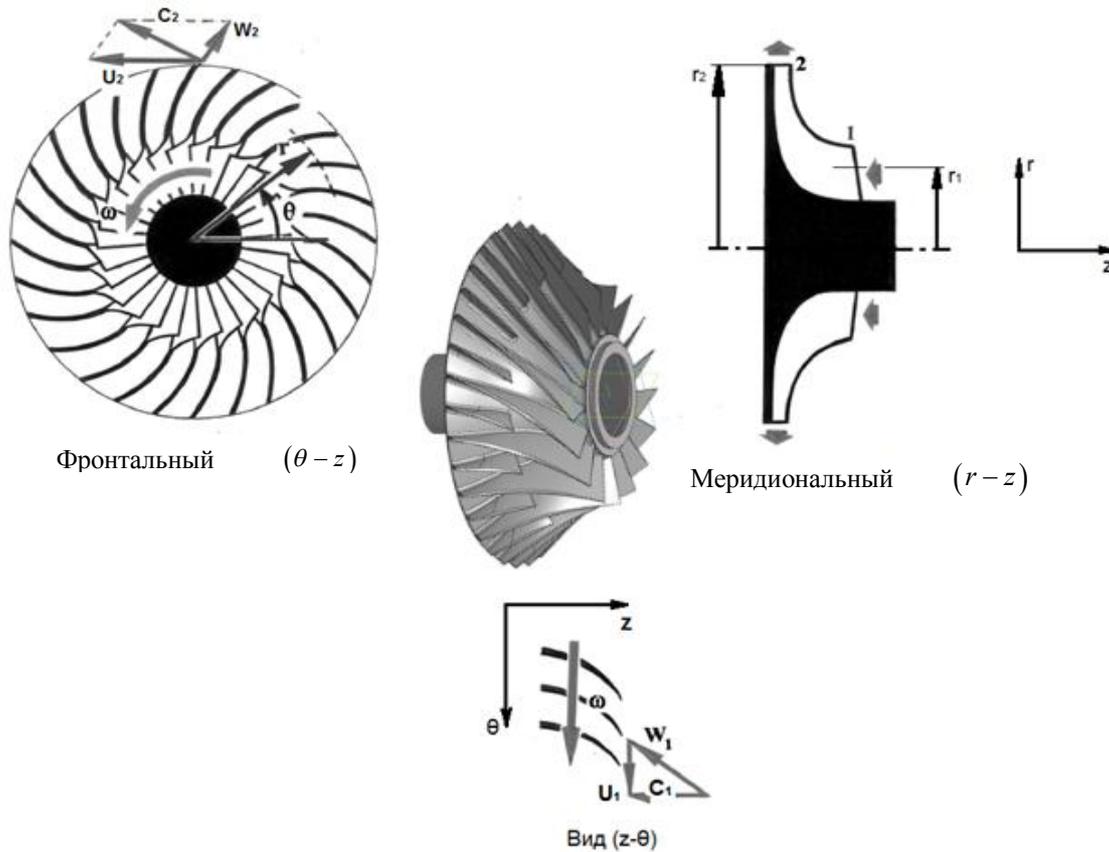


Рисунок 2.5.24 – Входной и выходной треугольники скоростей для решетки рабочего колеса центробежного компрессора

Часто закрутка потока на входе в РК равна 0 ($c_{u1} = 0$), и тогда вектор скорости направлен вдоль оси z .

Величина абсолютной скорости на входе определяется, как и в ступени ОК, через ее проекции: $c_1 = \sqrt{c_{z1}^2 + c_{u1}^2}$.

Расходная составляющая скорости c_{z1} определяется из уравнения (2.5.27). Вектор w_1 находится с помощью векторного уравнения $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{U}_1$. Направление вектора скорости w_1 согласуется с входным углом профиля лопатки β_{n1} . Угол профиля на входе определяется по формуле (2.5.28).

Направление вектора w_2 определяется формой профиля лопатки, то есть значением угла лопатки на выходе β_{r2} . Угол потока в относительном движении равен $\beta_2 = \beta_{r2} - \Delta\beta_2$, где $\Delta\beta_2$ – угол отставания потока. Вектор абсолютной скорости c_2 находится в соответствии с уравнением (2.5.26).

Треугольник скоростей на выходе из центробежного РК представлен на рис. 2.5.25.

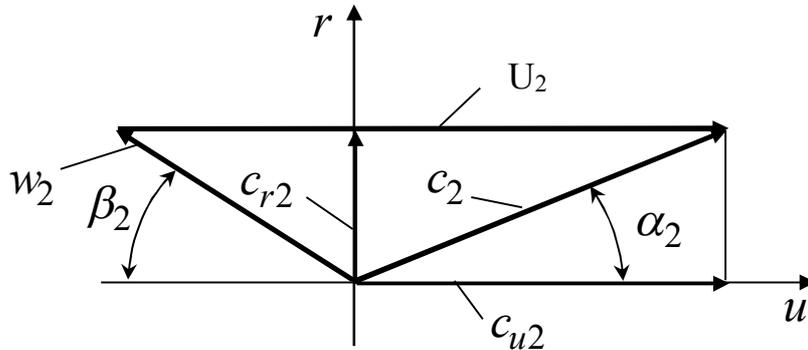


Рисунок 2.5.25 – Выходной треугольник скоростей для круговой решетки профилей

На рисунке, кроме векторов скоростей \vec{c}_2 , \vec{w}_2 , \vec{U}_2 , указаны проекции вектора \vec{c}_2 на оси r и u .

Проекция c_{r2} – это расходная составляющая скорости, в безразмерном виде она обозначается $\varphi_{r2} = c_{r2}/U_2$ и называется **коэффициентом расхода**. Проекция c_{u2} характеризует напор РК, в безразмерном виде она обозначается $\psi_{T2} = c_{u2}/U_2$ и называется **коэффициентом теоретического напора**.

Коэффициенты φ_{r2} и ψ_{T2} однозначно определяют угол потока в абсолютном движении на выходе РК α_2 :

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{r2}}{c_{u2}} = \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{T2}}. \quad (2.5.29)$$

Угол потока в относительном движении β_2 определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{r2}}{U_2 - c_{u2}} = \frac{\varphi_{r2}}{1 - \psi_{T2}}. \quad (2.5.30)$$

Коэффициент теоретического напора и коэффициент расхода связаны соотношением

$$\psi_{T2} = 1 - \varphi_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (2.5.31)$$

Коэффициенты φ_{r2} и ψ_{T2} позволяют определить значения абсолютной скорости на выходе РК:

$$c_2 = U_2 \sqrt{\varphi_{r2}^2 + \psi_{T2}^2} . \quad (2.5.32)$$

(Внимание!!! В некоторых зарубежных изданиях формулы (2.5.30) и (2.5.31) имеют другой вид, так как углы β_{r2} и β_2 отсчитываются от радиального направления).

2.5.8.4 Кинематика потока в ступени радиальной турбины. На рис. 2.5.26 показаны меридиональная и радиальная проекции ступени радиальной турбины и треугольники скоростей на входе и выходе рабочего колеса.

В сопловом аппарате формируется требуемое направление потока газа. Для ступени турбины, схема которой представлена на рис. 2.5.26, поток рабочей среды в относительном движении является радиальным. Входные кромки лопаток рабочего колеса обтекаются безударно. На выходе из рабочего колеса радиальным является вектор абсолютной скорости c_3 .

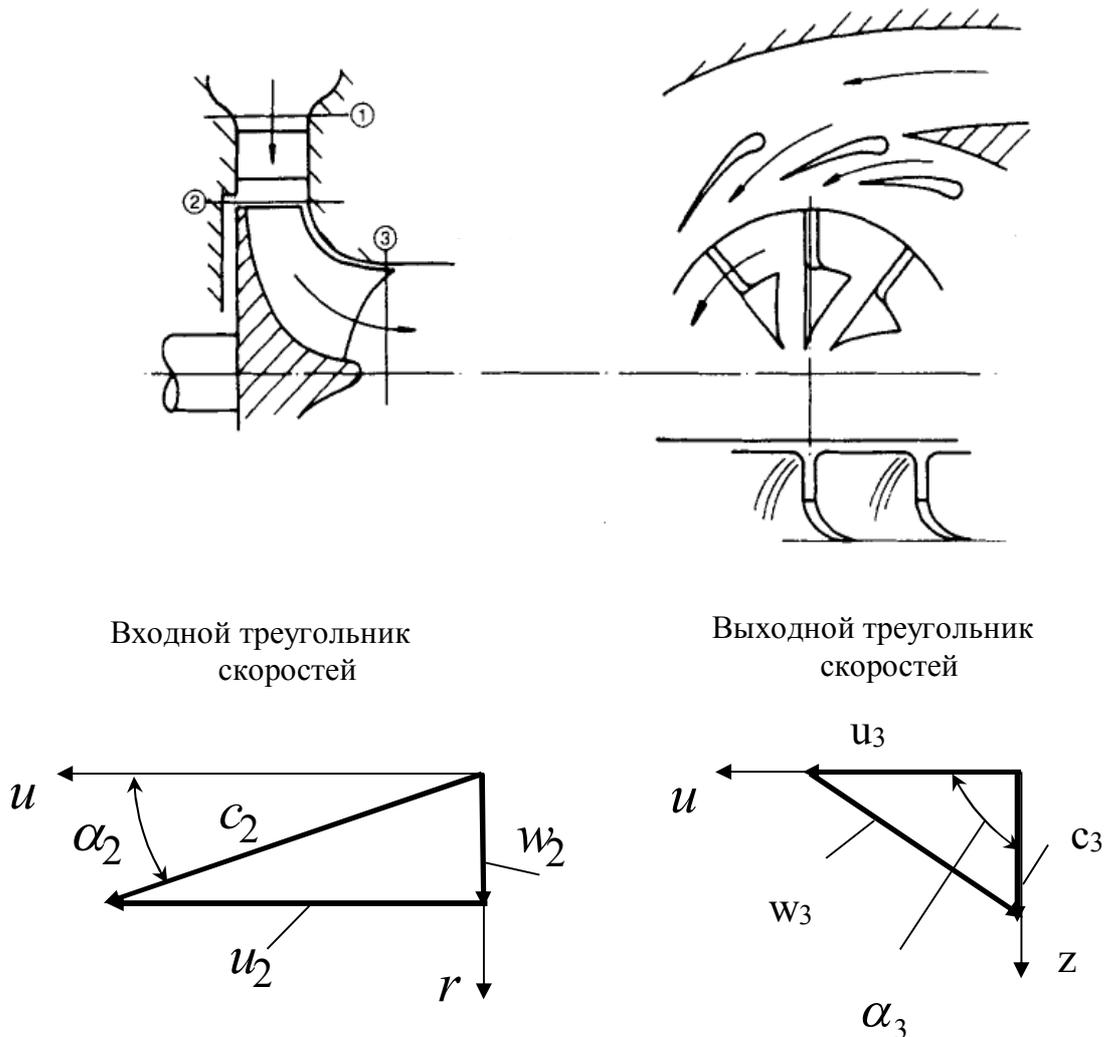


Рисунок 2.5.26 – Входной и выходной треугольники скоростей для рабочего колеса радиальной турбины

2.5.9 Реактивность

Имеются некоторые различия в определении реактивности для турбин, компрессоров и насосов.

Для компрессоров соотношение между политропным напором рабочего колеса и теоретическим (или внутренним) напором называется реактивностью:

$$\Omega = \frac{h_{n_{pk}}}{h_T} . \quad (2.5.33)$$

На рис. 2.5.27 показаны треугольники скоростей для ступеней осевых компрессоров с различной реактивностью и соответствующие профили решеток. Для ступеней осевых компрессоров реактивность, как правило, имеет значение от 0,5 до 1,0.

Для турбин реактивность определяется как отношение изменения статической энтальпии в рабочем колесе к изменению статической энтальпии в ступени

$$R = \Delta i_{pk} / \Delta i_{cm} . \quad (2.5.34)$$

При отсутствии внешнего теплообмена значения реактивностей, определенные по формулам (2.5.33) и (2.5.34), будут практически равны.

Для насосов $\rho \approx const$, и поэтому реактивность определяется как отношение изменения статического давления в рабочем колесе к изменению статического давления в ступени:

$$\Omega = \Delta p_{pk} / \Delta p_{cm} . \quad (2.5.35)$$

Реактивность определяет форму треугольников скоростей и, следовательно, форму профилей.

Для ступеней осевых компрессоров реактивность, как правило, имеет значение от 0,5 до 1,0. Реактивность ступеней центробежных компрессоров в большинстве случаев имеет значение от 0,4 до 0,6.

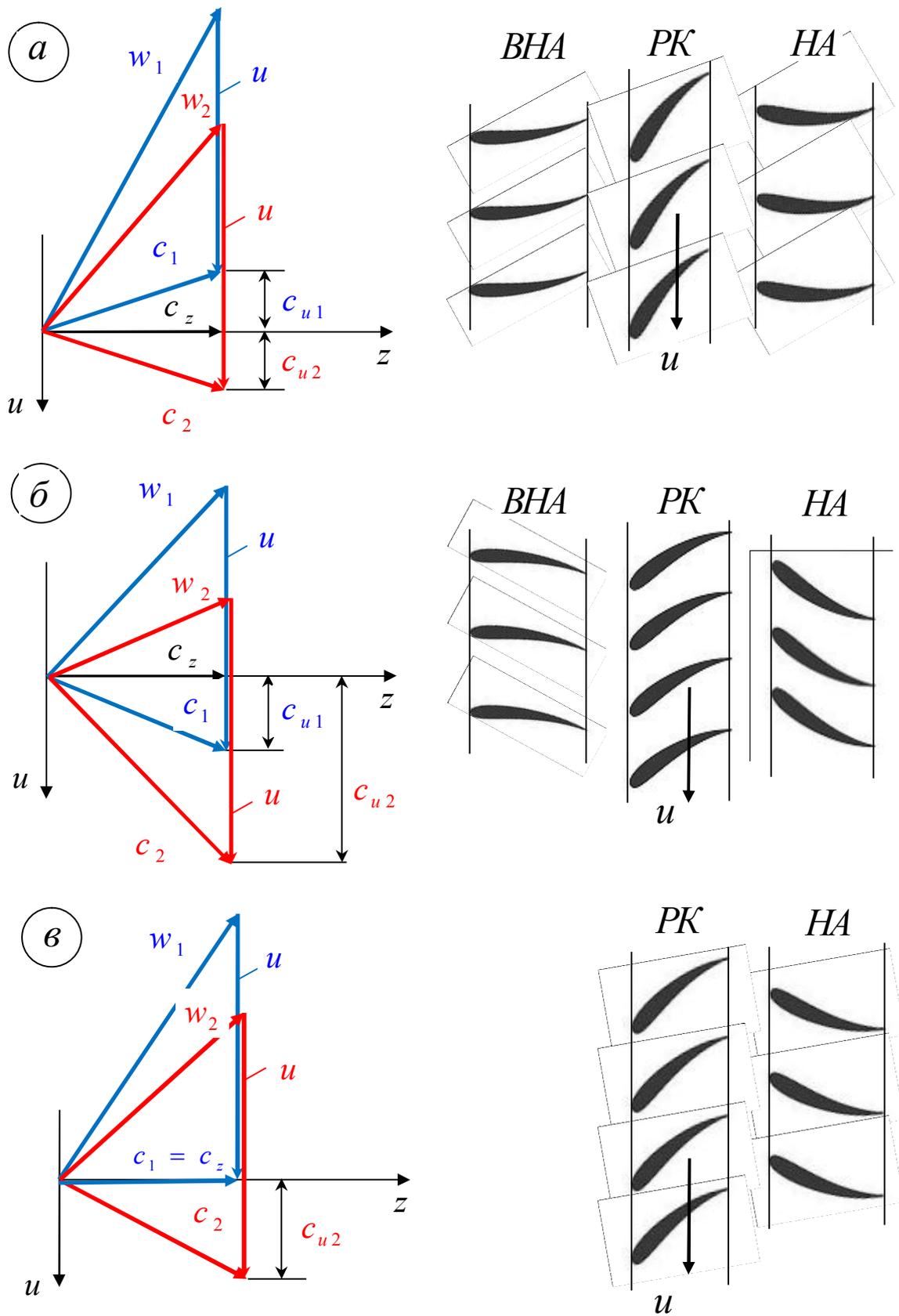


Рисунок 2.5.27 – Треугольники скоростей для ступеней осевых компрессоров с различной реактивностью: а – $\Omega = 1$; б – $\Omega = 0,5$; в – $\Omega = 0,7$ [11]

2.5.10 Задачи

2.5.10.1 Примеры решения задач

Пример 2.5.1. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 520$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 75$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,1$ бар; температура $T_1 = 293$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 480$ мм, количество лопаток $z = 50$ шт., хорда профиля $B = 70$ мм. Угол на выходе из решетки $\beta_2 = 35^\circ$, качество профиля $K = 27$. Определите циркуляционную скорость, силу лобового сопротивления и коэффициент подъемной силы.

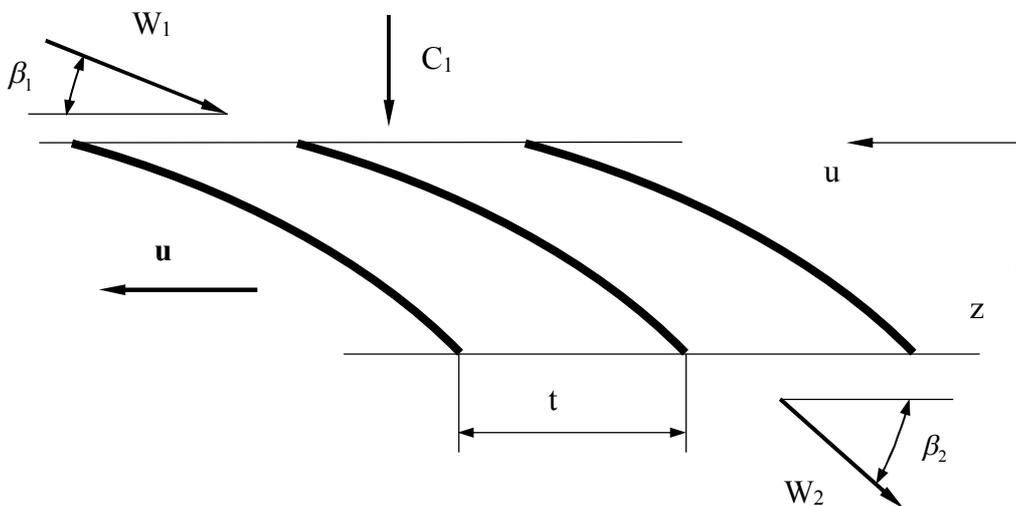


Рисунок 2.5.28 – Прямая подвижная решетка профилей

Решение

Определяем линейную скорость плоской решетки профилей:

$$U = \omega \cdot r = 520 \cdot 0,48 = 249,6 \text{ м/с.}$$

Определяем параметры потока на входе в решетку. Поток поступает в решетку в осевом направлении. Окружная проекция равна нулю $c_{u1} = 0$ м/с. Осевая проекция скорости

$$c_{z1} = c_1 = 75 \text{ м/с.}$$

Плотность воздуха на входе можно определить, используя уравнение состояния по формуле

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{1,1 \cdot 10^5}{287 \cdot 293} = 1,31 \text{ кг/м}^3,$$

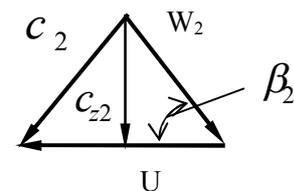


Рисунок 2.5.29 – Треугольник скоростей

здесь $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – газовая постоянная воздуха.

Строим треугольник скоростей на выходе из решетки (рис. 2.5.29).

Для плоской решетки $c_{z2} = c_{z1}$.

Определяем скорость потока на выходе в относительном движении по формуле

$$w_2 = \frac{c_{z2}}{\sin \beta_2} = \frac{75}{\sin 35} = 130,9 \text{ м/с.}$$

Скорость потока на выходе в абсолютном движении находим по теореме косинусов

$$c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{249,6^2 + 130,9^2 - 2 \cdot 249,6 \cdot 130,9 \cdot \cos 35^\circ} = 161 \text{ м/с.}$$

Окружная проекция скорости

$$c_{u2} = \sqrt{c_2^2 - c_z^2} = \sqrt{161^2 - 75^2} = 142,5 \text{ м/с.}$$

Циркуляция скорости определяется по формуле

$$\Gamma = t \cdot (c_{u2} - c_{u1}).$$

Шаг решетки

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,48}{50} = 0,06 \text{ м.}$$

Тогда $\Gamma = 0,06 \cdot (142,5 - 0) = 8,6 \text{ м}^2/\text{с}$.

Подъемная сила определяется по формуле $F_L = \rho \cdot c_{cp} \cdot \Gamma$, где $c_{cp} = \frac{c_1 + c_2}{2}$ – средняя скорость.

Средняя скорость

$$c_{cp} = \frac{75 + 161}{2} = 118 \text{ м/с.}$$

Подъемная сила

$$F_L = 1,31 \cdot 118 \cdot 8,6 = 1329 \text{ Н.}$$

Сила лобового сопротивления определяется по формуле

$$F_D = \frac{F_L}{K} = \frac{1329}{27} = 49,2 \text{ Н.}$$

Коэффициент подъемной силы $c_L = \frac{F_L}{B \cdot \rho \cdot (c_{cp}^2/2)} = \frac{1329}{0,07 \cdot 1,31 \cdot (118^2/2)} = 2,1$.

Пример 2.5.2

В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 1,2$ бар и температурой $T_1 = 303$ К. Направление вектора скорости на входе в решетку $\alpha_1 = 49^\circ$, на выходе угол потока $\alpha_2 = 80^\circ$. Скорость потока на выходе из решетки $c_2 = 70$ м/с, шаг решетки $t = 75$ мм, хорда профиля $B = 70$ мм. Качество профиля $K = 30$. Определите циркуляцию скорости, подъемную силу (для невязкого течения) и отношение скоростей c_1/c_2 .

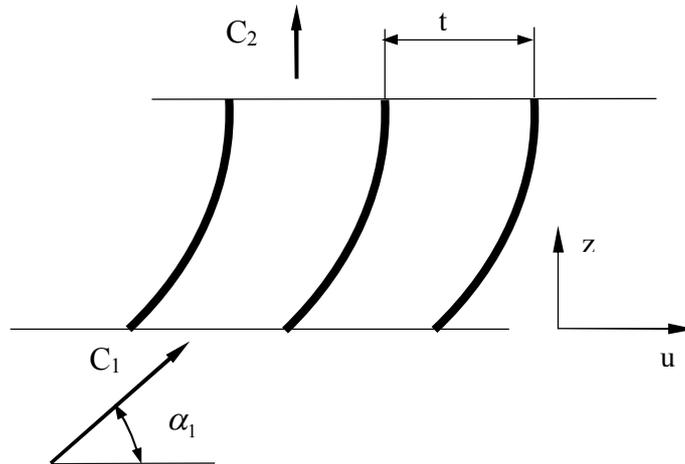


Рисунок 2.5.30 – Прямая неподвижная решетка профилей

Решение

Определяем плотность

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{1,2 \cdot 10^5}{287 \cdot 303} = 1,38 \text{ кг/м}^3.$$

Сначала определяем параметры потока на выходе из решетки.

Осевая проекция скорости

$$c_{z2} = c_2 \cdot \sin \alpha_2 = 70 \cdot \sin 80 = 68,9 \text{ м/с}.$$

Окружная проекция

$$c_{u2} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 70 \cdot \cos 80 = 12,1 \text{ м/с}.$$

Определяем параметры потока на входе в решетку.

Осевые проекции скоростей на входе и выходе равны:

$$c_{z2} = c_{z1} = 68,9 \text{ м/с}.$$

Значение скорости на входе

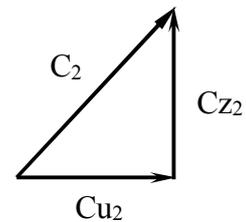


Рисунок 2.5.31 – Проекции скорости C_2

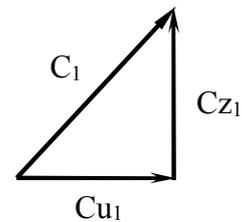


Рисунок 2.5.32 – Проекции скорости C_1

$$c_1 = \frac{c_{z1}}{\sin \alpha_1} = \frac{68,9}{\sin 49} = 91,3 \text{ м/с.}$$

Окружная проекция скорости на входе

$$c_{u1} = \frac{c_{z1}}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{68,9}{\operatorname{tg} 49} = 59,9 \text{ м/с.}$$

Циркуляция скорости

$$\Gamma = t \cdot |(c_{u2} - c_{u1})| = 0,075 \cdot |(12,1 - 59,9)| = 3,6 \text{ м}^2/\text{с.}$$

Подъемная сила

$$F_L = \rho \cdot c_{cp} \cdot \Gamma,$$

где средняя скорость $c_{cp} = \frac{c_1 + c_2}{2} = \frac{91,9 + 70}{2} = 81 \text{ м/с.}$

$$F_L = 1,38 \cdot 81 \cdot 3,6 = 402,4 \text{ Н.}$$

Определение отношения скоростей c_1/c_2 :

$$c_1/c_2 = 91,9/70 = 1,31.$$

Пример 2.5.3

Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1300 \text{ р/с}$. Начальный и конечный диаметры решетки $D_1 = 270 \text{ мм}$ и $D_2 = 450 \text{ мм}$. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 31^\circ$ и $\beta_{n2} = 40^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 420 \text{ мм}$. Количество лопаток $z_n = 16$ шт. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 180 \text{ мм}$ – $a = 60 \text{ мм}$ и $b = 30 \text{ мм}$. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,2 \text{ бар}$ и температурой $T_1 = 305 \text{ К}$. Скорость потока на входе $c_1 = 90 \text{ м/с}$, проекция скорости $c_{u1} = 20 \text{ м/с}$. Массовый расход газа $m = 5 \text{ кг/с}$. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,5 \rho_1$. Относительная скорость потока на выходе $w_2 = 60 \text{ м/с}$. Можно принимать, что $\beta_2 = \beta_{n2}$. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r), теоретический напор h_T и скорость потока в относительном движении на входе w_1 .

Решение

Определяем плотность на входе в решетку:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{1,2 \cdot 10^5}{287 \cdot 305} = 1,37 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость на передней стороне лопатки определяется по формуле

$$w_n = w_{cp} \cdot \left(1 + \frac{a}{2 \cdot R_n} \right) - \omega \cdot a.$$

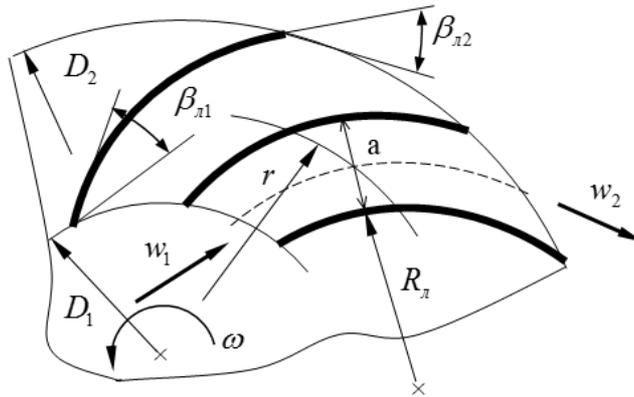


Рисунок 2.5.33 – Круговая решетка профилей

Скорость на задней стороне лопатки определяется по формуле

$$w_3 = w_{cp} \cdot \left(1 - \frac{a}{2 \cdot R_l}\right) + \omega \cdot a.$$

Среднюю скорость находим по формуле

$$w_{cp} = \bar{m} / (\rho_{cp} \cdot A_{cp} \cdot z_l).$$

Площадь

$$A_{cp} = a \cdot b = 0,06 \cdot 0,03 = 0,0018 \text{ м}^2.$$

Плотность

$$\rho_{cp} = 1,5 \cdot \rho_1 = 1,5 \cdot 1,37 = 2,06 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя скорость

$$w_{cp} = 5 / (2,06 \cdot 0,0018 \cdot 16) = 84,3 \text{ м/с.}$$

$$w_n = 84,3 \cdot \left(1 + \frac{0,06}{2 \cdot 0,42}\right) - 1300 \cdot 0,06 = 12,3 \text{ м/с.}$$

$$w_3 = 84,3 \cdot \left(1 - \frac{0,06}{2 \cdot 0,42}\right) + 1300 \cdot 0,06 = 156,3 \text{ м/с.}$$

Построим треугольник скоростей на входе в решетку (рис. 2.5.34).

Скорость потока в относительном движении на входе находим из треугольника скоростей:

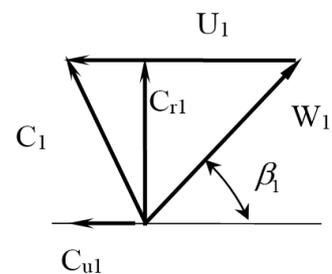


Рисунок 2.5.34 – Треугольник скоростей на входе

$$w_1 = \sqrt{c_{r1}^2 + (u_1 - c_{u1})^2} .$$

Окружная скорость

$$u_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2} = 1300 \cdot \frac{0,27}{2} = 175,5 \text{ м/с.}$$

Скорость

$$c_{r1} = \sqrt{c_1^2 - c_{u1}^2} = \sqrt{90^2 - 20^2} = 87,7 \text{ м/с.}$$

Скорость потока в относительном движении

$$w_1 = \sqrt{87,7^2 + (175,5 - 20)^2} = 178,5 \text{ м/с.}$$

Теоретический напор определяем по формуле

$$h_T = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 .$$

Треугольник скоростей на выходе показан на рис. 2.5.35.

Окружная скорость

$$u_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2} = 1300 \cdot \frac{0,45}{2} = 292,5 \text{ м/с.}$$

Из треугольника скоростей находим

$$c_{u2} = u_2 - w_2 \cdot \cos \beta_2 = 292,5 - 60 \cdot \cos 40 = 246,5 \text{ м/с.}$$

$$h_T = 246,5 \cdot 292,5 - 20 \cdot 175,5 = 68590 \text{ Дж/кг.}$$

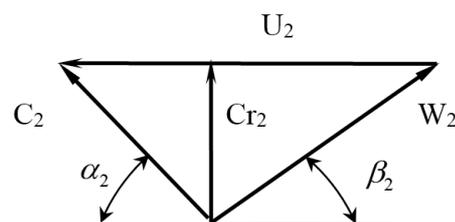


Рисунок 2.5.35 –
Треугольник скоростей
на выходе

2.5.10.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.5.1. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 500$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 70$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1$ бар; температура $T_1 = 288$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 500$ мм, шаг решетки $t = 100$ мм, хорда профиля $B = 100$ мм. Направление вектора относительной скорости на выходе из решетки $\beta_2 = 30^\circ$. Качество профиля $K = 25$. Определите: циркуляцию скорости; подъемную силу (для невязкого течения); коэффициент лобового сопротивления.

[12,9 м²/с; 1690 Н; 0,096]

Задача 2.5.2. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 550$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 85$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,3$ бар, температура $T_1 = 302$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 520$ мм, шаг решетки $t = 80$ мм, хорда профиля $B = 90$ мм. Направление вектора скорости на выходе из решетки $\beta_2 = 33^\circ$. Качество профиля $K = 29$. Определите: циркуляцию скорости; подъемную силу (для невязкого течения); коэффициент лобового сопротивления.

[12,4 м²/с; 2434 Н; 0,072]

Задача 2.5.3. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 510$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 90$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,2$ бар, температура $T_1 = 300$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 450$ мм, количество лопаток $z = 28$ шт., хорда профиля $B = 80$ мм. Направление вектора скорости на выходе из решетки $\beta_2 = 31^\circ$. Качество профиля $K = 35$. Определите: циркуляцию скорости; силу лобового сопротивления; коэффициент подъемной силы.

[8 м²/с; 33,4 Н; 1,9]

Задача 2.5.4. В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 1,3$ бар и температурой $T_1 = 300$ К. Скорость потока на входе в решетку $c_1 = 130$ м/с, на выходе угол потока $\alpha_2 = 75^\circ$. Скорость потока на выходе из решетки $c_2 = 65$ м/с. Шаг решетки $t = 70$ мм, хорда профиля $B = 65$ мм. Коэффициент лобового сопротивления $c_D = 0,044$. Определите: силу лобового сопротивления; качество профиля; угол потока на входе.

[20,5 Н; 48,5; 29 град]

Задача 2.5.5. В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 1,4$ бар и температурой $T_1 = 293$ К. Скорость потока на входе в решетку $c_1 = 80$ м/с, угол потока на входе $\alpha_1 = 51^\circ$. На выходе угол потока $\alpha_2 = 73^\circ$. Шаг решетки $t = 77$ мм, хорда профиля $B = 73$ мм. Качество профиля $K = 34$. Определите: коэффициент подъемной силы; коэффициент лобового сопротивления; скорость потока на выходе.

[0,91; 0,027; 65 м/с]

Задача 2.5.6. В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 1,5$ бар и температурой $T_1 = 288$ К. Скорость потока на входе в решетку $c_1 = 135$ м/с, скорость потока на выходе из решетки $c_2 = 73$ м/с, угол потока на выходе $\alpha_2 = 70^\circ$. Шаг решетки $t = 80$ мм, хорда профиля $B = 80$ мм. Коэффициент лобового сопротивления $c_D = 0,036$. Определите: циркуляцию скорости; качество профиля.

[7,3 м²/с; 48,8]

Задача 2.5.7. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1400$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 240$ мм и $d_2 = 400$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 30^\circ$ и $\beta_{n2} = 30^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 400$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 160$ мм – $a = 50$ мм и $b = 25$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,1$ бар и температурой $T_1 = 300$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 85$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 0$. Массовый расход газа $\bar{m} = 3$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,4 \cdot \rho_1$. Проекция скорости на выходе $c_{r2} = 45$ м/с. Количество лопаток $z_n = 24$ шт. Можно принимать, что $\beta_2 = \beta_{n2}$. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); угол потока α_2 на выходе из решетки.

[-10,6 м/с; 122,4 м/с; 12,6⁰]

Задача 2.5.8. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1000$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 330$ мм и $d_2 = 550$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 33^\circ$ и $\beta_{n2} = 50^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 450$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 220$ мм – $a = 62$ мм и $b = 32$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,25$ бар и температурой $T_1 = 303$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 80$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 15$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 5,5$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,65 \cdot \rho_1$. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); относительную скорость потока на входе. Количество лопаток $z_n = 28$ шт.

[-18 м/с; 100,5 м/с; 169,3 м/с]

Задача 2.5.9. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1100$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 300$ мм и $d_2 = 500$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 32^\circ$ и $\beta_{n2} = 45^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 450$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 220$ мм – $a = 62$ мм и $b = 32$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,25$ бар и температурой $T_1 = 303$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 95$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 25$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 6$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,6 \cdot \rho_1$. Скорость потока на выходе $w_2 = 70$ м/с. Можно принимать, что $\beta_2 = \beta_{n2}$. Определите теоретическую мощность P_T .

[347,3 кВт]

Задача 2.5.10. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 520$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 75$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,1$ бар, температура $T_1 = 293$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 480$ мм, количество лопаток $z = 50$ шт., хорда профиля $B = 70$ мм. Направление вектора скорости на выходе из решетки $\beta_2 = 35^\circ$. Качество профиля $K = 27$. Определите: циркуляцию скорости; силу лобового сопротивления; коэффициент подъемной силы.

Задача 2.5.11. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 540$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 80$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,2$ бар, температура $T_1 = 300$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 460$ мм, шаг $t = 70$ мм, хорда профиля $B = 80$ мм. Направление вектора скорости на выходе из решетки $\beta_2 = 37^\circ$. Качество профиля $K = 30$. Определите: подъемную силу (для невязкого течения); отношение скоростей; угол потока β_1 .

Задача 2.5.12. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 560$ рад/с. Воздух поступает в решетку со скоростью $c_1 = 77$ м/с. Угол потока в относительном движении на входе в решетку $\beta_1 = 85^\circ$. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,3$ бар, температура $T_1 = 305$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.5.28), построенной для радиуса $r = 440$ мм, количество лопаток $z = 45$ шт., хорда профиля $B = 75$ мм. Угол потока на выходе из решетки $\beta_2 = 75^\circ$. Коэффициент лобового сопротивления $c_D = 0,04$. Определите: силу лобового сопротивления; качество профиля; скорость потока в абсолютном движении на выходе.

