



Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Башкирский государственный аграрный университет»

Кафедра теплоэнергетики и физики

Б1.В.12 «Нагнетатели и тепловые двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к практическим занятиям

Направление: **13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника**

Профили подготовки: **Энергообеспечение предприятий**

Экономика и управление на предприятии

Квалификация выпускника: **Бакалавр**

Методические указания разработаны к.т.н., доцентом Гайсиным Э.М.

Методические указания одобрены и рекомендованы к печати кафедрой теплоэнергетики и физики (протокол № 8/1 от 26.03.2020 г.) и методической комиссией энергетического факультета (протокол № 7 от 26.03.2020 г.).

Рецензент: д.т.н. Галиуллин Р.Р.

Ответственный за выпуск: и.о. зав. кафедрой, к.т.н. Харисов Д.Д.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
I НАГНЕТАТЕЛИ	5
1 ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ	5
2 ВЕНТИЛЯТОРЫ	13
II ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ	20
3 ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ	20
3.1 Рабочий процесс в турбинной ступени	20
3.2 Потери в ступенях турбины	27
4 ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ	35
5 ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	42
5.1 Назначение, устройство, рабочий процесс и основные показатели работы ДВС	42
5.2 Тепловой баланс	48
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	54

ВВЕДЕНИЕ

Большинство современных технологических процессов связано с перемещением потоков жидких и газообразных сред, и поэтому нагнетатели имеют широкое применение в теплоэнергетике, промышленности, сельском и коммунальном хозяйствах.

Паровые и газовые турбины, как и поршневые ДВС, являются основными тепловыми машинами для преобразования тепловой энергии в механическую работу.

Настоящая учебная дисциплина предусмотрена федеральным государственным образовательным стандартом как одна из первых специальных дисциплин, формирующих представления о специальной технике, с которой предстоит встретиться инженерам-энергетикам любого профиля.

Основной задачей настоящего курса является не только изучение устройства и принципа действия основного и вспомогательного энергетического оборудования, знакомство с основными входными и выходными параметрами его, влияния изменения входных параметров на экономичность и надёжность работы, но и изучение основ термодинамического, силового и прочностного расчётов важнейших узлов и деталей, особенностями регулирования и настройки рабочих режимов, особенно при работе в сложных многоагрегатных системах, как это получается в большинстве реальных систем энергообеспечения.

Методические указания предназначены для бакалавров направления подготовки 2.13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника.

І НАГНЕТАТЕЛИ

1 ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Теоретические сведения

Компрессоры предназначены для сжатия и перемещения различных газов. Они подразделяются на поршневые, ротационные, центробежные, осевые, винтовые и др.

Поршневые компрессоры могут быть одноступенчатые и многоступенчатые. Применение одноступенчатых компрессоров для получения сжатых газов с весьма высоким давлением нецелесообразно, так как с повышением давления нагнетания объемный КПД и производительность компрессора уменьшаются. Другой причиной ограничения давления сжатия в одной ступени является недопустимость высокой температуры в конце сжатия, которая увеличивается с ростом конечного давления. Повышение температуры газа выше $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ухудшает условия смазки (происходит коксование масла) и может привести к самовозгоранию масла [11].

Для получения сжатого газа более высокого давления применяются многоступенчатые компрессоры с промежуточным охлаждением газа после каждой ступени.

Теоретический рабочий процесс ступени поршневого компрессора приведен на рисунке 1.1, *а*.

Действительный рабочий процесс компрессора, изображаемый его индикаторной диаграммой (рисунок 1.1, *б*), отличается от теоретического, прежде всего, дополнительной работой вследствие сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов (заштрихованная площадь). Поскольку в реальной машине всасывающий и выпускной клапаны обладают определённой массой и инерционностью, из-за чего открытие их происходит не плавно, а с некоторыми колебаниями относительно среднего положения, проходное сечение при этом то увеличивается, то уменьшается, изменяя расход газа, его скорость и давле-

ние. В результате начало процесса всасывания проходит при несколько меньшем давлении, чем основная часть процесса и давление на этой стадии процесса имеет колебательный характер. Однако достаточно быстро (через 1-2 колебания) амплитуда колебаний сглаживается, и процесс меняет характер.

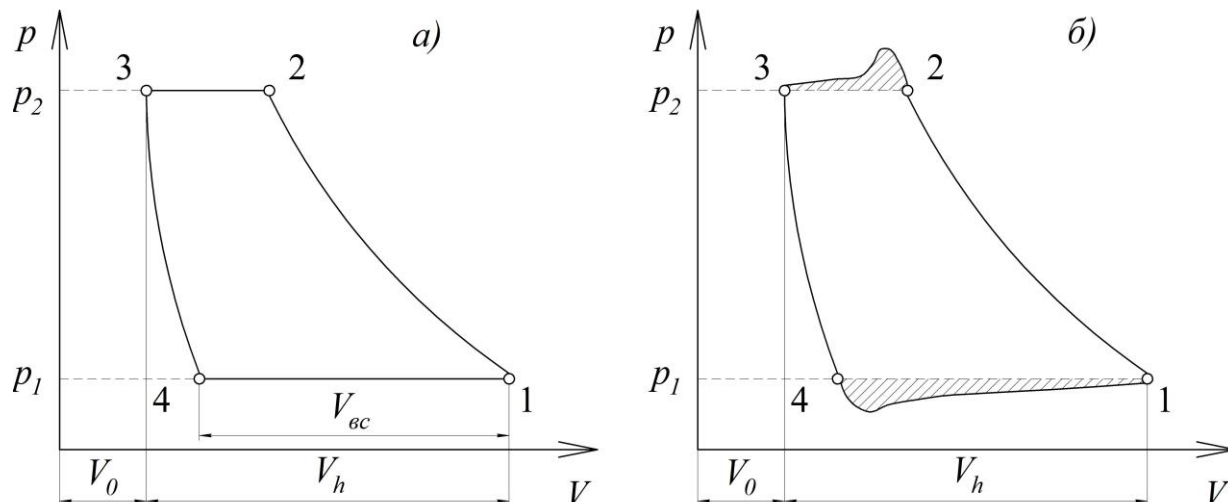


Рисунок 1.1 Диаграммы рабочего процесса ступени поршневого компрессора: *а* – теоретический; *б* – действительный; 1-2 – сжатие, 2-3 – нагнетание, 3-4 – расширение газа в мертвом объеме, 4-1 – всасывание; p_1 и p_2 – начальное и конечное давления, V_0 – вредный объем цилиндра, V_h – рабочий объем цилиндра

Рассмотрим основные параметры и показатели работы поршневых компрессоров.

Объемный коэффициент ступени λ_0

$$\lambda_0 = \frac{V_{вс}}{V_h} = 1 - \sigma \left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right), \quad (1.1)$$

где $V_{вс}$ – объем всасываемого воздуха, $м^3$;

V_h – рабочий объем цилиндра, $м^3$;

σ – коэффициент вредного объема;

β – степень повышения давления в ступени;

n_2 – показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме.

Рабочий объем цилиндра V_h в $м^3$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (1.2)$$

где D и S – диаметр цилиндра и ход поршня, m .

Коэффициент вредного объема σ

$$\sigma = \frac{V_0}{V_h}, \quad (1.3)$$

где V_0 – вредный объем цилиндра, m^3 .

Степень повышения давления в ступени β

$$\beta = \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.4)$$

где p_1 – давление на входе, $Па$;

p_2 – давление на выходе, $Па$.

Отношение действительной производительности V_d к теоретической производительности V_m компрессора называется *коэффициентом подачи* λ

$$\lambda = \frac{V_d}{V_m}. \quad (1.5)$$

Теоретическая производительность цилиндра компрессора V_m в $m^3/ч$

$$V_m = 60 \cdot \frac{\pi D^2}{4} S n, \quad (1.6)$$

где n – частота вращения вала, $мин^{-1}$.

Коэффициент подачи λ

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_t \lambda_{ym}, \quad (1.7)$$

где λ_p – коэффициент, учитывающий понижение давления при всасывании вследствие сопротивления системы всасывания;

λ_t – коэффициент, учитывающий повышение температуры (понижение плотности газа) от нагревания газа при контакте со стенками системы всасывания и стенками цилиндра;

λ_{ym} – коэффициент, учитывающий утечки через неплотности во всасывающих клапанах и поршневых кольцах.

Если параметры всасываемого газа p_0 и T_0 , а в конце всасывания (начале сжатия) в цилиндре p_1 и T_1 , то

$$\lambda_p = \frac{p_1}{p_0}; \lambda_m = \frac{T_0}{T_1}; \lambda_{ym} = 1 - \frac{V_{ym}}{V_{bc}}. \quad (1.8)$$

где V_{bc} и V_{ym} – соответственно объемы всасываемого газа и утечек в процессе сжатия и нагнетания, $м^3$.

Теоретическая эффективная мощность привода компрессора N_{em} в $Вт$ выражается в зависимости от коэффициентов полезного действия (КПД)

$$N_{em} = \frac{N_{из}}{\eta_{из}\eta_m} = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}\eta_m} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}\eta_m} = \frac{N_{из}}{\eta_{еиз}} = \frac{N_{ад}}{\eta_{еад}} = \frac{N_{пол}}{\eta_{епол}}, \quad (1.9)$$

где $N_{из}$, $N_{ад}$ и $N_{пол}$ – теоретические мощности при изотермическом, адиабатном и политропном сжатия в компрессоре соответственно, $Вт$;

$\eta_{из}$, $\eta_{ад}$ и $\eta_{пол}$ – изотермический, адиабатный и политропный индикаторные КПД компрессора соответственно;

$\eta_{еиз}$, $\eta_{еад}$ и $\eta_{епол}$ – эффективные КПД соответственно;

η_m – механический КПД компрессора ($\eta_m=0,8\dots0,95$).

Теоретические мощности N в $Вт$

- при изотермическом сжатии $N_{из} = p_1 V_t \ln \beta;$ (1.10)

- при адиабатном сжатии $N_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 V_t \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$ (1.11)

- при политропном сжатии $N_{пол} = \frac{n}{n-1} p_1 V_t \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$ (1.12)

где V_t – объемная производительность компрессора, $м^3/с$;

p_1 – давление всасывания, $Па$.

Действительная эффективная мощность N_e в $Вт$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \quad (1.13)$$

где N_i – индикаторная или внутренняя мощность компрессора, $Вт$;

η_m – механический коэффициент полезного действия.

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{60}, \quad (1.14)$$

где p_i – среднее индикаторное давление, $Па$;

n – частота вращения вала, мин^{-1} .

Общая степень повышения давления в многоступенчатом компрессоре

$$\beta = \beta_1 \beta_2 \dots \beta_z, \quad (1.15)$$

где $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_z$ – степени повышения давления в первой, второй и z ступенях.

Если $\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_z$, то

$$\beta = \beta_{zcm}, \quad (1.16)$$

где β_{zcm} – степень повышения давления одной ступени.

Тогда число ступеней компрессора z

$$z = \frac{\lg \beta}{\lg \beta_{zcm}}. \quad (1.17)$$

Задачи

1. Поршневой компрессор, производительностью $360 \text{ м}^3/\text{ч}$ всасывает воздух с температурой $17 \text{ }^\circ\text{C}$ при давлении $0,1 \text{ МПа}$ и сжимает его до $0,7 \text{ МПа}$. Определить теоретическую мощность привода компрессора и температуру воздуха в конце сжатия. Расчет произвести для изотермического, адиабатного ($k=1,4$) и политропного процессов ($n=1,25$) сжатия.