Задача 2.5.13. В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 1$ бар и температурой $T_1 = 310$ К. Направление вектора скорости на входе в решетку $\alpha_1 = 45^\circ$, на выходе поток имеет осевое направление ($c_{u2} = 0$). Скорость потока на выходе из решетки $c_2 = 80$ м/с. Шаг решетки $t = 95$ мм, хорда профиля $B = 90$ мм. Качество профиля $K = 25$. Определите: циркуляцию скорости; подъемную силу (для невязкого течения); коэффициент лобового сопротивления.

Задача 2.5.14. В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 1,1$ бар и температурой $T_1 = 305$ К. Направление вектора скорости на входе в решетку $\alpha_1 = 47^\circ$, угол потока на выходе $\alpha_2 = 85^\circ$. Скорость потока на выходе из решетки $c_2 = 75$ м/с. Шаг решетки $t = 85$ мм, хорда профиля $B = 85$ мм. Качество профиля $K = 27$. Определите: циркуляцию скорости; силу лобового сопротивления; коэффициент подъемной силы.

Задача 2.5.15. В неподвижную прямую решетку профилей (рис. 2.5.30) поступает газ с давлением $p_1 = 0,15$ МПа и температурой $T_1 = 325$ К. Направление вектора скорости на входе в решетку $\alpha_1 = 70^\circ$, угол потока на выходе $\alpha_2 = 75^\circ$. Скорость потока на выходе из решетки $c_2 = 100$ м/с. Шаг решетки $t = 83$ мм, хорда профиля $B = 78$ мм. Качество профиля $K = 24$. Определите: циркуляцию скорости; силу лобового сопротивления; коэффициент подъемной силы.

Задача 2.5.16. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1250$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 260$ мм и $d_2 = 430$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 30^\circ$ и $\beta_{n2} = 55^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 380$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 175$ мм – $a = 47$ мм и $b = 22$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,7$ бар и температурой $T_1 = 283$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 82$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 18$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 4,2$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,5 \cdot \rho_1$. Скорость потока на выходе $w_2 = 75$ м/с. Можно принимать, что $\beta_2 = \beta_{n2}$. Количество лопаток $z_n = 42$ шт. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); теоретический напор h_T ; абсолютную скорость потока на входе.

Задача 2.5.17. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1350$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 280$ мм и $d_2 = 470$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 33^\circ$ и $\beta_{n2} = 65^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 405$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 185$ мм – $a = 49$ мм

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

и $b = 26$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,8$ бар и температурой $T_1 = 302$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 87$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 23$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 5,2$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе $r - \rho_{cp} = 1,55 \cdot \rho_1$. Скорость потока на выходе $w_2 = 80$ м/с. Можно принимать, что $\beta_2 = \beta_{n2}$. Количество лопаток $z_n = 30$ шт. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); теоретическую мощность P_T ; относительную скорость потока на входе w_1 .

Задача 2.5.18. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1300$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 270$ мм и $d_2 = 450$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{n1} = 31^\circ$ и $\beta_{n2} = 40^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_n = 420$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 180$ мм – $a = 60$ мм и $b = 30$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,2$ бар и температурой $T_1 = 305$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 90$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 20$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 5$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе $r - \rho_{cp} = 1,5 \cdot \rho_1$. Скорость потока на выходе $w_2 = 60$ м/с. Можно принимать, что $\beta_2 = \beta_{n2}$. Количество лопаток $z_n = 32$ шт. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); теоретическую напор h_T ; относительную скорость потока на входе w_1 .

Задача 2.5.19. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 570$ р/с. Воздух поступает в решетку со скоростью $c_1 = 73$ м/с, угол потока на входе $\alpha_1 = 80^\circ$. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,4$ бар, температура $T_1 = 305$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.6.28), построенной для радиуса $r = 420$ мм, шаг решетки $t = 75$ мм, хорда профиля $B = 70$ мм. Угол потока на выходе из решетки $\alpha_2 = 70^\circ$. Качество профиля $K = 34$. Определите: коэффициент подъемной силы; отношение скоростей w_1/w_2 ; скорость потока на входе w_1 .

Задача 2.5.20. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 600$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 68$ м/с, угол потока на входе $\alpha_1 = 75^\circ$. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,5$ бар, температура $T_1 = 310$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.6.28), построенной для радиуса $r = 400$ мм, количество лопаток $z = 40$ шт., хорда профиля $B = 65$ мм. Угол потока на выходе из решетки $\alpha_2 = 65^\circ$. Коэффициент лобового сопротивления $c_D = 0,017$. Определите: подъемную силу (для невязкого течения); качество профиля; скорость потока на выходе.

Задача 2.5.21. Кольцевая решетка профилей вращается с угловой скоростью $\omega = 530$ рад/с. Воздух поступает в решетку вдоль оси со скоростью $c_1 = 83$ м/с. Параметры воздуха на входе в решетку имеют следующие значения: давление $p_1 = 1,25$ бар, температура $T_1 = 290$ К. Для соответствующей прямой решетки профилей единичной высоты (рис. 2.6.28), построенной для радиуса $r = 470$ мм, количество лопаток $z = 44$ шт., хорда профиля $B = 85$ мм. Угол потока на выходе из решетки $\alpha_2 = 75^\circ$. Коэффициент лобового сопротивления $c_D = 0,022$. Определите: силу лобового сопротивления; качество профиля; скорость потока на выходе.

Задача 2.5.22. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1000$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 330$ мм и $d_2 = 550$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{r1} = 33^\circ$ и $\beta_{r2} = 50^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_l = 450$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 220$ мм – $a = 62$ мм и $b = 32$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,25$ бар и температурой $T_1 = 303$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 80$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 15$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 5,5$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,65 \cdot \rho_1$. Проекция скорости на выходе $c_{r2} = 50$ м/с. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); угол потока α_2 на выходе из решетки; скорость потока на входе в абсолютном движении C_1 .

Задача 2.5.23. Круговая решетка профилей (рис. 2.5.33) вращается вокруг оси с угловой скоростью $\omega = 1150$ рад/с. Начальный и конечный диаметры решетки $d_1 = 250$ мм и $d_2 = 410$ мм. Начальный и конечный углы лопатки $\beta_{r1} = 32^\circ$ и $\beta_{r2} = 60^\circ$. Радиус кривизны лопаток $R_l = 390$ мм. Размеры поперечного сечения канала на радиусе $r = 165$ мм – $a = 45$ мм и $b = 20$ мм. Газ поступает в решетку с давлением $p_1 = 1,6$ бар и температурой $T_1 = 277$ К. Скорость потока на входе $c_1 = 77$ м/с, проекция скорости $c_{u1} = 12$ м/с. Массовый расход газа $\bar{m} = 3,5$ кг/с. Плотность газа в сечении межлопаточного канала на радиусе r – $\rho_{cp} = 1,45 \cdot \rho_1$. Проекция скорости на выходе $c_{r2} = 40$ м/с. Определите: скорости на передней и задней сторонах лопатки (для радиуса r); теоретический напор h_T ; скорость потока на выходе.

Список литературы к разделу 2.5

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Галеркин Ю. Б. Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирования центробежных компрессоров промышленного назначения: учебное пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. Я. Стрижак. – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2003. – 93 с.
3. Галеркин Ю. Б. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия: учебное пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2007. – 60 с.
4. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
5. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
6. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
8. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1976. – 504 с.
9. Самарский А. А. Разностные методы решения задач газовой динамики / А. А. Самарский, Ю. П. Попов. – М.: Наука, 1980. – 352 с.
10. Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика: учебник для вузов / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
11. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
12. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М.: Физматгиз, 1962. – 512 с.
13. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
14. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика / Н. Я. Фабрикант. – М.: Наука, 1964. – 816 с.
15. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery / Dixon S. L., Hall S. A. Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.
16. Greitzer E. M., Tan C. S., Graf M. B. Internal Flow. Concepts and Applications / Cambridge University Press, 2004. – 707 p.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основные положения *теории решеток турбомашин*.
2. Дайте определение понятия *профиль решетки*.
3. Дайте определение понятия *решетка профилей*.
4. Что называется *хордой профиля*?
5. Напишите формулу для определения *шага решетки*.
6. Перечислите *типы решеток профилей*.
7. Какую решетку профилей называют *кольцевой*?
8. Как образуется *плоская решетка профилей*.
9. Какую решетку профилей называют *круговой*?
10. Дайте определение понятия *густота решетки*.
11. В чем заключается *прямая задача в теории решеток*?
12. В чем заключается *обратная задача в теории решеток*?
13. Перечислите *способы расчета обтекания профилей*.
14. Дайте описание *сеточного метода* расчета обтекания профилей.
15. Сформулируйте основные положения *метода интегральных уравнений*.
16. Сформулируйте основные положения *метода конформного преобразования*.
17. Сформулируйте основные положения *метода годографа скорости*.
18. Сформулируйте основные положения *метода дискретных вихрей*.
19. Напишите формулу для определения *силы взаимодействия профиля с потоком*.
20. Сформулируйте *теорему Жуковского о подъемной силе для лопатки в решетке*.
21. Дайте определение понятия *циркуляция скорости*.
22. Сформулируйте *постулат Жуковского – Чаплыгина*.
23. Дайте определение и объясните понятие *разгонный вихрь*.
24. Дайте определение и объясните понятие *остановочный вихрь*.
25. Напишите формулу для определения *коэффициента полной аэродинамической силы*.
26. Напишите формулу для определения *коэффициента подъемной силы*.
27. Напишите формулу для определения *коэффициента профильного сопротивления*.
28. Дайте определение понятия *качество профиля*.
29. Дайте определение понятия *угол атаки*.
30. Объясните графики скоростей на поверхностях давления и разрежения при *безударном обтекании профиля*.
31. Объясните графики скоростей на поверхностях давления и разрежения при *ударном обтекании профиля с $\alpha > 0$* .
32. Объясните графики скоростей на поверхностях давления и разрежения при *ударном обтекании профиля с $\alpha < 0$* .

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

33. Напишите *векторное уравнение для скоростей* в рабочем колесе турбомашин.
34. Дайте определение понятия *треугольник скоростей*.
35. Изобразите *треугольник скоростей на входе в рабочее колесо осевой турбины*.
36. Изобразите *треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса осевой турбины*.
37. Изобразите *треугольник скоростей на входе в рабочее колесо радиальной турбины*.
38. Изобразите *треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса радиальной турбины*.
39. Изобразите *треугольник скоростей на входе в рабочее колесо осевого компрессора или насоса*.
40. Изобразите *треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса осевого компрессора или насоса*.
41. Изобразите *треугольник скоростей на входе в рабочее колесо центробежного компрессора или насоса*.
42. Изобразите *треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса центробежного компрессора или насоса*.
43. Дайте определение понятия *коэффициент теоретического напора* и напишите формулу.
44. Дайте определение понятия *коэффициент расхода* и напишите формулу.
45. Дайте определение понятия *реактивность*.
46. Напишите формулу для определения *реактивности*.

2.6 Течение газа в каналах турбомашин

Течение газа в проточной части турбомашин относится к внутренним течениям. Проточная часть турбомашин может быть представлена как последовательность каналов различной формы. Рассмотрение течения газа в каналах сравнительно простой формы позволяет упростить моделирование физических процессов, происходящих в элементах проточной части турбомашин.

В данной книге рассматриваются только дозвуковые течения газа, поэтому вопросы, связанные с особенностями сверхзвуковых течений (скачки уплотнения, сопло Лаваля и т. д.), не рассматриваются.

В инженерной практике широко используется модель одномерного установившегося течения газа, поэтому в данном учебнике ей уделяется соответствующее внимание.

В начале раздела рассматривается течение в трубах, и хотя каналы такой формы для проточной части турбомашин не характерны, это способствует лучшему пониманию физических процессов течения газа в каналах более сложной формы.

Интегральными характеристиками течений газа в каналах являются расход газа и сопротивление движению. Для решения инженерных задач плодотворной оказалась введенная Эйлером струйная модель потока. Согласно этой модели поток представляется состоящим из множества струек жидкости. Поперечные сечения в потоке выбираются так, чтобы пересекающие их линии тока были нормальны к ним. Очевидно, что если линии тока параллельны, то поперечное сечение будет плоским.

Понимание влияния изменения площади поперечного сечения и кривизны канала на структуру потока позволяет перейти к количественным соотношениям, используемым при проектировании турбомашин.

2.6.1 Типы каналов в проточной части турбомашин

Каналы в проточной части турбомашин классифицируются по различным признакам.

По геометрической форме каналы подразделяются на следующие виды:

- прямоосные каналы. К ним относятся патрубки входных и выходных устройств турбомашин;
- криволинейные неподвижные каналы лопаточных аппаратов турбомашин: диффузоров и обратных направляющих аппаратов центробежных турбомашин, направляющих и сопловых аппаратов осевых турбомашин.
- осесимметричные безлопаточные каналы. К таким каналам относятся безлопаточные диффузоры центробежных компрессоров;
- осесимметричные криволинейные каналы. Это радиально-осевые каналы входных и выходных устройств, поворотные колена;
- пространственные каналы, не обладающие осевой симметрией. Это входные и выходные устройства турбомашин.

Важно, являются ли каналы неподвижными (статорными) или подвижными (роторными). К подвижным каналам относятся межлопаточные каналы рабочих колёс.

2.6.2 Течение газа в трубах

Простейший характер имеет движение газа в неподвижном прямолинейном канале. При движении невязкого газа взаимодействие с прямолинейным каналом отсутствует: силы вязкости отсутствуют по определению, а так как прямой канал не изменяет направления движения, то инерциальные силы не возникают.

При движении вязкого газа на стенках канала частицы неподвижны, а в середине канала движутся с максимальной скоростью. Распределение скоростей в поперечном сечении трубопровода (эпюра скорости) имеет вид, показанный на рис. 2.6.1.

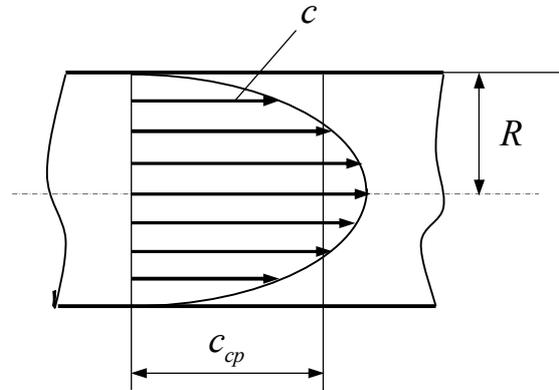


Рисунок 2.6.1 – Эпюра скоростей в сечении трубы

Для ламинарного течения

$$c = c_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \text{ или } \frac{c}{c_{\max}} = 1 - \frac{r^2}{R^2}, \quad (2.6.1)$$

где максимальная скорость течения на оси трубы $c_{\max} = \Delta p \cdot R^2 / 4 \cdot \mu \cdot l$.

Из формулы (2.6.1) следует, что в поперечном сечении трубы скорости распределены по параболическому закону и отношение скорости в любой точке к скорости на оси не зависит от расхода, рода жидкости и материала стенок трубы при всех значениях $Re < Re_{кр}$.

Среднерасходная (средняя) скорость – скорость невязкого потока, при которой расход равен расходу вязкого потока. Тогда массовый расход

$$\bar{m} = 2\pi \cdot \rho \cdot c_{cp} \cdot \frac{R^2}{2} = c_{cp} \cdot \rho \cdot A. \quad (2.6.2)$$

Среднерасходная скорость используется для определения потерь напора.

Потери напора при течении в трубе определяются с помощью **формулы Дарси**:

$$\Delta h = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c_{cp}^2}{2}, \quad (2.6.3)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения.

Для ламинарного течения $\lambda = \frac{64}{Re}$, тогда имеем **формулу Хагена – Пуазейля**

$$\Delta h = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c_{cp}^2}{2}. \quad (2.6.4)$$

Формула Дарси является универсальной, поскольку пригодна как для ламинарного, так и для турбулентного течения.

При течении газа в каналах следует выделять **начальный участок течения**. В начале канала изменение скорости от нуля до конечного значения происходит в относительно тонком слое, за пределами которого поле скоростей остается практически равномерным. В пристеночном слое, называемом пограничным слоем, возникает касательное напряжение трения. По мере удаления от начала канала происходит увеличение толщины пограничного слоя. Постепенно невязкое ядро потока перестает существовать, так как пограничный слой смыкается в середине канала. Под начальным участком (разгонным) подразумевается участок трубы, в котором равномерный профиль скоростей на входе уступает место профилю развитого течения, в котором невязкое ядро отсутствует (рис. 2.6.2).

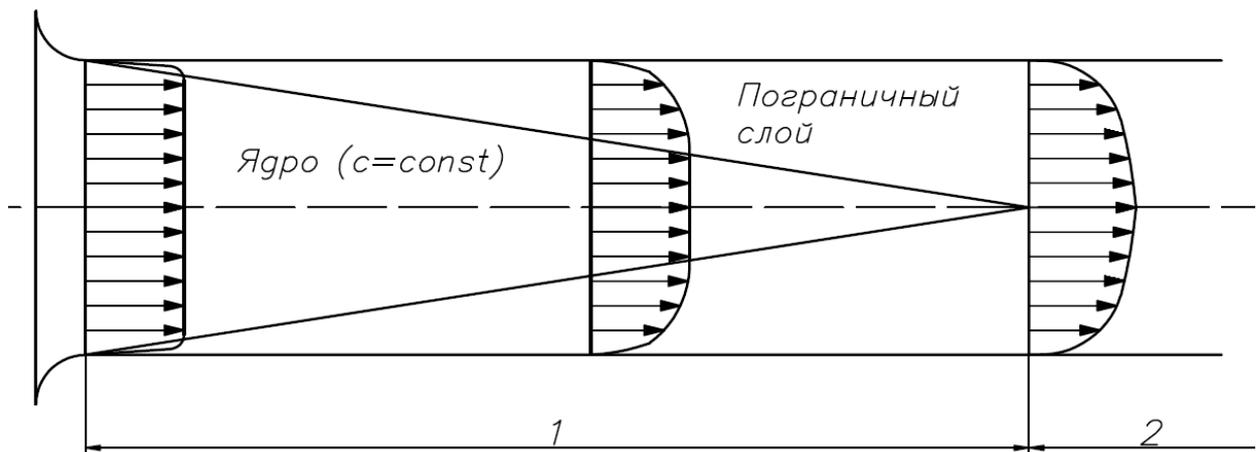


Рисунок 2.6.2 – Эпюры скоростей на начальном и основном участках в прямой трубе:
1 – начальный (разгонный) участок; 2 – основной участок

Второе название начального участка – разгонный участок – связано с тем, что максимальная скорость в середине канала возрастает из-за увеличения толщины вытеснения. Максимальная скорость увеличивается при ламинарном пограничном слое в два раза – по сравнению со скоростью на входе в канал.

На последующем, основном участке силы вязкости проявляются по всему сечению, деление потока на ядро и пограничный слой здесь становится неравномерным.

В турбомашинах длина каналов обычно меньше длины разгонного участка. В их каналах обычно можно выделить ядро потока и пограничные слои на стенках.

2.6.2.1 Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости. На рис. 2.6.3 приведена экспериментальная зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и от величины относительной шероховатости по данным Никурадзе. Относительная шероховатость поверхностей $\bar{k}_{ш} = k_{ш}/d_c$ – это отношение высоты неровностей к гидравлическому диаметру.

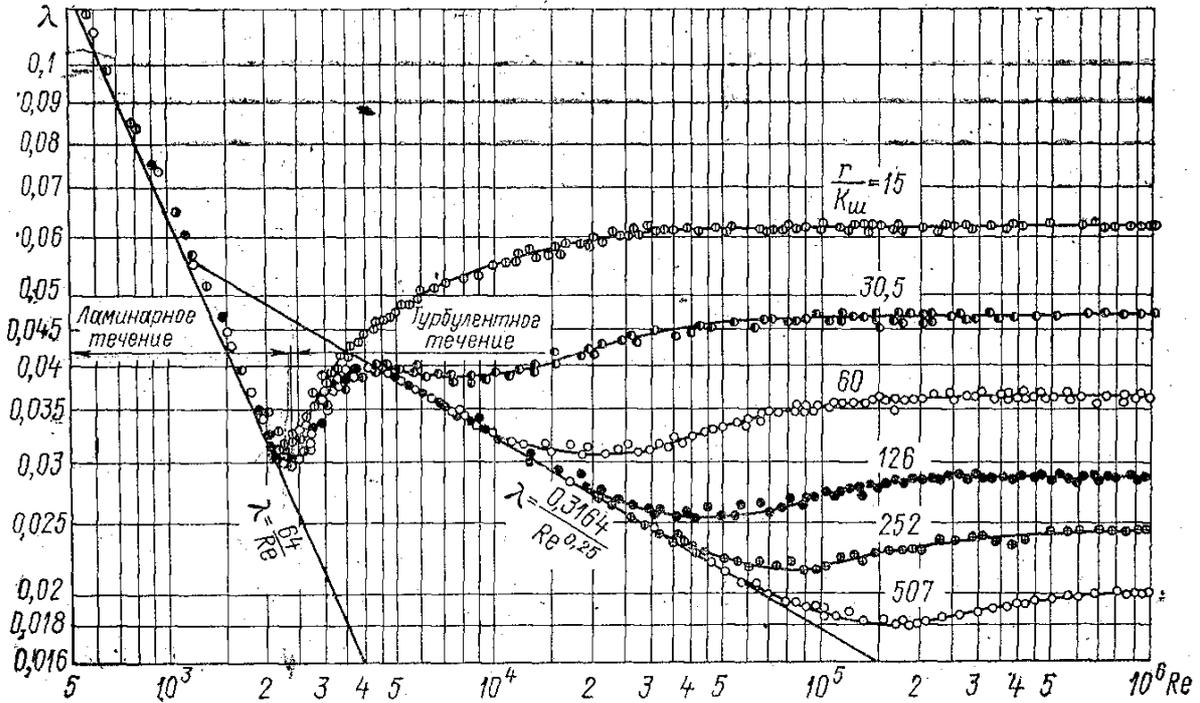


Рисунок 2.6.3 – Зависимость коэффициента трения λ для круглой трубы от числа Рейнольдса и относительной шероховатости по данным Никурадзе [12];

$$Re = \frac{c_{cp} \cdot d_c}{\nu}; k_{ш} - \text{высота бугорков шероховатостей}; r = \frac{d_c}{2} - \text{радиус трубы}$$

При ламинарном режиме течения отсутствует влияние шероховатости на сопротивление. Это связано с тем, что неровности поверхностей закрыты слоем практически неподвижного газа (жидкости).

Коэффициент трения $\lambda = 64/Re$, поэтому при увеличении Re коэффициент трения уменьшается при движении в канале с гидравлически гладкой поверхностью (рис. 2.6.4).



Рисунок 2.6.4 – Схема гидравлически гладкой (слева) и шероховатой (справа) поверхностей

В зоне перехода от ламинарного к турбулентному режиму сопротивление возрастает, так как поперечные турбулентные пульсации способствуют возрастанию градиента скорости у стенок канала и касательное напряжение возрастает.

При турбулентном течении в непосредственной близости от поверхности стенки поперечные турбулентные пульсации подавляются, вследствие чего непосредственно у поверхности образуется **ламинарный подсло́й**.

Сопротивление **гидравлически гладкой** поверхности уменьшается с ростом числа Рейнольдса. Для турбулентного течения в канале с гидравлически гладкими стенками коэффициент трения обычно оценивают по наиболее популярной **формуле Блазиуса**

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (2.6.5)$$

С ростом числа Рейнольдса ламинарный подсло́й становится тоньше, вплоть до того, что перестает закрывать пики шероховатости (рис. 2.6.4). Гидравлически гладкая поверхность становится шероховатой, при этом вершины неровностей обтекаются турбулентным потоком. При обтекании неровностей происходит отрыв потока и образование вихрей, кинетическая энергия которых безвозвратно преобразуется в тепло. Сопротивление определяется потерей механической энергии в результате вихреобразования и перестает зависеть от числа Рейнольдса. Область режимов течения, в которой коэффициент сопротивления не зависит от числа Рейнольдса, называется **областью автомодельности** по числу Рейнольдса. Коэффициент трения λ шероховатых каналов в области автомодельности зависит от относительной шероховатости. Формулы для расчета коэффициента трения для каналов разной формы для различных условий течения приведены в [12].

Чем больше относительная шероховатость, тем при меньшем числе Рейнольдса гидравлически гладкая поверхность становится шероховатой. Процесс перехода от гидравлически гладкой к шероховатой поверхности соответствует значению такого числа Рейнольдса R_0 , в котором за характерный линейный размер принимается средняя высота неровностей:

$$R_0 = \frac{c \cdot k_{ш}}{\mu} \rho. \quad (2.6.6)$$

Граница между «гидравлически гладким» и «шероховатым» режимами обтекания поверхности определяется значением $R_0 = 100$.

Если $R_0 < 100$ – поверхность обтекается как гидравлически гладкая. При $R_0 > 100$ наступает область автомодельности.

2.6.3 Течение газа в прямоосных диффузорах

Диффузорные течения, то есть течения с уменьшением скорости, характерны для компрессоров и насосов.

Для дозвуковых течений диффузоры имеют увеличивающуюся площадь поперечного сечения.

Для газов при малых M относительное изменение плотности намного (в M^2 раз) меньше относительного изменения скорости потока $\left(\frac{|\Delta\rho|}{\rho} \ll \frac{|\Delta V|}{V} \right)$, что дает основание для использования при этом модели несжимаемой жидкости.

Диффузорность потока является важным фактором, который существенно влияет на структуру потока и на величину потерь напора в каналах. Особенность течения газа в диффузорных каналах – это течение в направлении повышения статического давления – так называемое **градиентное течение**.

В ядре потока газовые частицы движутся в область высокого давления за счет снижения своей кинетической энергии. Преодоление сил сопротивления движению частицами пограничного слоя происходит как за счет собственной кинетической энергии, так и за счет касательного напряжения со стороны более быстро движущихся частиц, расположенных дальше от стенки.

Интегральной характеристикой диффузора является коэффициент восстановления статического давления C_p , который для течения идеального газа определяется по формуле

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{0,5 \rho c_1^2} = 1 - \frac{1}{\bar{A}^2}, \quad (2.6.8)$$

где $\bar{A} = c_1/c_2$.

Отрыв потока в диффузорах. Для образования отрыва потока необходимо два условия – вязкость газа и положительный градиент давления. Толщина пограничного слоя в диффузорах нарастает значительно быстрее, чем в разгонном участке прямой трубы. При увеличении толщины пограничного слоя происходит уменьшение касательного напряжения, то есть уменьшается способность быстро движущихся частиц увлекать за собой частицы, расположенные ближе к стенке диффузора. В результате характерный для начального участка прямой трубы профиль скорости меняет форму, как показано на рис. 2.6.5.

Вблизи стенки частицы движутся все медленнее. Профиль у стенки приобретает вогнутую форму, что еще больше снижает касательное напряжение.

Вскоре после этого градиент скорости по нормали непосредственно на поверхности стенки исчезает $\partial c/\partial y|_{y=0} = 0$, частицы вблизи стенки останавливаются. При этом они уже не в состоянии противостоять увеличивающемуся по длине диффузора давлению. Далее у стенки возникает обратное движение, называемое **отрывом потока**.

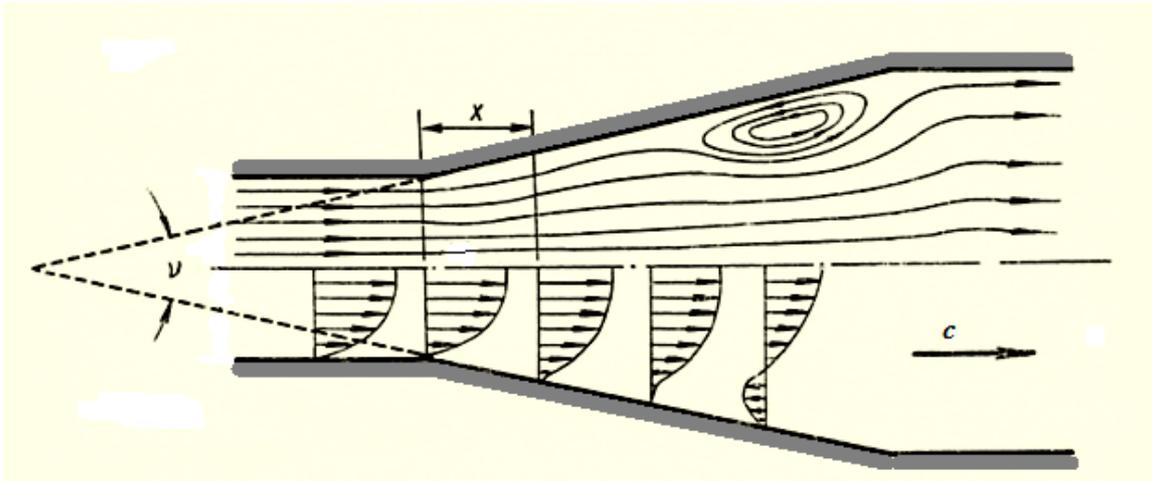


Рисунок 2.6.5 – Распределение скоростей в различных по длине диффузора сечениях [8]

Отрыв приводит к образованию вихрей, в которых направленная кинетическая энергия потока приобретает вихревую форму. Эта энергия как механическая энергия потеряна – появляются **вихревые потери**, иначе – **потери отрыва**.

Наиболее простая модель реальных каналов турбомашин – это прямоосный диффузор круглого сечения с прямолинейными образующими стенками. Такие диффузоры применяются в разных технических устройствах для снижения скорости и повышения давления.

На рис. 2.6.6 показана схема диффузоров с одинаковыми площадями на входе и выходе, но с различной длиной и соответственно с различными значениями угла раскрытия ν .

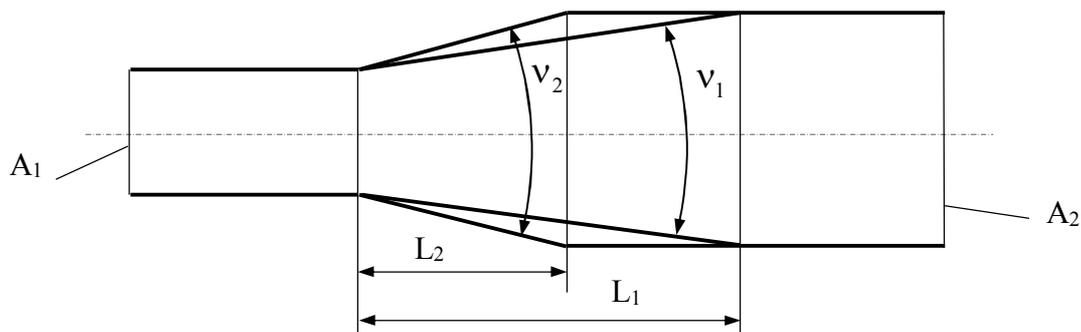


Рисунок 2.6.6 – Схема диффузоров

Угол раскрытия конического диффузора определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \frac{\nu}{2} = \frac{r_2 - r_1}{L} = \frac{\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1}}{\sqrt{3,14} \cdot L}. \quad (2.6.9)$$

Для каналов сложной формы (в том числе криволинейных) используется **эквивалентный угол раскрытия**, который определяется по формуле, аналогичной (2.6.8):

$$\operatorname{tg} \frac{v_{\text{экв}}}{2} = \frac{\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1}}{\sqrt{3,14 \cdot L_{\text{экв}}}} = \frac{r_{2\text{экв}} - r_{1\text{экв}}}{L_{\text{экв}}} . \quad (2.6.10)$$

Каналу сложной формы ставится в соответствие конический диффузор с длиной, равной длине рассматриваемого канала, и с одинаковыми площадями входного и выходного сечений: $L_{\text{экв}} = L$, $A_{1\text{экв}} = \pi r_{1\text{экв}}^2 = A_1$, $A_{2\text{экв}} = \pi r_{2\text{экв}}^2 = A_2$. Потери в канале произвольной формы можно рассчитать приближенно по формулам для конического диффузора.

Потери в диффузорах условно делят на потери трения и потери расширения, под которыми подразумеваются потери, связанные с вихреобразованием при наличии отрывов, то есть применяется условная схема деления действительных потерь на две группы:

$$h_{\text{д}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{расш}} . \quad (2.6.11)$$

Опыты показывают, что диффузоры наиболее эффективно преобразовывают кинетическую энергию в давление при небольших углах раскрытия. Сумма потерь трения и расширения минимальна при углах раскрытия примерно $6-8^\circ$ для конических диффузоров и $10-12^\circ$ – для плоских диффузоров.

При проектировании диффузора не всегда удаётся обеспечить оптимальный угол раскрытия по конструктивным соображениям. При заданных площадях на входе и выходе из диффузора и ограничении его длины угол раскрытия может оказаться значительно больше оптимального значения. В этом случае произойдет отрыв потока, и потери в диффузоре будут значительными.

При ограниченных осевых размерах диффузора уменьшить потери (в частности, достичь безотрывного течения) можно путем установки разделительных стенок, направляющих лопаток, применением криволинейных образующих стенок диффузора, воздействием на пограничный слой для уменьшения его толщины. Цель всех этих методов – сместить точку отрыва вниз по потоку. Суть изложенных приемов, их эффективность и способ расчёта подробно изложены в [12].

2.6.4 Предотрывные диффузоры

Используя критерий отрыва, можно выбрать форму канала таким образом, чтобы напряжение поверхностного трения в направлении потока все время оставалось близким к нулю. При выполнении данного условия течение, находясь на грани отрыва, все еще остается присоединенным к поверхности тела. Это позволяет получить не только минимальное сопротивление, но и очень низкий тепловой поток, поскольку конвективный теплообмен связан с поверхностным трением. В точке отрыва достигается максимальный местный градиент давления. Следовательно, для заданного начального пограничного слоя

выполнение условия нулевого трения позволяет получить заданное допустимое повышение давления на самом коротком участке и, видимо, с наименьшей диссипацией энергии.

Стрэтфорд предложил метод определения контура нулевого поверхностного трения и разработал методику численного расчета и проектирования поверхности, на которой трение равно нулю [13]. В методе Стрэтфорда используются уравнения движения и результаты анализа характеристик турбулентности с помощью теории размерностей. Пограничный слой на участке возрастания давления делится на две разные области: внешнюю и внутреннюю. С ростом давления снижается скоростной напор во внешней области, и можно считать, что потери, обусловленные напряжением трения, примерно такие же, как при обтекании плоской пластины. С другой стороны, во внутренней области силы инерции малы, и профиль скорости изменяется под действием продольного градиента давления до тех пор, пока последний не уравнивается градиентом напряжения трения в поперечном направлении.

Условие нулевого поверхностного трения (условие отрыва) достигается, если противодействующая потоку сила $y_i \cdot \Delta p$ уравнивается разностью напряжений трения $\tau_i - \tau_w$ при $\tau_w = 0$ (рис. 2.6.7).

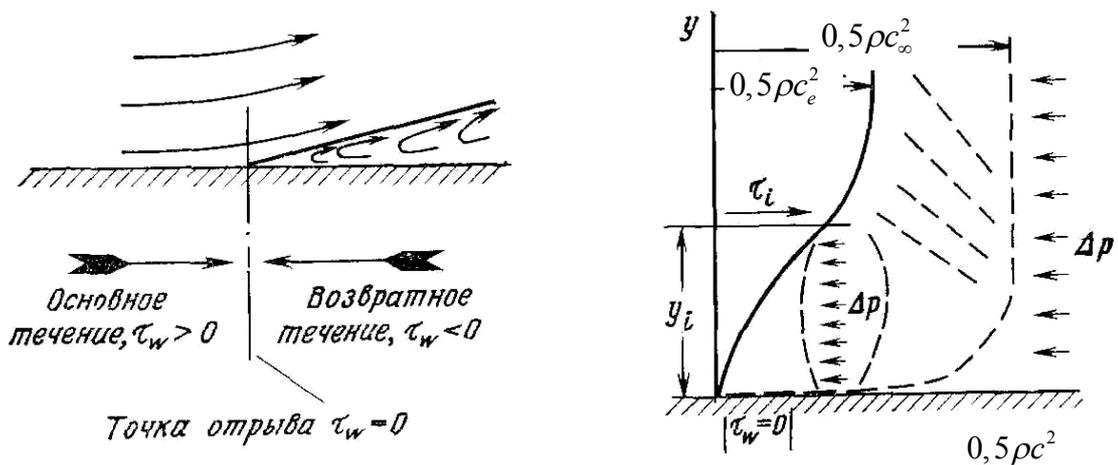


Рисунок 2.6.7 – Характеристики пограничного слоя в окрестности точки отрыва [14]

На рис. 2.6.8 показан контур канала, сконструированный Стрэтфордом, верхняя стенка которого является поверхностью нулевого трения.

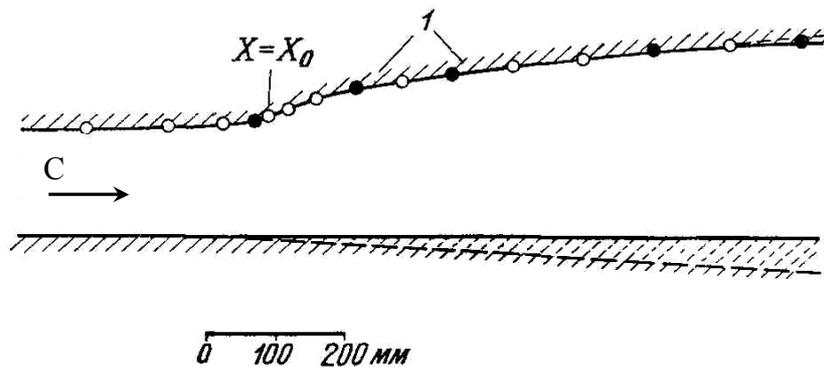


Рисунок 2.6.8 – Контур канала с нулевым поверхностным трением

Стрэтфорду не удалось добиться нулевого напряжения трения, но были достигнуты низкие значения напряжений, что подтверждает перспективность рассмотренного метода для проектирования диффузорных каналов.

2.6.5 Течение газа в криволинейных каналах

Изучение влияния кривизны канала на структуру потока и на величину потерь напора является необходимой составляющей данного раздела.

Простейшей моделью криволинейного канала проточной части является поворотное колено, соединяющее два прямых трубопровода (рис. 2.6.9).

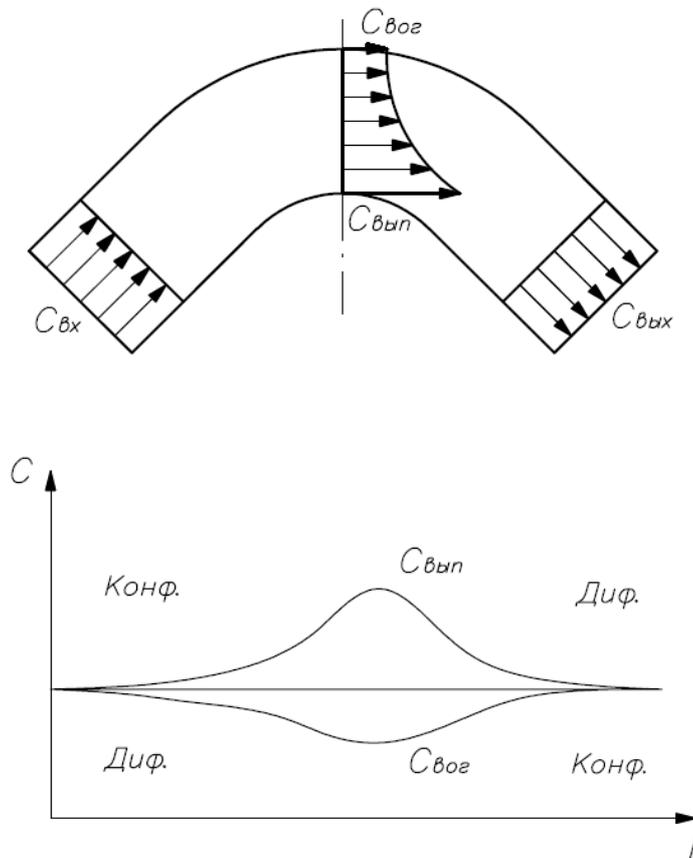


Рисунок 2.6.9 – Эпюры скоростей в колене и сопряженных трубопроводах и диаграмма скоростей на поверхностях

Условие равновесия газовой частицы на криволинейной траектории обеспечивается тем, что давление на ее грани, обращенной к выпуклой поверхности колена, меньше, а на противоположной – больше. Поворот потока неизбежно вызывает появление градиента давления от выпуклой к вогнутой поверхности:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{c^2}{R} \quad (2.6.12)$$

Вблизи выпуклой поверхности градиент давления больше, так как радиус кривизны здесь меньше. Принципиально важен тот факт, что появление градиента давления вызывает появление градиента скорости, так как полное давление у всех частиц одинаковое.

Уравнение равновесия (2.173) можно представить так:

$$\frac{\partial c}{c} = -\frac{\partial n}{R}. \quad (2.6.13)$$

Из приведенного следует, что области минимального давления соответствует область максимальной скорости. На выпуклой поверхности давление меньше, а скорость больше, чем в среднем по сечению, на вогнутой поверхности – наоборот.

Вдоль выпуклой стенки сначала наступает ускоренное (конфузорное) течение (область «конф» на рис. 2.6.9), а затем – диффузорное (область «диф»). У внешней (вогнутой) поверхности имеем обратную картину: сначала диффузорное, а затем конфузорное течение вне зависимости от характера течения в среднем.

Характер изменения средней скорости по каналу будет либо увеличивать, либо ослаблять местную диффузорность на отдельных участках.

При рассмотрении вязкого потока наличие местных диффузорных зон имеет принципиальное значение, так как в этих областях может возникнуть условие отрыва потока. Понятно, что наиболее опасен отрыв в диффузорной зоне на выпуклой поверхности, где скорости заметно больше, чем в диффузорной зоне на поверхности вогнутой.

Вторичные течения. Поскольку скорости в пограничном слое меньше, чем в ядре, в пограничном слое частицы движутся по более криволинейным траекториям. Чем ближе к ограничивающей поверхности газовая частица, тем меньше радиус кривизны траектории и тем сильнее направление частиц в пограничном слое отличается от направления потока в ядре. На рис. 2.6.10 показано изменение вектора скорости на разных расстояниях от ограничивающей поверхности, вплоть до ядра потока.

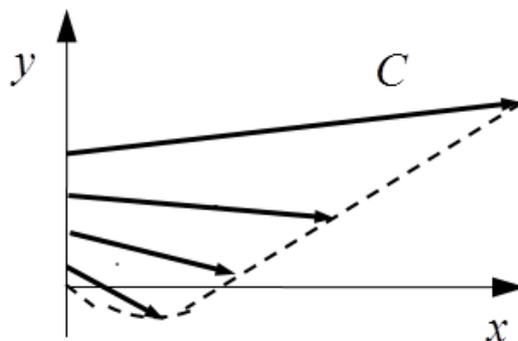


Рисунок 2.6.10 – Изменение вектора скорости в криволинейном колене на разных расстояниях от ограничивающей поверхности

В наибольшей степени направление потока отличается от направления в ядре у самых близких к стенке частиц – направление так называемой **донной линии тока**. В отличие от плоских пограничных слоев в рассмотренных ранее случаях (векторы скорости вне зависимости от расстояния от стенки лежат в одной плоскости) такой **пограничный слой является трехмерным**.

Широко использовавшиеся в прошлом приемы теории пограничного слоя были трудно применимы в отношении таких течений. Поэтому для практических приложений была предложена схема **вторичных течений**. Вектор скорости в пограничном слое проектируется на два направления:

- проекция на направление основного потока представляет собой как бы обычный пограничный слой;
- проекция на направление, перпендикулярное основному потоку – это вторичное течение.

Вторичные течения проявляются во всех случаях течения с отклонением потока от инерциального направления.

Стабилизация – дестабилизация течения в криволинейных каналах. Число Россби. Потенциальное ядро потока в прямолинейном канале равномерно в направлении нормали. Отклонение от инерциального направления вызывает появление сил инерции, действующих по нормали – перпендикулярно направлению движения. При этом возникают градиенты давления и скорости. В рассматриваемых неподвижных коленах нормальная сила инерции – это центробежная сила от движения по криволинейной траектории. В любом случае отклонение потока сопровождается изменением скорости потока по нормали. Слои газа движутся с разной скоростью, сдвигаясь относительно друг друга. Движение с отклонением от инерциального направления иногда называют сдвиговыми течениями.

Измерения турбулентности в пограничных слоях показали следующее:

- на стороне давления поперечные турбулентные пульсации усиливаются, так как нормальные силы инерции способствуют турбулентному проникновению частиц, расположенных дальше от поверхности, в заторможенные пристеночные слои. Это способствует увеличению градиента скорости в пограничном слое. Условие отрыва $\tau = 0$ возникает только при очень сильном замедлении потока вдоль поверхности:

- на стороне разрежения поперечные пульсации более быстро движущихся частиц при перемещении к поверхности должны преодолеть нормальную силу инерции. Эта сила подавляет поперечные пульсации. Пограничный слой становится как бы ламинарным, утолщается и легко отрывается. Продольные пульсации остаются, но они не ведут к обмену импульсами между слоями.

Процесс усиления поперечных турбулентных пульсаций иногда называют дестабилизацией течения. Процесс ослабления поперечных турбулентных пульсаций соответственно называют стабилизацией течения, которая ведет к более раннему отрыву и росту вихревых потерь.

В качестве безразмерного критерия для характеристики воздействия нормальных сил инерции на пограничные слои введен безразмерный критерий – число Россби:

$$Ro = -\frac{\partial C / \partial n}{\partial c / \partial n}, \quad (2.6.14)$$

где C – скорость в ядре потока; c – скорость в пограничном слое.

2.6.6 Течение газа в криволинейном осесимметричном канале

На рис. 2.6.11 показана центробежная сила c_m^2/R_m , действующая на частицу газа единичной массы. Здесь c_m – меридиональная проекция скорости; c_u – окружная проекция скорости; R_m – радиус кривизны линии тока в меридиональной плоскости; θ – угол между направлением вектора скорости c_m и направлением оси z .

Уравнения для определения проекций скорости c_m и c_u получены путем интегрирования дифференциальных уравнений движения

$$c_u \cdot r = const, \quad (2.6.15)$$

$$c_m = c_{m_0} \cdot e^{\int \frac{dn}{R_m}} = c_{m_0} \cdot e^I, \quad (2.7.16)$$

где c_{m_0} – скорость на втулочной поверхности канала.

Интеграл $I_j = \int \frac{n}{R_m}$ можно определить,

если известна зависимость $R_m = f(n)$.

Легко определяется интеграл

$$I_j = \int_0^{n_j} \frac{dn}{R_m} = \int_0^{n_j} k_j \cdot dn \text{ для линейного закона}$$

изменения кривизны вдоль нормали (**кривизна** – величина обратная радиусу кривизны

$k = (R)^{-1}$):

$$I_j = \frac{n_j}{R_{см}} + \frac{n_j^2}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{R_{неп}} - \frac{1}{R_{см}} \right). \quad (2.6.17)$$

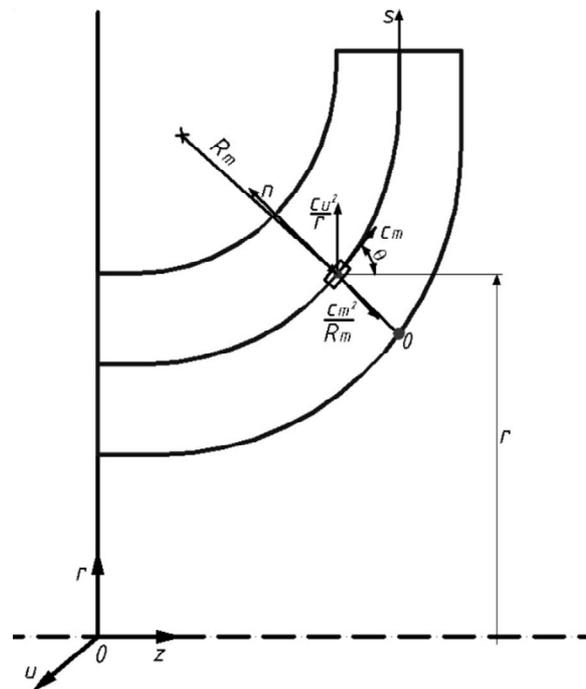


Рисунок 2.6.11 – Схема течения газа в осесимметричном криволинейном канале

Влияние кривизны на структуру потока качественно такое же, как в криволинейной трубе. Вдоль периферийной поверхности сначала наступает ускоренное (конфузорное) течение, а затем – диффузорное. У втулки картина течения обратная: сначала течение диффузорное, а затем – конфузорное.

2.6.7 Течение газа в подвижных каналах турбомашин

Течение газа (жидкости) в подвижных (роторных) каналах имеет существенные различия по сравнению с течением в неподвижных каналах. Имеются различия и в условиях течения газа (жидкости) в турбомашинах разного типа.

2.6.7.1 Течение газа в межлопаточных каналах рабочего колеса центробежного компрессора

На рис. 2.6.12 показаны силы, действующие на частицу рабочей среды массой $dm = \rho \cdot b \cdot ds \cdot dn$, где b – ширина канала в направлении оси z в меридиональной плоскости; ds и dn – размеры частицы в направлении осей s и n .

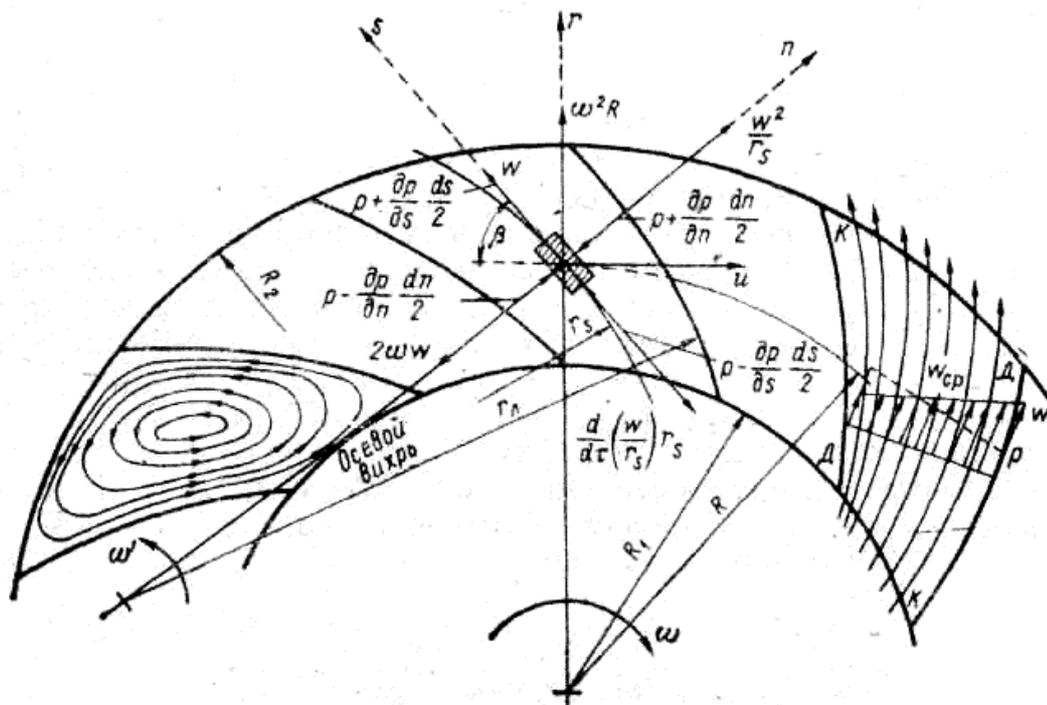


Рисунок 2.6.12 – Схема сил, действующих на частицу газа в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного компрессора [8]

На частицу действуют четыре вида сил инерции:

– сила инерции, пропорциональная ускорению или замедлению потока в направлении

$$\text{движения } dF_w = dm \cdot \frac{\partial w}{\partial \tau} = dm \cdot w \cdot \frac{\partial w}{\partial s};$$

– центробежная сила, пропорциональная центростремительному ускорению при

$$\text{движении по криволинейной траектории } dF_R = dm \cdot \frac{w^2}{r_s};$$

– центробежная сила, пропорциональная центростремительному ускорению при вращении с угловой скоростью ω : $dF_{\omega} = dm \cdot \frac{u^2}{r} = dm \cdot \omega^2 \cdot r$;

– сила инерции, пропорциональная кориолисову ускорению $dF_{кор} = dm \cdot 2 \cdot \omega \cdot w$.

Кориолисово ускорение равно векторному произведению скорости потока в относительной системе координат и угловой скорости вращения. На рис. 2.6.12 показаны силы инерции для единицы массы, т. е. dF/dm .

На частицу действуют силы давления, которые определяются как произведение разности давлений, действующих на частицу в выбранном направлении, на площадь ее поверхности.

При установившемся движении частица находится в равновесии, при этом сумма сил инерции, действующих на газовую частицу, уравновешивается силой давления $d\vec{F}_0 = d\vec{F}_R + d\vec{F}_{\omega} + d\vec{F}_{кор}$.

Уравнение для градиента относительной скорости вдоль нормали

$$\frac{\partial w}{\partial n} = 2\omega - \frac{w}{r_s} \quad (2.6.18)$$

После интегрирования уравнения (2.6.18) при условии, что $r_s = r_l = const$, и преобразований получаем формулу

$$w \approx w_{cp} \left(1 - \frac{n}{r_l} \right) + 2\omega n, \quad (2.6.19)$$

где w_{cp} – скорость на средней линии канала.

Формулы для определения скоростей на передней ($n = -a/2$) и задней ($n = a/2$) поверхностях лопаток имеют вид

$$w_n \approx w_{cp} \left(1 + \frac{a}{2r_l} \right) - \omega a, \quad w_s \approx w_{cp} \left(1 - \frac{a}{2r_l} \right) + \omega a, \quad (2.6.20)$$

где a – расстояние между лопатками вдоль нормали.

Формулы (2.187) часто представляют в виде

$$w = w_I + w_{II} \quad (2.6.21)$$

где $w_I = w_{cp} \left(1 - \frac{n}{2r_l} \right)$ и $w_{II} = 2\omega n$.

Скорость w_I соответствует течению газа в межлопаточном канале при $\omega = 0$, т.е. в неподвижном канале. Скорость w_I называют скоростью транзитного потока. Величина скорости w_I зависит от величины средней скорости w_{cp} и величины кривизны r_n .

Скорость w_{II} соответствует течению газа в межлопаточном канале при $w_{cp} = 0$ ($\bar{m} = 0$), т.е. для канала, закрытого на входе и выходе. Скорость w_{II} называется вихревой скоростью. Величина скорости w_{II} зависит от величины угловой скорости ω и величины a .

В зависимости от соотношения значений скоростей w_I и w_{II} скорость на передней стороне лопаток может быть больше или меньше нуля. Из формулы (2.6.20) следует, что положительные значения скорости w_n будет иметь, если

$$w_{cp} \geq \frac{\omega a}{\left(1 + \frac{a}{2r_n}\right)}. \quad (2.6.22)$$

Физический смысл отрицательных значений скоростей на передней стороне лопаток – это обратное течение возле этой стороны. Следует обратить внимание, что речь идет не об отрыве потока, так как рассматривается невязкое течение. Возможность образования зоны обратного течения в невязком потоке – это проявление особенности вращающейся круговой лопаточной решетки. В других каналах проточной части турбокомпрессоров такое невозможно.

Обратное течение негативно влияет на структуру потока в каналах рабочего колеса и его эффективность. При проектировании РК следует геометрические размеры выбирать с учетом уравнения (2.6.22).

2.6.8 Задачи

2.6.8.1 Примеры решения задач

Пример 2.6.1

Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.13). Входной участок канала диффузорный, диаметр входного сечения $d_1 = 180$ мм. Диаметр выходного сечения $d_2 = 230$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,15$ м. Средняя часть канала изогнута на угол $\varphi = 50^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 550$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 0,8$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,25$ бар, температура $T_{ex} = 298$ К, скорость $c_{ex} = 35$ м/с. Определить наименьшее значение скорости и наименьшее значение давления в канале, значение скорости на выходе из канала, угол раскрытия диффузора.

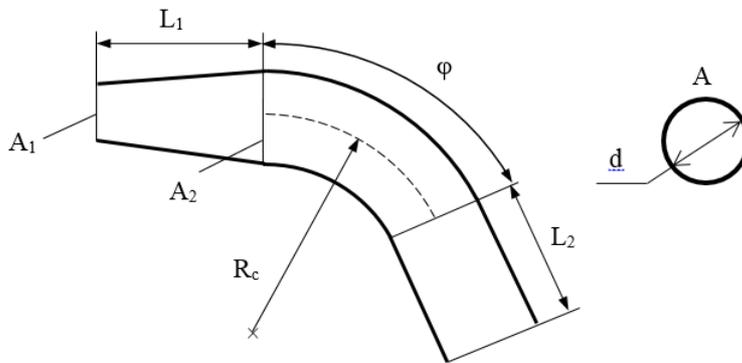


Рисунок 2.6.13 – Схема криволинейного канала круглого сечения с диффузорным участком на входе

Решение

Определяем плотность воздуха на входе, используя уравнение состояния по формуле

$$\rho_{ex} = \frac{p_{ex}}{R \cdot T_{ex}} = \frac{0,125 \cdot 10^6}{287 \cdot 298} = 1,46 \text{ кг/м}^3.$$

Здесь $R = 287$ Дж/(кг · К) – газовая постоянная воздуха.

Площадь канала на входе

$$A_{ex} = \pi \cdot d_{ex}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,18^2 / 4 = 0,025 \text{ м}^2.$$

Тогда массовый расход

$$\bar{m} = \rho_{ex} \cdot A_{ex} \cdot c_{ex} = 1,46 \cdot 0,025 \cdot 35 = 1,28 \text{ кг/с.}$$

Скорости в поперечном сечении криволинейного участка канала определяются по формуле

$$c = c_0 \cdot e^{-I},$$

где $I = \int \frac{dn}{R}$; R – радиус кривизны.

Если кривизна изменяется линейно вдоль нормали, то

$$I = \frac{n_i}{R_{\text{вн}}} + \frac{n_i^2}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{R_{\text{нар}}} - \frac{1}{R_{\text{вн}}} \right).$$

Радиус кривизны для внутренней поверхности

$$R_{\text{вн}} = R_{\text{ср}} - d/2 = 0,55 - 0,23/2 = 0,435 \text{ м.}$$

Радиус кривизны для наружной поверхности

$$R_{\text{нар}} = R_{\text{ср}} + d/2 = 0,55 + 0,23/2 = 0,665 \text{ м.}$$

Определяем I для $n = -d/2$ и $n = d/2$:

$$I_{\text{вн}} = -\frac{0,115}{0,435} + \frac{0,115^2}{2 \cdot 0,23} \cdot \left(\frac{1}{0,665} - \frac{1}{0,435} \right) = -0,287;$$

$$I_{\text{нар}} = \frac{0,115}{0,435} + \frac{0,115^2}{2 \cdot 0,23} \cdot \left(\frac{1}{0,665} - \frac{1}{0,435} \right) = 0,241.$$

Средняя скорость потока на выходе из криволинейного участка канала определяется по формуле

$$c_{\text{вых}} = \bar{m} / (\rho_{\text{вых}} \cdot A_{\text{вых}}).$$

Площадь на выходе

$$A_{\text{вых}} = \pi \cdot d_{\text{вых}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,23^2 / 4 = 0,0415 \text{ м}^2.$$

Тогда скорость потока на выходе равна

$$c_{\text{вых}} = 1,28 / (1,46 \cdot 0,0415) = 21,1 \text{ м/с.}$$

Скорость на внутренней поверхности

$$c_{\text{вн}} = 21,1 \cdot e^{0,287} = 28,1 \text{ м/с.}$$

Скорость на наружной поверхности

$$c_{\text{нар}} = 21,1 \cdot e^{-0,241} = 16,6 \text{ м/с.}$$

Наименьшее значение скорости на криволинейном участке канала равно 16,6 м/с. Наименьшее значение давления на криволинейном участке канала будет там, где скорость наибольшая.

Полное давление считаем одинаковым в любом сечении канала:

$$p^* = p + 0,5 \cdot \rho \cdot c^2 = p_{\text{вн}} + 0,5 \cdot \rho_{\text{вн}} \cdot c_{\text{вн}}^2 = 1,25 \cdot 10^5 + 0,5 \cdot 1,46 \cdot 35^2 = 125895 \text{ Па.}$$

Максимальная скорость в канале $c_{\max} = 35$ м/с.

Тогда $p_{\min} = p^* - 0,5 \cdot \rho \cdot c_{\max}^2 = 125000$ Па.

Тангенс угла раскрытия диффузора определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\nu}{2}\right) = \frac{\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1}}{\sqrt{\pi} \cdot l}.$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\nu}{2}\right) = \frac{\sqrt{0,0415} - \sqrt{0,025}}{\sqrt{3,14} \cdot 1,15} = 0,0225.$$

Угол раскрытия диффузора $\nu = 2,6^\circ$.

Пример 2.6.2

Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.14). Входной участок канала диффузорный, размеры входного сечения $a_1 = 270$ мм и $b_1 = 220$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 270$ мм и $b_2 = 270$ мм. Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 0,75$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 60^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 700$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,3$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1$ кг/см², температура $T_{ex} = 310$ К, скорость $c_{ex} = 35$ м/с. Определите наименьшее значение скорости и давления в канале, значение скорости на выходе из канала, угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

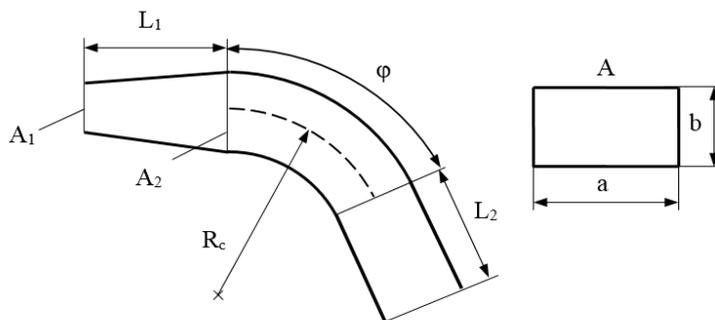


Рисунок 2.6.14 – Схема криволинейного канала прямоугольного сечения с диффузорным участком на входе

Решение

Определяем плотность на входе, используя уравнение состояния, по формуле

$$\rho_{ex} = \frac{p_{ex}}{R \cdot T_{ex}} = \frac{9,8 \cdot 10^4}{287 \cdot 310} = 1,1 \text{ кг/м}^3.$$

Площадь на входе

$$A_{ex} = a_1 \cdot b_1 = 0,27 \cdot 0,22 = 0,059 \text{ м}^2.$$

Тогда массовый расход

$$\bar{m} = \rho_{\text{ex}} \cdot A_{\text{ex}} \cdot c_{\text{ex}} = 1,1 \cdot 0,059 \cdot 35 = 2,3 \text{ кг/с.}$$

Скорости в поперечном сечении криволинейного участка канала определяются по формуле

$$c = c_0 \cdot e^{-I},$$

где $I = \int \frac{dn}{R}$; R – радиус кривизны.

Если кривизна изменяется линейно вдоль нормали, то

$$I = \frac{n_i}{R_{\text{вн}}} + \frac{n_i^2}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{R_{\text{нар}}} - \frac{1}{R_{\text{вн}}} \right).$$

Радиус кривизны для внутренней поверхности

$$R_{\text{вн}} = R_{\text{ср}} - b/2 = 0,7 - 0,27/2 = 0,565 \text{ м.}$$

Радиус кривизны для наружной поверхности

$$R_{\text{нар}} = R_{\text{ср}} + b/2 = 0,7 + 0,27/2 = 0,835 \text{ м.}$$

Определяем I для $n = -b/2$ и $n = b/2$:

$$I_{\text{вн}} = -\frac{0,135}{0,565} + \frac{0,135^2}{2 \cdot 0,27} \cdot \left(\frac{1}{0,835} - \frac{1}{0,565} \right) = -0,258,$$

$$I_{\text{нар}} = \frac{0,135}{0,565} + \frac{0,135^2}{2 \cdot 0,27} \cdot \left(\frac{1}{0,835} - \frac{1}{0,565} \right) = 0,22.$$

Площадь на входе в криволинейный канал

$$A_{\text{вых}} = a_2 \cdot b_2 = 0,27 \cdot 0,27 = 0,073 \text{ м}^2.$$

Скорость потока на входе в криволинейный канал

$$c_{\text{вых}} = \frac{\bar{m}}{\rho_{\text{вых}} \cdot A_{\text{вых}}} = \frac{2,3}{1,1 \cdot 0,073} = 28,6 \text{ м/с.}$$

Тогда скорость на внутренней поверхности

$$c_{\text{вн}} = 28,6 \cdot e^{0,258} = 37 \text{ м/с.}$$

Скорость на наружной поверхности

$$c_{\text{нар}} = 28,6 \cdot e^{-0,22} = 23 \text{ м/с.}$$

Наименьшее значение скорости в канале равно 23 м/с. Наименьшее значение давления на криволинейном участке канала будет там, где скорость наибольшая.

Полное давление считаем одинаковым в любом сечении канала:

$$p^* = p + 0,5 \cdot \rho \cdot c^2 = p_{\text{ex}} + 0,5 \cdot \rho_{\text{ex}} \cdot c_{\text{ex}}^2 = 98000 + 0,5 \cdot 1,1 \cdot 35^2 = 98674 \text{ Па.}$$

Тогда

$$p_{\text{min}} = p^* - 0,5 \cdot \rho \cdot c_{\text{max}}^2 = 97920 \text{ Па.}$$

Давление на выходе

$$p_{\text{вых}} = p^* - 0,5 \cdot \rho \cdot c_{\text{вых}}^2 = 98224 \text{ Па.}$$

Тангенс угла раскрытия диффузора определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\nu}{2}\right) = \frac{\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1}}{\sqrt{\pi} \cdot l}.$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\nu}{2}\right) = \frac{\sqrt{0,073} - \sqrt{0,059}}{\sqrt{3,14} \cdot 0,75} = 0,02.$$

Угол раскрытия диффузора $\nu = 2,3^\circ$.

Пример 2.6.3

Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,3$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 45^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{\text{cp}} = 800$ мм. Площади поперечных сечений входного и криволинейного участков канала одинаковы. Диаметр входного сечения $d_1 = 140$ мм. Выходной участок канала – диффузорный, имеет длину $L_2 = 1,4$ м. Диаметр выходного сечения $d_2 = 190$ мм. Воздух на входе в канал имеет такие параметры: давление $p_{\text{ex}} = 1,35$ бар, температура $T_{\text{ex}} = 310$ К, скорость $c_{\text{ex}} = 50$ м/с. Определите наибольшее значение скорости и давления в канале, значение скорости на выходе из канала.

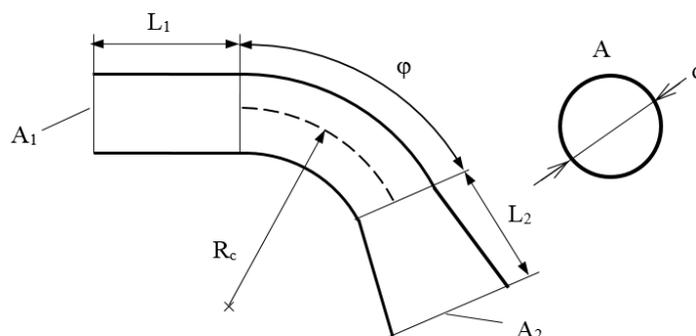


Рисунок 2.6.15 – Схема криволинейного канала круглого сечения с диффузорным участком на выходе

Решение

Определяем параметры газа на входе в канал. Плотность на входе определяется по формуле

$$\rho_{ex} = \frac{p_{ex}}{R \cdot T_{ex}} = \frac{0,135 \cdot 10^6}{287 \cdot 310} = 1,52 \text{ кг/м}^3.$$

Газовая постоянная воздуха – $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Площадь на входе

$$A_{ex} = \frac{\pi \cdot d_{ex}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,14^2}{4} = 0,015 \text{ м}^2.$$

Тогда массовый расход воздуха

$$\bar{m} = \rho_{ex} \cdot A_{ex} \cdot c_{ex} = 1,52 \cdot 0,015 \cdot 50 = 1,125 \text{ кг/с}.$$

Определяем параметры потока в криволинейном участке канала. Скорости в поперечном сечении криволинейного участка канала определяются по формуле

$$c = c_0 \cdot e^{-I},$$

где $I = \int dn/R$; R – радиус кривизны.

Если кривизна изменяется линейно вдоль нормали, то

$$A = \frac{n_i}{R_{вн}} + \frac{n_i^2}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{R_{нар}} - \frac{1}{R_{вн}} \right).$$

Радиус кривизны для внутренней поверхности

$$R_{вн} = R_{cp} - \frac{d}{2} = 0,8 - \frac{0,14}{2} = 0,73 \text{ м}.$$

Радиус кривизны для наружной поверхности

$$R_{нар} = R_{cp} + \frac{d}{2} = 0,8 + \frac{0,14}{2} = 0,87 \text{ м}.$$

Определяем A для $n = -\frac{d}{2}$ и $n = \frac{d}{2}$:

$$A_{вн} = -\frac{0,07}{0,73} + \frac{0,07^2}{2 \cdot 0,14} \cdot \left(\frac{1}{0,87} - \frac{1}{0,73} \right) = -0,1;$$

$$A_{нар} = \frac{0,07}{0,73} + \frac{0,07^2}{2 \cdot 0,14} \cdot \left(\frac{1}{0,87} - \frac{1}{0,73} \right) = 0,092.$$

Средняя скорость потока в каналах постоянного сечения везде имеет одинаковое значение и составляет 50 м/с. Тогда скорость на внутренней поверхности

$$c_{\text{вн}} = 50 \cdot e^{0,1} = 55,3 \text{ м/с.}$$

Скорость на наружной поверхности $c_{\text{вн}} = 50 \cdot e^{-0,092} = 45,6 \text{ м/с.}$

Наибольшее значение скорости на криволинейном участке канала равна 55,3 м/с. Наибольшее значение давления на криволинейном участке канала будет там, где скорость наименьшая.

Полное давление считаем одинаковым в любом сечении канала:

$$p^* = p + 0,5 \cdot \rho \cdot c^2 = p_{\text{вн}} + 0,5 \cdot \rho \cdot c_{\text{вн}}^2 = 0,135 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 1,52 \cdot 50^2 = 136875 \text{ Па.}$$

Тогда $p_{\text{max}} = p^* - 0,5 \cdot \rho \cdot c_{\text{min}}^2 = 135100 \text{ Па.}$

Определяем скорость на выходе из канала, используя уравнение расхода

$$c_{\text{вых}} = \bar{m} / (\rho_{\text{вых}} \cdot A_{\text{вых}}).$$

Площадь на выходе $A_{\text{вых}} = \pi \cdot d_{\text{вых}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,19^2 / 4 = 0,028 \text{ м}^2.$

Тогда $c_{\text{вых}} = \bar{m} / (\rho_{\text{вых}} \cdot A_{\text{вых}}) = 1,125 / (1,52 \cdot 0,028) = 26,4 \text{ м/с.}$

Пример 2.6.4

Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 4.8). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 0,8 \text{ м}$. Размеры входного сечения $a_1 = 150 \text{ мм}$ и $b_1 = 200 \text{ мм}$. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 50^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_c = 550 \text{ мм}$. Площадь поперечного сечения входного и криволинейной участков канала одинаковы. Выходной участок канала является диффузорным, имеет длину $L_2 = 0,9 \text{ м}$. Размеры выходного сечения $a_2 = 150 \text{ мм}$ и $b_2 = 250 \text{ мм}$. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{\text{вн}} = 1,1 \text{ бар}$, температура $T_{\text{вн}} = 288 \text{ К}$, скорость $c_{\text{вн}} = 25 \text{ м/с}$. Определите: наименьшее значение скорости в канале; наименьшее значение давления в канале; значение давления на выходе из канала; угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

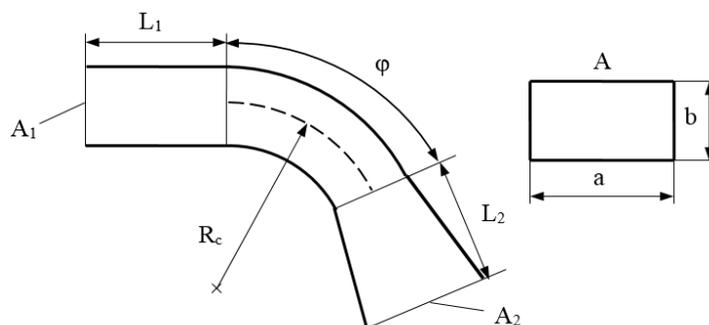


Рисунок 2.6.16 – Схема криволинейного канала прямоугольного сечения с диффузорным участком на выходе

Решение

Определяем плотность воздуха на входе, используя уравнение состояния, по формуле

$$\rho_{ex} = \frac{p_{ex}}{R \cdot T_{ex}} = \frac{0,11 \cdot 10^6}{287 \cdot 288} = 1,33 \text{ кг/м}^3.$$

Площадь канала на входе

$$A_{ex} = a_1 \cdot b_1 = 0,15 \cdot 0,2 = 0,03 \text{ м}^2.$$

Тогда массовый расход

$$\bar{m} = \rho_{ex} \cdot A_{ex} \cdot c_{ex} = 1,33 \cdot 0,03 \cdot 25 = 1,0 \text{ кг/с}.$$

Скорости в поперечном сечении криволинейного участка канала определяются по формуле

$$c = c_0 \cdot e^{-I},$$

где $I = \int dn/R$; R – радиус кривизны.