Решение. Теоретическая мощность при изотермическом сжатии

$$N_{из} = p_1 V_t \ln \beta = 100 \cdot \frac{360}{3600} \cdot \ln \frac{0,7}{0,1} = 19,45 \text{ кВт}.$$

Температура при изотермическом сжатии остается постоянной.

Теоретическая мощность при адиабатном сжатии

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 V_t \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1,4 \cdot 100 \cdot 360}{(1,4-1) \cdot 3600} \left(\frac{0,7}{0,1}^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 26,1 \text{ кВт}.$$

Температура в конце адиабатного сжатия

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273+17) \cdot \left(\frac{0,7}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 506 \text{ К}.$$

Теоретическая мощность при политропном сжатии

$$N_{пол} = \frac{n}{n-1} p_1 V_t \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{1,25 \cdot 100 \cdot 360}{(1,25-1) \cdot 3600} \left(\frac{0,7^{\frac{1,25-1}{1,25}}}{0,1} - 1 \right) = 23,9 \text{ кВт}.$$

Температура в конце адиабатного сжатия

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

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (273+17) \cdot \left(\frac{0,7}{0,1} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 428 \text{ К}.$$

Ответ: $N_{из}=19,45 \text{ кВт}$, $N_{ад}=26,1 \text{ кВт}$, $N_{пол}=23,9 \text{ кВт}$, $T_{из}=290 \text{ К}$, $T_{ад}=506 \text{ К}$, $T_{пол}=428 \text{ К}$.

2. Компрессор поршневого типа всасывает воздух при давлении $0,11 \text{ МПа}$ и сжимает его до давления $0,65 \text{ МПа}$. Определить производительность компрессора, если при адиабатном сжатии ($k=1,33$) теоретическая мощность равна 60 кВт .

3. Одноступенчатый поршневой компрессор с массовой подачей $0,18 \text{ кг/с}$ всасывает воздух при давлении 100 кПа и температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и сжимает его до давления 600 кПа . Определить, на сколько возрастет теоретическая мощность привода компрессора, если изотермическое сжатие воздуха в компрессоре будет заменено на адиабатное.

4. Определить предельные значения давлений, до которых можно сжимать воздух в одноступенчатом поршневом компрессоре, если коэффициенты вредного объема равны 3; 5 и 10 %. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, принять равным 1,2. Давление начала сжатия равно $0,1 \text{ МПа}$.

5. Одноступенчатый поршневой компрессор, работает со степенью повышения давления, равной 10, и с показателем политропы расширения 1,3. Определить объемный коэффициент ступени для коэффициентов вредного объема 5; 10 и 15 %.

6. Определить эффективную мощность привода компрессора повышающего давление воздуха от $0,1 \text{ МПа}$ до $0,9 \text{ МПа}$, если его производительностью $0,75 \text{ м}^3/\text{мин}$ и эффективный изотермический КПД $0,6$.

7. Эффективная мощность привода одноступенчатого компрессора составляет $21,5 \text{ кВт}$ при индикаторном изотермическом КПД $0,73$. Определить механический КПД компрессора, если производительность равна $5 \text{ м}^3/\text{мин}$ и давление воздуха повышается от $0,098 \text{ МПа}$ до $0,5 \text{ МПа}$.

8. Компрессор сжимает воздух от $0,097 \text{ МПа}$ до $0,8 \text{ МПа}$ при температуре начала сжатия $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить производительность компрессора, если эффективный изотермический КПД $0,65$ и эффективная мощность привода компрессора 10 кВт .

9. Поршневой компрессор со степенью повышения давления $3,5$ и коэффициентом вредного объема $3,5 \%$ всасывает воздух давлением $0,098 \text{ МПа}$ и температурой $18 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент, учитывающий утечки, равен $0,98$. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, равен $1,1$. Определить коэффициент подачи компрессора.

10. Поршневой компрессор производительностью $5 \text{ м}^3/\text{мин}$ сжимает воздух от давления $0,098 \text{ МПа}$ до давления $0,35 \text{ МПа}$. Определить механические потери в ступени компрессора, если адиабатный индикаторный КПД равен $0,72$ и механический КПД $0,88$.

11. Определить потерю мощности вследствие сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов, поскольку действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора имеет большую площадь по сравнению с теоретической диаграммой, ограниченной сверху и снизу изобарами давлений всасываемого и нагнетаемого газа. Отношение сравниваемых индикаторных диаграмм составляет $0,85$. Эффективная мощность компрессора 10 кВт , механический КПД $0,87$.

12. В двухступенчатом компрессоре температура воздуха в начале сжатия в первой ступени $26 \text{ }^\circ\text{C}$, а во второй $51 \text{ }^\circ\text{C}$. Рассчитать разделение общей степени повышения давления по ступеням для получения одинаковой температуры

конца сжатия в ступенях и определить величину этой температуры. Воздух сжимается до давления $0,9 \text{ МПа}$. Сжатие считать политропным ($n=1,25$).

13. У трехцилиндрового двухступенчатого компрессора диаметры двух цилиндров первой ступени сжатия 198 мм и диаметр цилиндра второй ступени сжатия 155 мм при ходе поршней 145 мм . Определить эффективную мощность компрессора, если частота вращения вала 850 мин^{-1} , среднее индикаторное давление первой ступени $0,17 \text{ МПа}$ и второй – $0,31 \text{ МПа}$, механический КПД $0,77$.

14. Определить среднее индикаторное давление в ступенях двухступенчатого двухцилиндрового компрессора с диаметрами цилиндров 330 и 190 мм , ходом поршней 200 мм и частотой вращения вала 950 мин^{-1} . Считать работу сжатия в ступенях одинаковой и общую индикаторную мощность $19,5 \text{ кВт}$.

15. Определить, на сколько процентов уменьшится мощность, потребляемая поршневым компрессором при адиабатном сжатии воздуха от $0,1 \text{ кПа}$ до $0,8 \text{ кПа}$ при переходе с одноступенчатого к двухступенчатому сжатию.

Контрольные вопросы

1. Опишите рабочий процесс реального поршневого компрессора.
2. В чем различия поршневого компрессора и поршневого насоса?
3. С чем связано ограничение давления сжатия в одноступенчатых компрессорах?
4. С какой целью применяют промежуточное охлаждение газа после каждой ступени многоступенчатого компрессора?
5. Как влияет наличие мертвого объема на работу поршневого компрессора?
6. Как определить рабочий объем цилиндра поршневого компрессора?
7. По каким признакам могут классифицироваться поршневые компрессоры?
8. Каково назначение ресивера в компрессорной установке?
9. Как рассчитать теоретическую подачу поршневого компрессора?
10. Как определить необходимую мощность для привода поршневого компрессора?

2 ВЕНТИЛЯТОРЫ

Теоретические сведения

Вентиляторами называют машины для перемещения и сжатия газов, имеющие малую степень повышения давления ($\beta \leq 1,15$). Вентиляторы находят очень широкое применение во всех отраслях производства и в быту. По конструкции и способу перемещения газа они делятся на центробежные и осевые [5].

Полное давление, развиваемое вентилятором, равно разности полных давлений на нагнетающей p_n^H и всасывающей p_n^{6c} сторонах воздушного тракта

$$p_n = p_n^H - p_n^{6c}. \quad (2.1)$$

Статическое давление вентилятора p_{cm} в Па определяется как разность полного давления p_n и динамического давления p_d в нагнетательном патрубке вентилятора

$$p_{cm} = p_n - p_d. \quad (2.2)$$

Динамическое давление вентилятора p_d в Па

$$p_d = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.3)$$

где ρ – плотность подаваемого вентилятором воздуха, $кг/м^3$;

v – скорость воздуха в нагнетательном патрубке, $м/с$.

Теоретический напор, развиваемый вентилятором, H_m в м

$$H_m = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (2.4)$$

где u_1 и u_2 – окружные скорости газа на входе и выходе с рабочей лопатки, $м/с$;

c_1 и c_2 – абсолютные скорости газа на входе и выходе с рабочего колеса, $м/с$;

α_1 и α_2 – углы между абсолютной и окружной скоростями на входе и выходе газа с рабочей лопатки;

g – ускорение свободного падения, $м/с^2$.

Окружные скорости газа на входе и выходе с рабочей лопатки u_1 и u_2 в $м/с$

$$u_{1,2} = \frac{\pi D_{1,2} n}{60}; \quad (2.5)$$

где D_1 и D_2 – внутренний и внешний диаметры рабочего колеса, м;

n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} .

Действительный напор, развиваемый вентилятором H в м

$$H = H_m \eta_z, \quad (2.6)$$

где η_z – гидравлический КПД вентилятора.

Зная действительный напор, развиваемый вентилятором, можно определить действительное давление p в Па

$$p = \rho g H. \quad (2.7)$$

Мощность привода вентилятора N_B в Вт

$$N_B = \frac{V_t p}{\eta_0}, \quad (2.8)$$

где V_t – производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

η_0 – общий КПД вентилятора, в зависимости от типа и производительности равный 0,5...0,85.

Мощность электродвигателя, приводящего в движение вентилятор $N_{\text{эд}}$ в Вт

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_B}{\eta_{\text{пер}} \eta_{\text{эд}}}, \quad (2.9)$$

где $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи, при ременной передаче равный 0,85...0,95;

$\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя.

При проектировании вентиляторов обычно используют данные, полученные при испытании вентиляторов, подобных проектируемым. Однако это допустимо лишь при соблюдении определенных условий – законов подобия [11].

Геометрическое подобие двух вентиляторов a и b (вентилятор b большего размера) заключается в равенстве сходственных углов и постоянстве отношений сходственных величин

$$\left. \begin{aligned} \beta_{1a} = \beta_{1b} = \beta_1; \beta_{2a} = \beta_{2b} = \beta_2; \beta_{ia} = \beta_{ib} = \beta_i; \\ \frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{D_{1b}}{D_{1a}} = \frac{b_{1b}}{b_{1a}} = \dots = \frac{l_b}{l_a} = \delta = \text{const} \end{aligned} \right\}, \quad (2.10)$$

где δ – коэффициент геометрического подобия.

Кинематическое подобие состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных нагнетателей и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{1a} = \alpha_{1b} = \alpha_1; \quad \alpha_{2a} = \alpha_{2b} = \alpha_2; \quad \alpha_{ia} = \alpha_{ib} = \alpha_i; \\ \frac{u_{1b}}{u_{1a}} = \frac{w_{1b}}{w_{1a}} = \frac{c_{1b}}{c_{1a}} = \frac{u_{2b}}{u_{2a}} = \dots = \frac{c_{2b}}{c_{2a}} = \lambda = const \end{aligned} \right\}, \quad (2.11)$$

где λ – коэффициент кинематического подобия.

Динамическое подобие выражается постоянством отношений сил одинакового происхождения, действующих в сходственных точках кинематически подобных нагнетателей

$$\frac{P_{1b}}{P_{1a}} = \frac{P_{2b}}{P_{2a}} = \frac{P_{ib}}{P_{ia}} = \psi = const, \quad (2.12)$$

где ψ – коэффициент динамического подобия.

Вентиляторы выпускаются различных размеров, но, как правило, в пределах геометрически подобного ряда. При перерасчете рабочих параметров вентиляторов (производительности (подачи) Q , напора H , давления p и мощности N) пользуются формулами пропорциональности (таблица 2.1).

Таблица 2.1 Формулы пропорциональности

При изменении ρ	При изменении D_2	При изменении n
$V_b = V_a$	$\frac{V_b}{V_a} = \frac{D_{2b}^3}{D_{2a}^3}$	$\frac{V_b}{V_a} = \frac{n_b}{n_a}$
$H_b = H_a$	$\frac{H_b}{H_a} = \frac{D_{2b}^2}{D_{2a}^2}$	$\frac{H_b}{H_a} = \frac{n_b^2}{n_a^2}$
$\frac{p_b}{p_a} = \frac{\rho_b}{\rho_a}$	$\frac{p_b}{p_a} = \frac{D_{2b}^2}{D_{2a}^2}$	$\frac{p_b}{p_a} = \frac{n_b^2}{n_a^2}$
$\frac{N_b}{N_a} = \frac{\rho_b}{\rho_a}$	$\frac{N_b}{N_a} = \frac{D_{2b}^5}{D_{2a}^5}$	$\frac{N_b}{N_a} = \frac{n_b^3}{n_a^3}$

Задачи

1. Определить мощность привода вентилятора, подающего $7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха плотностью $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ при статическом давлении 1100 Па , если общий КПД вентилятора $0,56$. Нагнетательное отверстие вентилятора имеет квадратное сечение площадью $0,1764 \text{ м}^2$.

Решение. Скорость воздуха в нагнетательном отверстии вентилятора определяем по зависимости

$$v = \frac{V_t}{3600f} = \frac{7000}{3600 \cdot 0,1764} = 11 \text{ м}/\text{с}.$$

Динамическое давление, развиваемое вентилятором

$$p_d = \rho \frac{v^2}{2} = 1,2 \cdot \frac{11^2}{2} = 72,6 \text{ Н}/\text{м}^2.$$

Полное давление вентилятора

$$p_n = p_d + p_{cm} = 1100 + 72,6 = 1172,6 \text{ Н}/\text{м}^2.$$

Мощность привода вентилятора

$$N_B = \frac{V_t p}{\eta_0} = \frac{7000 \cdot 1172,6}{3600 \cdot 0,56} = 4072 \text{ Вт}.$$

Ответ: $N_B = 4072 \text{ Вт}$.

2. Определить полное давление, развиваемое вентилятором, если его производительность $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$, а потребляемая мощность при общем КПД $0,52$ равна $1,8 \text{ кВт}$.

3. Определить теоретический напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса 1500 мин^{-1} , внутренний диаметр рабочего колеса $0,5 \text{ м}$, окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки $45 \text{ м}/\text{с}$, абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо равна $32 \text{ м}/\text{с}$, абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса $60 \text{ м}/\text{с}$, угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку 40° , угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе с рабочей лопатки 20° .

4. Определить действительное напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса 2000 мин^{-1} , внутренний диаметр рабочего колеса $0,5 \text{ м}$, наружный диаметр рабочего колеса $0,6 \text{ м}$, проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку 25 м/с , проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки 58 м/с , гидравлический КПД вентилятора $0,8$ и средняя плотность воздуха в вентиляторе $1,2 \text{ кг/м}^3$.

5. Определить мощность двигателя для привода центробежного вентилятора, если подача $10 \text{ м}^3/\text{с}$, частота вращения рабочего колеса 1800 мин^{-1} , внутренний диаметр рабочего колеса $0,6 \text{ м}$, наружный диаметр рабочего колеса равен $0,7 \text{ м}$, средняя плотность воздуха в вентиляторе $1,15 \text{ кг/м}^3$, абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо 30 м/с , абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса 56 м/с , угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку 40° , угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе воздуха с рабочей лопатки 20° , гидравлический КПД вентилятора $0,8$ и общий КПД вентилятора $0,65$.

6. Определить мощность, потребляемую осевым вентилятором, если теоретический напор, развиваемый вентилятором, 150 м , гидравлический КПД вентилятора $0,8$, подача вентилятора $10 \text{ м}^3/\text{с}$, средняя плотность воздуха в вентиляторе $1,2 \text{ кг/м}^3$ и общий КПД вентилятора $0,55$.

7. Определить подачу центробежного вентилятора, если средняя плотность воздуха в вентиляторе $1,3 \text{ кг/м}^3$, окружная скорость воздуха при входе на рабочую лопатку 42 м/с , окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки 54 м/с , проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку 30 м/с , проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки равна 60 м/с , гидравлический КПД вентилятора $0,82$, мощность, потребляемая вентилятором, 18 кВт и общий КПД вентилятора $0,68$.

8. Определить КПД вентилятора, если его производительность $6650 \text{ м}^3/\text{ч}$ и полное давление $1,3 \text{ кПа}$. Мощность электродвигателя 5 кВт при КПД $0,9$.

Электродвигатель приводит в движение вал вентилятора через клиноременную передачу с КПД 0,89.

9. Как изменится производительность и развиваемое давление вентилятора, если повысить частоту вращения вала от 430 мин^{-1} до 670 мин^{-1} . При частоте вращения 430 мин^{-1} производительность вентилятора составила $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и развиваемое давление 150 Па .

10. У вентилятора с мощностью привода $0,25 \text{ кВт}$ и с внешним диаметром рабочего колеса $0,24 \text{ м}$ при частоте вращения вала 1000 мин^{-1} производительность составляет $1800 \text{ м}^3/\text{ч}$, а развиваемое давление 255 Па . Определить, какой диаметр рабочего колеса должен быть у вентилятора этой серии, чтобы его производительность удвоилась. Каково при этом будет развиваемое вентилятором давление и потребляемая мощность, если при увеличении диаметра частоту вращения вала понизить до 750 мин^{-1} .

11. Вентилятор, работая на сеть воздухопроводов, с частотой вращения равной 870 мин^{-1} обеспечивает подачу $6200 \text{ м}^3/\text{ч}$ при полном давлении 1300 Па . Какие будут подача и полное давление вентилятора, если увеличить его частоту вращения до 1150 мин^{-1} .

12. Вентилятор с рабочим колесом диаметром 400 мм , работая на какую-то сеть воздухопроводов с частотой вращения 1800 мин^{-1} , обеспечивает подачу $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при полном давлении 800 Па . Какие будут подача и полное давление, если в той же сети воздухопроводов вместо указанного вентилятора будет работать вентилятор того же типа с колесом диаметром 500 мм , а частота вращения остается неизменной.

13. Вентилятор с рабочим колесом диаметром 400 мм , работая на сеть воздухопроводов с частотой вращения 1800 мин^{-1} , обеспечивает подачу $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при полном давлении 800 Па . Какие будут подача и полное давление, если в той же сети воздухопроводов вместо указанного вентилятора будет работать вентилятор того же типа с колесом диаметром 500 мм и оно имеет ту же скорость, что и колесо диаметром 400 мм при частоте вращения 1800 мин^{-1} .

14. Вентилятор с рабочим колесом 400 мм, работая на сеть воздухопроводов с частотой вращения 1800 мин^{-1} , обеспечивает подачу $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при полном давлении 800 Па. Какие будут подача и полное давление, если в той же сети воздухопроводов вместо указанного вентилятора будет работать вентилятор того же типа с колесом диаметром 500 мм и частотой вращения 1600 мин^{-1} .

15. Вентилятор, работая на сеть воздухопроводов с частотой вращения равной 1850 мин^{-1} , обеспечивает подачу $4200 \text{ м}^3/\text{ч}$ при полном давлении 1800 Па. Какие будут подача и полное давление вентилятора, если увеличить плотность нагнетаемой рабочей среды от $1,186 \text{ кг}/\text{м}^3$ до $2 \text{ кг}/\text{м}^3$.

16. Вентилятор центробежного типа имеет непосредственный привод от двигателя мощностью $1,5 \text{ кВт}$ и частотой вращения 2000 мин^{-1} . Как и насколько изменится мощность двигателя, если увеличить частоту вращения двигателя до 3000 мин^{-1} .

Контрольные вопросы

1. Перечислите виды вентиляторов и опишите принципы их действия.
2. В чем различие центробежного вентилятора от центробежного компрессора?
3. В чем различие осевого и центробежного вентиляторов?
4. Как определить величину полного давления, развиваемого вентилятором?
5. Как определить величины теоретического и действительного напоров, развиваемого вентилятором?
6. Как определить величину потребляемой мощности вентилятора?
7. Какие вентиляторы называются подобными?
8. Дайте определения основным законам подобия.
9. Почему при изменении плотности газа производительность и напор вентилятора остаются неизменными?
10. По какой причине производительность прямо пропорциональна частоте вращения вала вентилятора?

II ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

3 ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

3.1 Рабочий процесс в турбинной ступени

Теоретические сведения

Процесс расширения пара связан с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую (энтальпия пара понижается, а скорость течения возрастает) [6].

Рассмотрим рабочий процесс в осевой турбинной ступени.

Сопловые лопатки 2 (рисунок 3.1) образуют кольцевую сопловую решетку, укрепленную в диафрагме 1, которая закреплена в неподвижном корпусе 3. Рабочие лопатки 4, закрепленные на диске 5, образуют рабочую решетку. Диск с рабочими лопатками, называемый *рабочим колесом*, закреплен на валу 6 и вращается вместе с ним. Вал и рабочее колесо являются ротором турбины.

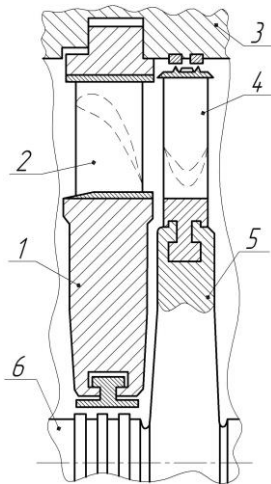


Рисунок 3.1 Ступень турбины:
1 – диафрагма, 2 – сопловые лопатки,
3 – корпус, 4 – рабочие лопатки,
5 – диск, 6 – вал

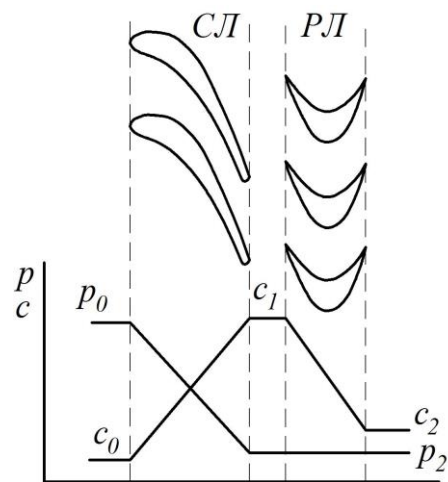


Рисунок 3.2 Изменение давления пара p и абсолютной скорости c в ступени турбины: СЛ - сопловая лопатка, РЛ – рабочая лопатка

В каналах, образованных сопловыми лопатками 2, давление пара изменяется от давления перед ступенью p_0 до давления p_1 за ней (рисунок 3.2). В каналах сопловой решетки, как указывалось ранее, происходит преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую. Вследствие падения давления скорость пара на выходе из сопловой решетки повышается до c_1 . Направление этой скорости определяется профилем сопловых лопаток и углом их установки.

Скорость c_1 одновременно является абсолютной скоростью входа пара на лопатки 4 рабочего колеса. Относительная же скорость входа ω определяется из параллелограмма скоростей

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{\omega}_1, \quad (3.1)$$

где \vec{u}_1 – окружная скорость рабочих лопаток.

Обычно вместо параллелограмма скоростей строят треугольник скоростей (рисунок 3.3).