Если кривизна изменяется линейно вдоль нормали, то

$$I = \frac{n_i}{R_{вн}} + \frac{n_i^2}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{1}{R_{нар}} - \frac{1}{R_{вн}} \right).$$

Радиус кривизны для внутренней поверхности

$$R_{вн} = R_{cp} - b/2 = 0,55 - 0,2/2 = 0,45 \text{ м}.$$

Радиус кривизны для наружной поверхности

$$R_{нар} = R_{cp} + b/2 = 0,55 + 0,2/2 = 0,65 \text{ м}.$$

Определяем I для $n = -b/2$ и $n = b/2$:

$$I_{вн} = -\frac{0,1}{0,45} + \frac{0,1^2}{2 \cdot 0,2} \cdot \left(\frac{1}{0,65} - \frac{1}{0,45} \right) = -0,24,$$

$$I_{нар} = \frac{0,1}{0,45} + \frac{0,1^2}{2 \cdot 0,2} \cdot \left(\frac{1}{0,65} - \frac{1}{0,45} \right) = 0,205.$$

Площадь на входе в криволинейный участок канала равна $0,03 \text{ м}^2$. Скорость потока на входе в криволинейный участок канала равна $c_{ex} = 25 \text{ м/с}$.

Скорость на внутренней поверхности

$$c_{вн} = 25 \cdot e^{0,24} = 31,8 \text{ м/с}.$$

Скорость на наружной поверхности

$$c_{нар} = 25 \cdot e^{-0,205} = 20,4 \text{ м/с.}$$

Наименьшее значение скорости на криволинейном участке канала равна 20,4 м/с. Наименьшее значение давления на криволинейной участке канала будет там, где скорость наибольшая. Полное давление считаем одинаковым в любом сечении канала:

$$p^* = p + 0,5 \cdot \rho \cdot c^2 = p_{ex} + 0,5 \cdot \rho_{ex} \cdot c_{ex}^2 = 0,11 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 1,33 \cdot 25^2 = 110415 \text{ Па.}$$

Тогда
$$p_{min} = p^* - 0,5 \cdot \rho \cdot c_{max}^2 = 109740 \text{ Па.}$$

Площадь сечения канала на выходе

$$A_{вых} = a_2 \cdot b_2 = 0,15 \cdot 0,25 = 0,0375 \text{ м}^2.$$

Скорость на выходе

$$c_{вых} = \bar{m} / (\rho_{вых} \cdot A_{вых}) = 1 / (1,33 \cdot 0,0375) = 20 \text{ м/с.}$$

Давление на выходе

$$p_{вых} = p^* - 0,5 \cdot \rho \cdot c_{вых}^2 = 110150 \text{ Па.}$$

Тангенс угла раскрытия диффузора

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\nu}{2}\right) = \left(\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1}\right) / \left(\sqrt{\pi} \cdot l\right) = \left(\sqrt{0,073} - \sqrt{0,059}\right) / \left(\sqrt{3,14} \cdot 0,75\right) = 0,02.$$

Угол раскрытия диффузора $\nu = 2,3^\circ$.

2.6.8.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.6.1. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.13). Входной участок канала диффузорный, диаметр входного сечения $d_1 = 200$ мм. Диаметр выходного сечения $d_2 = 250$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,05$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 45^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 500$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 0,7$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,12$ МПа, температура $t_{ex} = 20^\circ\text{C}$, скорость $c_{ex} = 30$ м/с. Определите наименьшее значение скорости и наименьшее значение давления в канале, значение давления на выходе из канала, угол раскрытия диффузора.

[14,3 м/с; 120000 Па; 120380 Па; $2,7^\circ$]

Задача 2.6.2. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.13). Входной участок канала диффузорный, диаметр входного сечения $d_1 = 160$ мм. Диаметр выходного сечения $d_2 = 200$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,1$ м. Угол изгиба средней части канала

$\varphi = 45^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 700$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,2$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,35$ бар, температура $T_{ex} = 280$ К, скорость $c_{ex} = 45$ м/с. Определите наименьшее значение скорости в канале, наименьшее значение давления в канале, значение скорости на выходе из канала.

[24,5 м/с; 135000 Па; 29 м/с]

Задача 2.6.3. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.14). Входной участок канала диффузорный. Размеры входного сечения $a_1 = 270$ мм и $b_1 = 220$ мм. Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 0,75$ м. Средняя часть канала изогнута на угол $\varphi = 45^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 550$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 270$ мм и $b_2 = 270$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,1$ МПа, температура $T_{ex} = 310$ К, скорость $c_{ex} = 35$ м/с. Определите наименьшее значение скорости и давления в канале, значение давления на выходе из канала.

[21 м/с; 99840 Па; 100244 Па]

Задача 2.6.4. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.14). Входной участок канала диффузорный. Размеры входного сечения $a_1 = 180$ мм и $b_1 = 180$ мм. Длина входного участка $L_1 = 0,95$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 70^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 800$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 180$ мм и $b_2 = 210$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,5$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,15$ бар, температура $t_{ex} = 15$ °С, скорость $c_{ex} = 25$ м/с. Определите наименьшее значение скорости и давления в канале, значение давления на выходе из канала.

[18,7 м/с; 114990 Па; 115115 м/с]

Задача 2.6.5. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,1$ м. Угол изгиба средней части канала . Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 700$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков канала постоянна. Диаметр входного сечения $d_1 = 100$ мм. Выходной участок канала диффузорный, имеет длину $L_2 = 0,75$ м. Диаметр выходного сечения $d_2 = 150$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,25$ бар, температура $T_{ex} = 300$ К, скорость $c_{ex} = 40$ м/с. Определите наибольшее

значение скорости и давления в канале, значение скорости на выходе из канала и угол раскрытия диффузора.

[43,3 м/с; 125940 Па; 17,4 м/с; 4°]

Задача 2.6.6. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,4$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 50^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 600$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков канала постоянна. Диаметр входного сечения $d_1 = 160$ мм. Выходной участок канала диффузорный, имеет длину $L_2 = 1,1$ м. Диаметр выходного сечения $d_2 = 200$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,4$ бар, температура $T_{ex} = 300$ К, скорость $c_{ex} = 25$ м/с. Определите наибольшее значение скорости и давления в канале, значение скорости на выходе из канала.

[29,4 м/с; 140300 Па; 16 м/с]

Задача 2.6.7. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 0,7$ м. Средняя часть канала изогнута на угол $\varphi = 45^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 500$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Размеры входного сечения $a_1 = 100$ мм и $b_1 = 150$ мм. Выходной участок канала является диффузорным. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 0,8$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 100$ мм и $b_2 = 200$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,1$ МПа, температура $t_{ex} = 0$ °С, скорость $c_{ex} = 20$ м/с. Определите наибольшее значение скорости и давления в канале, значение скорости на выходе из канала и угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

[24,1 м/с; 100110 Па; 15 м/с; 1,5°]

Задача 2.6.8. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Выходной участок канала является диффузорным. Размеры входного сечения $a_1 = 220$ мм и $b_1 = 190$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 220$ мм и $b_2 = 230$ мм. Длина входного участка $L_1 = 0,85$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 65^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 750$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,4$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,11$ МПа, температура $t_{ex} = 0$ °С, скорость $c_{ex} = 20$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение скорости на выходе из канала.

[23,3 м/с; 110090 Па, 16,4 м/с]

Задача 2.6.9. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,5$ м. Средняя часть канала изогнута на угол $\varphi = 55^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 650$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Размеры входного сечения $a_1 = 300$ мм и $b_1 = 300$ мм. Выходной участок канала диффузорный. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,2$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 300$ мм и $b_2 = 350$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1$ кг/см², температура $T_{ex} = 310$ К, скорость $c_{ex} = 35$ м/с. Определите наибольшие значения скорости и давления в канале.

Задача 2.6.10. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 0,9$ м. Средняя часть канала изогнута на угол $\varphi = 55^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 600$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Размеры входного сечения $a_1 = 200$ мм и $b_1 = 250$ мм. Выходной участок канала диффузорный. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,0$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 200$ мм и $b_2 = 300$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,115$ МПа, температура $t_{ex} = 20$ °С, скорость $c_{ex} = 30$ м/с. Определите наибольшее значение скорости и давления в канале, значение давления на выходе из канала.

Задача 2.6.11. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Диаметр входного сечения $d_1 = 120$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 170$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,2$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 70^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 750$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 0,75$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,13$ МПа, температура $T_{ex} = 305$ К, скорость $c_{ex} = 25$ м/с. Определите: наименьшее значение скорости в канале; наименьшее значение давления в канале; значение скорости на выходе из канала; угол раскрытия диффузора.

Задача 2.6.12. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,0$ м. Средняя часть канала изогнута на угол $\varphi = 60^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 650$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Размеры входного сечения $a_1 = 250$ мм и $b_1 = 300$ мм. Выходной участок канала является диффузорным. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,1$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 250$ мм и $b_2 = 350$ мм. Воздух на

входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,2$ бар, температура $T_{ex} = 298$ К, скорость $c_{ex} = 35$ м/с. Определите наименьшее значение скорости и давления в канале, значение скорости на выходе из канала.

Задача 2.6.13. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.14). Входной участок канала диффузорный. Размеры входного сечения $a_1 = 300$ мм и $b_1 = 300$ мм. Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,5$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 55^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 650$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 300$ мм и $b_2 = 350$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,2$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,145$ МПа, температура $T_{ex} = 305$ К, скорость $c_{ex} = 30$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости и давления в канале; значение скорости на выходе из канала; угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

Задача 2.6.14. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным, диаметр входного сечения $d_1 = 130$ мм. Диаметр выходного сечения $d_2 = 170$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,35$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 60^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 650$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,0$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,135$ МПа, температура $T_{ex} = 305$ К, скорость $c_{ex} = 45$ м/с. Определите: наименьшее значение скорости в канале; наименьшее значение давления в канале; угол раскрытия диффузора.

Задача 2.6.15. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,45$ м. Размеры входного сечения $a_1 = 130$ мм и $b_1 = 180$ мм. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 65^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 900$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейной участков канала постоянна. Выходной участок канала является диффузорным, имеет длину $L_2 = 1,1$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 130$ мм и $b_2 = 220$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,4$ бар, температура $t_{ex} = 12$ °С, скорость $c_{ex} = 50$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение скорости на выходе из канала; потери напора; угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

Задача 2.6.16. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Диаметр входного сечения $d_1 = 110$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 160$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,55$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 70^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 950$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,2$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,45$ МПа, температура $T_{ex} = 320$ К, скорость $c_{ex} = 25$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение скорости на выходе из канала; угол раскрытия диффузора.

Задача 2.6.17. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,1$ м. Размеры входного сечения $a_1 = 280$ мм и $b_1 = 310$ мм. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 65^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 700$ мм. Площади поперечного сечения входного и криволинейного участков канала одинаковы. Выходной участок канала является диффузорным, имеет длину $L_2 = 1,15$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 280$ мм и $b_2 = 360$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,25$ бар, температура $t_{ex} = 27$ °С, скорость $c_{ex} = 40$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение давления на выходе из канала.

Задача 2.6.18. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Длина прямолинейного входного участка $L_1 = 1,2$ м. Размеры входного сечения $a_1 = 320$ мм и $b_1 = 320$ мм. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 70^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 750$ мм. Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков канала одинаковы. Выходной участок канала является диффузорным, имеет длину $L_2 = 1,2$ м. Размеры выходного сечения $a_2 = 320$ мм и $b_2 = 360$ мм. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,3$ бар, температура $t_{ex} = 32$ °С, скорость $c_{ex} = 45$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение скорости на выходе из канала; угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

Задача 2.6.19. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Диаметр входного сечения $d_1 = 170$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 220$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,5$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 55^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 650$ мм. Выходной участок канала

имеет длину $L_2 = 1,5$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,45$ бар, температура $T_{ex} = 310$ К, скорость $c_{ex} = 25$ м/с. Определите: наименьшее значение скорости в канале; наименьшее значение давления в канале; значение давления на выходе из канала; угол раскрытия эквивалентного конического диффузора.

Задача 2.6.20. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.15). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Диаметр входного сечения $d_1 = 180$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 230$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,6$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 60^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 700$ мм. Выходная часть канала имеет длину $L_2 = 1,6$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,5$ бар, температура $T_{ex} = 320$ К, скорость $c_{ex} = 30$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение давления на выходе из канала.

Задача 2.6.21. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Размеры входного сечения $a_1 = 160$ мм и $b_1 = 160$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 160$ мм и $b_2 = 200$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,0$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 45^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 550$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,0$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,125$ МПа, температура $T_{ex} = 290$ К, скорость $c_{ex} = 35$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение давления на выходе из канала.

Задача 2.6.22. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.14). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Размеры входного сечения $a_1 = 170$ мм и $b_1 = 170$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 170$ мм и $b_2 = 210$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,05$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 50^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 600$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,1$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 0,13$ МПа, температура $T_{ex} = 293$ К, скорость $c_{ex} = 40$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение давления на выходе из канала.

Задача 2.6.23. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.13). Входной участок канала диффузорный, диаметр входного сечения $d_1 = 150$ мм. Диаметр выходного сечения $d_2 = 190$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,25$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 55^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 600$ мм. Площадь поперечного сечения криволинейного и выходного участков постоянна. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 0,9$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,5$ бар, температура $T_{ex} = 300$ К, скорость $c_{ex} = 40$ м/с. Определите наибольшее значение скорости и давления в канале, значение давления на выходе из канала.

Задача 2.6.24. Канал имеет поперечное сечение круглой формы (рис. 2.6.13). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным, диаметр входного сечения $d_1 = 140$ мм. Диаметр выходного сечения $d_2 = 180$ мм. Длина входного участка $L_1 = 1,2$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 65^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 750$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,3$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,4$ бар, температура $T_{ex} = 285$ К, скорость $c_{ex} = 50$ м/с. Определите: наибольшее значение скорости в канале; наибольшее значение давления в канале; значение скорости на выходе из канала; угол раскрытия диффузора.

Задача 2.6.25. Канал имеет поперечное сечение прямоугольной формы (рис. 2.6.16). Площадь поперечного сечения входного и криволинейного участков постоянна. Выходной участок канала является диффузорным. Размеры входного сечения $a_1 = 285$ мм и $b_1 = 315$ мм. Размеры выходного сечения $a_2 = 285$ мм и $b_2 = 350$ мм. Длина входной участка $L_1 = 1,3$ м. Угол изгиба средней части канала $\varphi = 63^\circ$. Радиус кривизны средней линии канала $R_{cp} = 675$ мм. Выходной участок канала имеет длину $L_2 = 1,1$ м. Воздух на входе в канал имеет следующие параметры: давление $p_{ex} = 1,2$ кг/см²; температура $T_{ex} = 310$ К; скорость $c_{ex} = 33$ м/с. Определите наибольшие значения скорости и давления в канале.

Список литературы к разделу 2.6

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Галеркин Ю. Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 303 с.
3. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / Ю. Б. Галеркин. – М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», – 2010. – 596 с.
4. Гидромеханика / под общей редакцией Я. И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1968. – 688 с.
5. Гиневский А. С. Аэродинамические характеристики плоских и осесимметричных диффузоров с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя / А. С. Гиневский, Л. А. Бычкова // сб. „Тепло – и массоперенос“. – М., 1968. – т. 1
6. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
8. Калінкевич М. В. Проектування осерадіальних каналів турбомашин: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, І. В. Гавриченко. – Суми : Вид-во СумДУ, 2008. – 161 с.
9. Калинкевич Н. В. Методика проектирования лопаточных диффузоров центробежных компрессоров по задаваемому распределению скоростей / Н. В. Калинкевич, А. А. Обухов, В. Ф. Нефедченко // Холодильная техника и технология – 2009 – № 6. – С. 16-19.
10. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
11. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
12. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
13. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1976. – 504 с.
14. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – Л.: Машгиз, 1963. – 335 с.
15. Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика: учебник для вузов / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
16. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
17. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общей редакцией В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.

18. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
19. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг – М.: Наука, 1969. – 711 с.
20. Чжен П. Управление отрывом потока / перевод с английского под ред. д-ра техн. наук Е. Н. Бондарева. – М.: Мир, 1979. – 552 с.
21. Stratford B. S. The prediction of separation of the turbulent boundary layer. // J. Fluid Mech. – V. 5. – № 1, 1959.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение понятия *внутреннее течение*.
2. Перечислите *типы каналов турбомашин*.
3. Дайте определение понятия *среднерасходная скорость*.
4. Напишите *формулу Дарси*.
5. Напишите формулу *Хагена – Пуазейля*.
6. Дайте определение понятия *коэффициент трения*.
7. Дайте определение понятия *гидравлически гладкая поверхность*.
8. Дайте определение понятия *гидравлически шероховатая поверхность*.
9. Напишите формулу *Блазиуса*.
10. Как определяется *относительная шероховатость*?
11. Дайте определение понятия *начальный (разгонный) участок канала*.
12. Дайте определение понятия *область автомодельности*.
13. Дайте определение понятия *диффузорность*.
14. Напишите формулу для определения *диффузорности*.
15. Дайте определение и поясните понятие *градиентное течение*.
16. Дайте определение понятия *отрыв потока*.
17. Назовите условия для *образования отрыва потока*.
18. Напишите формулу для *критерия отрыва*.
19. Дайте определение понятия *эквивалентный угол раскрытия*.
20. Напишите формулу для определения *угла раскрытия эквивалентного конического диффузора*.
21. Дайте определение понятия *вторичные течения*.
22. Дайте определение понятия *донная линия тока*.
23. Дайте описание *трехмерного пограничного слоя*.
24. Дайте описание *влияния кривизны канала на структуру потока*.
25. Дайте определение понятия *стабилизация-дестабилизация течения в криволинейных каналах*.
26. Напишите формулу для *числа Россби*.
27. Какие диффузоры называют *предотрывными*.
28. Напишите формулы для определения *скорости на передней и задней поверхностях лопаток рабочего колеса*.

2.7 Моделирование течения газа в турбомашинах

Необходимость моделирования течений обусловлена большими вычислительными проблемами, возникающими при применении уравнений, составленных для течений в наиболее общем виде, то есть для нестационарных, турбулентных, вязкостных, пространственных сжимаемых течений. К указанным характеристикам течений необходимо добавить наличие скачков уплотнений для сверхзвуковых течений, наличие теплообмена для неадиабатных стенок, аэроупругость, переходные процессы. Расчет течений с учетом всех указанных выше свойств практически не осуществим, несмотря на большие возможности современных компьютеров. Моделирование сложных течений позволяет получать сравнительно простые расчетные модели. Но при этом нужно понимать, какие свойства течений могут быть потеряны при моделировании.

2.7.1 Моделирование нестационарного течения

Нестационарными называются процессы, в которых величины, характеризующие эти процессы, являются функциями времени. Соответственно стационарными называют процессы, при которых физические величины не изменяются во времени. Для течений газа в турбомашине основными параметрами являются скорость, давление, плотность и температура. Практически все течения газа в турбомашине являются нестационарными. Однако в отдельных случаях изменения некоторых параметров во времени могут быть незначительными и не оказывать существенного влияния на данный процесс. Это может учитываться при моделировании и позволяет упростить математическое описание процессов.

Нестационарные процессы в турбомашине можно разделить на: 1) **аэродинамические** процессы, для которых не является существенным связь между аэродинамическими и упругими характеристиками машины; 2) **аэроупругие** процессы, для которых важную роль играет взаимосвязь аэродинамических характеристик проточной части и упругих характеристик конструкции. Аэроупругие процессы в центробежных турбомашине не имеют большого значения. В осевых турбомашине процессы, связанные с колебанием лопаток, относятся к аэроупругим.

Классификация аэродинамических нестационарных процессов в турбомашине приведена на рис. 2.7.1 [6]. Согласно приведенной классификации аэродинамические нестационарные процессы делятся на **детерминированные**, **квазидетерминированные** и **случайные**. Детерминированные процессы делятся на **переходные** и **периодические**. Переходные процессы возникают при изменении режима работы компрессора – частоты вращения ротора, параметров газа на входе и сопротивления сети.

Периодические процессы делятся на три группы. Первая группа состоит из процессов, происходящих в результате неравномерного распределения параметров потока по окружной координате. Взаимодействие вращающихся и неподвижных решеток создает нестационарное течение в проточной части турбомашине. Этот вид нестационарности существует на всех режимах работы турбомашине.



Рисунок 2.7.1 – Классификация нестационарных процессов в турбомашинах

Вторая группа периодических нестационарных процессов содержит процессы, вызванные потерей устойчивости течения в проточной части (**вращающийся срыв**), или во всей системе компрессор – сеть (помпаж). Вращающийся срыв проявляется в виде волн давления, которые перемещаются по окружности с угловой частотой, не равной частоте вращения ротора.

Помпаж – автоколебательный процесс в системе компрессор – сеть, происходящий при малых производительностях. Процесс низкочастотный, сопровождается повышенным шумом и вибрацией компрессора. Длительная работа машин при помпаже может привести к их разрушению.

Третья группа периодических нестационарных процессов – когерентные структуры, существующие в виде больших вихрей, вихревых дорожек (например, дорожка Кармана) и организованных структур, частично вызванных отрывным обтеканием решетки.

Случайные процессы, имеющие широкий спектр частот, проявляются в виде хаотических крупномасштабных флуктуаций при отрыве потока и в виде турбулентности.

На рис. 2.7.2 показан типичный вид зависимости проекции скорости в некоторой точке потока от времени при турбулентном течении. Турбулентное движение по своей физической природе всегда является движением неустановившимся.

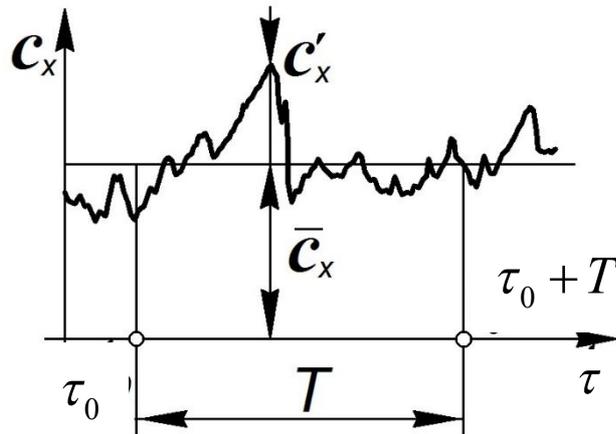


Рисунок 2.7.2 – Типичный вид зависимости скорости от времени

При турбулентном характере потока в нем можно выделить основную, так называемую регулярную, часть, на которую накладывается случайная часть движения:

$$c'_x = c_x - \bar{c}_x. \quad (2.7.1)$$

Осреднение скоростей и давлений производится путем интегрирования функций скоростей и давлений за период T , величина которого гораздо больше, чем характерное время турбулентных пульсаций. Таким образом, осредненная компонента скорости \bar{c}_x :

$$\bar{c}_x = \frac{1}{T} \int_{\tau_0}^{\tau_0+T} c_x(\tau) \cdot d\tau. \quad (2.7.2)$$

Поскольку флуктуации (пульсации) имеют как положительный, так и отрицательный знак, то средняя за период пульсационная скорость

$$\bar{c}'_x = \frac{1}{T} \int_{\tau_0}^{\tau_0+T} c'_x(\tau) \cdot d\tau \equiv 0. \quad (2.7.3)$$

Но $\langle c'^2_x \rangle \neq 0$. Если в данной точке потока $\langle c'^2_x \rangle = \langle c'^2_y \rangle = \langle c'^2_z \rangle$, то турбулентность называется изотропной.

Необходимо отметить, что использование инерционных приборов при измерении параметров потока (например, манометров при измерении давления) приводит к их автоматическому усреднению во времени. Для измерения параметров нестационарного потока необходимы специальные малоинерционные приборы.

Обычные допущения, принимаемые при моделировании, – это постоянное значение вязкости, несжимаемость и рассмотрение двумерного и одномерного течений. Еще более сильным допущением является рассмотрение течения невязкой среды. Упрощение моделей может достигаться при рассмотрении течений в отдельных элементах турбокомпрессора. Наиболее простой моделью является модель стационарного одномерного течения невязкой несжимаемой среды.

2.7.2 Моделирование пространственных течений

Расчет стационарного течения невязкой среды все еще остается сложной задачей, если рассматривается трехмерное течение. До недавнего времени расчет трехмерного течения было невозможным, поэтому использовались такие модели: квазитрехмерный поток; двухмерный поток; одномерный поток. 3D–течения описываются уравнениями Навье-Стокса, которые в настоящее время могут быть решены численно. Сегодня CFD (Computational Fluid Dynamic) поддерживает и дополняет экспериментальные данные и «чистую» теорию, CFD стал популярным инструментом инженерного анализа. Для выполнения численных расчетов используется метод конечных объемов. Современные компьютерные технологии предусматривают автоматическое построение расчетных ячеек. Детальное описание компьютерного моделирования приводится в многочисленной специальной литературе и в данной книге не рассматривается. В то же время не теряют актуальности более простые для расчета модели – двухмерные и одномерные. Использование таких моделей требует значительно меньшего времени.

Одномерное течение – когда в каждом контрольном сечении проточной части турбомашин определяются параметры потока, осредненные по времени и по площади сечения, а затем рассматривается изменение параметров потока от одного контрольного сечения к другому.

Двухмерное течение – в этом случае учитывается изменение параметров потока вдоль двух координат.

Квазитрехмерное течение – совокупность двухмерных течений на нескольких осесимметричных поверхностях.

2.7.3 Моделирование течения вязкой среды

Особую сложность структуры потока создает вязкость газа. Существуют и используются модели, упрощающие расчет характеристик течения вязкой среды.

Наибольшее упрощение достигают, если используют модель идеального газа. Теория движения идеальной жидкости математически глубоко разработана и во многих случаях дает вполне удовлетворительную картину течения, то есть расчетные значения давлений и скоростей близки к экспериментальным. Однако использование такой модели исключает возможность определения диссипативных характеристик течения, нельзя определить силы

сопротивления и соответственно такие показатели, как КПД, коэффициент потерь, коэффициент сопротивления.

Одной из широко применяемых моделей является модель, предложенная Л. Прандтлем, – область течения разделяется на ядро потока и пограничный слой. В ядре потока рассматривается невязкое течение, а вязкость учитывается при расчете пограничного слоя. Течение газа в турбомашине, как правило, турбулентное, поэтому и пограничный слой – турбулентный. Расчет турбулентных пограничных слоев выполняется с помощью какой-либо полуэмпирической теории.

Пограничный слой – это тонкий слой, в котором скорость изменяется от 0 на стенке до скорости невозмущенного потока. Схема двумерного пограничного слоя приведена на рис. 2.7.3.

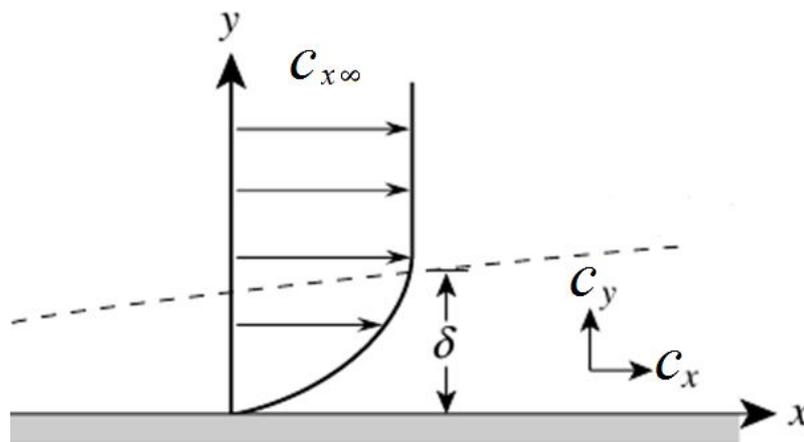


Рисунок 2.7.3 – Схема двумерного пограничного слоя

Отметим, что нет резкого перехода между пограничным слоем и ядром потока, и величина δ определяется как расстояние от стенки до линии тока, где скорость имеет величину, равную $0,99 c_{x\infty}$.

Для описания влияния пограничного слоя на внешний поток используют интегральные характеристики пограничного слоя: толщину вытеснения, толщину потери импульса и толщину потери кинетической энергии.

Толщина вытеснения δ^* определяется по формуле

$$\delta^* = \int_0^y \left(1 - \frac{\rho c_x}{\rho_y c_{y\infty}} \right) dy, \quad (2.7.4)$$

где c_y и ρ_y – скорость и плотность в ядре потока соответственно.

Толщину вытеснения можно рассматривать как расстояние, на которое отодвигаются от обтекаемой поверхности линии тока внешнего течения вследствие образования пограничного слоя.

Течения в пограничных слоях связаны с диссипацией механической энергии. Интегральная характеристика пограничного слоя, характеризующая данные потери, – это толщина потери импульса.

Толщина потери импульса δ^{}** определяется по формуле

$$\delta^{**} = \int_0^{y_2} \left(1 - \frac{c_x}{c_y}\right) \frac{\rho c_x}{\rho_y c_y} dy. \quad (2.7.5)$$

Толщина потери кинетической энергии δ^{*}** определяется по формуле

$$\delta^{***} = \int_0^{y_2} \left(1 - \frac{c_x^2}{c_y^2}\right) \frac{\rho c_x}{\rho_y c_y} dy. \quad (2.7.6)$$

Интегральное уравнение движения для пограничного слоя (уравнение Кармана) имеет вид

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + \frac{1}{c_\infty} \frac{dc_\infty}{dx} \delta^{**} (2 + H) + \frac{1}{\rho_\infty} \frac{d\rho_\infty}{dx} \delta^{**} = \frac{\tau_w}{\rho_\infty c_\infty^2} = \frac{c_f}{2}, \quad (2.7.7)$$

где $H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}}$ – формпараметр.

Отрывные течения

На диффузорных участках течения возможен отрыв потока. Отрыв потока наблюдается и при натекании потока на лопатки с большими значениями углов атаки (рис. 2.7.4). Образование вихревых зон является дополнительным источником нестационарности.

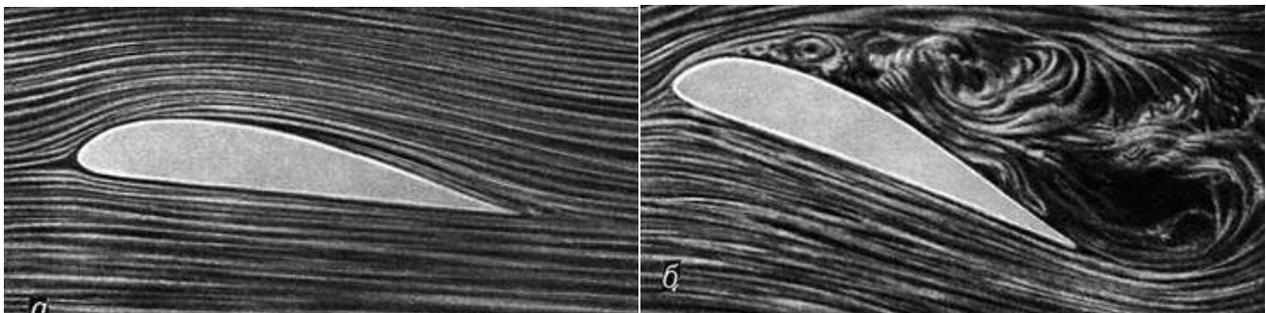


Рисунок 2.7.4 – Обтекание профиля: а) безотрывное; б) отрывное

Схема течения при отрыве потока представлена на рис. 2.7.5. Для отрыва потока необходимы два условия: газ вязкий и течение градиентное, то есть $dp/dx > 0$.

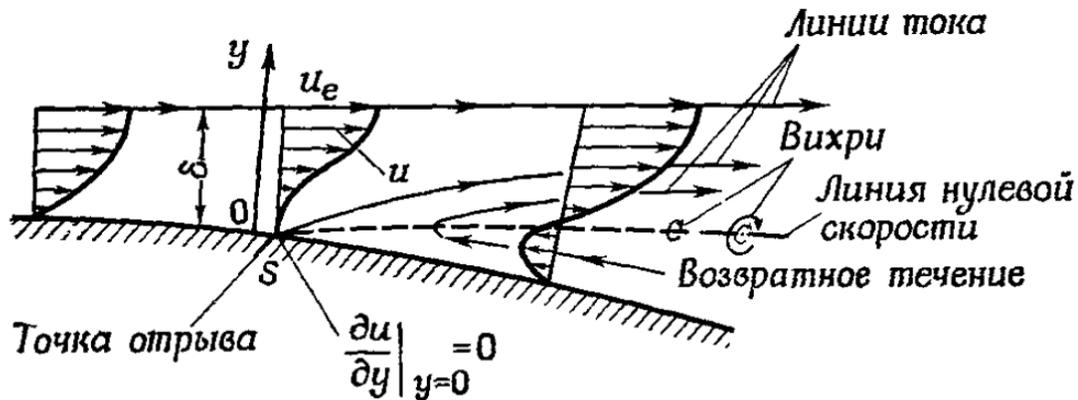


Рисунок 2.7.5 – Профили скоростей при отрыве потока

При движении вдоль поверхности механическая энергия газа в пограничном слое расходуется на преодоление трения и давления. Скорости газа снижаются, изменяется профиль скорости.

В точке S градиент скорости равен нулю $dc/dy|_{y=0} = 0$, линия тока отходит от поверхности, то есть происходит отрыв потока. За точкой отрыва образуется обратное течение.

Для определения точки отрыва применяются критерии отрыва, которые имеют следующий вид:

$$f = \frac{dc_\infty}{dx} \frac{\delta^{**}}{c_\infty} G(Re^{**}). \quad (2.7.8)$$

Условие отрыва – $f = f_{кр}$. Известны разные критерии отрыва (Гилмана, Бури, Грушвитца, Лойцянского, Федяевского и др.), которые отличаются видом функции $G(Re^{**})$ и значением $f_{кр}$.

В теории отрывных течений еще много непонятого. Недостаточно выучен механизм образования и развития пространственного отрыва и обратного перехода к безотрывному течению.

Моделирование отрывных течений выполняется с учетом особенностей течения и вида отрыва. Можно указать три направления в расчетах отрывных течений:

- создание нестационарной вихревой модели невязкой жидкости с учетом взаимодействия внешнего невязкого и внутреннего диссипативного потоков вблизи обтекаемой поверхности;
- численные расчеты на основе уравнений Навье – Стокса или Рейнольдса;
- интегральные методы, учитывающие смешение потоков (например, модель типа «струя – след»);

– асимптотические методы.

В настоящее время более широко применяются численные расчеты, основанные на решении уравнений Навье – Стокса или Рейнольдса.

2.7.4 Моделирование турбулентности

Течения жидкостей и газов делятся на два сильно отличающиеся друг от друга типа: *ламинарные* – спокойные, плавные, регулярные и *турбулентные*, в которых скорость, давление, температура и другие гидродинамические величины изменяются хаотично, неупорядоченно не только во времени, но и в пространстве.

Определение турбулентности (по П. Брэдшоу (1971)): «**турбулентность** – это трехмерное нестационарное движение, в котором вследствие растяжения вихрей создается непрерывное распределение пульсаций скорости в интервале длин волн от минимальных, определяемых вязкими силами, до максимальных, определяемых граничными условиями течения. Она является обычным состоянием движущейся жидкости, за исключением течений при малых числах Рейнольдса».