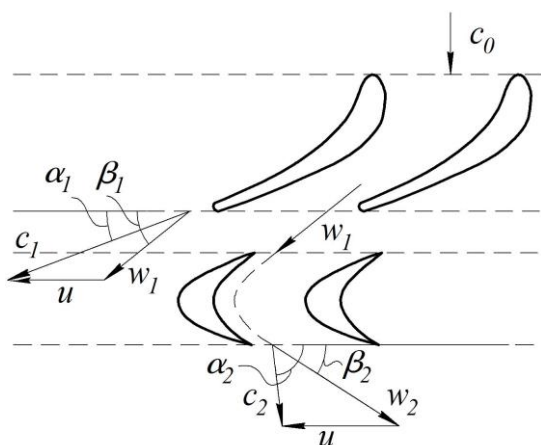


Рисунок 3.3 Треугольники скоростей

В рабочей решетке кинетическая энергия пара преобразуется в механическую энергию вращения вала. Пар покидает рабочую решетку с абсолютной скоростью c_2 , которая является векторной суммой относительной ω_2 и окружной u_2 скоростей. При этом относительная скорость в общем случае может повышаться от ω_1 на

входе в рабочую решетку до ω_2 на выходе при отклонении режима работы ступени. Угол β_2 направления относительной скорости на выходе также определяется профилем рабочих лопаток и углом их установки. Полученный треугольник называют *выходным треугольником скоростей*.

Значения скоростей можно определить аналитически.

Располагаемый теплоперепад в ступени H_0 в кДж/ч

$$H_0 = h_0 - h_1, \quad (3.2)$$

где h_0 и h_1 – энтальпия пара на входе и выходе из сопла, кДж/кг .

Действительная скорость истечения пара из сопла c_1 в м/с

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{H_0(1-\rho) + \frac{c_0^2}{2000}}, \quad (3.3)$$

где φ – скоростной коэффициент сопла, $\varphi = 0,93 \dots 0,98$;

ρ – степень реактивности ступени;

c_0 – начальная скорость пара перед соплом, м/с.

Действительная скорость истечения пара из сопла c_1 в м/с при $c_0=0$

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{H_0(1-\rho)}. \quad (3.4)$$

Степень реактивности ступени ρ

$$\rho = \frac{H_2}{H_0} = \frac{H_2}{H_1 + H_2}, \quad (3.5)$$

где H_1 – располагаемый теплоперепад в соплах, кДж/кг;

H_2 – располагаемый теплоперепад на рабочих лопатках, кДж/кг.

Окружная скорость на середине лопатки u в м/с

$$u = \frac{\pi dn}{60}, \quad (3.6)$$

где d – средний диаметр ступени, м;

n – частота вращения вала турбины, мин⁻¹.

Относительная скорость входа пара на лопатки ω_1 в м/с

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u\cos\alpha_1}, \quad (3.7)$$

где α_1 – угол наклона сопла к плоскости диска или угол между вектором скорости c_1 и плоскостью диска.

Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками ω_2 в м/с в активной ступени при $\rho=0$

$$\omega_2 = \psi\omega_1, \quad (3.8)$$

где ψ – скоростной коэффициент лопаток, $\psi = 0,86 \dots 0,95$.

Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками ω_2 в м/с в реактивной и активной ступенях при $\rho > 0$

$$\omega_2 = 44,7\psi \sqrt{\rho H_0 + \left(\frac{\omega_1}{44,7}\right)^2}. \quad (3.9)$$

Абсолютная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками c_2 в м/с

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2\omega_2 u \cos \beta_2}, \quad (3.10)$$

где β_2 – угол выхода пара из рабочей лопатки ($\beta_2 = \beta_1 - (2 \dots 10^\circ)$).

Угол β_1 входа пара на рабочую лопатку находится по соотношению, которое выводится из треугольника скоростей

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u}. \quad (3.11)$$

Угол α_2 наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками определяется по соотношению, которое выводится из треугольника скоростей

$$\cos \alpha_2 = \frac{\omega_2 \cos \beta_2 - u}{c_2}. \quad (3.12)$$

Работа 1 кг пара на лопатках ступени L в кДж/кг

$$L = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u(\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2). \quad (3.13)$$

Площадь выходного сечения расширяющегося сопла f_1 в м²

$$f_1 = \frac{M v_1}{\mu_1 c_1}, \quad (3.14)$$

где M – расход пара через сопло, кг/с;

v_1 – удельный объем пара в рассчитываемом сечении, м³/кг;

μ_1 – коэффициент расхода сопла, $\mu_1 = 0,92 \dots 0,97$.

Площадь минимального сечения расширяющегося сопла f_{\min} в м²

$$f_{\min} = \frac{M v_{кр}}{\mu_1 c_{кр}}, \quad (3.15)$$

где $v_{кр}$ – удельный объем пара в минимальном сечении сопла при критическом давлении, м³/кг;

$c_{кр}$ – критическая скорость истечения пара из сопла, м/с.

Критическое давление пара $p_{кр}$ в Па при истечении его из сопла

$$p_{кр} = \beta_{кр} p_0, \quad (3.16)$$

где $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений (для перегретого пара - 0,546, для сухого насыщенного пара - 0,577);

p_0 – давление пара перед соплом, Па.

Площадь выходного сечения рабочих лопаток f_2 в m^2

$$f_2 = \frac{Mv_2}{\mu_2 \omega_2}, \quad (3.17)$$

где v_2 – удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток, m^3/kg ;

μ_2 – коэффициент расхода для рабочей лопатки, $\mu_2 = 0,92 \dots 0,97$.

Выходная высота рабочих лопаток l_2 в м

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi d \varepsilon \sin \beta_2}, \quad (3.18)$$

где d – средний диаметр ступени, м;

ε – степень парциальности впуска пара.

Задачи

1. Определить температуру, давление и действительную скорость пара на выходе из сопла активной ступени, если начальное давление пара 3 МПа и температура 450 °С, скоростной коэффициент сопла 0,95 и энтальпия пара на выходе из сопла 3150 кДж/кг.

Решение. Необходимые параметры пара при начальных и конечных состояниях определяем по h_s -диаграмме или по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара [1].

Энтальпия пара при начальных параметрах пара составила $h_0=3350$ кДж/кг. При энтальпии $h_1=3150$ кДж/кг конечное состояние пара: давление $p_1=1,6$ МПа и температуру $t_1=350$ °С.

Действительную скорость пара на выходе из сопла находим по формуле

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{i_0 - i_1} = 44,7 \cdot 0,95 \cdot \sqrt{3350 - 3150} = 600,5 \text{ м/с.}$$

Ответ: $p_1=1,6$ МПа, $t_1=350$ °С, $c_1=600,5$ м/с.

2. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если пар с начальным давлением $2,8 \text{ МПа}$ и температурой $400 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется в активной ступени до давления $1,7 \text{ МПа}$. Скоростной коэффициент сопла равен $0,97$.

3. В реактивной ступени располагаемый теплоперепад на рабочих лопатках составляет 48 кДж/кг , при этом пар с начальным давлением $1,9 \text{ МПа}$ и температурой $380 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $1,3 \text{ МПа}$. Определить степень реактивности ступени.

4. Располагаемый теплоперепад в реактивной ступени 120 кДж/кг , скоростной коэффициент сопла $0,96$, а действительная скорость истечения пара из сопл 335 м/с . Определить степень реактивности ступени.

5. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если пар с начальным давлением $1,2 \text{ МПа}$ и температурой $300 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется в активной ступени до $0,7 \text{ МПа}$, скоростной коэффициент сопла $0,96$ и начальная скорость пара перед соплом 150 м/с .

6. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если пар с начальным давлением 2 МПа и температурой $350 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется в активной ступени до $1,5 \text{ МПа}$, скоростной коэффициент сопла $0,95$, начальная скорость пара перед соплом 140 м/с и степень реактивности ступени $0,15$.

7. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если пар с начальным давлением $1,6 \text{ МПа}$ и температурой $450 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется в реактивной ступени до давления 1 МПа , скоростной коэффициент сопла $0,95$ и степень реактивности ступени $0,5$.

8. В активной ступени пар с начальным давлением $2,4 \text{ МПа}$ и температурой $400 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $1,7 \text{ МПа}$, скоростной коэффициент сопла $0,965$ и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $0,445$. Определить окружную скорость на середине лопатки.

9. В активной ступени пар с начальным давлением $2,8 \text{ МПа}$ и температурой $380 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $1,6 \text{ МПа}$. Определить действительную скорость истечения пара из сопл и окружную скорость на

середине лопатки, если скоростной коэффициент сопла 0,96, средний диаметр ступени 1 м и частота вращения вала турбины 3000 мин^{-1} .

10. Определить действительную скорость истечения пара из сопл и окружную скорость на середине лопатки, если в реактивной ступени пар с начальным давлением 3 МПа и температурой 390 °С расширяется до давления 1,7 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,965, степень реактивности ступени 0,5 и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл 0,45.

11. Пар с начальным давлением 3 МПа и температурой 450 °С расширяется в активной ступени до давления 1,6 МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, окружную скорость на середине лопатки и относительную скорость входа пара на лопатки, если скоростной коэффициент сопла 0,96, угол наклона сопла к плоскости диска 16°, средний диаметр ступени 0,9 м, частота вращения вала турбины 3000 мин^{-1} , начальная скорость пара перед соплом 150 м/с и степень реактивности ступени 0,12.

12. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, окружную скорость на середине лопатки и относительную скорость входа пара на лопатки, если в реактивной ступени пар с начальным давлением 1,6 МПа и температурой 300 °С расширяется до 1 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,94, угол наклона сопла к плоскости диска 18° средний диаметр ступени равен 0,95 м, частота вращения вала турбины 3600 мин^{-1} и степень реактивности ступени 0,5.

13. Определить относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, если в активной ступени пар с начальным давлением равным 2,8 МПа и температурой 400 °С расширяется до давления 1,7 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,955, скоростной коэффициент лопаток 0,87, угол наклона сопла к плоскости диска 18° и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл 0,44.

14. Пар с начальным давлением 2 МПа и температурой 350 °С расширяется в реактивной ступени до давления 1,4 МПа. Определить

относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла 0,96, окружная скорость на середине лопатки 170 м/с, угол наклона сопла к плоскости диска 17°, скоростной коэффициент лопаток 0,88 и степень реактивности ступени 0,45.

15. Определить площадь выходного сечения сужающегося сопла, если в активной ступени перегретый пар с начальным давлением 3,5 МПа и температурой 435 °С расширяется до давления 1,2 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,95, расход пара через сопло 2,1 кг/с и коэффициент расхода сопла 0,96.

16. Определить площадь выходного сечения сужающегося сопла, если в активной ступени перегретый пар с начальным давлением 1,2 МПа и температурой 300 °С расширяется до давления 0,7 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,96, расход пара через сопло 2 кг/с и коэффициент расхода сопла 0,95.

17. Определить площадь выходного сечения сужающегося сопла, если в реактивной ступени перегретый пар с начальным давлением 2 МПа и температурой 350 °С расширяется до давления 1,4 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,95, расход пара через сопло 1,2 кг/с, коэффициент расхода сопла 0,95 и степень реактивности ступени 0,5.

18. Определить площадь выходного и минимального сечений расширяющегося сопла, если в активной ступени перегретый пар с начальным давлением 1 МПа и температурой 320 °С расширяется до давления 0,3 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,97, расход пара через сопло 1,2 кг/с и коэффициент расхода сопла 0,97.

3.2 Потери в ступенях турбины

Теоретические сведения

Все потери, возникающие в паровой турбине, можно разделить на две группы [9]:

- *потери внутренние*, т.е. потери, непосредственно влияющие на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине;

- *потери внешние*, т.е. потери, которые не влияют на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине.

К первой группе потерь можно отнести:

- потери в соплах (направляющих лопатках);
- потери на рабочих лопатках;
- потери на трение и вентиляцию;
- потери от утечек пара;
- потери с выходной скоростью.

Ко второй группе потерь можно отнести:

- потери в клапанах;
- потери от утечек через концевые уплотнения;
- механические потери.

Потери тепловой энергии в соплах турбины вследствие трения и вихревых движений пара h_c в кДж/кг

$$h_c = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2000}. \quad (3.19)$$

где φ – скоростной коэффициент сопла, $\varphi = 0,93 \dots 0,98$.

Потери тепловой энергии на рабочих лопатках в активной ступени h_{pl}^a в кДж/кг

$$h_{pl}^a = (1 - \psi^2) \cdot \frac{\omega_1^2}{2000}. \quad (3.20)$$

где ψ – скоростной коэффициент лопаток, $\psi = 0,86 \dots 0,95$.

Потери тепловой энергии на рабочих лопатках в реактивной ступени h_{pl}^p в кДж/кг

$$h_{pl}^p = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cdot \frac{\omega_2^2}{2000}. \quad (3.21)$$

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию h_{mv} в кДж/кг при вращении диска турбины в паре

$$h_{mv} = \lambda \left[1,07d^2 + 0,61z(1 - \varepsilon)dl_2^{1,5} \right] \cdot \frac{u^3}{vM \cdot 10^6}, \quad (3.22)$$

где λ – коэффициент, равный 1,1...1,2 для перегретого пара и 1,3 для насыщенного пара;

d – средний диаметр ступени, м;

z – число ступеней скорости на колесе;

ε – степень парциальности впуска пара;

l_2 – выходная высота рабочих лопаток, см;

v – удельный объем пара в камере ступени, м³/кг;

M – расход пара в ступени, кг/с.

Потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток h_{ym} в кДж/кг

$$h_{ym} = \frac{M_{ym} H_o}{M}, \quad (3.23)$$

где M_{ym} – расход пара на утечки, кг/с.

H_o – располагаемый теплоперепад в ступени, кДж/кг.

Потери тепловой энергии с выходной скоростью h_e в кДж/кг

$$h_e = \frac{c_2^2}{2000}. \quad (3.24)$$

Потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной скоростью в ступени турбины оценивают относительным КПД на лопатках $\eta_{ол}$

$$\eta_{ол} = \frac{L}{H_o} = \frac{H_o - h_c - h_{pl} - h_e}{H_o}. \quad (3.25)$$

Для активной ступени относительный КПД на лопатках $\eta_{ол}^a$

$$\eta_{ол}^a = 2\varphi^2 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \left(1 + \frac{\psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right). \quad (3.26)$$

Для реактивной ступени со степенью реактивности $\rho=0,5$ относительный КПД на лопатках $\eta_{ол}^p$

$$\eta_{ол}^p = \frac{\frac{u}{c_1} \cdot \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)}{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) + \frac{u}{c_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)}. \quad (3.27)$$

Потери теплоты в ступени оцениваются относительным внутренним КПД ступени η_{oi}^{cm} , который определяется по формуле

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{H_0 - h_c - h_{pl} - h_{me} - h_{ym} - h_e}{H_0}, \quad (3.28)$$

где H_i – использованный теплоперепад в ступени, *кДж/кг*.

Относительный внутренний КПД активной ступени

$$\eta_{oi}^{cm} = \eta_{oi}^a - \zeta_{me} - \xi_{ym} = 2\varphi^2 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \left(1 + \frac{\psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) - \zeta_{me} - \xi_{ym}, \quad (3.29)$$

где $\zeta_{me} = h_{me}/H_0$ – относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре;

$\xi_{ym} = h_{ym}/H_0$ – относительные потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток.

Относительный внутренний КПД реактивной ступени со степенью реактивности $\rho=0,5$

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{\frac{u}{c_1} \cdot \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)}{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) + \frac{u}{c_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)} - \xi_{me} - \xi_{ym}. \quad (3.30)$$

Если в ступени используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, то относительный внутренний КПД ступени находится по формуле

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{\mu h_e^{np} + H_0 - (h_c + h_{pl} + h_{me} + h_{ym} + h_e)}{\mu h_e^{np} + H_0} - \xi_{me} - \xi_{ym}, \quad (3.31)$$

где μ – коэффициент использования энергии выходной скорости с рабочих лопаток, $\mu = 0,8 \dots 1,0$;

$h_e^{np} = c_{np}^2/2000$ – тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени, *кДж/кг*.

Задачи

23. Определить потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной скоростью в активной ступени, если скоростной коэффициент сопла

0,97, скоростной коэффициент лопаток 0,86, угол наклона сопла к плоскости диска 14° , средний диаметр ступени 0,8 м, частота вращения вала турбины равна 3600 мин^{-1} , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел 0,44 и угол выхода пара из рабочей лопатки 22° .

Решение. Окружную скорость на середине лопатки определяем по формуле

$$u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,8 \cdot 3600}{60} = 151 \text{ м/с.}$$

Действительную скорость истечения пара из сопел – из соотношения $u/c_1=0,44$

$$c_1 = \frac{u}{0,44} = \frac{151}{0,44} = 343 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах

$$h_c = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2000} = \left(\frac{1}{0,97^2} - 1 \right) \cdot \frac{343^2}{2000} = 3,7 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная скорость входа пара на лопатки

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} = \sqrt{343^2 + 151^2 - 2 \cdot 343 \cdot 151 \cdot \cos 14^\circ} = 200 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии на лопатках

$$h_{пл} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{\omega_1^2}{2000} = (1 - 0,86^2) \cdot \frac{200^2}{2000} = 5,2 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками

$$\omega_2 = \psi \omega_1 = 0,86 \cdot 200 = 172 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2\omega_2u \cos \beta_2} = \sqrt{172^2 + 151^2 - 2 \cdot 172 \cdot 151 \cdot \cos 22^\circ} = 65 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии с выходной скоростью

$$h_e = \frac{c_2^2}{2000} = \frac{65^2}{2000} = 2,1 \text{ кДж/кг.}$$

Ответ: $h_c=3,7 \text{ кДж/кг}$, $h_{пл}=5,2 \text{ кДж/кг}$, $h_e=2,1 \text{ кДж/кг}$.

24. Действительная скорость истечения пара из сопел активной ступени 375 м/с , скоростной коэффициент лопаток $0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска 13° , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $0,45$ и угол выхода пара из рабочей лопатки 24° . Определить потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью.

25. Определить потери тепловой энергии в соплах и на лопатках турбины, если в реактивной ступени пар с начальным давлением $1,6 \text{ МПа}$ и температурой 300°C расширяется до 1 МПа . скоростной коэффициент сопла $0,94$, скоростной коэффициент лопаток $0,89$, угол наклона сопла к плоскости диска 16° , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $0,44$ и степень реактивности ступени $0,5$.

26. Определить потери тепловой энергии в соплах и на лопатках, если в активной ступени пар с начальным давлением $3,5 \text{ МПа}$ и температурой 410°C расширяется до $2,2 \text{ МПа}$, скоростной коэффициент сопла $0,95$, скоростной коэффициент лопаток $0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска 15° , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $0,43$.

27. В реактивной ступени энтальпия пара на входе в сопло 3400 кДж/кг , энтальпия пара на выходе из сопла 3250 кДж/кг , скоростной коэффициент сопла $0,96$, скоростной коэффициент лопаток $0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска 15° , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $0,49$, угол выхода пара из рабочей лопатки 24° и степень реактивности ступени $0,48$. Определить потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью.

28. В активной ступени скоростной коэффициент сопла $0,96$, скоростной коэффициент лопаток $0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска 6° , располагаемый теплоперепад в ступени 160 кДж/кг , окружная скорость на середине лопатки 188 м/с и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$. Определить относительный КПД на лопатках.

29. В реактивной ступени скоростной коэффициент сопла 0,96, скоростной коэффициент лопаток 0,91, угол наклона сопла к плоскости диска 13° , располагаемый теплоперепад в ступени 130 кДж/кг , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла 0,5, угол выхода пара из рабочей лопатки 20° и степень реактивности ступени 0,42. Определить относительный КПД на лопатках.

30. Пар с начальным давлением $3,5 \text{ МПа}$ и температурой $450 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется в активной ступени до давления 2 МПа . Определить относительный КПД на лопатках, если скоростной коэффициент сопла 0,95, скоростной коэффициент лопатки 0,9, угол наклона сопла к плоскости диска 14° , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла 0,44 и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 1,5^\circ$.

31. У активной ступени турбины скоростной коэффициент сопла равен 0,95, скоростной коэффициент лопатки 0,87, угол наклона сопла к плоскости диска 13° и угол входа пара на рабочую лопатку $\beta_1 = \beta_2 + 1^\circ$. На сколько уменьшится относительный КПД на лопатках активной ступени при снижении отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара с 0,45 до 0,4.

32. Известно, что в активной ступени турбины располагаемый теплоперепад 100 кДж/кг , средний диаметр ступени $1,1 \text{ м}$, частота вращения вала турбины 50 с^{-1} , выходная высота рабочих лопаток $0,03 \text{ м}$, степень парциальности впуска пара 0,4, коэффициент $\lambda = 1,1$, расход пара 25 кг/с и расход пара на утечки $0,8 \text{ кг/с}$, давление 1 МПа и температура $300 \text{ }^\circ\text{C}$ пара в камере, где вращается диск. Определить потери тепловой энергии на трение, вентиляцию и утечки в ступени.

33. В реактивной ступени располагаемый теплоперепад 100 кДж/кг , скоростной коэффициент сопла 0,94, скоростной коэффициент лопаток 0,88, угол наклона сопла к плоскости диска 18° , средний диаметр ступени $0,95 \text{ м}$, частота вращения вала турбины 3600 мин^{-1} , угол выхода пара из рабочей лопатки

20° степень реактивности ступени 0,45, расход пара 22 кг/с и расход пара на утечки 0,4 кг/с. Определить относительный внутренний КПД. Потерями теплоты на трение и вентиляцию пренебречь.

34. Располагаемый теплоперепад в активной ступени 80 кДж/кг, скоростной коэффициент сопла 0,95, скоростной коэффициент лопаток 0,88, угол наклона сопла к плоскости диска 14°, угол выхода пара из рабочей лопатки 23°, средний диаметр ступени 1,1 м, частота вращения вала турбины 3000 мин⁻¹, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел 0,455, выходная высота рабочих лопаток 0,03 м, степень парциальности впуска пара 0,4, коэффициент 1,2, расход пара 30 кг/с, расход пара на утечки 1 кг/с и параметры пара в камере, где вращается рабочее колесо: давление 1,1 МПа, температура 320 °С. Определить относительный внутренний КПД ступени.

35. Располагаемый теплоперепад в активной ступени 100 кДж/кг, скоростной коэффициент сопла 0,95, скоростной коэффициент лопатки 0,87, угол наклона сопла к плоскости диска 13°, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара 0,5, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$, потери тепловой энергии на трение и вентиляцию 1,3 кДж/кг, расход пара 30 кг/с и расход пара на утечки 0,36 кг/с. Определить относительный внутренний КПД ступени.