Проблема турбулентности до сих пор остается открытой проблемой гидромеханики, несмотря на то, что в течение целого века привлекала внимание многих выдающихся исследователей. Столь большой срок от первых наблюдений этого явления до его теоретического осмысления связан со сложностью рассматриваемой проблемы. До настоящего времени не существует общего подхода к описанию турбулентного движения жидкости. За более чем 100-летнюю историю были развиты различные подходы – статистический, структурный и динамический – для описания феномена турбулентности. Результаты, полученные в каждом из них, зачастую относились к разным задачам и отвечали на вопросы, возникающие в качественно различных экспериментальных ситуациях. В периоды своего возникновения и развития эти подходы представлялись их сторонниками единственно приемлемыми, и поэтому они развивались параллельно и практически независимо. Лишь в последние 20 лет наметилась тенденция к их объединению в единую теорию турбулентности.

Численные методы решения задач газовой динамики активно развиваются. В вычислительной газодинамике существует проблема моделирования турбулентных течений. В настоящее время находят применение четыре основных направления решения данной проблемы:

– осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса (RANS – Reynolds Averaged Navier – Stokes equations), замкнутые с помощью алгебраических или дифференциальных моделей турбулентности;

– метод LES (Large Eddy Simulation), основанный на решении нестационарных уравнений Навье – Стокса с моделированием влияния вихрей подсеточного масштаба;

– метод DES (Detached Eddy Simulation), который является комбинацией двух предыдущих подходов. В зоне внешнего «гладкого» течения используется RANS, а в зоне отрыва потока с крупными вихрями – LES;

– прямое численное моделирование (DNS – Direct Numerical Simulation) – решение нестационарных уравнений Навье – Стокса без каких-либо замыкающих соотношений.

Наиболее точные результаты можно получить при минимальных допущениях в математической модели. Этому в большей мере отвечает DNS. Однако компьютерная техника еще не скоро обеспечит возможность разрешения на сетках всех вихрей до колмогоровского масштаба включительно.

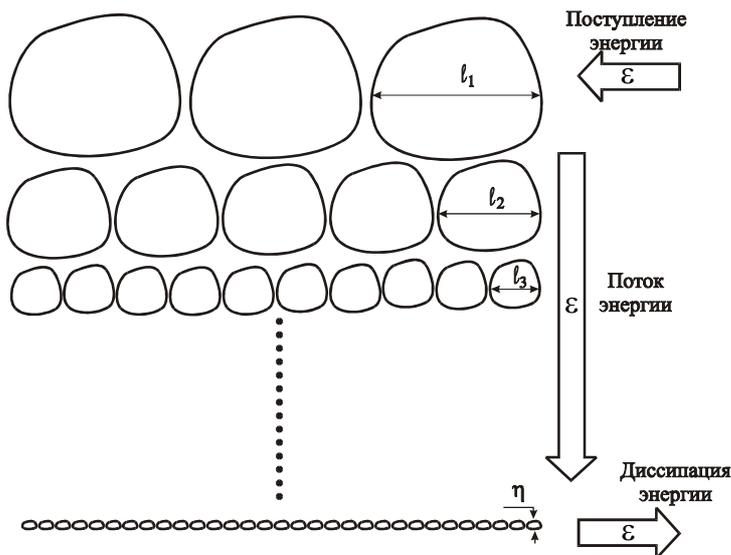
Методы LES и особенно DES могут быть реализованы на современных суперкомпьютерах, но такая техника не доступна для многих специалистов.

Поэтому наиболее широко применяются осредненные уравнения Навье – Стокса, замкнутые с помощью той или иной модели турбулентности. При этом выбор модели турбулентности может существенно повлиять на успешность численного исследования.

2.7.4.1 Механизмы турбулентности

Наиболее распространенной является интерпретация числа Рейнольдса как меры относительной значимости сил инерции и сил вязкости, действующих внутри жидкости. Силы инерции, если они существенно превосходят силы вязкости, что соответствует большим числам Re , вызывают перемешивание конечных объемов жидкости, движущихся с разными скоростями. В результате осуществляется передача энергии от крупномасштабных структур (вихрей) к менее крупным, образующимся за счет потери устойчивости более крупных вихрей. Иными словами, крупномасштабные структуры играют роль аккумуляторов энергии из основного потока. Поглощая энергию основного потока, эти структуры оказываются сильно анизотропными, завихренными и существенно отличаются от течения к течению.

Основным механизмом генерации энергии турбулентности является деформация структур, представляющая собой трехмерный процесс, поэтому все развитые турбулентные



течения являются трехмерными. Посредством нелинейных взаимодействий крупномасштабные структуры передают часть своей энергии менее крупным структурам и т. д., в результате реализуется так называемый каскадный механизм передачи энергии.

Согласно Ричардсону (1922) каскадный процесс передачи энергии в турбулентном потоке, базирующийся на представлении о существовании иерархии вихрей, завершается на самых мелкомасштабных структурах

Рисунок 2.7.6 – Схема каскада турбулентных вихрей

вязкой диссипацией кинетической энергии в тепло (рис. 2.7.6). Вихри разных масштабов изображены овалами, разнесенными на разные строки согласно своим размерам. Энергия в изображенный каскад поступает на самом крупном масштабе, спускается по каскаду вниз, до вихрей размера порядка η и рассеивается под воздействием вязкости. Скорость поступления энергии в каскад, скорость переноса энергии вниз по каскаду и скорость ее рассеивания на диссипативных масштабах одинаковы (обозначены ε). Кроме того, такая картина течения предполагает локальность взаимодействия между вихрями: вихри масштаба ℓ_n могут взаимодействовать только с вихрями размера ℓ_{n+1} и ℓ_{n-1} , т. е. предполагается, что взаимодействие вихрей, масштабы которых сильно отличаются, можно рассматривать как перенос мелких вихрей под воздействием поля скорости крупных вихрей без обмена энергией между ними.

Вследствие хаотичности процесса передачи энергии от движений данного масштаба к движению меньших масштабов анизотропность, неоднородность и нестационарность осредненного движения должны все меньше и меньше сказываться на статистическом режиме пульсаций все меньших и меньших масштабов. Поэтому можно утверждать, что влияние среднего течения практически перестает сказываться на структуре пульсаций (за исключением лишь наиболее крупномасштабных).

Большое значение для понимания роли мелкомасштабной турбулентности в процессах турбулентного переноса имеют работы Джеффри Тэйлора (1935) и А. Н. Колмогорова (1941).

Средняя скорость диссипации ε , характеризующая среднее количество энергии, переходящей в тепло в единице массы жидкости за единицу времени, определяется соотношением

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \nu \cdot \sum_{i,j} \overline{\left(\frac{\partial c'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c'_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (2.7.9)$$

Диссипацией энергии осредненного течения под влиянием молекулярной вязкости при больших числах Рейнольдса обычно пренебрегают.

Гипотеза Колмогорова об универсальности статистического режима мелкомасштабной турбулентности и его зависимости только от скорости диссипации ε и коэффициента вязкости ν , а также соображения размерности позволяют оценить нижнюю границу линейных, скоростных и временных масштабов структур (вихрей), участвующих в процессе диссипации энергии:

$$\eta_k = \nu^3 / \varepsilon, \quad V_{\eta_k} = (\nu \varepsilon)^{1/4}, \quad t_{\eta_k} = (\nu / \varepsilon)^{1/2}. \quad (2.7.10)$$

Названный колмогоровским масштаб η_k характеризует линейные размеры структур, на которые вязкость еще оказывает существенное влияние.

Для пограничного слоя наименьшим масштабом является вязкостный масштаб $l_v = \nu / w_*$,

где $w_* = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}$ – динамическая скорость; τ_w – напряжение трения на стенке.

2.7.4.2 Уравнения для характеристик турбулентности

Замыкание системы уравнений движения Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу, выполняется путем установки связей между рейнольдсовыми напряжениями τ_{ij} и скоростями деформаций.

Уравнения переноса, используемые в моделях с одним или двумя дифференциальными уравнениями, в общем виде следующие:

$$\rho \frac{\partial \Phi}{\partial \tau} + \rho \cdot \overline{c_j} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} = P - D + \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \left[(\mu + \Gamma_\Phi) \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right] + A . \quad (2.7.11)$$

Параметры $\Phi, P, D, \Gamma_\Phi, A$ в уравнении (2.7.11) имеют разную форму для разных уравнений переноса – **кинетической энергии турбулентных пульсаций, скорости диссипации кинетической энергии и удельной скорости диссипации.**

Формулы для этих параметров для каждого вида уравнений приведены в табл. 2.7.1. Параметр $A = 0$ для всех моделей, кроме модели Ментора SST, для которой

$$A = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} .$$

Таблица 2.7.1 – Параметры уравнения (2.7.11)

Уравнение	Φ	P	D	Γ_Φ
Кинетическая энергия	k	$\tau_{ij} \cdot \frac{\partial \overline{c_i}}{\partial x_j}$	$\rho \varepsilon$ или $\beta^* \rho k \omega$	$\frac{\mu}{\sigma_k}$
Скорость диссипации кинетической энергии	ε	$c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \overline{c_i}}{\partial x_j}$	$c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$	$\frac{\mu}{\sigma_\varepsilon}$
Удельная скорость диссипации	ω	$\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \overline{c_i}}{\partial x_j}$	$\beta \rho \omega^2$	$\sigma_\omega \mu_t$

Значения констант, входящих в уравнения табл. 2.7.1, представлены в табл. 2.7.2.

Наиболее простыми моделями, определяющими турбулентную вязкость ν_t , являются алгебраические модели, в которых связь между турбулентной вязкостью и параметрами осредненного потока задается алгебраическими соотношениями.

Более сложными являются модели с одним или двумя дифференциальными уравнениями.

Гипотеза Буссинеска. Согласно этой гипотезе турбулентные напряжения могут быть выражены формулами того же вида, что и вязкостные напряжения. Для тензора рейнольдсовых напряжений это дает

$$-\overline{c'_i c'_j} = \nu_t \cdot \left(\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{c}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \cdot \delta_{ij} , \quad (2.7.12)$$

где ν_t – турбулентная вязкость; δ_{ij} – коэффициент Кронекера.

Данное уравнение не вводит модели турбулентности, а только характеризует структуру такой модели. При этом основной задачей является задание функции турбулентной вязкости ν_t . В отличие от коэффициента молекулярной вязкости ν коэффициент ν_t определяется состоянием турбулентного течения и не связан со свойствами жидкости. Значение ν_t может значительно изменяться от точки к точке в пространстве в зависимости от характера течения.

Алгебраические модели турбулентности. Алгебраическая модель для описания распределения ν_t впервые была предложена Прандтлем в 1925 г. и известна как модель смешения. Одним из важнейших результатов теории Прандтля явилось установление универсального логарифмического закона для профиля скоростей в пристеночных областях течений в трубах, каналах, пограничных слоях.

Модель Прандтля записывается в виде

$$\nu_t = l_m^2 \cdot \left| \frac{\partial c_x}{\partial x} \right| , \quad (2.7.13)$$

где l_m – длина пути смешения, определяемая эмпирически.

В пограничном слое полагают, что $l_m = \kappa \cdot y$, где $\kappa \approx 0,4$ – число Кармана;

y – расстояние от стенки.

Модель Кармана. Некоторую конкуренцию теории Прандтля составила теория Т. Кармана, в рамках которой локальные свойства потока определялись первой и второй производными от осредненной скорости по поперечной координате. В этом случае из соображений размерности следует формула

$$\tau_t = \rho \cdot \kappa^2 \cdot \left(\frac{d\bar{c}}{dy} \right)^4 \left/ \left(\frac{d^2\bar{c}}{dy^2} \right)^2 \right. \quad (2.7.14)$$

Отсутствие в формуле Кармана пути перемешивания делает ее в некоторых случаях предпочтительной по сравнению с формулой Прандтля.

Популярными алгебраическими моделями являются: двухслойные модели Себеси – Смита, Болдуина – Ломакса, модель с половинным уравнением Джонсона – Кинга и т. д. Оценка применимости алгебраических моделей турбулентности детально обсуждена в работе Уилкокка [15].

К достоинствам алгебраических моделей можно отнести: скорость вычислений, простоту калибровки и модификаций с учетом специфики рассматриваемых течений.

Модели турбулентности с одним дифференциальным уравнением. Модели с одним дифференциальным уравнением обладают большей универсальностью к описанию турбулентных течений с учетом сжимаемости, переходных явлений, кривизны и отрыва потока, однако объектами их применения, как правило, являются простые конфигурации потоков.

Формула Колмогорова – Прандтля

$$v_t = C_\mu^* \cdot \sqrt{k} \cdot L, \quad (2.7.15)$$

где C_μ^* – эмпирическая функция местного турбулентного числа Рейнольдса; k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций.

Как и в случае алгебраических моделей, в моделях с одним дифференциальным уравнением сильна привязка к калибровочным типам течений. Снять указанные ограничения можно, например, при определении масштаба турбулентности введением независимой переменной, т. е. решением дополнительного уравнения переноса.

Модели турбулентности с двумя дифференциальными уравнениями. Более универсальными моделями в инженерных расчетах турбулентных потоков являются модели с двумя дифференциальными уравнениями.

Большое распространение получили двухпараметрические модели, в которых вместо уравнения для масштаба турбулентности используется уравнение для скорости диссипации энергии турбулентности ε . Семейство этих моделей получило наименование $k-\varepsilon$ моделей турбулентности. Базисную роль для многочисленного семейства $k-\varepsilon$ моделей имеет следующее уравнение:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + c_j \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} v_t \left(\frac{\partial c_k}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_k} \right) - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (2.7.16)$$

Средством, позволившим существенно улучшить описание пристеночных течений в рамках рассматриваемого класса моделей турбулентности, явилось использование вместо уравнения для скорости диссипации ε уравнения для параметра $\omega = \varepsilon / C_\mu \cdot k$. Этот параметр, иногда называемый «псевдозавихренностью», имеет размерность частоты (1/с) и

характеризует величину скорости диссипации, приходящуюся на единицу кинетической энергии турбулентности.

Одной из наиболее представительных современных дифференциальных моделей, является так называемая двухзональная $k-\omega$ -модель Ментера. Высокая эффективность этой, по существу, гибридной модели связана с использованием во внутренней (пристеночной) области $k-\omega$ -модели, изначально ориентированной на разрешение мелкомасштабной турбулентности, а во внешней – $k-\varepsilon$ -модели, предназначенной для описания крупномасштабных когерентных структур.

В табл. 2.7.2 приведены значения констант, входящих в уравнения табл. 2.7.1, для моделей турбулентности с двумя дифференциальными уравнениями: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, $k-\omega$ (SST). (SST – shear stress transport).

Таблица 2.7.2 – Значения констант моделей с двумя дифференциальными уравнениями

Модель $k-\varepsilon$	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	c_μ
	1,44	1,92	1	1,3	0,09
Модель $k-\omega$	β^*	β	α	σ_k	σ_ω
	0,09	0,075	5/9	0,5	0,5
Модель $k-\omega$ (SST)	β_1^*	β_1	α_1	σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$
	0,09	0,075	$\beta_1/\beta_1^* - \sigma_{\omega 1}k^2/\sqrt{\beta_1^*}$	0,85	0,5
	β_2^*	β_2	α_2	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 2}$
	0,09	0,0828	$\beta_2/\beta_2^* - \sigma_{\omega 2}k^2/\sqrt{\beta_2^*}$	1	0,856

Так как модели с двумя дифференциальными уравнениями базируются на предположении Буссинеска, им присущи такие же недостатки.

2.7.4.3 Структура турбулентного пограничного слоя

Современные представления о структуре турбулентного пограничного слоя (ТПС) основываются на анализе опытных данных. Цепочка вращающихся в противоположных направлениях продольных вихрей плотно покрывает гладкую стенку. Эти вихри подвержены колебаниям вблизи стенки и, в свою очередь, порождают низкоскоростные поперечные к потоку жгуты. В эволюции жгутов можно выделить следующие фазы: формирования, подъема, колебания и разрушения. Последовательность последних трех фаз принято называть всплеском. Выше низкоскоростных продольных вихрей, но все еще достаточно близко к стенке находится слой, постоянно разрушаемый всплесками. По некоторым данным, всплески

дают порядка 70 % рейнольдсовых напряжений. Характерным элементом внутренней области являются также мелкомасштабные поперечные вихри большой энергии. Данные вихри частично заполняют буферную область и полностью участок логарифмического профиля скорости. Основными элементами внешней области ТПС являются крупномасштабные поперечные вихревые структуры с характерными размерами порядка толщины слоя и «типичные» вихри с большой энергией в области перемежаемости. Очевидно, что даже схематизированное представление о структуре ТПС представляет собой достаточно сложную и не до конца изученную картину взаимодействия структурных элементов.

На рис. 2.7.7 показан профиль скорости в ТПС для течения вдоль плоской пластины без градиента давления. На рисунке использованы координаты закона стенки $\varphi = c/w_*$ и $\eta = y \cdot w_*/\nu$. Величина η выражает безразмерное расстояние от стенки.

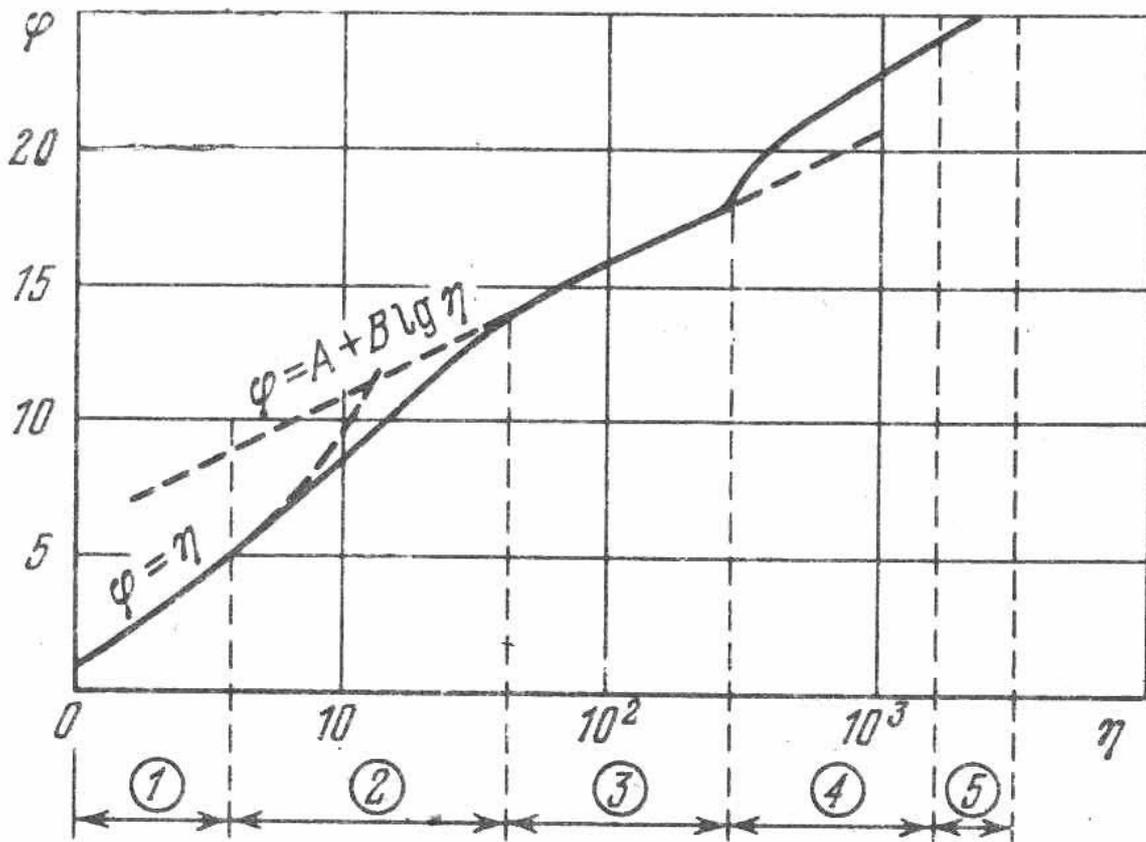


Рисунок 2.7.7 – Структура турбулентного пограничного слоя [16]

В ТПС выделяется, по меньшей мере, пять подобластей: вязкий подслой; переходная, или буферная область; область логарифмического профиля скорости; область закона следа и область перемежаемости. Первые три принято объединять в одну внутреннюю область, или область закона стенки. Внутренняя область пограничного слоя на плоской пластине занимает примерно 15–20 % от толщины всего слоя. Согласно измерениям в ней генерируется до 80 % энергии турбулентности, причем первые 5 % толщины дают более половины вклада в полное

производство турбулентной энергии. Область закона следа и область перемежаемости обычно объединяют во внешнюю область ТПС, занимающую порядка 80 % от толщины всего слоя.

Внешняя область ТПС с характерной для нее крупномасштабной турбулентностью обладает «долгой памятью» по Клаузеру. Полное затухание возмущений в этой области происходит на расстоянии, во много раз превышающем линейный масштаб турбулентности. Следовательно, свойства течения во внешней области могут зависеть в большей степени от предыстории потока.

Различные области ТПС отличаются друг от друга разномасштабностью вихревых (когерентных) структур.

Профили скоростей во внутренней области пограничного слоя, построенные в переменных φ , η (так называемый «закон стенки»), оказываются универсальными, то есть не чувствительными к изменению внешних условий, например к изменению продольного перепада давления, степени турбулентности внешнего потока, числа Рейнольдса и др.

Иными словами, масштабы w_* и v/w_* являются универсальными масштабами внутренней области. Что касается протяженности области действия закона стенки, то она существенно зависит от всех перечисленных выше факторов.

Существует большое количество моделей ТПС, каждое из которых разработано для узкого диапазона параметров течения. Даже краткое рассмотрение всех существующих моделей в рамках данного раздела не представляется возможным. Поэтому для знакомства с используемыми при расчетах ТПС моделями следует использовать специальную литературу.

2.7.5 Источники потерь, расчет потерь

Термин «потери» используется для сокращенного названия той части энергии, которая расходуется на преодоление вязкого трения различного вида. Механическая энергия потока при этом превращается в тепловую.

Эффективность является важным параметром для энергетических машин, в частности турбомашин, и характеристика потерь, определяющих эффективность, является важнейшим аспектом при анализе данных машин.

В разных ситуациях используются различные параметры для оценки потерь. Для внешних течений мерой потерь является сила сопротивления.

Для внутренних течений мерой потерь являются потери полного давления, потери напора или потери мощности.

2.7.5.1. Генерация энтропии. Важным показателем неэффективности внутренних течений является рост энтропии и потери работы.

Для необратимого процесса

$$ds = \frac{dl_w}{T} + \frac{dq}{T}. \quad (2.7.17)$$

Уравнение (2.7.17) можно записать как кинетическое уравнение

$$\frac{ds}{d\tau} = \frac{1}{T} \cdot \frac{dq}{d\tau} + \frac{ds_{необ}}{d\tau}. \quad (2.7.18)$$

Уравнение (2.7.18) дает скорость изменения энтропии в системе на единицу массы за счет потока теплоты и увеличение энтропии, связанное с необратимостью.

Основным источником потерь является производство энтропии в пограничных слоях вблизи твердых поверхностей. Уравнение пограничного слоя для потока без источников тепла имеет вид

$$\rho T \left(c_x \frac{\partial \Delta s}{\partial x} + c_y \frac{\partial \Delta s}{\partial y} \right) = - \frac{\partial q_y}{\partial y} + \tau_{xy} \frac{\partial c_x}{\partial y}. \quad (2.7.19)$$

В (2.7.19) Δs – это разница удельных энтропий между местным значением и за пределами пограничного слоя.

После интегрирования и преобразований получено уравнение для скорости изменения потока энтропии вдоль поверхности:

$$T \dot{S}_{необ} = \frac{d}{dx} \int_0^{y_s} \rho c_x [T(s - s_s)] dy = \int_0^{y_s} \left(\tau_{xy} \frac{\partial c_x}{\partial y} \right) dy. \quad (2.7.20)$$

$T \dot{S}_{необ} = \dot{D}$ является скоростью диссипации, пропорциональной толщине потери кинетической энергии:

$$\dot{D} = \frac{\rho}{2} \frac{d}{dx} (c_s^3 \delta^{***}). \quad (2.7.21)$$

Коэффициент диссипации пограничного слоя определяется по формуле

$$C_d = \frac{\dot{D}}{\rho c_s^3}. \quad (2.7.22)$$

Коэффициент диссипации для турбулентного пограничного слоя можно найти по формуле, предложенной Шлихтингом [17]:

$$C_d = 0,0056 (\text{Re}_\delta)^{-1/6}. \quad (2.7.23)$$

Коэффициент диссипации C_d слабо зависит от формы канала и от значения Re_δ , поэтому в первом приближении для турбомашин можно взять $C_d = 0,002$.

Коэффициент диссипации C_d связан с коэффициентом потерь зависимостью

$$\frac{\Delta \bar{p}_m^*}{0,5 \rho c_1^2} = 2C_d \frac{L}{b} \sum_f \int_0^x \left(\frac{c_{я}}{c_1} \right)^3 d \left(\frac{x}{L} \right). \quad (2.7.24)$$

В (2.7.24) $\Delta \bar{p}_m^* / 0,5 \rho c_1^2 = \zeta$ – среднemasсовый коэффициент потерь; c_1 – средняя скорость на входе; b – высота канала на входе.

2.7.5.2. Внутренние течения. Диссипация энергии в каналах оценивается с помощью коэффициента потерь ζ , который определяется по формуле

$$\zeta = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot c_{cp}^2}. \quad (2.7.25)$$

Потери напора определяются по формуле

$$\Delta h = \zeta \cdot \frac{c_{cp}^2}{2}, \quad (2.7.26)$$

а потери мощности по формуле

$$P_w = \bar{m} \cdot \zeta \frac{c_{cp}^2}{2}. \quad (2.7.27)$$

Искусство профилирования проточной части заключается в том, чтобы минимизировать сумму неизбежных потерь трения и остальных составляющих, которые, в принципе, можно исключить.

Классификация потерь в каналах. Классификация потерь по видам полезна, и даже необходима для лучшего понимания сложного характера рабочего процесса турбомашин и широко используется для построения сравнительно простых методов расчета в инженерной практике. При этом следует помнить об условности любой классификации как упрощенного описания сложной реальности.

Потери при движении газа в каналах турбомашин принято классифицировать по видам:

– *потери трения.* Свойство газовых частиц прилипать к твердым поверхностям приводит к скольжению слоев газа и возникновению касательного напряжения трения. Потери трения имеют место при движении в каналах любой формы и при обтекании любых поверхностей;

– при диффузорном течении возможен отрыв потока от обтекаемых поверхностей с образованием зон, в которых направленная кинетическая энергия приобретает вихревой характер и теряется из-за трения газовых частиц друг о друга. При отрыве потока появляются *потери отрыва*, называемые также вихревыми потерями.

Отрыв потока может возникать как при течении в диффузорных каналах, так и в местных диффузорных зонах, возникающих при повороте потока в криволинейных каналах. В

отличие от потерь трения потери отрыва могут иметь место не всегда, например их не бывает в прямых трубах и прямых конфузорах;

– при повороте потока на поверхностях, ограничивающих криволинейные каналы по высоте, возникают *вторичные потери*. Вторичные течения возникают из-за того, что частицы с пониженной кинетической энергией «подсасываются» в область пониженного давления на выпуклой поверхности канала. Вторичные потери имеют вихревой характер, и их кинетическая энергия теряется из-за трения газовых частиц друг о друга – подобно тому, как это происходит в зонах отрыва потока. Возникновение вторичных течений ведет к появлению вторичных потерь;

– торможение сверхзвукового потока в прямом канале практически всегда сопровождается возникновением скачка уплотнения, в котором поток мгновенно становится дозвуковым. При этом скачкообразно меняются все параметры потока. Происходит мгновенное уменьшение полного давления, которое является мерой механической энергии газа. В скачке уплотнения возникают так называемые *волновые потери*.

Итак, потери напора при движении газа в канале или элементе проточной части турбомашин можно представить так: $h_w = h_{тр} + h_{отр} + h_{вт} + h_{волн}$.

В настоящее время существует возможность расчета трехмерного пограничного слоя на ограничивающих поверхностях, что делает необязательным выделение вторичных потерь в отдельную группу. То есть вполне допустимо представить потери напора в виде $h_w = h_{тр} + h_{отр} + h_{волн}$, где потери трения учитывают трехмерный характер пограничного слоя.

2.7.5.3 Внешние течения. При расчете турбулентных пограничных слоев на плоской

поверхности часто используют для распределения скоростей степенной закон $\frac{c}{c_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7}$. В

этом случае решение уравнения импульсов дает следующие результаты:

для толщины пограничного слоя

$$\delta = 0,382 x / \text{Re}_x^{0,2}; \quad (2.7.28)$$

для коэффициента трения

$$c_{fx} = 0,0594 / \text{Re}_x^{0,2}. \quad (2.7.29)$$

Коэффициент сопротивления при обтекании тел $C_D = \frac{F_D}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot c_\infty^2}$:

для ламинарного течения

$$C_D = 1,328 / \text{Re}_L^{0,5}; \quad (2.7.30)$$

для турбулентного течения для $5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^7$

$$C_D = 0,074/Re_L^{0,2}; \quad (2.7.31)$$

для турбулентного течения для $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

$$C_D = 0,074/Re_L^{0,2}; \quad (2.7.32)$$

для турбулентного течения для $5 \cdot 10^5 < Re < 10^9$

$$C_D = 0,455/(\log Re_L)^{2,58}; \quad (2.7.33)$$

для комбинированного ламинарного и турбулентного течений для $Re < 10^7$

$$C_D = 0,074/Re_L^{0,2} - 1740/Re_L; \quad (2.7.34)$$

для комбинированного ламинарного и турбулентного течений для $Re < 10^9$

$$C_D = 0,455/(\log Re_L)^{2,58} - 1610/Re_L. \quad (2.7.35)$$

Потери смешения. Процессы генерации потерь создают неоднородность в потоке с дальнейшим смешиванием ниже по течению. Общий уровень потерь зависит не только от процессов генерации потерь в данном элементе, а также и от процессов генерации потерь в элементах, находящихся ниже по течению. Измерительные сечения часто находятся в местах, в которых смешение не является полным. Например, при определении характеристик ступеней в многоступенчатых турбомашинах или при определении характеристик элементов степени.

На рис. 2.7.8 представлена схема смешивания следа в плоской решетке профилей.

Скорость в ядре потока на выходе из решетки $c_{я2}$. Давление торможения в ядре потока между пограничными слоями равно давлению торможения на входе:

$$p_0 + \frac{1}{2} \rho c_0^2 = p_{я2} + \frac{1}{2} \rho c_{я2}^2. \quad (2.7.36)$$

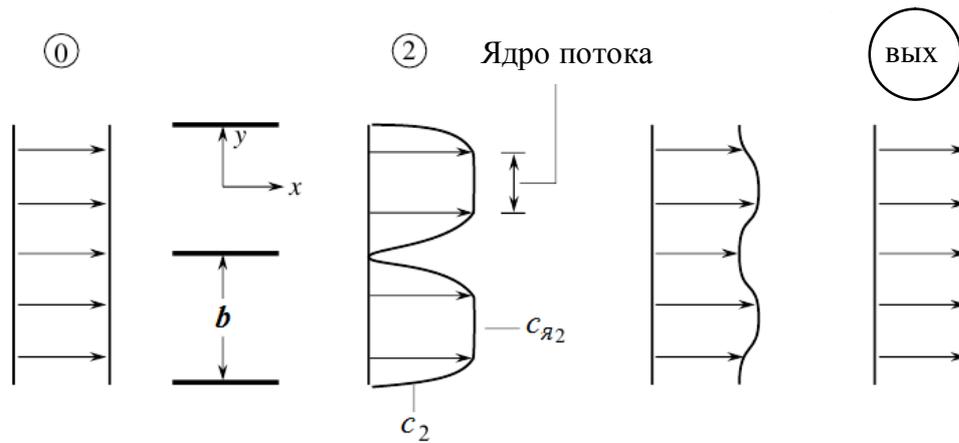


Рисунок 2.7.8 – Схема смешивания следа в плоской решетке профилей [18]

Отношение потерь давления торможения между сечениями 0 и 2 к разности давлений между сечениями 0 и *вых* определяется по формуле

$$\frac{P_0^* - \bar{P}_{m2}^*}{P_0^* - P_{вых}^*} = \frac{\left(\frac{\delta_2^{***}}{b}\right)}{\left(\frac{\delta_2^*}{b}\right)\left(\frac{2}{H_2} + \frac{\delta_2^*}{b}\right)\left(1 - \frac{\delta_2^*}{b}\right)} \cong \frac{H_2 \delta_2^{***}}{2\delta_2^*} = \frac{\delta_2^{***}}{2\delta_2^{**}}. \quad (2.7.37)$$

Тела с задней кромкой, толщина которой намного больше, чем толщина пограничного слоя на задней кромке, имеют значительную долю роста энтропии, генерируемого при смешении следа.

2.7.6 Задачи

2.7.6.1 Примеры решения задач

Пример 2.7.1

Предполагая линейное распределение скоростей в пограничном слое, определить толщину пограничного слоя, толщину вытеснения, толщину потери импульса и коэффициент трения.

Решение

Интегральное уравнение импульсов имеет вид

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^{\delta} c(c_{\infty} - c) dy \right] = \nu \frac{dc}{dy} \Big|_{y=0}.$$

Для линейного распределения скоростей

$$\frac{c}{c_{\infty}} = \frac{y}{\delta}.$$

Тогда

$$c = \frac{c_{\infty} \cdot y}{\delta}, \text{ и } \frac{dc}{dy} = \frac{c_{\infty}}{\delta}, \tau = \frac{\mu \cdot c_{\infty}}{\delta}.$$

Вычисляем интеграл

$$\int_0^{\delta} \left[\frac{c_{\infty}^2}{\delta} y - \frac{c_{\infty}^2}{\delta^2} y^2 \right] dy = \left[\frac{c_{\infty}^2 \cdot \delta}{2} - \frac{c_{\infty}^2 \cdot \delta}{3} \right] = \frac{1}{6} c_{\infty}^2 \cdot \delta.$$

$$\frac{d}{dx} \left[\frac{c_{\infty}^2 \cdot \delta}{6} \right] = \nu \cdot \frac{c_{\infty}}{\delta} \text{ или } \frac{c_{\infty}^2}{6} \frac{d\delta}{dx} = \nu \cdot \frac{c_{\infty}}{\delta}.$$

Разделяем переменные

$$\delta \cdot d\delta = (6 \cdot \nu / c_{\infty}) dx$$

и интегрируем

$$\delta^2 = (12\nu x / c_{\infty}) = 12x^2 / \text{Re}_x. \quad \delta = 3,464 x / \text{Re}_x^{0,5}.$$

Толщина вытеснения

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left[1 - \frac{c}{c_{\infty}} \right] dy = \int_0^{\delta} \left[1 - \frac{y}{\delta} \right] dy = \delta/2.$$

Толщина потери импульса

$$\delta^{**} = \int_0^{\delta} \frac{c}{c_{\infty}} \cdot \left[1 - \frac{c}{c_{\infty}} \right] dy = \int_0^{\delta} \left[\frac{y}{\delta} - \frac{y^2}{\delta^2} \right] dy = \delta/2 - \delta/3 = \delta/6.$$

Коэффициент трения

$$c_{fx} = \frac{\tau}{0,5\rho c_\infty^2} = \frac{2\mu c_\infty}{\rho c_\infty^2 \delta} = 0,577/\text{Re}_x^{0,5}.$$

(Для сравнения: точные решения уравнения импульсов, выполненные Блазиусом и Говардом, такие: $\delta = 5x/\text{Re}_x^{0,5}$; $c_{fx} = 0,664/\text{Re}_x^{0,5}$; $c_f = 1,328/\text{Re}_L^{0,5}$).

Пример 2.7.2

Определить расстояние от начала плоской пластины, где поток становится турбулентным для а) воздуха, б) воды и в) моторного масла, если скорость течения 3 м/с. Также определить толщину пограничного слоя в этом месте. Температура среды = 20 °С. Кинематическая вязкость и плотность воздуха, воды и моторного масла приведены в таблице.

Таблица

	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость, м ² /с
Воздух	1,2	15,1·10 ⁻⁶
Вода	1000	1,0·10 ⁻⁶
Моторное масло	888	901·10 ⁻⁶

Решение

Течение становится турбулентным, если $\text{Re} \geq 5 \cdot 10^5$.

Для воздуха: $5 \cdot 10^5 = 3 \cdot L_n / (15,1 \cdot 10^{-6})$. $L_n = 2,52$ м.

Толщина пограничного слоя

$$\delta = 5x/\text{Re}_x^{0,5} = 5 \cdot 2,52 / (5 \cdot 10^5)^{0,5} = 0,018 \text{ м.}$$

Для воды: $5 \cdot 10^5 = 3 \cdot L_n / (1,0 \cdot 10^{-6})$. $L_n = 0,17$ м.

Толщина пограничного слоя $\delta = 5x/\text{Re}_x^{0,5} = 5 \cdot 0,17 / (5 \cdot 10^5)^{0,5} = 0,168$ м.

Для моторного масла: $5 \cdot 10^5 = 3 \cdot L_n / (901 \cdot 10^{-6})$. $L_n = 150,2$ м.

Толщина пограничного слоя

$$\delta = 5x/\text{Re}_x^{0,5} = 5 \cdot 150,2 / (5 \cdot 10^5)^{0,5} = 1,06 \text{ м.}$$

Пример 2.7.3

Касательное напряжение на расстоянии 2 м от передней кромки плоской пластины равно 2,1 Н/м². Предполагая, что поток турбулентный с начала пластины, определить: скорость в ядре потока; толщину пограничного слоя и скорость в пограничном слое на расстоянии 15 мм над пластиной. Параметры воздуха над пластиной: температура 20 °С; плотность $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 15,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Решение

Используем уравнение $c_{fx} = 0,0594/\text{Re}_x^{0,2}$

и уравнение $\tau = 0,5 \cdot \rho \cdot c_\infty^2 \cdot c_{fx}$.

$$2,1 = \frac{0,5 \cdot 1,2 \cdot c_\infty^2 \cdot 0,0594 \cdot (15,1 \cdot 10^{-6})^{0,2}}{c_\infty^{0,2} \cdot 2^{0,2}}.$$

$$c_\infty^{1,8} = 621. \quad c_\infty = 35,6 \text{ м/с}.$$

Определяем число Рейнольдса $\text{Re} = 35,6 \cdot 2 / (15,1 \cdot 10^{-6}) = 4,8 \cdot 10^6$ – течение турбулентное и поэтому использование уравнения $c_{fx} = 0,0594/\text{Re}_x^{0,2}$ является правильным.

Толщину пограничного слоя определяем из формулы

$$\delta = 0,382 x / \text{Re}_x^{0,2} = 0,382 \cdot 2 / (4,8 \cdot 10^6)^{0,2} = 0,0352 \text{ м}. \quad \delta = 35,2 \text{ мм}.$$

Скорость в пограничном слое на расстоянии 15 см над пластиной определяем из закона

$$\frac{c}{c_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7} : c = 35,6 \cdot \left(\frac{15}{35,2}\right)^{1/7} = 32,1 \text{ м/с}.$$

Пример 2.7.4

Поток воды со скоростью 1,2 м/с движется над плоской поверхностью. Определить толщину пограничного слоя и толщину вытеснения на расстоянии 1,2 м от начала поверхности, используя закон профиля скорости 1/7. Полученные результаты сопоставить с результатами, полученными с помощью формул для ламинарного пограничного слоя. Вязкость воды $\nu = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Решение

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{c \cdot x}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 1,2}{1,0 \cdot 10^{-6}} = 1,44 \cdot 10^6 > 5 \cdot 10^5.$$

Течение турбулентное. Для турбулентного течения толщина пограничного слоя

$$\delta_L = 0,382 x / \text{Re}_L^{0,2} = 0,382 \cdot 1,2 / (1,44 \cdot 10^6)^{0,2} = 0,027 \text{ м}.$$

Толщина вытеснения

$$\delta^* = \int_0^\delta \left[1 - \frac{c}{c_\infty} \right] dy = \int_0^\delta \left[1 - \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \right] dy = \left[y - \frac{7}{8} \frac{y^{1+1/7}}{\delta^{1/7}} \right] = \frac{1}{8} \delta.$$

$$\delta^* = 27/8 = 3,4 \text{ мм.}$$

Коэффициент трения

$$c_f = 0,0594 / \text{Re}^{0,2} = 0,00349.$$

Касательное напряжение

$$\tau = 0,5 \cdot \rho \cdot c_\infty^2 \cdot c_f = 0,5 \cdot 1000 \cdot 1,2^2 \cdot 0,00349 = 2,51 \text{ Н/м}^2.$$

Расчеты по формулам для ламинарного пограничного слоя:

толщина пограничного слоя

$$\delta = 5x / \text{Re}^{0,5} = 5 \cdot 1,2 / (1,44 \cdot 10^6)^{0,5} = 0,005 \text{ м;}$$

толщина вытеснения

$$\delta^* = \frac{1}{7} \delta = \frac{5}{7} = 0,71 \text{ мм;}$$

коэффициент трения

$$c_f = 0,664 / \text{Re}^{0,5} = 5,55 \cdot 10^{-4};$$

касательное напряжение

$$\tau = 0,5 \cdot 1000 \cdot 1,2^2 \cdot 5,5 \cdot 10^{-4} = 0,4 \text{ Н/м}^2.$$

В турбулентном пограничном слое толщина меньше, а касательные напряжения больше, чем в ламинарном.

2.7.6.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.7.1. Поток воздуха над плоской пластиной движется со скоростью $c = 25$ м/с. На расстоянии 0,2 м от входной кромки толщина пограничного слоя равна 5,7 мм. Определите толщину вытеснения и толщину потери импульса в этом сечении, приняв профиль скорости

$$\frac{c}{c_\infty} = 2 \frac{y}{\delta} - \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 + C. \text{ Рассчитайте значение константы } C.$$

[1,9 мм; 0,76 мм]

Задача 2.7.2. В воздушном канале квадратного сечения со стороной 80 мм скорость потока на входе равна 30 м/с. На расстоянии 0,3 м от входа толщина вытеснения равна 1 мм. Определите изменение давления от входа до рассматриваемого сечения.

[59 Н/м²]

Задача 2.7.3. В канале квадратного сечения со стороной 0,305 м движется воздух. На некотором участке канала толщина пограничного слоя увеличивается от 9,5 до 12,7 мм. В первом сечении скорость потока воздуха равна 18,3 м/с, избыточное давление $p_{изб} = -22,9$ ммН₂О. Определите скорость во втором сечении и изменение статического

давления, предполагая, что закон профиля скорости $\frac{c}{c_\infty} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7}$.

[18,4 м/с; 2,19 Н/м²]

Задача 2.7.4. Скорость потока воды в прямом канале равна 1,6 м/с. В потоке расположена пластина длиной 0,3 м и шириной 1 м параллельно направлению течения. Определите силу трения на пластине. Используйте кубический закон скорости.

[1,62 Н]

Задача 2.7.5. Определите, с какой скоростью вода обтекает шар диаметром 12 см, если сила сопротивления равна 5 Н. Температура воды – 10 °С.

[1,3 м/с]

Задача 2.7.6. Применяя закон скорости $\frac{c}{c_\infty} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/9}$, получите выражение для толщины пограничного слоя на расстоянии x от входной кромки пластины.

[$\delta = 0,287 x / \text{Re}^{1/6}$]

Задача 2.7.7. Определите силу профильного сопротивления самолета длиной 100 м и диаметром 20 м, который летит со скоростью 130 км/ч. Температура воздуха 25 °С и давление 0,9 бар.

[8370 Н]

Задача 2.7.8. Поток воздуха над плоской поверхностью имеет скорость $c = 6$ м/с. Определите скорость на расстоянии 0,5 и 0,8 м от входной кромки пластины на расстоянии 6 мм от поверхности пластины. Расчеты выполните для: а) кубического профиля скорости в

пограничном слое; б) линейного профиля. Параметры воздуха над пластиной: температура $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, плотность $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 15,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. В случае турбулентного потока для расчета следует использовать степенной закон распределения скорости – $1/7$.

Задача 2.7.9. Получите выражения для толщины вытеснения и толщины потери импульса для потока над пластиной, предполагая, что $\frac{c}{c_\infty} = \sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{y}{\delta}\right)$.

Задача 2.7.10. Определите скорость для потока над плоской пластиной, при которой поток становится турбулентным на расстоянии 0,6 м от входной кромки пластины. Рабочая среда: а) воздух; б) вода; в) машинное масло. Температура рабочей среды $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 2.7.11. Для точки перехода ламинарного течения в турбулентное определите отношение толщины ламинарного пограничного слоя с параболическим профилем $\frac{c}{c_\infty} = 2 \frac{y}{\delta} - \left(\frac{y}{\delta}\right)^2$ и толщины турбулентного пограничного слоя с профилем $\frac{c}{c_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7}$.

Задача 2.7.12. Сторона квадратного сечения на входе в канал равна 1 м, длина канала – 6 м. Поток воздуха имеет скорость 30 м/с. Для обеспечения устойчивого значения скорости в середине канала стенки канала постепенно расходятся. Определите угол уклона между сечениями канала, расположенными на расстоянии 2 и 4 м от входа.

Задача 2.7.13. Анемометр имеет две полусферические чашки диаметром 80 мм, расположенные на расстоянии 130 мм от оси вращения. Из-за трения чашки начинают вращаться при скорости ветра 3 м/с. Определить стартовый момент. Плотность воздуха $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент сопротивления с вогнутой стороны чашки $c_D = 1,42$, с противоположной – $c_D = 0,38$.

Задача 2.7.14. Получите выражения для толщины вытеснения и толщины потери импульса для потока над пластиной, предполагая, что $\frac{c}{c_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/6}$.

Задача 2.7.15. Наполненный гелием сферический баллон диаметром 1,5 м поднимается в атмосфере со скоростью 6,3 м/с. Вес пустого баллона 5 кг. Определите плотность гелия в баллоне. Плотность воздуха равна $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Задача 2.7.16. Поток воздуха над плоской поверхностью имеет скорость $c = 7 \text{ м/с}$. Определите скорость на расстоянии 0,4 и 0,7 м от входной кромки пластины, на расстоянии 5 мм от поверхности пластины. Расчеты выполните для: а) квадратичного профиля скорости в пограничном слое; б) линейного профиля. Параметры воздуха над пластиной: температура $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; плотность $\rho = 1,3 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. В случае турбулентного потока для расчета следует использовать степенной закон распределения скорости – $1/7$.

Список литературы к разделу 2.7

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие / И. А. Белов, С. А. Исаев. СПб: Балт. гос. техн. ун-т., 2001. – 108 с.
3. Гарбарук А. В. Простая алгебраическая модель турбулентности для расчета турбулентного пограничного слоя с положительным перепадом давления / А. В. Гарбарук, Ю. В. Лапин, М. Х. Стрелец // Научно-технические ведомости. – 1999. – № 1. – С. 82–86.
4. Гидромеханика / под общей ред. Я. И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1968. – 568 с.
5. Гиневский А. С. Теория турбулентных струй и следов / А. С. Гиневский. – М.: Машиностроение, 1969. – 400 с.
6. Лапин Ю. В. Статистическая теория турбулентности / Ю. В. Лапин // Научно-технические ведомости. – 2004. – № 2. – С. 10–16.
7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
8. Монин А. С. Статистическая гидромеханика / А. С. Монин, А. М. Яглом. – М.: 1965. – Ч. 1, 1967. – Ч. 2.
9. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1976. – 504 с.
10. Трехмерные турбулентные пограничные слои / под ред. Х. Фернхольца, Е. Краузе. – М.: Мир, 1985. – 384 с.
11. Турбулентность / под ред. П. Бредшоу. – М.: Мир, 1980. – 343 с.
12. Федяевский К. К. Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости / К. К. Федяевский, А. С. Гиневский, А. В. Колесников. – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.
13. Хинце И. О. Турбулентность: пер. с англ. – М., 1963.
14. Шерстюк А. Н. Турбулентный пограничный слой / А. Н. Шерстюк. – М.: Энергия, 1974. – 272 с.
15. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 711 с.
16. Юн А. А. Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе Fastest-3D: учебное пособие / А. А. Юн, Б. А. Крылов, – М.: Изд-во МАИ, 2007. – 116 с.
17. Smith A., Cebeci T. Numerical Solution of the Turbulent Boundary – Layer Equatio, Douglas Aircraft Division Report DAC 33735, 1967.
18. Baldwin B. S., Lomax H. Thin – Layer Approximation and algebraic Model for Separated Turbulent Flows”. AIAA Paper 78-257, Huntsville, AL, 1978.
19. Johnson D. A., King L. S. A Mathematically Simple Turbulence Closure Model for Attached and Separated Turbulent Boundary Layers // AIAA Journal. – Vol. 23, – No. 11. – P. 1684 – 1692.
20. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. California. – 1994.
21. Greitzer E. M., Tan C. S., Graf M. B. Internal Flow. Concepts and Applications / Cambridge University Press, 2004. – 707 p.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте, в чем заключается *моделирование нестационарного течения*.
2. Какие нестационарные процессы называются *аэродинамическими*?
3. Какие нестационарные процессы называются *аэроупругими*?
4. Какие процессы составляют аэродинамические нестационарные процессы?
5. В чем различие между *детерминированными, квазидетерминированными и случайными* нестационарными процессами?
6. На какие процессы подразделяются *детерминированные процессы*?
7. К каким процессам относятся *переходные и периодические процессы*?
8. Сформулируйте условия *возникновения переходных процессов*.
9. Сформулируйте условия *возникновения периодических процессов*.
10. Дайте определение и поясните понятие *вращающийся срыв*.
11. Дайте определение и поясните понятие *помпаж*.
12. Дайте определение и поясните понятие *когерентные структуры*.
13. Дайте определение понятия *одномерное течение*.
14. Дайте определение понятия *двухмерное течение*.
15. Дайте определение понятия *квazitрехмерное течение*.
16. Дайте определение понятия *пограничный слой*.
17. Дайте определение понятия *ядро потока*.
18. Назовите *интегральные характеристики пограничного слоя*.
19. Дайте определение понятия *толщина пограничного слоя*.
20. Дайте определение понятия *толщина вытеснения*.
21. Напишите формулу для определения *толщины вытеснения*.
22. Дайте определение понятия *толщина потери импульса*.
23. Напишите формулу для определения *толщины потери импульса*.
24. Дайте определение понятия *толщина потери кинетической энергии*.
25. Напишите формулу для определения *толщины потери кинетической энергии*.
26. Напишите *интегральное уравнение движения* для пограничного слоя (*уравнение Кармана*).
27. Дайте описание *отрыва потока*.
28. Напишите формулу для определения *критерия отрыва*.
29. Дайте определение понятия *турбулентность*.
30. Сформулируйте *основные направления моделирования турбулентных течений*.
31. Что является *основным механизмом генерации энергии турбулентности*?
32. Сформулируйте, в чем сущность понятия *каскадный механизм передачи энергии*.
33. В чем сущность метода расчета турбулентного течения, основанного на использовании *RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes equations*?
34. В чем сущность метода *LES (Large Eddy Simulation)*?
35. В чем сущность метода *DES (Detached Eddy Simulation)*?

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

36. В чем сущность метода прямого численного моделирования (DNS – Direct Numerical Simulation)?
37. Напишите формулу для определения *степени турбулентности*.
38. Напишите формулы для определения *линейных, скоростных и временных масштабов турбулентности*.
39. Напишите формулу *Колмогорова – Прандтля*.
40. Напишите уравнение переноса для *кинетической энергии турбулентных пульсаций*.
41. Напишите уравнение переноса для *скорости диссипации кинетической энергии*.
42. Напишите уравнение переноса для *удельной скорости диссипации*.
43. Сформулируйте *гипотезу Буссинеска*.
44. Дайте определение понятия *турбулентная вязкость*.
45. Дайте определение понятия *длина пути смешения*.
46. Дайте характеристику модели *Прандтля*.
47. Дайте характеристику модели *Кармана*.
48. Укажите значение *числа Кармана*.
49. Дайте характеристику *алгебраическим моделям турбулентности*.
50. Укажите *достоинства алгебраических моделей*.
51. Дайте характеристику модели *с одним дифференциальным уравнением*.
52. Дайте характеристику модели *с двумя дифференциальными уравнениями*.
53. Дайте характеристику *семейству $k - \epsilon$ -моделей*.
54. Дайте характеристику *семейству $k - \omega$ -моделей*.
55. Охарактеризуйте *двухзональную $k - \omega$ -модель Ментера*.
56. Дайте описание *структуры турбулентного пограничного слоя*.
57. Дайте определение понятия *«закон стенки»*.
58. Дайте определение понятия *«потери»*.
59. Что является *основным источником потерь?*
60. Напишите уравнение для *скорости изменения энтропии в системе на единицу массы*.
61. Дайте определение понятия *коэффициент потерь*.
62. Напишите формулу для определения *коэффициента потерь*.
63. Напишите формулу для определения *потерь напора*.
64. Напишите формулу для определения *потерь мощности*.
65. Дайте определение понятия *потери трения*.
66. Дайте определение понятия *потери отрыва*.
67. Дайте определение понятия *вторичные потери*.
68. Напишите формулу для определения *коэффициента трения*.
69. Напишите формулу для определения *коэффициента сопротивления*.
70. Дайте определение понятия *потери смешения*.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л. : Химия, 1982. – 582 с.
2. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент : справочник / под общей редакцией В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
3. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
4. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М. : Физматгиз, 1962. – 512 с.
5. Самойлович Г. С. Газодинамика : учебник для вузов / Г. С. Самойлович. – М. : Машиностроение, 1990. – 384 с.
6. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 271 с.
7. Dixon S. L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery / S. L. Dixon, S. A. Hall. – Sixth edition, Elsevier Inc., 2010. – 459 p.
8. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л. : Машиностроение, 1986. – 392 с.
9. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847 с.
10. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / Ю. Б. Галеркин. – М. : ООО «Информационно-издательский центр «КХТ»», 2010. – 596 с.
11. Калінкевич М. В. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – 269 с.
12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.
13. Stratford B. S. The prediction of separation of the turbulent boundary layer / B. S. Stratford // J. Fluid Mech., 1959. – Vol. 5, № 1.
14. Чжен П. Управление отрывом потока / пер. с англ. под ред. д-ра техн. наук Е. Н. Бондарева. – М. : Мир, 1979. – 552 с.
15. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. / D. C. Wilcox. – California, 1994.
16. Лапин Ю. В. Статистическая теория турбулентности / Ю. В. Лапин // Научно-технические ведомости. – 2004. – № 2. – С. 10–16.
17. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 711 с.
18. Greitzer E. M. Internal Flow. Concepts and Applications / E. M. Greitzer, C. S. Tan, M. B. Graf. – Cambridge University Press, 2004. – 707 p.

Приложение А
(справочное)

Краткие биографические сведения об ученых

Бернулли Даниил
(1700 – 1782)



Даниил Бернулли родился 29 января 1700 года в Гронингене (Голландия), где его отец, Иоганн Бернулли, преподавал математику в университете. В 1705 г. семья переехала в город Базель (Швейцария). После окончания гимназии в 1713 г. Даниила отправили во Францию совершенствовать знание французского языка. После возвращения на родину в 1716 г. он получил звание магистра философии. Получив сначала медицинское образование, Даниил Бернулли в 1725 году принял приглашение Петербургской академии наук и занял должность профессора кафедры физиологии. Найдя в данной сфере множество нерешенных задач из теоретической физики и, в частности, динамики движения жидкости (крови) в сосудах, возвратился к

математическому описанию физических процессов и в 1730 году возглавил кафедру чистой математики Петербургской академии. В 1733 году возвратился на родину в Базель, где возглавил кафедру анатомии и ботаники местного университета, но больше занимался экспериментальной физикой. В 1750 году он возглавил кафедру физики, где и работал до последних дней своей жизни.

Даниил Бернулли был очень добрым человеком. Он жертвовал университету, в котором преподавал, крупные суммы денег, построил дешевую гостиницу для путешествующих студентов, помогал нуждающимся.

Научный авторитет Даниила Бернулли был очень высок. Свидетельством этого было избрание его членом многих иностранных академий наук (помимо Петербургской) – Берлинской (1747), Парижской (1748), Лондонского королевского общества (1750). До последних дней жизни он занимался научной деятельностью. 17 марта 1782 года слуга нашел его в кресле уснувшим навсегда.

Вклад Даниила Бернулли в науку трудно переоценить. Вместе с М. В. Ломоносовым он стоял у истоков кинетической теории газов. В его трудах можно найти предвосхищение законов Гей – Люссака, Клапейрона и Шарля. Даниил Бернулли был первым, кто высказал суждение о том, что давление газа обусловлено тепловым движением молекул. В гидродинамике Даниил Бернулли дал уравнение установившегося движения идеальной несжимаемой жидкости. Оно выражает собой закон сохранения энергии. Уравнение Бернулли позволяет понять многие явления гидромеханики и аэромеханики. Оно используется при расчете различных трубопроводов, насосов и расходомеров, исследовании

процессов фильтрации и т. п. Вместе с некоторыми другими соотношениями уравнение Бернулли, записанное для среды с переменной плотностью, составляет основу газовой динамики. Д. Бернулли совместно с Л. Эйлером принадлежит главная заслуга в разработке механики жидких тел. Более пятидесяти лет (с 1727 по 1778 г.) Даниил Бернулли занимался изучением колебаний. В своих первых работах он исследовал малые колебания грузов, подвешенных на гибкой нити, а также подвешенного тяжелого однородного каната. В последующих работах он изучал колебания струн и стержней, ввел понятие простого гармонического колебания и обосновал положение о том, что общее колебание системы получается от сложения простых гармонических колебаний. Даниила Бернулли вместе с Д'Аламбером, Л. Эйлером и Лагранжем можно считать основателем математической физики.

Значительный вклад внес Даниил Бернулли и в математику. Он успешно занимался теорией рядов, различными специальными функциями, теорией вероятностей.

ВАН-ДЕР-ВААЛЬС

(1837 – 1923)



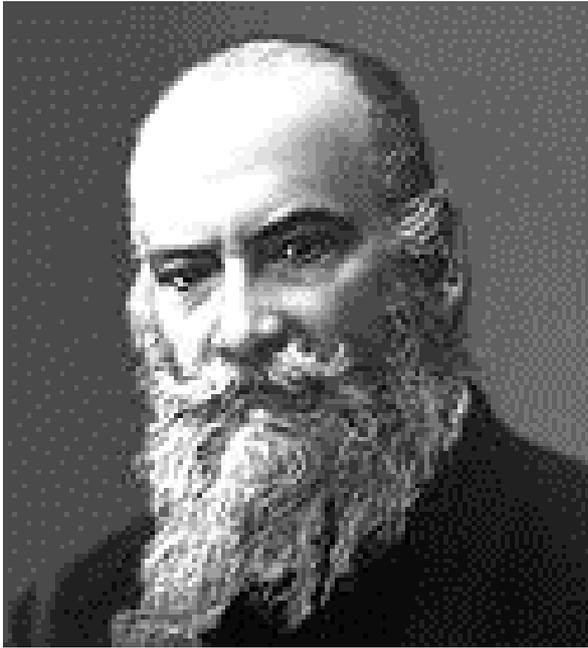
Нидерландский ученый, родился в Лейдене. С 1862 по 1865 г. он посещал Лейденский университет как вольнослушатель. В 1864 г. получил удостоверение учителя средней школы по математике и физике. В 1873 г. получил степень доктора. Его докторская диссертация, посвященная непрерывности газообразного и жидкого состояний вещества, получила горячее одобрение со стороны Джеймса Максвелла. Через четыре года после получения докторской степени он стал первым профессором физики в Амстердамском университете, где и оставался вплоть до выхода в отставку в 1908 г.

В 1880 г. он сделал свое наиболее важное открытие – закон соответствующих состояний. Согласно этому закону, если поведение некоторого газа и соответствующей жидкости известно при всех температурах и давлениях, то состояние любого другого газа или жидкости можно вычислить для любой температуры и давления при условии, что известно их состояние при критической температуре. Данный закон позволяет приблизительно определить условия, необходимые для сжижения газов.

Ван-дер-Ваальс в 1910 г. получил Нобелевскую премию по физике «за работу над уравнением состояния газов и жидкостей». Он был членом Нидерландской королевской академии наук и искусств, избран иностранным членом Французской академии наук, Берлинской королевской академии наук, Московского императорского общества натуралистов, Британского химического общества и американской Национальной академии наук.

ЖУКОВСКИЙ

(1847 – 1921)



Жуковский Николай Егорович – русский ученый в области механики, основоположник аэромеханики. В 1868 г. закончил Московский университет. С 1872 года преподавал в Московском техническом училище (ныне МВТУ), с 1886 г. одновременно профессор Московского университета. В 1894 году был избран членом-корреспондентом Петербургской академии наук. С 1918 года руководил ЦАГИ. Под руководством Жуковского была создана одна из первых в мире аэродинамических труб (1902), основан первый в Европе аэродинамический институт (1904), организована аэродинамическая лаборатория в Московском техническом

училище (1910). Жуковский своими работами по аэродинамике заложил теоретические основы крылатых летательных аппаратов. Ему принадлежит фундаментальная работа по динамике полета «О парении птиц» (1891), в которой исследован механизм парения с набором высоты и вычислены возможные эволюции траектории при полете, в том числе «мертвая петля» (петля Нестерова). В 1906 г. изложил принцип образования подъемной силы крыла самолета и сформулировал теорему, которая разрешает определить ее численное значение. В цикле работ (1910–1912) Жуковский развил математический аппарат для решения задач обтекания крыла и метод построения теоретических «профилей Жуковского». В 1912–1918 г. Жуковский установил законы распределения скоростей для лопасти винта, которые стали теоретическим основанием для их проектирования, создал основы аэродинамического расчета самолета.

Жуковский – автор 194 оригинальных исследований в области астрономии, математики, механики твердого тела, гидродинамики, гидравлики и др. Именем Жуковского назван кратер на Луне.

КЛАПЕЙРОН

(1799–1864)



Бенуа Поль Эмиль КЛАПЕЙРОН родился 26 января 1799 года в Париже. Окончил Политехническую школу (1818). Работал в Институте инженеров путей сообщения в Петербурге (1820 – 1830). По возвращении во Францию стал профессором Школы мостов и дорог в Париже.

Работы Клапейрона посвящены тепловым процессам. В 1834 г. он ввел в термодинамику графический метод, представив в геометрической форме рассуждения Карно. В том же году вывел уравнение состояния идеального газа (уравнение Клапейрона), объединяющее закон Бойля – Мариотта, закон Гей-Люссака и закон Авогадро. Это было наиболее простое соотношение, применимое с определенной степенью точности к реальным газам при низких давлениях и высоких температурах (в 1874 г. оно было обобщено Д. И. Менделеевым и теперь известно как уравнение Менделеева – Клапейрона).

Получил уравнение, связывающее между собой температуру кипения (или плавления) веществ и давление (уравнение Клапейрона – Клаузиуса; последний обосновал это уравнение в 1851 г.).

Умер Клапейрон в Париже 28 января 1864 года.

МАХ

(1838 – 1916)



Эрнст Мах – австрийский физик и философ-идеалист.

Его научные исследования касаются, главным образом, акустики и оптики – «О стробоскопическом определении высоты тона» (1873), «Об отражении и преломлении звука» (1873), «О скоростях распространения взрывных волн» (1877) и др., «О цвете двойных звезд на основании принципа Доплера» (1861), «О полном отражении и аномальной дисперсии» и т. д.

Окончил Венский университет. Приват-доцент в Венском университете (с 1861 г.), профессор физики в Граце (с 1864 г.), профессор физики и ректор

немецкого университета в Праге (с 1867 г.), профессор философии Венского университета (1895–1901). Маху принадлежит ряд важных физических исследований. Первые работы Маха посвящены изучению процессов слуха и зрения (объяснение механизма действия вестибулярного аппарата, открытие оптического явления – так называемых колец, или полос, Маха). С 1881 года Мах изучал аэродинамические процессы, сопровождающие сверхзвуковой полет тел (например, артиллерийских снарядов). Он открыл и исследовал специфический волновой процесс, который со временем получил название ударной волны. В этой области именем Маха назван ряд величин и понятий: **число Маха**, **конус Маха**, **угол Маха**, **линия Маха** и прочие. Предложил принцип, соответственно которому наличие у тела инертной массы является следствием гравитационного взаимодействия его со всем веществом во Вселенной (**принцип Маха**). Был неприемником атомной теории.

НАВЬЕ

(1785 – 1836)



Навье (Navier) Луи Мари Анри (15.2.1785, Дижон, – 23.8.1836, Париж), французский инженер и учёный, член французской АН (1824). Профессор Школы мостов и дорог (с 1820) и Политехнической школы (с 1831). Известен работами в области строительной механики, сопротивления материалов и теории упругости, а также гидравлики и гидромеханики. Н. впервые сделал вывод уравнения изогнутой оси прямого и кривого брусьев при изгибе, исследован изгиб прямоугольной пластинки, даны общие уравнения равновесия и движения упругого тела, разработан метод аналитического расчёта висячих мостов, выведены уравнения движения несжимаемой вязкой жидкости и др. Автор ряда учебников по механике, а также курса сопротивления материалов, являвшегося в течение нескольких десятилетий основным руководством для инженеров-строителей и машиностроителей.

НЬЮТОН

(1642 – 1727)



Исаак Ньютон – английский ученый, которого многие считают величайшим ученым всех времен и народов. Родился в семье мелкопоместных дворян на окраинах г. Вулсторпа (графство Линкольншир, Англия). С двухлетнего возраста Исаак рос под опекой бабушки.

Некоторое время юный Исаак учился сельскому хозяйству в ремесленном училище. Как это часто случается с большими людьми, о его чудачествах в ту раннюю пору его жизни до сих пор существует масса легенд. Так, в частности, рассказывают, будто бы однажды его отправили на выпас сторожить скот, который спокойно разбрелся, пока мальчик сидел под деревом и восторженно читал книгу, которая его заинтересовала. Было это или нет, но стремление подростка к знаниям в скором времени заметили и отправили в гимназию Грантема, после окончания которой юноша поступил в Кембриджский университет.

Ньютон быстро овладел учебной программой и перешел к изучению работ ведущих ученых того времени, в частности последователей французского философа Рене Декарта, который придерживался механистических взглядов на Вселенную. Весной 1665 года он получил ученую степень бакалавра. В том же году в Англии из-за эпидемии бубонной чумы Кембриджский университет был закрыт. Ньютон почти на два года возвратился в Вулсторп, успев захватить с собой всего несколько книг и свой необыкновенный интеллект в придачу.

Когда через два года Кембриджский университет снова открылся, Ньютон уже разработал дифференциальное исчисление – отдельный раздел математики, изложил основы современной теории цвета, вывел закон всемирного тяготения и решил несколько математических задач, которые до него никто решить не смог. Как говорил сам Ньютон: «В те дни я был в расцвете своих изобретательских сил, и с того времени Математика и Философия уже ни разу меня не захватывали так сильно, как тогда».

В скором времени по возвращении в Кембридж Ньютон был избран в ученый совет Тринити-колледжа, его статуя до сих пор украшает университетскую церковь. Он прочитал курс лекций по теории цвета, в которых показывал, что разность цветов объясняется основными характеристиками световой волны (или, как теперь говорят, длиной волны) и что свет имеет корпускулярную природу. Он также сконструировал зеркальный телескоп, и это изобретение привлекло к нему внимание Королевского общества. Многолетние исследования света и цветов были опубликованы в 1704 году в его фундаментальной работе «Оптика» (*Optics*).

Отстаивание Ньютоном «неправильной» теории света (в то время властвовали волновые представления) привело к конфликту с Робертом Гуком, главой Королевского общества. Ньютон высказал гипотезу, соединившую корпускулярные и волновые представления о свете. Гук предъявил обвинение Ньютону в плагиате и выступил с претензиями на приоритет в этом открытии. Конфликт длился до самой смерти Гука в 1702 году и так удручал Ньютона, что он на шесть лет отказался от участия в интеллектуальной жизни. Хотя некоторые психологи того времени объясняют это нервным расстройством, обострившимся после смерти его матери.

В 1679 году Ньютон возвратился к работе, исследуя траектории движения планет и их спутников. В результате этих исследований, также сопровождавшихся спорами с Гуком о приоритете, были сформулированы закон всемирного тяготения и законы механики Ньютона. Свои исследования Ньютон обобщил в книге «Математические начала натуральной философии», которая была представлена Королевскому обществу в 1686 году и опубликована годом позже. Эта работа положила начало тогдашней научной революции и принесла Ньютону всемирное признание.

РЕЙНОЛЬДС

(1842 – 1912)



Осборн Рейнольдс – ирландский инженер-физик. Родился в Белфасте в семье потомственного священника англиканской церкви. После недлинного практического обучения инженерному делу в строительной фирме поступил в Кембридж, после окончания которого, несмотря на относительную молодость, сразу же получил должность профессора кафедры гражданского инженерного дела Оуэнс-колледжа (современный Манчестерский университет), на которой трудился на протяжении 37 лет. Рейнольдс занимался научно-техническими разработками в области гидродинамики и гидравлики, стал основоположником теорий смазки и турбулентности, принципиально усовершенствовал конструкцию

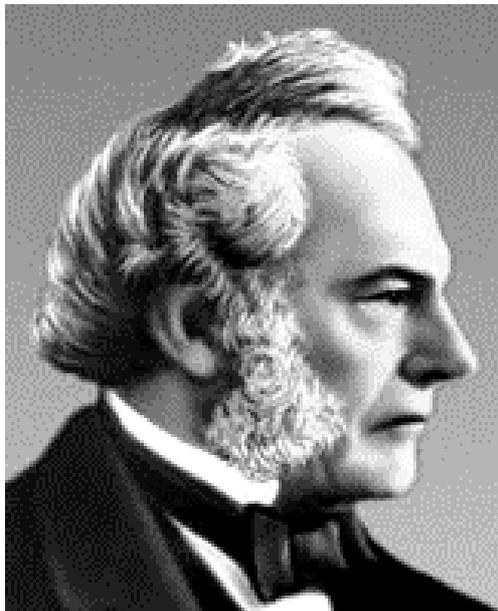
центробежных насосов.

Осборн Рейнольдс был, в определенном значении, последним приверженцем старых добрых традиций классической механики Ньютона. В конце жизни он даже разработал тщательно продуманную механическую модель светоносного эфира, соответственно которой эфир представляет собой систему мелких шарообразных частичек, свободно перекатывающихся одна относительно другой подобно дробинкам в мешке. До конца своих дней он считал, что «прогрессу механики нет конца..., и то, что современники считают ее границей и тупиком..., со временем окажется лишь новым поворотом на пути ее развития».

Важнейшим открытием его жизни стало **число Рейнольдса**.

СТОКС

(1819 – 1903)



Стокс Джордж Рафаэль – английский физик, член Лондонского королевского общества (1851), в 1854 – 1885 годах его секретарь, в 1885 – 1890 годах – президент. Закончив в 1841 году Кембриджский университет, Стокс начал там и преподавать, и уже в 1849 г. возглавил кафедру, которую в свое время занимал И. Ньютон. Член парламента от университета (1887 – 1892). В 1889 году получил за научные работы титул баронета.

Многие исследования Стокса связаны с изучением волновых процессов в разных средах. В 1842–1851 гг. им изучалось стационарное движение несжимаемой жидкости с учетом трения и движение твердого шара в вязкой жидкости; эти работы Стокса имеют фундаментальное значение в гидродинамике

(**уравнение Навье – Стокса, закон Стокса**). В 1852 г. он описал явление флуоресценции, установил зависимость ее спектра от спектра падающего света (**правило Стокса**). Другие работы Стокса из оптики охватывают вопросы спектрального анализа, дифракции, поляризации световых волн, двойного лучепреломления, отражения света разными поверхностями, теории оптических инструментов.

Известны также работы Стокса по акустике, по изучению теплопроводности в кристаллах, гравитации и т. д. В математике Стоксу принадлежат работы по векторному анализу (**формула Стокса**), теории рядов и определенных интегралов и др. Именем Стокса названа единица кинематической вязкости. Был членом многих иностранных академий, в том числе Военно-медицинской академии в Петербурге.