Контрольные вопросы

1. Как происходит трансформация энергии в паротурбинной установке?
2. Какие турбины называются активными?
3. Какие турбины называются реактивными?
4. Чем различаются осевые и радиальные турбины?
5. Что характеризует собой величина относительного внутреннего КПД турбины?
6. Что характеризует собой величина относительного эффективного КПД турбины?

4 ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Теоретическая часть

По принципу действия газовая турбина аналогична паровой турбине. Ступень газовой турбины так же состоит из неподвижного соплового аппарата и ряда рабочих лопаток, расположенных на вращающемся колесе. Несмотря на то, что принцип действия паровых и газовых турбин одинаков, последние имеют следующие существенные особенности, отличающие их от паровых турбин [7]:

- газовые турбины выполняются для работы при более высокой температуре рабочей среды (газа) по сравнению с максимальной температурой пара в паровой турбине;

- газовые турбины малоступенчатые;

- экономичность газотурбинной установки (ГТУ) существенно зависит от КПД турбины: изменение КПД турбины на 1 % ведет к изменению в ту же сторону КПД ГТУ на 2 – 3 %, а не на 1%, как это происходит в паротурбинной установке.

Большинство параметров газовых турбин определяются по тем же зависимостям, что и для паровых турбин (см. предыдущую главу), поэтому ниже представлены только те зависимости, которые отличаются.

Располагаемый теплоперепад в ступени газовой турбины H_0 в кДж/кг

$$H_0 = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right), \quad (4.1)$$

где k – показатель адиабаты;

R – газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

p_0 и T_0 – давление и абсолютная температура газа перед ступенью турбины с учетом начальной скорости, Па и К ;

p_2 – давление газа за ступенью турбины, Па .

Действительная скорость истечения газа из сопла c_1 в м/с

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{H_0(1-\rho)} = 44,7\varphi\sqrt{\left[\frac{k}{k-1}RT_0\left(1-\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)\right]}\cdot(1-\rho), \quad (4.2)$$

где φ – скоростной коэффициент сопла, $\varphi = 0,93\dots 0,98$;

H_0 – располагаемый теплоперепад в турбине, $\kappa\text{Дж}/\text{кг}$;

ρ – степень реактивности ступени.

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию $h_{m\epsilon}$ в $\kappa\text{Дж}/\text{кг}$ при вращении диска турбины

$$h_{m\epsilon} = \left[1,46d^2 + 0,83(1-\epsilon)dl^{1,5}\right] \cdot \frac{u^3}{vM_2 \cdot 10^6}, \quad (4.3)$$

где d – средний диаметр ступени, м ;

ϵ – степень парциальности ступени;

l – высота рабочих лопаток, см ;

v – удельный объем газа, $\text{м}^3/\text{кг}$;

M_2 – расход газа в ступени, $\text{кг}/\text{с}$.

Потери теплоты от утечек газа через зазоры в уплотнениях h_{ym} в $\kappa\text{Дж}/\text{кг}$

$$h_{ym} = \frac{M_{ym}H_0}{M_2}, \quad (4.4)$$

где M_{ym} – расход газа на утечки, $\text{кг}/\text{с}$.

Эффективная мощность газовой турбины N_e в кВт

$$N_e = G_2 H_0 \eta_{o.e}, \quad (4.5)$$

где G_2 – секундный расход газа, $\text{кг}/\text{с}$.

Удельный эффективный расход газа g_e в $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$

$$g_e = \frac{G_2}{N_e} = \frac{3600}{\eta_{o.e}H_0}. \quad (4.6)$$

Задачи

1. В реактивной ступени газ с начальным давлением $0,29 \text{ МПа}$ и температурой $820 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $0,15 \text{ МПа}$, скоростной коэффициент сопла $0,965$, угол наклона сопла к плоскости диска 17° , скоростной коэффици-

ент лопаток 0,875, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопел 0,5, угол выхода газа из рабочей лопатки 20^0 , степень реактивности ступени 0,48, показатель адиабаты 1,34 и газовая постоянная 288 Дж/(кг·К). Построить треугольник скоростей.

Решение. Действительную скорость истечения газа из сопел определяем по формуле

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{\left[\frac{k}{k-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]} \cdot (1 - \rho) =$$

$$= 44,7 \cdot 0,965 \cdot \sqrt{\left[\frac{1,34}{1,34-1} \cdot 0,288 \cdot 1093 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,15}{0,29} \right)^{\frac{1,34-1}{1,34}} \right) \right]} \cdot (1 - 0,48) = 431 \text{ м/с}$$

Окружная скорость на середине лопатки – из соотношения $u/c_1=0,5$

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 431 = 215,5 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость входа газа на лопатки

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos\alpha_1} = \sqrt{431^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 431 \cdot \cos 17^0} = 234 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость выхода газа с рабочих лопаток

$$\omega_2 = 44,7\psi \sqrt{\rho \cdot \left[\frac{k}{k-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]} + \left(\frac{\omega_1}{44,7} \right)^2 =$$

$$= 44,7 \cdot 0,875 \cdot \sqrt{0,48 \cdot \left[\frac{1,34}{1,34-1} \cdot 0,288 \cdot 1093 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,15}{0,29} \right)^{\frac{1,34-1}{1,34}} \right) \right]} + \left(\frac{234}{44,7} \right)^2 = 428 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость выхода газа с рабочих лопаток

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2\omega_2u \cos\beta_2} = \sqrt{428^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 428 \cdot 215,5 \cdot \cos 20^0} = 237 \text{ м/с.}$$

Угол входа газа на рабочую лопатку

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1 \sin\alpha_1}{c_1 \cos\alpha_1 - u} = \frac{431 \cdot \sin 17^0}{431 \cdot \cos 17^0 - 215,5} = 0,64.$$

$$\beta_1 = 32^0 36'.$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода газа с рабочих лопаток

$$\cos\alpha_2 = \frac{\omega_2 \cos\beta_2 - u}{c_2} = \frac{428 \cdot \cos 20^\circ - 215,5}{237} = 0,8.$$

$$\alpha_2 = 36^\circ 48'.$$

Треугольники скоростей, построенные на основании этих расчетов, приведены на рисунке 4.1.

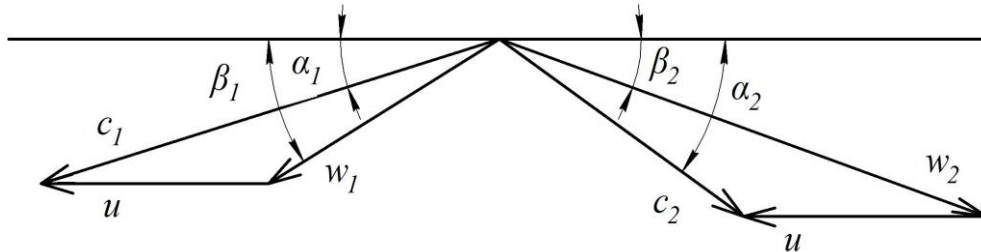


Рисунок 4.1 Треугольники скоростей

2. Определить действительную скорость истечения газа из сопел и окружную скорость на середине лопатки, если известно, что газ в активной ступени турбины с начальным давлением 18 МПа и температурой 650 °С расширяется до давления 0,1 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,97, средний диаметр ступени 0,9 м, частота вращения вала турбины 60 с⁻¹, показатель адиабаты 1,35 и газовая постоянная 288 Дж/(кг·К).

3. Известно, что у газовой турбины с активной ступенью частота вращения вала 3000 мин⁻¹, средний диаметр ступени 0,9 м, угол наклона сопла к плоскости диска 16°, скоростной коэффициент сопла 0,96, скоростной коэффициент лопаток 0,87 и располагаемый теплоперепад в ступени турбины 200 кДж/кг. Определить относительные скорости входа газа на лопатки и выхода газа из канала между рабочими лопатками.

4. В активной ступени газ с начальным давлением 0,29 МПа и температурой 800 °С расширяется до давления 0,15 МПа, скоростной коэффициент сопла 0,95, скоростной коэффициент лопаток 0,87, угол наклона сопла к плоскости диска 15° отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопел 0,44, угол выхода газа из рабочей лопатки 5°, показатель адиабаты 1,34 и газовая постоянная 288 Дж/(кг·К). Определить абсолютную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками и построить треугольник скоростей.

5. В реактивной ступени газ с начальным давлением $0,48 \text{ МПа}$ и температурой $800 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $0,26 \text{ МПа}$. Определить степень реактивности ступени, если теплоперепад на лопатках $86,5 \text{ кДж/кг}$, показатель адиабаты $1,4$ и газовая постоянная $288 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$.

6. Для реактивной ступени турбины определить работу 1 кг газа на лопатках, если располагаемый теплоперепад 110 кДж/кг , скоростной коэффициент сопла $0,965$, скоростной коэффициент лопаток $0,86$, угол наклона сопла к плоскости диска 16° отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопел $0,44$, угол выхода газа из рабочей лопатки равен углу входа газа на рабочую лопатку 22° и степень реактивности ступени $0,5$.

7. В активной ступени скоростной коэффициент сопла $0,97$, скоростной коэффициент лопаток $0,9$, угол наклона сопла диска 14° , отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопел $0,5$, угол выхода газа из рабочей лопатки 21° , показатель адиабаты $1,35$ и газовая постоянная $288 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$. Определить относительный КПД на лопатках, если газ с начальным давлением $0,18 \text{ МПа}$ и температурой $650 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $0,1 \text{ МПа}$.

8. Активная ступень газовой турбины имеет следующие геометрические размеры: средний диаметр ступени $1,35 \text{ м}$, высота лопаток $0,07 \text{ м}$, угол выхода газа из рабочей лопатки 23° и угол наклона сопла к плоскости диска 15° . Определить относительный внутренний КПД, если располагаемый теплоперепад в ступени 185 кДж/кг , скоростной коэффициент сопла $0,95$, скоростной коэффициент лопаток $0,87$, частота вращения вала турбины 3600 мин^{-1} , степень реактивности ступени 1 , удельный объем газа $1,51 \text{ м}^3/\text{кг}$, расход газа в ступени равен 25 кг/с и расход газа на утечки $0,4 \text{ кг/с}$.

9. Газовая турбина с частотой вращения вала 6000 мин^{-1} имеет реактивную ступень, где газ с начальным давлением $0,48 \text{ МПа}$ и температурой $800 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до давления $0,26 \text{ МПа}$. Так же известно, что скоростной коэффициент сопла равен $0,96$, скоростной коэффициент лопаток $0,95$, угол наклона

сопла к плоскости диска 22° , угол выхода газа из рабочей лопатки 24° , средний диаметр ступени $0,71$ м, степень парциальности ступени 1, высота лопаток равна $0,06$ м, удельный объем газа $1,51$ м³/кг, степень реактивности ступени $0,35$, расход газа в ступени 20 кг/с, расход газа на утечки $0,2$ кг/с, показатель адиабаты $1,4$ и газовая постоянная 288 Дж/(кг·К). Определить относительный внутренний КПД ступени.

10. Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход газа турбины, если известно, что газ поступает в турбину давлением $0,32$ МПа и температурой 827 °С, давление газа за турбиной $0,15$ МПа, расход газа 28 кг/с, относительный эффективный КПД турбины $0,74$. Газовую постоянную принять равной 288 Дж/(кг·К), а показатель адиабаты – $1,34$.

11. Газовая турбина работает с начальными параметрами газа давлением $0,48$ МПа и температурой 727 °С, расходом газа 26 кг/с, относительный эффективным КПД турбины $0,75$ и механическим КПД турбины $0,98$. Определить внутреннюю мощность турбины, если давление газа за турбиной $0,26$ МПа. Показатель адиабаты и газовую постоянную принять $1,4$ и 288 Дж/(кг·К) соответственно.