Эйлер Леонард
(1707 – 1783)



Великий математик, механик и физик. Родился 4 апреля 1707 г. в Базеле. Учился в Базельском университете (1720 – 1724 г.), где его учителем был известный математик Иоганн Бернулли. Уже в 1722 г., в возрасте 16 лет, получил степень магистра искусств. В 1727 г. переехал в Санкт-Петербург, получив место адъюнкт-профессора в недавно основанной Академии наук и художеств. В 1730 г. стал профессором физики, в 1733 – профессором математики. За 14 лет своего первого пребывания в Петербурге Эйлер опубликовал более 50 работ. В 1741 – 1766 г.г. он работал в Берлинской академии наук под особым покровительством Фридриха II, и за эти 25 лет написал огромное количество сочинений, охватывающих по существу все разделы чистой и прикладной математики. В 1766 г. по приглашению Екатерины II Эйлер возвратился в Россию. Вскоре

после прибытия в Санкт-Петербург он полностью потерял зрение из-за катаракты, но благодаря великолепной памяти и способностям проводить вычисления в уме до конца жизни занимался научными исследованиями: за это время им было опубликовано около 400 работ, общее же их число превышает 850. Умер Эйлер в Санкт-Петербурге 17 сентября 1783 г.

Научные интересы Эйлера касались всех основных областей естествознания, к которым можно было применить математические методы. В 1727 – 1741 гг. подготовил к печати 80 и опубликовал 50 трудов по вариационному исчислению, интегрированию обыкновенных дифференциальных уравнений, степенным рядам, специальным функциям, дифференциальной геометрии, теории чисел, гидродинамике, небесной механике, теории теплоты, оптике и по некоторым прикладным вопросам. В 1736 г. вышел в свет его трактат по механике, в котором он впервые изложил динамику точки с помощью математического анализа и ввел понятие силы инерции. Одновременно с А. К. Клеро дал условия интегрируемости линейных дифференциальных форм от двух и трех переменных (1739 г.).

Берлинский период жизни Эйлера был особенно продуктивным. Свои труды он печатал в Берлине и Петербурге. Опубликовал серию работ по астрономии. Его теоретические изыскания послужили основанием для составления таблиц движения Луны. Заложил основы математической физики, механики твердого тела, выполнил основополагающие работы по механике машин. Разобрал случай инерционного движения тяжелого твердого тела, закрепленного в центре тяжести (гироскоп Эйлера – Пуансо). В 1744 г. был опубликован его труд «Метод нахождения кривых линий...» – первая книга по вариационному исчислению, в которой, кроме того, содержались первое систематическое изложение теории упругих

кривых и результаты по сопротивлению материалов. Эйлер является одним из основоположников гидродинамики и гидравлики как отдельных наук. Написал «Введение в исчисление бесконечно малых» (1748 г.), «Дифференциальное исчисление» (1755 г.) и «Интегральное исчисление» (т. 1–3, 1768 – 1770 годы). Ввел двойные интегралы.

Все эти книги служили основными руководствами для математиков. В 1749 г. Петербургская АН опубликовала написанную по ее заказу монографию Эйлера «Морская наука», в которой он заложил основы теории гидравлических реактивных турбин и предложил проект такой турбины. Занимался также вопросами баллистики: перевел с английского языка труд Б. Робинса «Новые начала артиллерии» и снабдил его своими «Добавлениями», в которых развил новую теорию полета снаряда.

Иностранный почетный член Петербургской АН (с 1742 по 1766 г.), член Парижской АН, Берлинской АН, Лондонского королевского общества и многих других академий наук и научных обществ.

Приложение Б – Диаграммы

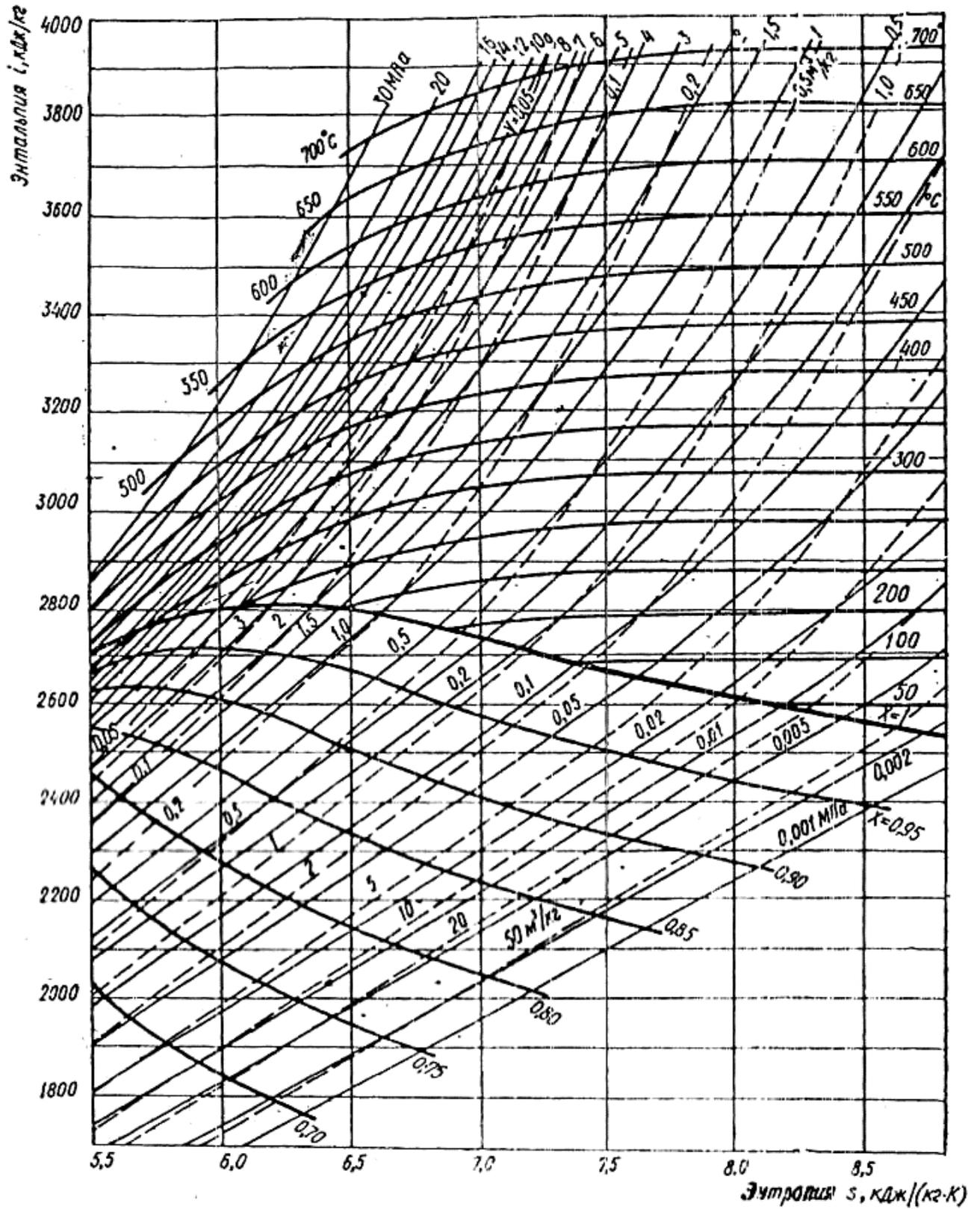


Рисунок Б1 – Диаграмма состояний водяного пара

Продолжение приложения Б

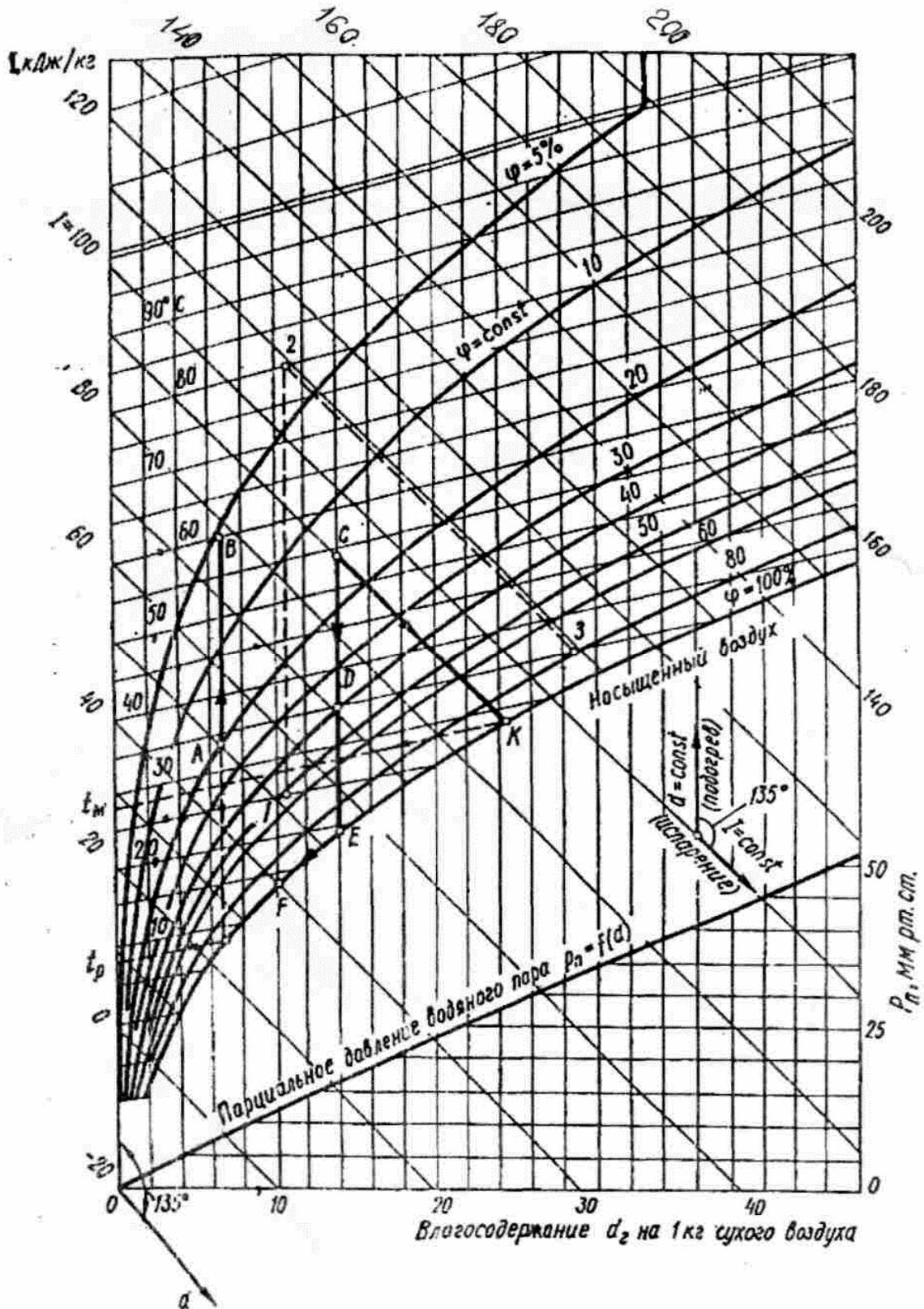


Рисунок Б2 – Диаграмма состояний влажного воздуха

Продолжение приложения Б

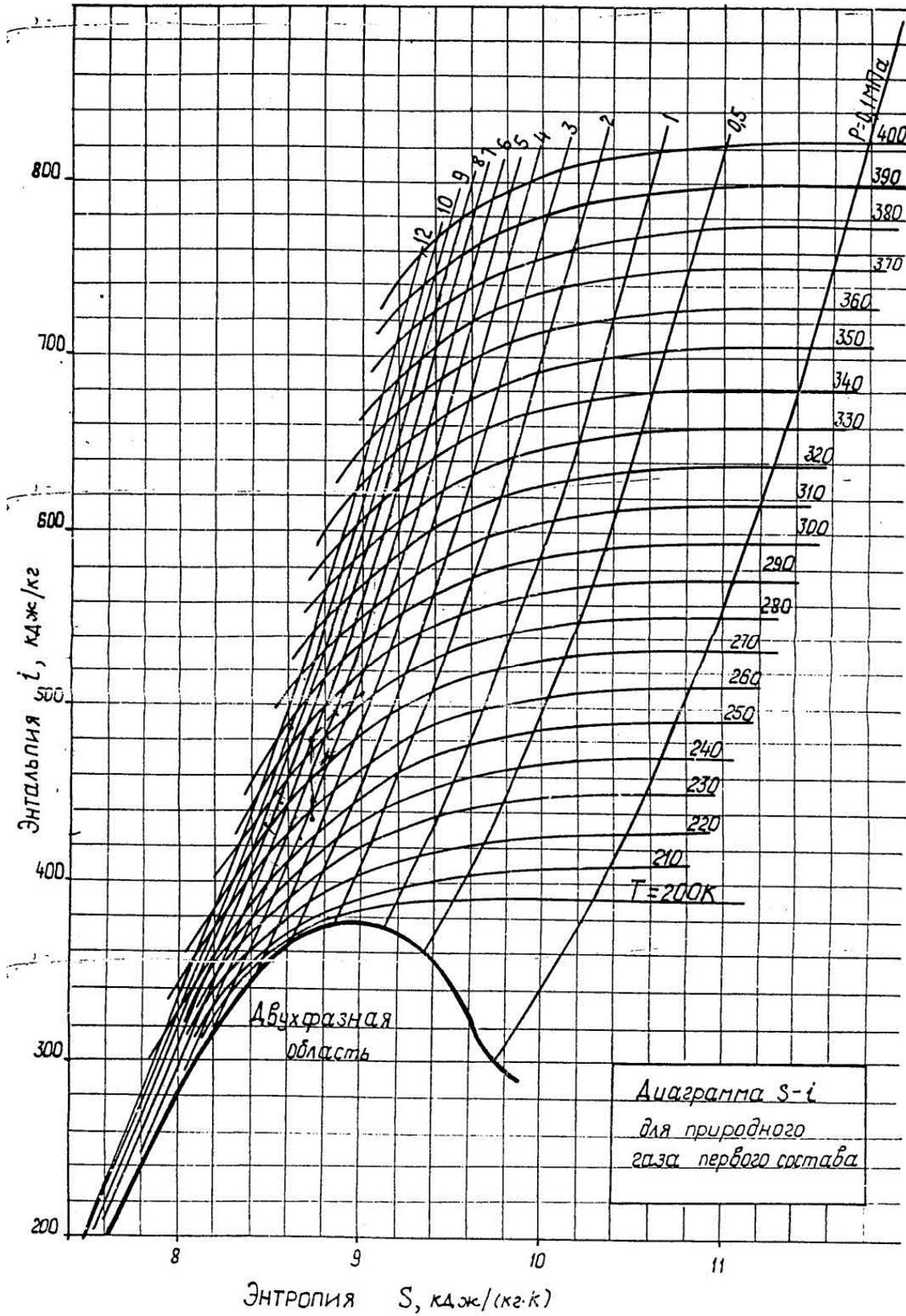


Рисунок Б3 – Диаграмма состояний природного газа

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

(на русском, украинском, английском языках)

А

Автомодельность 148	Автомодельність	Selfsimilarity
Анализ	Аналіз	Analysis
– инспекционный 144	– інспекційний	– of inspection
– размерностей 142	– розмірностей	– dimensional
– эксергетический 65	– ексергетичний	– exergy
Анергия 66	Анергія	Anergy
Анероид-барометр 30	Анероїд-барометр	Aneroid barometer
Аэроупругость 239	Аеропружність	Aeroresiliency

Б

Барометр 30	Барометр	Barometer
-------------	----------	-----------

В

Вакуум 31, 32	Вакуум	Vacuum
Вентилятор 151	Вентилятор	Fan
Виды подобия 142	Види подібності	Types of similarity
– геометрическое 142	– геометрична	– geometric
– математическое 142	– математична	– mathematical
– физическое 142	– фізична	– physical
Вихрь	Вихор	Vortex
– остановочный 177	– зупинний	– stopping
– разгонный 177	– розгінний	– overclocking
Влажность 57	Вологість	Humidity
– относительная 57	– відносна	– relative
Влагосодержание 57	Влагосодержание	Moisture content
Влажный воздух 57	Вологе повітря	Damp air
Внешняя среда 45	Зовнішнє середовище	Ambient
Воздух	Повітря	Air
– влажный 57	– вологий	– wet
– сухой 57	– сухой	– dry
Вращающийся срыв 240	Обертвий зрив	Rotating stall
Вязкость 221	В'язкість	Viscosity
– турбулентная 249	– турбулентна	– turbulent

Г

Газ	Газ	Gas
– идеальный 51	– ідеальний	– ideal
– реальный 50	– реальный	– real
– физические свойства 22	– фізичні властивості	– physical properties
Газовая постоянная 50	Газова стала	Gas constant
– универсальная 50	– універсальна	– universal
Газодинамическая функция	Газодинамічна функція	Gasdynamic functions
– давления 97	– тиску	– pressure

– плотности 97	– густини	– density
– расхода 97	– витрати	– flow
– температуры 97	– температуры	– temperature
Генерация энтропии 250	Генерація ентропії	Generation entropy
Гигрометр 59	Гігрометр	Hygrometer
Гипотеза	Гіпотеза	Hypothesis
– Буссинеска 250	– Буссинеска	– Boussinesq
– Колмогорова 248	– Колмогорова	– Kolmogorov
Годограф скорости 170	Годограф швидкості	Hodograph speed
Густота решетки 165	Густота ґратки	Density blade

Д

Давление 28	Тиск	Pressure
– абсолютное 29	– абсолютний	– absolute
– атмосферное 29	– атмосферний	– atmospheric
– барометрическое 29	– барометричний	– barometric
– гидростатическое 29	– гідростатичний	– hydrostatic
– динамическое 31	– динамічний	– dynamic
– избыточное 29	– надлишковий	– gauge
– критическое 31	– критичний	– critical
– нормальное 29	– нормальный	– normal
– парциальное 56	– парціальний	– partial
– полное 30	– повний	– total
– приведенное 31	– зведений	– reduced
– стандартное 30	– стандартный	– standard
– статическое 30	– статичний	– static
– торможения 30	– гальмування	– stagnation
Датчик	Датчик	Sensor
– давления 30	– тиску	– pression
Десублимация 53	Десублімація	Desublimation
Диаграмма	Діаграма	Diagram
– Кардье 151	– Кардье	– Cordier
– Молье 54	– Молье	– Mollier (i-s)
– Рамзина 58	– Рамзіна	– Ramzin
– состояний 51	– станів	– states
– энтропийная 54	– энтропійна	– entropic
Дивергенция 91	Дивергенція	Divergence
Диффузор	Диффузор	Diffuser
– конический 211	– конічний	– conical
– плоский 212	– плоский	– flat
– предотвративный 212	– передвідривний	– preseparation
Дросселирование	Дроселювання	Throttling
– адиабатное 64	– адиабатне	– adiabatic
Дроссель-эффект	Дросель-ефект	Joule–Thomson effect
– дифференциальный 64	– диференційний	– differential
– интегральный 64	– інтегральный	– integral

Е

Единицы измерения	Одиниці виміру	Units of measurement
– вакуума 32	– вакууму	– vacuum
– давления 30	– тиску	– pressure
– мощности 49	– потужності	– power
– плотности 27	– густини	– density
– температуры 34	– температури	– temperature
– теплоемкости	– теплоємності	– heat capacity
удельной массовой 52	питомої масової	specific heat
– теплоты 48	– теплоти	– heat
– энергии 48	– енергії	– energy

Ж

Жидкость	Рідина	Liquid
– свойства 22	– властивості	– property

З

Закон	Закон	Law
– Авогадро 52	– Авогадро	– Avogadro
– Амага 56	– Амага	– Amagat
– Амонтонна 52	– Амонтонна	– Amonton
– Бойля 51	– Бойля	– Boyle
– Вина 126	– Віна	– Vin
– Дальтона 56	– Дальтона	– Dalton
– Кирхгоффа 126	– Кірхгоффа	– Kirchhoff
– Ламберта 126	– Ламберта	– Lambert
– Ньютона 22	– Ньютона	– Newton
– Паскаля 28	– Паскаля	– Pascal
– Планка 125	– Планка	– Plank
– Стефана – Больцмана 126	– Стефана – Больцмана	Stefan – Boltzmann
– Фурье 120	– Фурье	– Fourier
– Шарля 52	– Шарля	– Charle
Закрутка потока 185	Закрутка потоку	Twisting flow
Зонд	Зонд	Probe
– трехканальный 31	– триканальний	– three channel
– пятиканальный 31	– п'ятиканальний	– five channel

И

Излучение 125	Випромінювання	Radiation
Импульс (Количество движения) 92	Імпульс (Кількість руху)	Momentum
Истечение из емкости 98	Витікання з ємності	Discharge from the container

К

Канал 205	Канал	Channel
-----------	-------	---------

– криволинейный 205, 214	– криволінійний	– curved
– осесимметричный 217	– вісесиметричний	– axisymmetric
– прямоосный 205	– прямовісний	– straight
– с нулевым трением 213	– з нульовим тертям	– zero friction
Кавитация 53	Кавітація	Cavitation
Капилляр 25	Капіляр	Capillary
Каскад Ричардсона 247	Каскад Річардсона	Richardson's cascade
Качество профиля 175	Якість профілю	Profile quality
Кинематика потока 181	Кінематика потоку	Kinematics of flow
Количество движения (импульс) 92	Кількість руху (імпульс)	Momentum
Комплексный потенциал 98	Комплексний потенціал	Complex potential
Компрессор	Компресор	Compressor
– диагональный 149	– діагональний	– diagonal, mixed-flow
– осевой 149	– осьовий	– axial
– центробежный 149	– відцентровий	– centrifugal
Конвекция 123	Конвекція	Convection
– вынужденная 123	– вимушена	– constrained
– свободная 123	– вільна	– free
Конденсация 53	Конденсація	Condensation
Контрольный объем 46	Контрольний об'єм	Control volume
Коэффициент	Коефіцієнт	Coefficient
– ацентричности 54	– ацентричності	– acentricity
– быстроходности 149	– швидкохідності	– speed
– вязкости 22	– в'язкості	– viscosity
динамический 22	динамічний	dynamical
кинематический 22	кінематичний	kinematic
– Джоуля – Томсона 64	– Джоуля – Томсона	– Joule – Thomson
– диссипации 255	– дисипації	– dissipation
– изобарный расширения 24	– изобарний розширення	– isobaric expansion
– лобового сопротивления 175	– лобового опору	– drag
– моделирования 148	– моделювання	– modeling
– отопительный 65	– опалювальний	– heating
– поверхностного натяжения 25	– поверхневого натягу	– surface tension
– полезного действия	– корисної дії	– efficiency
изоэнтропийный 64	ізоентропійний	isentropic
– подъемной силы 175	– піднімальної сили	– lift
– полной аэродинамической силы 175	– повної аеродинамічної сили	– full aerodynamic force
– потерь 256	– втрат	– loss
– профильного сопротивления 175	– профільного опору	– profile drag
– сжимаемости 24	– стисливості	– compressibility factor
– скольжения 175	– ковзання	– slip ratio
– сопротивления 257	– опору	– resistance
температуропроводности 120	– температуропровідності	– thermal diffusivity
– теплоотдачи 123	– тепловіддачі	– convective heat transfer

– теплопередачи 124	– теплопередачі	– overall heat transfer
– теплопроводности 121	– теплопровідності	– thermal conductivity
– термический 65	– термічний	– thermal
– трения 208, 257	– тертя	– friction
– расхода	– витрати	– flow
кинематический 186	кінематичний	kinematic
– теоретического напора 186	– теоретичного напору	– theoretical head
– холодильный 65	– холодильний	– refrigeration
Кристаллизация 53	Кристалізація	Crystallization
Критерий подобия 144	Критерій подібності	Similarity criterion
– Архимеда 145	– Архімеда	– Archimedes
– Био 146	– Біо	– Biot
– Вебера 145	– Вебера	– Weber
– Галилея 145	– Галілея	– Galileo
– гомохронности 146	– гомохронності	– homochronicity
– Грасгоффа 124, 146	– Грасгоффа	– Grasgoffa
– Маха 146	– Маха	– Mach
– Нуссельта 146	– Нуссельта	– Nusselt
– Ньютона 145	– Ньютона	– Newton
– Пекле 146	– Пекле	– Peclet
– Прандтля 124, 146	– Прандтля	– Prandtl
– Рейнольдса 124, 145	– Рейнольдса	– Reynolds
– Стантона 146	– Стантона	– Stanton
– Эйлера 124, 145	– Ейлера	– Euler
– Фруда 124, 145	– Фруда	– Froude
– Фурье 146	– Фур'є	– Fourier

Л

Линия	Лінія	Line
– насыщения 54	– насичення	– saturation
– постоянной сухости 54	– постійної сухості	– constant dryness

М

Манометр 30	Манометр	Manometer
– цифровой 30	– цифровий	– digital
Метод	Метод	Method
– годографа скорости 170	– годографа швидкості	– hodograph speed
– дискретных вихрей 171	– дискретних вихорів	– discrete vortices
– измерение влажности 59	– вимірювання вологості	– humidity measurement
– интегральн. уравнений 167	– інтегральних рівнянь	– integral equations
– конформн. отображения 168	– конформ. відображення	– conformal mapping
– Кея 56	– Кея	– Key
– Ли – Кеслера 54	– Ли – Кеслера	– Lee – Kesler
– сеток 167	– сіток	– grids
– Стретфорда 213	– Стретфорда	– Stretford

– DES 246	– DES	– DES
– DNS 246	– DNS	– DNS
– LES 246	– LES	– LES
– RANS 246	– RANS	– RANS
Моделирование	Моделювання	Modeling
– газодинамических процессов 147	– газодинамічних процесів	– gas-dynamic processes
– пограничных слоев 243	– примежових шарів	– boundary layers
– приближенное 147	– наближене	– approximate
– течения 239	– течії	– flow
вязкой среды 242	в'язкого середовища	viscous medium
нестационарного 239	нестационарної	of unsteady
турбулентного 246	турбулентної	turbulent
Модель	Модель	Model
– идеального газа 51	– ідеального газу	– ideal gas
– потока	– потоку	– flow
двухмерного 242	двовимірного	two-dimensional
квазитрехмерного 242	квазітривимірного	quasi three-dimensional
одномерного 242	одновимірного	dimensional
– сплошной среды 27	– суцільного середовища	– continuum
– турбулентности 246	– турбулентности	– turbulence
алгебраическая 250	алгебраїчна	algebraic
Кармана 250	Кармана	von Karman
Прандтля 250	Прандтля	Prandtl
$k - \varepsilon$ 251	$k - \varepsilon$	$k - \varepsilon$
$k - \omega$ 252	$k - \omega$	$k - \omega$
Ментора SST 252	Ментора SST	Mentor SST
Молярная масса 56	Молярна маса	Molar mass
Момент импульса 93	Момент імпульсу	Moment momentum
Мощность 49	Потужність	Power

Н

Напор	Напір	Head
– гидростатический 29	– гідростатичний	– hydrostatic
– динамический 95	– динамічний	– dynamic
– политропный 95	– політропний	– polytropic
– полный 95	– повний	– total
– потери 95	– втрати	– loss
– пьезометрический 95	– п'єзометричний	– elevation
– скоростной 31	– швидкісний	– velocity
– теоретический 94	– теоретичний	– theoretical
Насос 151	Насос	Pump
Нестационарность 239	Нестационарність	Nonstationarity
– периодическая 239	– періодична	– periodic

О

Обтекание	Обтікання	Flow around
– дужки 177	– дужки	– the bow
– профиля 177	– профілю	– profile
безударное 178	безударне	shock-free
вязкостное 178	в'язкісне	viscous
невязкое 178	нев'язке	inviscid
ударное 179	ударне	shock
Объем	Об'єм	Volume
– молярный 52	– молярний..	– molar
– парциальный 56	– парціальний	– partial
– удельный 27	– питомий	– specific
Окружающая среда 44	Навколишнє середовище	Environment, Surroundings
Оператор Лапласа 92	Оператор Лапласа	Laplace operator
Осреднение параметров потока 99	Осереднення параметрів потоку	Averaging of the flow parameters
Отрыв потока 210, 244	Відрив потоку	Flow separation

П

Пар	Пара	Vapor
– влажный 55	– волога	– wet
насыщенный 54	насичена	saturated
– сухой 54	– суха	– dry
перегретый 55	перегріта	superheated
Парабола подобных режимов 149	Парабола подібних режимів	Parabola such regimes
Параметры газовой смеси 56	Параметри газової суміші	Parameters of the gas mixture
– приведенные 53	– зведені	– reduced
– псевдокритические 56	– псевдокритичні	– pseudocritical
Парообразование 53	Пароутворення	Evaporation
Пирометр 32	Пірометр	Pyrometer
– радиационный 33	– радіаційний	– radiation
– яркостный 33	– яскравісний	– luminance
Плавление 53	Плавлення	Melting
Плотность 27	Густина	Density
– критическая 28	– критична	– critical
– полная 28	– повна	– total
– приведенная 28	– зведена	– reduced
– статическая 28	– статична	– static
– торможения 28	– гальмування	– stagnation
Плотность теплового потока 120	Густина теплового потоку	Heat flux

Поверхностное натяжение 25	Поверхневий натяг	Surface tension
Поверхность	Поверхня	Surface
– гидравлически	– гідравлічно	– hydraulically
гладкая 208	гладка	smooth
– шероховатая 208	– шорстка	– rough
Пограничный слой 243	Примежовий шар	Boundary layer
– структура 252	– структура	– structure
– толщина	– товщина	– thickness
вытеснения 243	витіснення	displacement
потери импульса 244	втрати імпульсу	momentum
потери кинетической	втрати кінетичної	kinetic
энергии 244	енергії	energy
– турбулентный 252	– турбулентний	– turbulent
внешняя область 254	зовнішня область	exterior region
внутренняя область 253	внутрішня область	interior region
Подобие 142	Подібність	Similarity
Подъемная сила 175	Піднімальна сила	Lift
Показатель	Показник	Index
– адиабаты 50	– адіабати	– adiabatic, ratio of specific heats
– политропы 61	– політропи	– polytropic
Помпаж 240	Помпаж	Surge
Постоянная	Стала	Constant
– Больцмана 126	– Больцмана	– Boltzmann
– Планка 126	– Планка	– Plank
– Стефана – Больцмана 126	– Стефана – Больцмана	– Stefan – Boltzmann
Постулат Жуковского –	Постулат Жуковського –	Postulate Zhukovskyy –
Чаплыгина 176	Чаплігіна	Chaplygin
Потенциал скорости 98	Потенціал швидкості	Velocity potential
Потери	Втрати	Loss
– волновые 257	– хвильові	– wave
– вторичные 257	– вторинні	– secondary
– классификация 256	– класифікація	– classification
– мощности 256	– потужності	– power
– напора 206, 256	– напору	– head
– отрыва 211, 256	– відриву	– separation
– смешения 258	– змішування	– mixing
– трения 256	– тертя	– friction
Профиль 161	Профіль	Profile
–		
Процесс нестационарный 239	Процес нестационарний	The process of unsteady
– аэродинамический 239	– аеродинамічний	– aerodynamic
– аэроупругий 239	– аеропружний	– aeroelastic
– детерминированный 239	– детермінований	– deterministic
– классификация 239	– класифікація	– classification

– периодичный 239	– періодичний	– periodic
Процесс термодинамичес. 60	Процес термодинамічний	Process thermodynamic
– адиабатный 62	– адиабатний	– adiabatic
– дросселирования 64	– дроселювання	– throttling
– изобарный 62	– ізобарний	– isobaric
– изотермический 62	– ізотермічний	– isothermal
– изохорный 62	– ізохорний	– isochoric
– изоэнтропийный 63	– ізентропійний	– isentropic
– необратимый 61	– незворотний	– irreversible
– обратимый 61	– зворотний	– reversible
– политропный 61	– політропний	– polytropic
– расширения 63	– розширення	– expansion
– сжатия 63	– стиснення	– compression
– циклический 64	– циклічний	– cyclic
Психрометр 59	Психрометр	Psychrometer

Р

Работа 49	Робота	Work
– цикла 65	– циклу	– cycle
Рабочее колесо 218	Робоче колесо	Impeller
Рабочий процесс 44	Робочий процес	Working process
Радиус лопатки 166	Радіус лопатки	Radius of the blade
Расход	Витрата	Flow rate
– массовый 72	– масова	– mass
– объемный 72	– об'ємна	– volumetric
Реактивность 188	Реактивність	Reactivity
Решетка профилей 161	Ґратка профілів	Grid profiles
– кольцевая 164	– кільцева	– ring
– круговая 165	– колова	– circular
– плоская 164	– плоска	– flat
Ричардсона каскад 247	Річардсона каскад	Richardson cascade
Ротор 182, 184	Ротор	Rotor

С

Сжимаемость 24	Стисливість	Compressibility
Скорость	Швидкість	Velocity
– абсолютная 181	– абсолютна	– absolute
– динамическая 248	– динамічна	– dynamic
– диссипации 249	– дисипації	– dissipation
– звука 24	– звуку	– sound
– комплексная 98	– комплексна	– integrated
– критическая 96	– критична	– critical
– мгновенная 241	– миттєва	– momentary
– окружная 181	– колова	– circumferential
– осредненная 241	– осереднена	– average

– относительная 181	– відносна	– relative
– приведенная 96	– наведена	– reduce
– пульсационная 241	– пульсаційна	– pulsation
– расходная 181	– витратна	– flow
– среднерасходная 206	– середньовитратна	– average flow
– средняя 206	– середня	– average
– треугольник 182, 184, 186	– трикутник	– triangle
Смачивание 25	Змочування	Wetting
Смесь	Суміш	Mixture
– газов 56	– газів	– gas
– хладагентов 70	– холодоагентів	– refrigerant
азеотропная 70	азеотропна	azeotropic
зеотропная 70	зеотропна	zeotropic
Статор 184	Статор	Stator
Степень	Ступінь	Degree
– сухости 55	– сухості	– of saturation
– термодинамического совершенства 69	– термодинамічної досконалості	– thermodynamic perfection
Сублимация 53	Сублімація	Sublimation
Схема	Схема	Scheme
газотурбинной установки 66	– газотурбінної установки	– gas turbine plant
паротурбинной установки 67	– паротурбінної установки	– steam turbine
теплофикационная 68	теплофікаційна	heat

T

Текучесть 22	Текучість (Плинність)	Fluidity
Температура 32	Температура	Temperature
– критическая 34	– критична	– critical
– нормальная 34	– нормальна	– normal
– полная 34	– повна	– total
– приведенная 34	– зведена	– reduced
– статическая 33	– статична	– static
– стандартная 34	– стандартна	– standard
– торможения 34	– гальмування	– stagnation
Температурное поле 120	Температурне поле	Temperature field
Температурный напор	Температурний напір	Temperature head
– средний 127	– середній	– average
Теорема	Теорема	Theorem
– Жуковского 173	– Жуковського	– Zhukovsky
– подобия 142	– подібності	– similarity
вторая 142	друга	first
первая 142	перша	second
третья 143	третья	third
π -теорема 143	π -теорема	π -theorem
Теория	Теорія	Theory
– подобия 142	– подібності	– similarity

– решеток 161	– граток	– grid
Тепловая изоляция 125	Теплова ізоляція	Lagging
Тепловой поток 120	Тепловий потік	Heat transfer rate
– плотность 120	– густина	– heat flux
Теплоемкость 50	Теплоємність	Heat capacity
– изобарная 50	– ізобарна	– isobaric
– изохорная 50	– ізохорна	– isochoric
– массовая 50	– масова	– mass
– молярная 50	– молярна	– molar
– объёмная 50	– об'ємна	– volumetric
– удельная 50	– питома	– specific heat
Тепломассоперенос 120	Тепломасоперенесення	Heat and mass transfer
Теплообмен 120	Теплообмін	Heat exchange
– конвективный 123	– конвективний	– convective
Теплообменный аппарат 126	Теплообмінний апарат	Heat exchangers
– рекуперативный 127	– рекуперативний	– recuperative
– регенеративный 127	– регенеративний	– regenerative
– смешительный 127	– змішувальний	– mixing
Теплоотдача 124	Тепловіддача	Convective heat transfer
Теплопередача 124	Теплопередача	Overall heat transfer
Теплопроводность 120	Теплопровідність	Conduction
– нестационарная 122	– нестационарна	– unsteady
– стационарная 120	– стаціонарна	– steady
– через стенку	– крізь стінку	– through a
плоскую 121	плоску	– through a slab
цилиндрическую 122	циліндричну	– through a pipe
Теплота 49	Теплота	Heat
– конденсации 55	– конденсації	– condensation
– парообразования 55	– пароутворення	– vaporization
Термическое	Термічний	Thermal
сопротивление 121	опір	resistance
– линейное 122	– лінійний	– linear
Термодинамика 44	Термодинаміка	Thermodynamics
– первый закон 48	– перший закон	– first law
– второй закон 48	– второй закон	– second law
Термодинамическое	Термодинамічна	Thermodynamic
равновесие 47	рівновага	equilibrium
Термодинамические	Термодинамічні	Thermodynamic
свойства 45	властивості	properties
– интенсивные 45	– інтенсивні	– intensive
– экстенсивные 45	– екстенсивні	– extensive
Термодинамическая	Термодинамічна	Thermodynamic
система	система	system
– замкнутая 45	– замкнена	– closed
– изолированная 45	– ізольована	– isolated
– открытая 45	– відкрита	– open
Термодинамическое	Термодинамічний	The thermodynamic
состояние 47	стан	state
– равновесное 47	– рівноважний	– of equilibrium