12. Газ с начальными параметрами давлением $0,292$ МПа и температурой 800 °С расширяется до давления $0,152$ МПа. Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход газа турбины, если расход газа 28 кг/с, относительный эффективный КПД турбины $0,79$, показатель адиабаты $1,24$ и газовая постоянная 288 Дж/(кг·К).

13. Рабочий газ, обладающий свойствами воздуха, поступает в турбину давлением $0,48$ МПа и температура 800 °С и затем расширяется до давления $0,26$ МПа. В процессе эксплуатации относительный эффективный КПД турбины уменьшился с $0,75$ до $0,73$. Насколько при этом уменьшилась эффективная мощность турбины, если расход газа остался неизменным и равным 20 кг/с.

14. Определить относительные эффективный и внутренний КПД турбины, если эффективная мощность турбины 7 МВт, расход газа $28,5$ кг/с, распо-

лагаемый теплоперепад в турбине 295 кДж/кг и использованный теплоперепад 253 кДж/кг .

15. У турбины эффективной мощностью 6 МВт располагаемый теплоперепад равен 276 кДж/кг при относительном эффективном КПД $0,79$ и относительный внутренний КПД $0,81$. Определить секундный расход газа и механический КПД турбины.

Контрольные вопросы

1. Перечислите направления использования ГТУ.
2. По каким признакам классифицируются ГТУ?
3. Перечислите особенности газовых турбин.
4. Опишите принцип действия ГТУ.
5. В чём преимущества двухвальных ГТУ?
6. Как определить величину располагаемого теплоперепада в ступени газовой турбины?
7. Как определить величину действительной скорости истечения газа из сопла?
8. Как определить потери тепловой энергии на трение и вентиляцию газовой турбины?
9. Как определить потери теплоты от утечек газа через зазоры в уплотнениях?

5 ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

5.1 Основные показатели работы двигателей внутреннего сгорания

Теоретические сведения

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D называют *коэффициентом короткоходности*

$$k = \frac{S}{D}. \quad (5.1)$$

Если $k < 1,3$, то двигатель называют *короткоходным*, а если $k > 1,3$ – *длинноходным*.

Объем, описываемый поршнем за один ход, является *рабочим объемом цилиндра*

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S. \quad (5.2)$$

В многоцилиндровых двигателях сумма рабочих объемов всех цилиндров называется *литражом*.

Объем над поршнем V_c , находящимся в ВМТ, называют *объемом камеры сжатия*.

Полный объем надпоршневого пространства при нахождении поршня в НМТ

$$V_a = V_h + V_c. \quad (5.3)$$

Отношение полного объема V_a к объему камеры сжатия V_c называют *степенью сжатия ε*

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \quad (5.4)$$

Различают два типа ДВС – четырехтактные и двухтактные.

Если рабочий цикл совершается за четыре хода поршня, то двигатель называют *четырёхтактным*, если за два хода – *двухтактным*.

Совокупность процессов (наполнение, сжатие, расширение, очистка от отработавших газов), периодически повторяющихся в цилиндре, называется *рабочим циклом ДВС*.

Отличают индикаторные (соответствующие работе газов внутри цилиндра двигателя) и эффективные (соответствующие эффективной работе двигателя) показатели работы двигателей.

Под *средним индикаторным давлением* p_i понимают такое условное постоянное давление, которое, действуя на поршень в течение одного рабочего хода, совершает работу, равную индикаторной работе газов в цилиндре за рабочий цикл.

Среднее индикаторное давление p_i в Па

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}. \quad (5.5)$$

где L_i – индикаторная работа, Дж;

V_h – рабочий объем цилиндра, м³.

При наличии индикаторной диаграммы среднее индикаторное давление p_i в Па

$$p_i = \left(\frac{F}{l} \right) \cdot m, \quad (5.6)$$

где F – полезная площадь индикаторной диаграммы, м²;

l – длина индикаторной диаграммы, м;

m – масштаб давления индикаторной диаграммы, Па/м.

Индикаторная мощность – это мощность, развиваемая в цилиндрах в результате давления рабочего тела на поршни [3].

Индикаторная мощность двигателя N_i в кВт

$$N_i = \frac{p_i V_h n i \tau}{60 \cdot 10^3}, \quad (5.7)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

τ – тактность двигателя ($\tau=0,5$ – для четырехтактных двигателей и $\tau=1$ – для двухтактных);

i – число цилиндров.

Эффективная мощность – это мощность, развиваемая коленчатым валом двигателя.

Эффективная мощность N_e меньше индикаторной мощности N_i на величину мощности механических потерь N_m

$$N_e = N_i - N_m. \quad (5.8)$$

Отношение эффективной мощности N_e к индикаторной мощности N_i называется *механическим КПД* η_m

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}. \quad (5.9)$$

Эффективная мощность двигателя N_e в *кВт* может быть выражена аналогично индикаторной мощности через среднее эффективное давление

$$N_e = \frac{p_e V_h n i \tau}{60 \cdot 10^3}. \quad (5.10)$$

Под *средним эффективным давлением* p_e понимают такое условное постоянное давление, которое действуя в течение одного хода поршня совершает работу, равную совершаемой коленчатым валом эффективной работе за цикл.

Среднее эффективное давление p_e в *Па*

$$p_e = p_i - p_m. \quad (5.11)$$

где p_m – среднее давление механических потерь, *Па*.

Зная механический КПД, можно определить среднее эффективное давление p_e в *Па* по формуле

$$p_e = \eta_m p_i. \quad (5.12)$$

Отношение работы действительного цикла к подведенной теплоте, равной низшей теплоте сгорания цикловой дозы топлива, называется *индикаторным КПД* η_i [3]

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 3600}{G_m \cdot Q_n}, \quad (5.13)$$

где G_m – часовой расход топлива, *кг/ч*;

Q_n – низшая теплота сгорания топлива, *кДж/кг*.

Отношение эффективной мощности на валу двигателя к количеству теплоты, введенному с топливом в двигатель, называется *эффективным КПД* η_e

$$\eta_e = \frac{N_e \cdot 3600}{G_m \cdot Q_H} \quad (5.14)$$

При известных индикаторном и механическом КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (5.15)$$

Расход топлива на единицу индикаторной мощности называется *индикаторным удельным расходом топлива* g_i в $кг/(кВт \cdot ч)$

$$g_i = \frac{G_m}{N_i} \quad (5.16)$$

Расход топлива на единицу эффективной мощности называется *эффективным удельным расходом топлива* g_e в $кг/(кВт \cdot ч)$

$$g_e = \frac{G_m}{N_e} \quad (5.17)$$

Задачи

1. Определить индикаторную мощность одноцилиндрового четырехтактного ДВС при среднем индикаторном давлении $0,67 \text{ МПа}$. Диаметр цилиндра 105 мм и ход поршня 130 мм . Частота вращения вала 1500 мин^{-1} .

Решение. Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n i \tau}{60 \cdot 10^3},$$

рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4} \cdot 0,13 = 0,0011 \text{ м}^3.$$

Тогда

$$N_i = \frac{0,67 \cdot 10^6 \cdot 0,0011 \cdot 1500 \cdot 4 \cdot 0,5}{60 \cdot 10^3} = 36,85 \text{ кВт}.$$

Ответ. $N_i = 36,85 \text{ кВт}$.

2. Определить эффективную мощность и эффективный удельный расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного ДВС, если среднее индикатор-

ное давление 750 кПа , степень сжатия $16,5$, объем камеры сжатия $12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, частота вращения коленчатого вала 2100 мин^{-1} , механический КПД $0,8$ и часовой расход топлива $36,72 \text{ кг/ч}$.

3. Определить индикаторную и эффективную мощности шестицилиндрового четырехтактного ДВС, если среднее индикаторное давление 850 кПа , диаметр цилиндра 100 мм , ход поршня 95 мм , частота вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} и механический КПД $0,81$.

4. Восьмицилиндровый четырехтактный ДВС с диаметром цилиндра равным $0,11 \text{ м}$ и ходом поршня $0,1 \text{ м}$ работает с частотой вращения коленчатого вала 2800 мин^{-1} . Определить мощность механических потерь, если среднее индикаторное давление $750 \cdot \text{кПа}$ и механический КПД $0,8$.

5. У четырехцилиндрового четырехтактного ДВС при полном объеме цилиндра $37,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ и степени сжатия 17 среднее индикаторное давление составляет 650 кПа . Определить индикаторный и эффективный удельные расходы топлива, если угловая скорость коленчатого вала $193,6 \text{ с}^{-1}$, механический КПД $0,84$ и часовой расход топлива 21 кг/ч .

6. Индицированием шестицилиндрового четырехтактного ДВС получена индикаторная диаграмма полезной площадью $1,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ и длиной $0,15 \text{ м}$ при масштабе давлений $0,6 \cdot 10^8 \text{ Па/м}$. Определить среднее индикаторное давление и индикаторную мощность, если диаметр цилиндра $0,15 \text{ м}$, ход поршня $0,18 \text{ м}$, частота вращения коленчатого вала 1500 мин^{-1} .

7. Двухцилиндровый четырехтактный ДВС при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин^{-1} развивает 18 кВт эффективной мощности. Определить среднее эффективное давление и среднее давление механических потерь, если диаметр цилиндра $0,105 \text{ м}$, ход поршня $0,12 \text{ м}$ и механический КПД $0,78$.

8. Шестицилиндровый четырехтактный ДВС при частоте вращения коленчатого вала 3200 мин^{-1} развивает эффективную мощность 66 кВт . Определить степень сжатия и угловую скорость вращения коленчатого вала, если среднее эффективное давление 750 кПа и полный объем цилиндра $6,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

9. Четырехцилиндровый четырехтактный ДВС со степенью сжатия 16 при эффективной мощности 110 кВт за час расходует 23 кг топлива. Определить частоту вращения коленчатого вала и эффективный удельный расход топлива, если у этого ДВС объем камеры сгорания равен $2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ и среднее эффективное давление 550 кПа.

10. Шестицилиндровый двухтактный ДВС работает на топливе с низшей теплотой сгорания равной 42000 кДж/кг при частоте вращения коленчатого вала 2100 мин⁻¹. Определить индикаторный КПД, если среднее эффективное давление равно 630 кПа, степень сжатия 16, объем камеры сгорания $7,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, расход топлива 37 кг/ч и мощность механических потерь 29,8 кВт.

11. Определить часовой расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного ДВС, если среднее эффективное давление 700 кПа, полный объем цилиндра $7,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, объем камеры сгорания $7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, частота вращения коленчатого вала 1500 мин⁻¹, низшая теплота сгорания топлива 44500 кДж/кг и эффективный КПД 0,28.

12. Определить экономию топлива, при замене бензинового ДВС дизельным при средней индикаторной мощности 130 кВт, если индикаторный КПД бензинового ДВС 0,33, а дизельного 0,44. Низшая теплота сгорания бензина 43900 кДж/кг, а дизельного топлива 42900 кДж/кг.

13. Определить расход топлива и теплоты на один цикл шестицилиндрового четырехтактного ДВС с эффективной мощностью 736 кВт и частотой вращения вала равной 740 мин⁻¹ при эффективном удельном расходе топлива 224 г/(кВт·ч). Теплота сгорания топлива 42300 кДж/кг.

14. Определить эффективную мощность двенадцатицилиндрового двухтактного ДВС, работающего с частотой вращения вала 750 мин⁻¹, если на каждый рабочий цикл подается 0,615 г топлива с теплотой сгорания 42500 кДж/кг. Эффективный КПД ДВС 37,5 %.