– стационарное 47	– стаціонарний	– of a stationary
Термодинамическое	Термодинамічна	Thermodynamic
тождество 50	тотожність	identity
Термометр 32	Термометр	Thermometer
– расширения 33	– розширення	– expansion
– манометрический 33	– манометричний	– manometric
– сопротивления 33	– опору	– resistance
Термопара 33	Термопара	Thermocouple
Течение	Течія	Flow
– визуализация 23	– візуалізація	– visualization
– внешнее 257	– зовнішня	– external
– внутреннее 256	– внутрішня	– internal
– вторичное 215	– вторинна	– secondary
– вязкостное 242	– в'язкісна	– viscous
– градиентное 210	– градієнтна	– gradient
– двухмерное 242	– двовимірна	– two-dimensional
– квазитрехмерное 242	– квазітривимірна	– quasi three-dimensional
– ламинарное 23	– ламінарна	– laminar
– нестационарное 239	– нестаціонарна	– unsteady
– одномерное 242	– одновимірна	– one-dimensional
– потенциальное 98	– потенціальна	– potential
– пространственное 242	– просторова	– 3D
– турбулентное 23	– турбулентна	– turbulent
– установившееся течение 239	– усталена течія	– steady-state
Толщина	Товщина	Thickness
– вытеснения 243	– витіснення	– displacement
– пограничного слоя 243	– прижезового шару	– boundary layer
– потери импульса 244	– втрати імпульсу	– loss momentum
энергии 244	кінетичної енергії	kinetic energy
Тонкий слой 243	Тонкий шар	Film
Торр 31	Торр	Torr
Точка	Точка	Point
– критическая 53	– критична	– critical
– росы 59	– роси	– dew
– тройная 53	– потрійна	– triple
Треугольник скоростей 182	Трикутник швидкостей	Triangle velocity
Трубка	Трубка	Tube
– Пито 31	– Піто	– Pitot
– полного давления 31	– повного тиску	– total pressure
Турбина 7	Турбіна	Turbine
– ветровая 7	– вітрова	– hydraulic
– газовая 7	– газова	– gas
– гидравлическая 7	– гідравлічна	– vapor
– паровая 7	– парова	– wind
Турбодетандер 7	Турбодетандер	Turboexpander

Турбокомпрессор 7, 150	Турбокомпрессор	Turbokompresor
Турбомашина 7	Турбомашина	Turbomachine
Турбулентность 246	Турбулентність	Turbulence
– масштаб 248	– масштаб	– scale
– моделирование 246	– моделювання	– modeling
– модель	– модель	– model
алгебраическая 250	алгебраїчна	algebraic
с одним дифференц.	з одним диференц.	with a single differential
уравнением 251	рівнянням	equation
с двумя дифференц.	із двома диференц.	with two differential
уравнениями 251	рівняннями	equations
Кармана 250	Кармана	von Karman
Прандтля 250	Прандтля	Prandtl
$k - \varepsilon$ 251	$k - \varepsilon$	$k - \varepsilon$
$k - \omega$ 252	$k - \omega$	$k - \omega$

У

Угловая скорость вращения 148	Кутова швидкість обертання	Angular speed of rotation
Угол	Кут	Angle
– атаки 180, 183	– атаки	– attack
– раскрытия	– розкриття	– expansion
эквивалентного	еквівалентного	equivalent diffuser
диффузора 211	диффузора	
Удельный объем 27	Питомий об'єм	Specific volume
Уравнение	Рівняння	Equation
– Бенедикта – Вебба –	– Бенедикта – Вебба –	– Benedict - Webb –
Рубина 54	Рубіна	Rubin
– Бернулли 95	– Бернуллі	– Bernoulli's
– гидростатики 29	– гідростатики	– hydrostatic
– Гюгоню 96	– Гюгонію	– Hugoniot
– импульса 92	– імпульсу	– momentum
– Кармана 244	– Кармана	– von Karman
– Лапласа 98	– Лапласа	– Laplace
– Майера 50	– Майєра	– Mayer
– Навье – Стокса 92	– Нав'є – Стокса	– Navier – Stokes
– Ньютона – Рихмана 123	– Ньютона – Рихмана	– Newton – Richman
– Рейнольдса 93	– Рейнольдса	– Reynolds
– момента импульса 93	– моменту імпульсу	– moment of momentum
– неразрывности 91	– нерозривності	– continuity
– переноса	– перенесення	– transfer
кинетической энергии	кінетичної енергії	– kinetic energy
турбулентных пульсаций 249	турбулентних пульсацій	turbulent fluctuations
удельной скорости	питомої швидкості	specific dissipation
диссипации 249	дисипації	rate
– состояния 50	– стану	– states

Менделеева – Клапейрона 51 у вириальной форме 54	Менделеева – Клапейрона у віриальній формі	Mendeleev – Clapeyron in the form of the virial
– теплоотдачи	– тепловіддачі	– heat transfer
критериальное 124	критеріальне	critical
– теплопроводности	– теплопровідності	– thermal conductivity
дифференциальное 120	диференціальне	differential
– энергии	– енергії	– energy
для потока газа 94	для потоку газу	the steady flow
– Эйлера 92	– Ейлера	– Euler
–Эйлера для турбомашин 94	– Ейлера для турбомашин	– Euler work
Ускорение Кориолиса 219	Прискорення коріолісове	Coriolis acceleration
Условия физического подобия 142	Умови фізичної подібності	Terms of physical similarity

Ф

Фазовые диаграммы 53	Фазові діаграми	Phase diagrams
Фазовые переходы 53	Фазові переходи	Phase transitions
Формула	Формула	Formula
– Блазиуса 209	– Блазіуса	– Blasius
– Дарси 206	– Дарсі	– Darcy
– Колмогорова–Прандтля 251	– Колмогорова – Прандтля	– Kolmogorov – Prandtl
– Сазерленда 22	– Сазерленда	– Sutherland's
– Хагена – Пуазейля 207	– Хагена – Пуазейля	– Hagen – Poiseuille
Фреон 70	Фреон	Freon
Функция тока 98	Функція течії	Stream function

Х

Хладон 70	Хладон	Hladon
Хладоноситель 72	Холодоносій	Coolant
Холодильный агент 70	Холодильний агент	Refrigerant
Холодо- производительность 69	Холодопродуктивність	Cooling capacity
– удельная 69	– питома	– specific
Хорда 161	Хорда	Chorda

Ц

Цикл	Cycle	Cycle
– Брайтона 66	– Брайтона	– Brayton
газотурбинной установки 66	– газотурбінної установки	– gas turbine plant
– Карно 66	– Карно	– Carnot
обратный 66	зворотний	return
прямой 66	прямий	direct
– необратимый 66	– незворотний	– irreversible
– обратимый 66	– зворотний	– reversible

– паротурбинной установки теплофикационный 67	– паротурбінної установки теплофікаційний	– steam turbine thermalclamping
– Ренкина 67	– Ренкіна	– Rankine
– термодинамический 65	– термодинамічний	– thermodynamic
– холодильной машины 68	– холодильної машини	– refrigeration machine
Циркуляция скорости 174	Циркуляція швидкості	Circulation speed

Ч

Частота вращения 149	Частота обертання	Rotating speed
Черное тело 125	Чорне тіло	Black body
Число	Число	Number
– Авогадро 52	– Авогадро	– Avogadro
– Био 122	– Біо	– Bio
– Кнудсена 27	– Кнудсена	– Knudsen
– Маха 24	– Маха	– Max
– Нуссельта 123	– Нуссельта	– Nusselt
– Рейнольдса 23	– Рейнольдса	– Reynolds
– Россби 216	– Россбі	– Rosbi
– Фурье 122	– Фур'є	– Fourier

Ш

Шаг решетки 165	Крок гратки	Pitch grid
Шероховатость 208	Шорсткість	Roughness
Шкала температуры 34	Шкала температуры	Temperature scale

Э

Эксергия 65	Ексергія	Exergy
Энергия 48	Енергія	Energy
– внутренняя 48	– внутрішня	– internal
– кинетическая 48	– кінетична	– kinetic
– потенциальная 48	– потенціальна	– potential
Энтальпия 52	Ентальпія	Enthalpy
– удельная 52	– питома	– specific
Энтропия 49	Ентропія	Entropy
– генерация 254	– генерація	– generation
– поток 255	– потік	– flow
Эффект Джоуля – Томсона 64	Ефект Джоуля – Томсона	Joule – Thomson effect

Я

Ядро потока 207, 243	Ядро потока	Flow core
----------------------	-------------	-----------

INDEX
(English, Russian, Ukrainian language)

A

Aeroresiliency 239	Аэроупругость	Аеропружність
Air	Воздух	Повітря
– dry 57	– сухой	– сухе
– wet 57	– влажный	– вологе
Ambient 45	Внешняя среда	Зовнішнє середовище
Analysis	Анализ	Аналіз
– dimensional 142	– инспекционный	– інспекційний
– of inspection 144	– размерностей	– розмірностей
– exergy 65	– эксергетический	– ексергетичний
Anergy 66	Анергия	Анергія
Aneroid barometer 30	Анероид-барометр	Анероїд-барометр
Angle	Угол	Кут
– of attack 180, 183	– атаки	– атаки
Angular speed of rotation 148	Угловая скорость вращения	Кутова швидкість обертання

B

Barometer 30	Барометр	Барометр
Black body 125	Черное тело	Чорне тіло
Blade 161	Лопатка	Лопатка
Boltzmann constant 126	Постоянная Больцмана	Стала Больцмана
Boundary layer 243	Пограничный слой	Примежовий шар
– laminar 246, 257	– ламинарный	– ламінарний
– structure 252	– структура	– структура
– thickness	– толщина	– товщина
displacement 243	вытеснения	витіснення
momentum 244	потери импульса	втрати імпульсу
kinetic energy 244	потери кинетич. энергии	втрати кінетичної енергії
– turbulent 252	– турбулентный	– турбулентний
exterior region 254	внешняя область	зовнішня область
interior region 253	внутренняя область	внутрішня область

C

Cavitation 53	Кавитация	Кавітація
Chorda 161	Хорда	Хорда
Circulation speed 174	Циркуляция скорости	Циркуляція швидкості
Coefficient	Коэффициент	Коефіцієнт
– acentricity 54	– ацентричности	– ацентричності
– compressibility 24	– сжимаемости	– стисливості
– convective heat transfer 123	– теплоотдачи	– тепловіддачі
– dissipation 255	– диссипации	– дисипації
– drag 175	– лобового сопротивления	– лобового опору

- | | | |
|-----------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| – efficiency | – полезного действия | – корисної дії |
| isentropic 64 | изоэнтропный | ізоентропний |
| thermal 65 | термический | термічний |
| – flow | – расхода | – витрати |
| kinematic 186 | кинематический | кінематичний |
| – friction 208, 257 | – трения | – тертя |
| – theoretical head 186 | – теоретического напора | – теоретичного напору |
| – heating 65 | – отопительный | – опалювальний |
| – isobaric expansion 24 | – изобарный расширения | – ізобарний розширення |
| – Joule – Thomson 64 | – Джоуля – Томсона | – Джоуля – Томсона |
| – lift 175 | – подъёмной силы | – піднімальної сили |
| – loss 256 | – потерь | – втрат |
| – modeling 148 | – моделирования | – моделювання |
| – overall heat transfer 124 | – теплопередачи | – теплопередачі |
| – pressure rise 210 | – восстановления | – збільшення статичного тиску |
| | статического давления | |
| – refrigeration 65 | – холодильный | – холодильний |
| – resistance 257 | – сопротивления | – опору |
| – thermal conductivity 121 | – теплопроводности | – теплопровідності |
| – thermal diffusivity 120 | – температуропроводности | – температуропровідності |
| – viscosity 22 | – вязкости | – в'язкості |
| dynamical 22 | динамический | динамічний |
| kinematic 22 | кинематический | кінематичний |
| Compressibility 24 | Сжимаемость | Стисливість |
| Compressibility factor 24 | Коэффициент сжимаемости | Коефіцієнт стисливості |
| Compressor 149 | Компрессор | Компресор |
| axial 149 | осевой | осьовий |
| centrifugal 149 | центробежный | відцентровий |
| diagonal 149 | диагональный | діагональний |
| Condensation 53 | Конденсация | Конденсація |
| Conduction 120 | Теплопроводность | Теплопровідність |
| through a slab 121 | через плоскую стенку | крізь плоску стінку |
| Constant | Постоянная | Стала |
| Boltzmann 126 | Больцмана | Больцмана |
| Plank 126 | Планка | Планка |
| Stefan – Boltzmann 126 | Стефана – Больцмана | Стефана – Больцмана |
| Control volume 46 | Контрольный объем | Контрольный об'єм |
| Convection 123 | Конвекция | Конвекція |
| Coriolis acceleration 219 | Ускорение Кориолиса | Прискорення коріолісове |
| Critical point 53 | Критическая точка | Критична точка |
| anterior 179 | передняя | передня |
| rear 176 | задняя | задня |
| Cycle | Цикл | Цикл |
| Brayton 66 | Брайтона | Брайтона |
| Carnot 66 | Карно | Карно |
| direct 66 | прямой | прямий |
| return 66 | обратный | зворотний |
| irreversible 65 | необратимый | незворотний |
| Rankin 67 | Ранкина | Ранкіна |
| refrigeration machine 68 | холодильной машины | холодильної машини |

– reversible 65
 – steam turbine
 thermalclamping 67
 – thermodynamic 65

– обратимый
 – паротурбинной установки
 теплофикационный
 – термодинамический

– оборотный
 – паротурбінної установки
 теплофікаційний
 – термодинамічний

D

Density 27
 – critical 28
 – relative 28
 – static 28
 – stagnation 28
 – total 28
 Dew point 59
 Diagram
 – Cordier 151
 – Mollier (i-s) 54
 – Ramzin 58
 – states 51
 – entropic 54
 Diffuser
 – conical 211
 – flat 212
 – presepation 212

Плотность
 – критическая
 – приведенная
 – статическая
 – торможения
 – полная
 Точка росы
 Диаграмма
 – Кардье
 – Молье (i-s)
 – Рамзина
 – состояний
 – энтропийная
 Диффузор
 – конический
 – плоский
 – предотвривный

Густина
 – критична
 – зведена
 – статична
 – гальмування
 – повна
 Точка роси
 Діаграма
 – Кардье
 – Молье (i-s)
 – Рамзіна
 – станів
 – ентропійна
 Дифузор
 – конічний
 – плоский
 – передвідривний

E

Emissivity 125
 Equation
 – Bernoulli's 95
 – continuity 91
 – energy 93
 the steady flow 94
 – Euler 92
 – Euler work 94
 – heat transfer 123
 criterial 124
 – Hugoniot 96
 – moment momentum 93
 – momentum 92
 – von Karman 244
 – Laplace 98
 – Mayer 50
 – Navier – Stokes 92
 – Newton – Richman 123
 – Reynolds 93
 – states 50
 Mendelev –
 Clapeyron 51

Излучательная способность
 Уравнение
 – Бернулли
 – неразрывности
 – энергии
 для потока газа
 – Эйлера
 – Эйлера для турбомашин
 – теплоотдачи
 критериальное
 – Гюгоню
 – момента импульса
 – импульса
 – Кармана
 – Лапласа
 – Майера
 – Навье – Стокса
 – Ньютона – Рихмана
 – Рейнольдса
 – состояния
 Менделеева –
 Клапейрона

Випромінювальна здатність
 Рівняння
 – Бернуллі
 – нерозривності
 – енергії
 для потоку газу
 – Ейлера
 – Ейлера для турбомашин
 – тепловіддачі
 критеріальне
 – Гюгоню
 – момента імпульса
 – імпульса
 – Кармана
 – Лапласа
 – Майера
 – Нав'є – Стокса
 – Ньютона – Ріхмана
 – Рейнольдса
 – стану
 Менделєєва –
 Клапейрона

in the form of the virial 54	у вириальной форме	у віріальній формі
– thermal conductivity 120	– теплопроводности	– теплопровідності
differential 120	дифференциальное	диференціальне
– transfer	– переноса	– перенесення
kinetic energy	кинетической энергии	кінетичної енергії
turbulent fluctuations 249	турбулентных пульсаций	турбулентних пульсацій
specific dissipation	удельной скорости	питомої швидкості
rate 249	диссипации	дисипації
Enthalpy 52	Энтальпия	Ентальпія
– specific 52	– удельная	– питома
Entropy 49	Энтропия	Ентропія
– generation 254	– генерация	– генерація
Energy 48	Энергия	Енергія
– internal 48	– внутренняя	– внутрішня
– kinetic 48	– кинетическая	– кінетична
– potential 47	– потенциальная	– потенціальна
Environment 45	Окружающая среда	Навколишнє середовище
Exergy 65	Эксергия	Ексергія

F

Fan 151	Вентилятор	Вентилятор
Flow	Течение	Течія
– 3D 242	– пространственное	– просторова
– external 257	– внешнее	– зовнішня
– gradient 210	– градиентное	– градієнтна
– internal 256	– внутреннее	– внутрішня
– laminar 23	– ламинарный	– ламінарний
– one-dimensional 242	– одномерное	– одновимірна
– potential 98	– потенциальное	– потенціальна
– quasi three-dimensional 242	– квазитрехмерное	– квазітривимірна
– secondary 215	– вторичное	– вторинна
– steady–state 239	– установившееся	– усталена
– turbulent 23	– турбулентный	– турбулентна
– two-dimensional 242	– двухмерное	– двовимірна
– unsteady 239	– нестационарное	– нестационарна
– viscous 178	– вязкое	– в'язкісна
– visualization 23	– визуализация	– візуалізація
Flow around	Обтекание	Обтікання
– the bow 177	– дужки	– дужки
– profile 177	– профиля	– профілю
shock–free 178	безударное	безударне
viscous 178	вязкостное	в'язкісне
inviscid 178	невязкое	нев'язкісне
shock 179	ударное	ударне
Flow rate	Расход	Витрата
– mass 72	– массовый	– масова

– volumetric 72	– объемный	– об'ємна
Flow separation 210, 244	Отрыв потока	Відрив потоку
Fluidity 22	Текучесть	Текучість (Плинність)
Film 243	Тонкий слой	Тонкий шар
Formula	Формула	Формула
– Blasius 209	– Блазиуса	– Блазіуса
– Darcy 206	– Дарси	– Дарсі
– Hagen – Poiseuille 207	– Хагена – Пуазейля	– Хагена – Пуазейля
– Kolmogorov – Prandtl 251	– Колмогорова – Прандтля	– Колмогорова – Прандтля
– Sutherland's 22	– Сазерленда	– Сазерленда
Fusion 53	Плавление	Плавлення

G

Gas	Газ	Газ
– ideal 51	– идеальный	– ідеальний
– physical properties 22	– физические свойства	– фізичні властивості
– real 50	– реальный	– реальний
Gas constant 50	Газовая постоянная	Газова стала
– universal 50	– универсальная	– універсальна
Gasdynamic functions 97	Газодинамическая функция	Газодинамічна функція
– density 97	– плотности	– густини
– pressure 97	– давления	– тиску
– temperature 97	– температуры	– температури
– flow rate 97	– расхода	– витрати
Grid profiles 161	Решетка профилей	Гратка профілів
– ring 164	– кольцевая	– кільцева
– circular 165	– круговая	– колова
– flat 164	– плоская	– плоска

H

Head	Напор	Напір
– dynamic 95	– динамический	– динамічний
– elevation 95	– пьезометрический	– п'єзометричний
– hydrostatic 29	– гидростатический	– гідростатичний
– polytropic 95	– политропный	– політропний
– theoretical 94	– теоретический	– теоретичний
– total 95	– полный	– загальний
– velocity 31	– скоростной	– швидкісний
Heat 49	Теплота	Теплота
– capacity 50	– теплоемкость	– теплоємність
– condensation 55	– конденсации	– конденсації
– flux 120	– плотность теплового потока	– густина теплового потoku
– transfer 124	– теплопередача	– теплопередача
– transfer rate 120	– тепловой поток	– тепловий потік
– vaporization 55	– парообразования	– пароутворення
Humidity 57	Влажность	Вологість
– relative 57	– относительная	– відносна

– specific 57	– влагосодержание	– вологовміст
Hypothesis	Гипотеза	Гіпотеза
– Boussinesq 250	– Буссинеска	– Буссинеска
– Kolmogorov 248	– Колмогорова	– Колмогорова
I		
Impeller 218	Рабочее колесо	Робоче колесо
Index 298	Показатель	Показник
– adiabatic 50	– адиабаты	– адіабати
– polytropic 61	– политропы	– політропи
Instruments turbulence 247	Механизмы турбулентности	Механізми турбулентності
J		
Joule – Thomson effect 64	Дроссель-эффект	Дросель-ефект
K		
Kinematics of flow 181	Кинематика потока	Кінематика потоку
L		
Law	Закон	Закон
– Amagat 56	– Амага	– Амага
– Amonton 52	– Амонтона	– Амонтона
– Avogadro 52	– Авогадро	– Авогадро
– Boyle 51	– Бойля	– Бойля
– Charle 52	– Шарля	– Шарля
– Dalton 56	– Дальтона	– Дальтона
– Fourier of conduction 120	– Фурье для теплопроводности	– Фур'є для теплопровідності
– Kirchhoff 126	– Кирхгоффа	– Кірхгоффа
– Lambert 126	– Ламберта	– Ламберта
– Newton 22	– Ньютона	– Ньютона
– Pascal 28	– Паскаля	– Паскаля
– Stefan – Boltzmann 126	– Стефана – Больцмана	– Стефана – Больцмана
– Vin 126	– Вина	– Віна
Laplace operator 92	Оператор Лапласа	Оператор Лапласа
Lift 175	Подъёмная сила	Піднімальна сила
Line	Линия	Лінія
– saturation 54	– насыщения	– насичення
– constant dryness 54	– постоянной сухости	– постійної сухості
Loss	Потери	Втрати
– classification 256	– классификация	– класифікація
– friction 256	– трения	– тертя

- head 206, 256
- mixing 258
- power 256
- secondary 257
- separation 211, 256
- wave 257

- напора
- смешения
- мощности
- вторичные
- отрыва
- волновые

- напору
- змішування
- потужності
- вторинні
- відриву
- хвильові

М

- Manometer
- digital 30
- Melting 53
- Method
- conformal mapping 168
 - DES 246
 - discrete vortices 171
 - DNS 246
 - grids 166
 - hodograph speed 170
 - Key 56
 - integral equations 167
 - Lee – Kesler 54
 - LES 246
 - RANS 246
 - Stretford 213

- Манометр
- цифровой
- Плавление
- Метод
- конформн. отображения
 - DES
 - дискретных вихрей
 - DNS
 - сеток
 - годографа скорости
 - Кея
 - интегральных уравнений
 - Ли – Кеслера
 - LES
 - RANS
 - Стретфорда

- Манометр
- цифровой
- Плавлення
- Метод
- конформн. відображення
 - DES
 - дискретних вихорів
 - DNS
 - сіток
 - годографа швидкості
 - Кея
 - інтегральних рівнянь
 - Ли – Кеслера
 - LES
 - RANS
 - Стретфорда

- Model
- continuum 27
 - flow
 - dimensional 242
 - quasi three-dimensional 242
 - two-dimensional 242
 - ideal gas 51
 - turbulence 246
 - algebraic 250
 - von Karman 250
 - Prandtl 250
 - $k - \varepsilon$ 251
 - $k - \omega$ 252

- Модель
- сплошной среды
 - потока
 - одномерного
 - квazitрехмерного
 - двухмерного
 - идеального газа
 - турбулентности
 - алгебраическая
 - Кармана
 - Прандтля
 - $k - \varepsilon$
 - $k - \omega$

- Модель
- суцільного середовища
 - потоку
 - одновимірний
 - квazitривимірний
 - двовимірний
 - идеального газу
 - турбулентності
 - алгебраїчна
 - Кармана
 - Прандтля
 - $k - \varepsilon$
 - $k - \omega$

- Mentor SST 252
- Modeling
- approximate 147
 - boundary layers 243
 - flow 239
 - of unsteady 239
 - turbulent 246
 - viscous medium 242

- Ментора SST
- Моделирование
- приближенное
 - пограничных слоев
 - течения
 - нестационарного
 - турбулентного
 - вязкой среды

- Ментора SST
- Модельовання
- наближене
 - примежових шарів
 - течії
 - нестационарної
 - турбулентної
 - в'язкого середовища

– gas-dynamic processes 147	– газодинамических процессов	– газодинамічних процесів
Moisture content 57	Влагосодержание	Вологовміст
Molar mass 56	Молярная масса	Молярна маса
Moment momentum 93	Момент импульса	Момент імпульсу
N		
Number	Число	Число
– Avogadro 52	– Авогадро	– Авогадро
– Bio 122	– Био	– Біо
– Knudsen 27	– Кнудсена	– Кнудсена
– Mach 24	– Маха	– Маха
– Reynolds 23	– Рейнольдса	– Рейнольдса
– Nusselt 123	– Нуссельта	– Нуссельта
– Rosbi 216	– Россби	– Россбі
– Fourier 122	– Фурье	– Фур'є
–		
O		
Overall heat transfer 124	Теплопередача	Теплопередача
P		
Parabola such regimes 149	Парабола подобных режимов	Парабола подібних режимів
Parameters of the gas mixture 56	Параметры газовой смеси	Параметри газової суміші
– reduced 53	– приведенные	– зведені
– pseudocritical 56	– псевдокритические	– псевдокритичні
Pitch grid 165	Шаг решетки	Крок ґратки
Point	Точка	Точка
– critical 53	– критическая	– критична
– triple 53	– тройная	– потрійна
Postulate Zhukovskyy – Chaplygin 176	– Постулат Жуковского – Чаплыгина	– Постулат Жуковського – Чаплигіна
Power 49	Мощность	Потужність
Pressure 28	Давление	Тиск
– absolute 29	– абсолютное	– абсолютний
– atmospheric 29	– атмосферное	атмосферний
– barometric 29	– барометрическое	барометричний
– critical 31	– критическое	критичний
– dynamic 31	– динамическое	– динамічний
– gauge 28	– избыточное	надлишковий
– hydrostatic 29	– гидростатическое	– гідростатичний
– normal 29	– нормальное	нормальний
– partial 56	– парциальное	– парціальний
– reduced 31	– приведенное	– зведений

– stagnation 30	– торможения	– гальмування
– standard 30	– стандартное	– стандартний
– static 30	– статическое	– статичний
– total 30	– полное	– повний
Pressure scale 30	Шкала давления	Шкала тиску
Probe	Зонд (датчик)	Зонд (датчик)
– three channel 31	– трехканальный	– триканальний
– five channel 31	– пятиканальный	– п'ятиканальний
Process of unsteady 239	Процесс нестационарный	Процес нестационарний
– aerodynamic 239	– аэродинамический	– аеродинамічний
– aeroelastic 239	– аэроупругий	– аеропружний
– classification 239	– классификация	– класифікація
– deterministic 239	– детерминированный	– детермінований
– periodic 239	– периодический	– періодичний
Profile 161	Профиль	Профіль
– quality	– качество	– якість
Properties 22	Свойства	Властивості
– of fluid 22	– жидкости	– рідини
– gas 22	– газа	– газу
Pump 151	Насос	Насос

R

Radiation 125	Излучение	Випромінювання
Ratio	Отношение	Відношення
– specific heats 50	– удельных теплоемкостей, показатель адиабаты	– питомих теплоємностей, показник адиабати
Reactivity 188	Реактивность	Реактивність
Rotor 182, 184	Ротор	Ротор
Roughness 208	Шероховатость	Шорсткість
Rotating speed 149	Частота вращения	Частота обертання

Q

Quality 55	Степень сухости	Ступінь сухості
------------	-----------------	-----------------

S

Scale	Шкала	Шкала
– pressures 30	– давлений	– тисків
– temperatures 34	– температур	– температур
Scheme	Схема	Схема
– gas turbine plant 66	– газотурбинной установки	– газотурбінної установки
– cascade of turbulent vortices 247	– каскада турбулентных вихрей	– каскаду турбулентних вихорів
– steam turbine 67 heat 67	– паротурбинной установки теплофикационная	– паротурбінної установки теплофікаційна
Selfsimilarity 148	Автомодельность	Автомодельність
Separation of the flow 210	Отрыв потока	Відрив потоку

Similarity 142	Подобие	Подібність
– dynamic 142	– динамическое	– динамічна
– geometric 142	– геометрическое	– геометрична
– kinematic 142	– кинематическое	– кінематична
– mathematical 142	– математическое	– математична
– physical 142	– физическое	– фізична
Similarity criterion 144	Критерий подобия	Критерій подібності
– Archimedes 145	– Архимеда	– Архімеда
– Biot 146	– Био	– Біо
– Euler 124, 145	– Эйлера	– Ейлера
– Froude 124, 145	– Фруда	– Фруда
– Fourier 146	– Фурье	– Фур'є
– Galileo 145	– Галилея	– Галілея
– Grasgoffa 124, 146	– Грасгоффа	– Грасгоффа
– homochronicity 146	– гомохронности	– гомохронності
– Mach 146	– Маха	– Маха
– Newton 145	– Ньютона	– Ньютона
– Nusselt 146	– Нуссельта	– Нуссельта
– Peclet 145	– Пекле	– Пекле
– Prandtl 124, 146	– Прандтля	– Прандтля
– Stanton 146	– Стантона	– Стантона
– Weber 145	– Вебера	– Вебера
Specific heat 50	Удельная теплоемкость	Питома теплоємність
Specific speed 149	Коэффициент быстроходности	Коефіцієнт швидкохідності
Specific volume 27	Удельный объем	Питомий об'єм
Stator 184	Статор	Статор
Steam 55	Пар	Пара
Striam function 98	Функция тока	Функція течії
Sublimation 53	Сублимация	Сублімація
Surge 240	Помпаж	Помпаж
Surroundings 44	Окружающая среда	Навколишнє середовище

T

Temperature 32	Температура	Температура
– critical 34	– критическая	– критична
– normal 34	– нормальная	– нормальна
– reduced 34	– приведенная	– зведена
– stagnation 34	– торможения	– гальмування
– standard 34	– стандартная	– стандартна
– static 33	– статическая	– статична
– total 34	– полная	– повна
Theorem	Теорема	Теорема
– Zhukovsky 173	– Жуковского	– Жуковського
– similarity 142	– подобия	– подібності
first 142	вторая	друга
second 142	Первая	перша
third 143	третья	третья

π -theorem 143	π -теорема	π -теорема
Theory	Теория	Теорія
– grid 161	– решеток	– ґраток
– similarity 142	– подобия	– подібності
Thermal resistance 121	Термич. сопротивление	Термічний опір
Thermodynamics 44	Термодинамика	Термодинаміка
– first law 48	– первый закон	– перший закон
– second law 48	– второй закон	– другий закон
Thermodynamic equilibrium 47	Термодинамическое равновесие	Термодинамічна рівновага
Thermodynamic property 45	Термодинамические свойства	Термодинамічні властивості
– extensive 45	– экстенсивные	– екстенсивні
– intensive 45	– интенсивные	– інтенсивні
Thermodynamic process 60	Термодинамический процесс	Термодинамічний процес
adiabatic 62	адиабатный	адіабатний
compression 63	сжатия	стиснення
cyclic 64	циклический	циклічний
expansion 63	расширения	розширення
irreversible 61	необратимый	незворотний
isentropic 63	изоэнтروпный	ізоентропійний
isobaric 62	изобарный	ізобарний
isochoric 62	изохорный	ізохорний
isothermal 62	изотермический	ізотермічний
polytropic 61	политропный	політропний
reversible 61	обратимый	обернений
throttling 64	дресселирования	дроселювання
Thermodynamic system	Термодинамическая система	Термодинамічна система
– closed 45	– замкнутая	– замкнена
– isolated 45	– изолированная	– ізольована
– open 45	– открытая	– відкрита
Throttling 64	Дросселирование	Дроселювання
Triangle velocity 182, 184	Треугольник скоростей	Трикутник швидкостей
Tube	Трубка	Трубка
– Pitot 31	– Пито	– Піто
– total pressure 31	– полного давления	– повного тиску
Turbine 7	Турбина	Турбіна
– gas 7	– газовая	– газова
– hydraulic 7	– гидравлическая	– гідравлічна
– vapor 7	– паровая	– парова
– wind 7	– ветровая	– вітрова
Turboexpander 7	Турбодетандер	Турбодетандер
Turbokompresor 7	Турбокомпресор	Турбокомпресор
Turbulence 246	Турбулентность	Турбулентність
– scale 248	– масштаб	– масштаб
– modeling 246	– моделирование	– моделювання
– model	– модель	– модель

algebraic 250	алгебраическая	алгебраїчна
with a single differential equation 251	с одним дифференц. уравнением	з одним диференц. рівнянням
with two differential equations 251	с двумя дифференц. уравнениями	із двома диференц. рівняннями
von Karman 250	Кармана	Кармана
Prandtl 250	Прандтля	Прандтля
$k - \varepsilon$ 251	$k - \varepsilon$	$k - \varepsilon$
$k - \omega$ 251	$k - \omega$	$k - \omega$
U		
Units used to measure	Единицы измерения	Одиниці виміру
– density 27	– плотности	– густини
– energy 48	– энергии	– енергії
– heat 48	– теплоты	– теплоти
– power 49	– мощности	– потужності
– pressure 30	– давления	– тиску
– specific heat 52	– удельной теплоемкости	– питомиї теплоємності
– temperature 34	– температуры	– температури
– vacuum 32	– вакуума	– вакууму
Unstable	Неустойчивость	Нестійкість
– aerodynamically	– аэродинамическая	– аеродинамічна
V		
Vacuum 31, 32	Вакуум	Вакуум
Vapour	Пар	Пара
– wet 55	– влажный	– волога
saturated 54	насыщенный	насичена
– dry 54	– сухой	– суха
saturated 54	насыщенный	насичена
superheated 55	перегретый	перегріта
Velocity	Скорость	Швидкість
– absolute 181	– абсолютная	– абсолютна
– average 206, 241	– средняя, осредненная	– середня, осереднена
– average flow 206	– среднерасходная	– середньовитратна
– circumferential 181	– окружная	– колова
– critical 96	– критическая	– критична
– dynamic 248	– динамическая	– динамічна
– dissipation 249	– диссипации	– дисипації
– integrated 98	– комплексная	– комплексна
– flow 181	– расходная	– витратна
– momentary 241	– мгновенная	– миттєва
– pulsation 241	– пульсационная	– пульсаційна
– reduced 96	– приведенная	– наведена
– relative 181	– относительная	– відносна

– sound 24	– звука	– звуку
– triangle 182, 184, 186	– треугольник	– трикутник
Velocity potential 98	Потенциал скорости	Потенціал швидкості
Viscosity 22	Вязкость	В'язкість
– turbulence 249	– турбулентная	– турбулентна
Volume	Объем	Об'єм
– specific 27	– удельный	– питомий
Vortex	Вихрь	Вихор
– stopping 177	– остановочный	– зупинний
– overclocking 177	– разгонный	– розгінний

W

Weight basis of gas mixture 56	Массовые доли газовой смеси	Масові частки газової суміші
Work 49	Работа	Робота
Working process 44	Рабочий процесс	Робочий процес

Навчальне видання

**Калінкевич Микола Васильович,
Мельник Ігор Олександрович**

ТУРБОМАШИНИ. Основи теорії

Підручник

(Російською мовою)

Художнє оформлення обкладинки І. О. Мельника
Редактор Н. А. Гавриленко
Комп'ютерне верстання М. В. Калінкевича

Формат 60x84/8. Ум. друк. арк. 36,27. Обл.-вид. арк. 29,96. Тираж 500 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.