15. Определить удельный эффективный расход топлива и эффективный КПД ДВС по результатам испытания, если известно, что сила тока и напряжение трехфазного электрического генератора, непосредственно соединенного с

ДВС, соответственно равны 170 А и 380 В при $\cos\varphi=0,8$. Коэффициент полезного действия генератора 0,89. Часовой расход топлива ДВС 21,3 кг/ч. Низшая теплота сгорания топлива 42300 кДж/кг.

16. На сколько процентов увеличится мощность ДВС, если, не изменяя другие параметры, увеличить ход его поршня на 10 % и снизить коэффициент короткоходности на 5 %.

17. Определить диаметр цилиндра и ход поршня четырехцилиндрового четырехтактного ДВС, если эффективная мощность 150 кВт, среднее эффективное давление 610 кПа, частота вращения коленчатого вала 3000 мин⁻¹ и коэффициент короткоходности 1,2.

18. Определите объем камеры сжатия, рабочий и полный объемы цилиндра ДВС, если ход поршня 120 мм, коэффициент короткоходности 0,9 и степень сжатия равна 10.

19. У двигателя с диаметром и ходом поршня по 100 мм увеличили толщину прокладки между головкой и цилиндром на 1 мм. Какие объемы цилиндра и как при этом изменились? Изменилась ли степень сжатия?

20. Двигатель при частоте вращения 2000 мин⁻¹ имеет эффективную мощность 100 кВт. Чему равен его крутящий момент?

5.2 Тепловой баланс

Теоретические сведения

Из внесенного в двигатель тепла только часть используется на полезную работу, а другая часть его теряется.

Тепловой баланс показывает распределение тепла, подведенного к двигателю с топливом, на полезно использованное и потери. Он зависит от режима работы и дает наглядное представление о качестве работы двигателя.

Тепловой баланс, составляющие которого выражены в единицах теплоты на единицу времени (например, кДж/ч) называется *абсолютным тепловым балансом* [3].

Уравнение абсолютного теплового баланса

$$Q = Q_e + Q_{охл} + Q_z + Q_{н.с} + Q_{ост}, \quad (5.18)$$

где Q – теплота, подведенная в двигатель, $кДж/ч$;

Q_e – теплота, превращенная в полезную работу, $кДж/ч$;

$Q_{охл}$ – теплота, потерянная с охлаждающей водой, $кДж/ч$;

Q_z – теплота, потерянная с отработавшими газами, $кДж/ч$;

$Q_{н.с}$ – теплота, теряемая вследствие неполного сгорания топлива, $кДж/ч$;

$Q_{ост}$ – остаточный член баланса, равный сумме всех неучтенных потерь, $кДж/ч$.

Тепловой баланс, составляющие которого отнесены к располагаемой теплоте и выражены либо в процентах, либо в долях, называется *относительным тепловым балансом*.

Уравнение относительного теплового баланса

$$q_e + q_{охл} + q_z + q_{н.с} + q_{ост} = 100, \quad (5.19)$$

где $q_e = \left(\frac{Q_e}{Q}\right) \cdot 100$; $q_{охл} = \left(\frac{Q_{охл}}{Q}\right) \cdot 100$; $q_z = \left(\frac{Q_z}{Q}\right) \cdot 100$ и т.д.

Количество подведенной теплоты Q в $кДж/ч$

$$Q = G_m Q_n, \quad (5.20)$$

где G_m – расход топлива, $кг/ч$;

Q_n – низшая теплота сгорания топлива, $кДж/кг$.

Теплота, превращенная в полезную работу, Q_e в $кДж/ч$

$$Q_e = 3600 N_e, \quad (5.21)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, $кВт$.

Теплота, потерянная с охлаждающей водой, $Q_{охл}$ в $кДж/ч$

$$Q_{охл} = G_6 c_6 (t_2 - t_1), \quad (5.22)$$

где G_6 – циркуляционный расход воды, проходящей через систему, $кг/ч$;

c_6 – теплоемкость воды, $кДж/(кг \cdot K)$,

t_2 и t_1 – температура воды на входе в систему и выходе из нее, $^{\circ}C$.

Теплота, потерянная с отработавшими газами, Q_z в $кДж/ч$

$$Q_2 = G_m (V_2 c'_{p,2} t_2 - V_6 c'_{p,6} t_6), \quad (5.23)$$

где V_2 – объем газов, получающихся при сгорании 1 кг топлива, m^3 ;

V_6 – объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, m^3 ;

$c'_{p,2}$ и $c'_{p,6}$ – средние объемные теплоемкости отработавших газов и воздуха при постоянном давлении, $kJ/(m^3 \cdot K)$;

t_2 и t_6 – температура отработавших газов и воздуха, $^{\circ}C$.

Теплота, теряемая вследствие неполного сгорания топлива $Q_{н.с}$ определяется экспериментальным путем.

Остаточный член теплового баланса $Q_{ост}$ в $kJ/ч$

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{охл} + Q_2 + Q_{н.с}). \quad (5.24)$$

Примерные значения составляющих теплового баланса двигателей приведены в таблице 6.1 [2].

Таблица 6.1 Составляющие теплового баланса в %

Двигатель	q_e	$q_{охл}$	q_2
Бензиновый двигатель	25 – 31	12 – 27	30 – 55
Дизельный двигатель	33 – 45	15 – 35	25 – 45

Задачи

19. Четырехцилиндровый четырехтактный ДВС работает с эффективным удельным расходом топлива $0,265 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ при низшей теплоте сгорания топлива $42500 \text{ кДж}/\text{кг}$. Определить количество теплоты, введенной в ДВС, если частота вращения коленчатого вала 1800 мин^{-1} , среднее эффективное давление 720 кПа , диаметр цилиндра $0,12 \text{ м}$ и коэффициент короткоходности $0,9$.

Решение. Определяем ход поршня

$$k = \frac{S}{D} \Rightarrow S = kD = 0,9 \cdot 0,12 = 0,108 \text{ м}.$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} \cdot 0,108 = 0,00122 \text{ м}^3.$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e V_h n i \tau}{60 \cdot 10^3} = \frac{720 \cdot 10^3 \cdot 0,00122 \cdot 1800 \cdot 4 \cdot 0,5}{60 \cdot 10^3} = 52,7 \text{ кВт}.$$

Часовой расход топлива

$$G_m = g_e N_e = 0,265 \cdot 52,7 = 13,97 \text{ кг/ч}.$$

Количество теплоты, введенной в двигатель

$$Q = G_m Q_n = 13,97 \cdot 42500 = 593725 \text{ кДж/ч}$$

Ответ: $Q=59372 \text{ кДж/ч}$.

20. У шестицилиндрового четырехтактного ДВС при работе на топливе с низшей теплотой сгорания 44000 кДж/кг эффективный удельный расход топлива составил $0,25 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}$. Определить количество теплоты, введенной в ДВС, если известно, что среднее эффективное давление 650 кПа , степень сжатия $16,5$, объем камеры сжатия $12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ и частота вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} .

21. У шестицилиндрового четырехтактного ДВС при работе на топливе с низшей теплотой сгорания 44700 кДж/кг эффективный удельный расход топлива составил $0,292 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}$, а потери теплоты с отработавшими газами 252 МДж/ч . Определить потери теплоты с отработавшими газами в процентах, если среднее эффективное давление 620 кПа , литраж двигателя $32,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ и частота вращения коленчатого вала 3200 мин^{-1} .

22. Четырехцилиндровый четырехтактный ДВС эффективной мощностью 58 кВт имеет водяную систему охлаждения. Циркуляционный расход охлаждающей воды составляет 3400 кг/ч , а разность температур выходящей из ДВС и входящей в него воды 15 К . Определить потери теплоты с охлаждающей водой в кДж/ч и процентах, если ДВС работает на топливе с низшей теплотой сгорания 44000 кДж/кг при эффективном КПД $0,29$.

23. Четырехцилиндровый четырехтактный ДВС эффективной мощностью 155 кВт работает на топливе с низшей теплотой сгорания 42900 кДж/кг при эффективном КПД $0,38$. Определить в процентах теплоту, превращенную в полезную работу, потери теплоты с охлаждающей водой и с отработанными газа-

ми, если циркуляционный расход охлаждающей воды через ДВС 7200 кг/ч ; разность температур воды выходящей из двигателя и входящей в него 10 К ; объем газов, получающихся при сгорании 1 кг топлива $16,4 \text{ м}^3$; объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива $15,5 \text{ м}^3$; температура отработавших газов $550 \text{ }^\circ\text{C}$; средняя объемная теплоемкость газов $1,44 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ и температура воздуха $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

24. Шестицилиндровый четырехтактный ДВС, индикаторной мощностью 120 кВт , имеет водяную систему охлаждения с разностью температур выходящей из ДВС и входящей в него воды 9 К и потерями теплоты с охлаждающей водой 22% . Определить циркуляционный расход охлаждающей воды, если ДВС работает на топливе с низшей теплотой сгорания 42900 кДж/кг при индикаторном КПД $0,45$.

25. Определить расход топлива и циркуляционный расход охлаждающей воды четырехцилиндрового четырехтактного ДВС, если известны следующие параметры: диаметр цилиндра $0,145 \text{ м}$ и ход поршня $0,17 \text{ м}$; среднее эффективное давление 600 кПа ; частота вращения коленчатого вала 1800 мин^{-1} ; низшая теплота сгорания топлива 41900 кДж/кг ; эффективный КПД $0,34$; потери теплоты с охлаждающей водой 152 МДж/ч ; разность температур выходящей из ДВС и входящей в него воды 11 К .

26. Шестицилиндровый четырехтактный ДВС эффективной мощностью 52 кВт работает на топливе с низшей теплотой сгорания 44000 кДж/кг при эффективном КПД $0,26$. Определить удельный эффективный расход топлива и расход охлаждающей воды, если количество теплоты, потерянной с охлаждающей водой 223 МДж/ч и разность температур воды выходящей из ДВС и входящей в него 12 К .

27. Шестицилиндровый четырехтактный ДВС работает при частоте вращения коленчатого вала 2500 мин^{-1} со следующими параметрами: полный объем цилиндра $8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, объем камеры сжатия $7,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, среднее эффективное давление 700 кПа , эффективный удельный расход топлива $0,250 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$. Определить в процентах потери теплоты от неполного сгорания топлива, если

низшая теплота сгорания топлива 42700 кДж/кг , а потери теплоты от неполного сгорания топлива 25 МДж/ч .

28. Определить составляющие теплового баланса четырехцилиндрового четырехтактного ДВС, если потери теплоты с охлаждающей водой 26% , с отработавшими газами 30% и от неполного сгорания топлива 5% . Двигатель работает с эффективной мощностью 40 кВт на топливе с низшей теплотой сгорания 42400 кДж/кг при эффективном КПД $0,35$.

29. У шестицилиндрового четырехтактного ДВС известны следующие параметры: среднее эффективное давление 620 кПа , диаметр цилиндра $0,11 \text{ м}$, ход поршня $0,14 \text{ м}$, частота вращения коленчатого вала 1900 мин^{-1} , эффективный удельный расход топлива $0,244 \text{ кг/(кВт·ч)}$ и неучтенные потери 36 МДж/ч . Низшая теплота сгорания топлива 42500 кДж/кг . Определить неучтенные потери в процентах.

30. Определить неучтенные потери двенадцатицилиндрового двухтактного ДВС, работающего с эффективной мощностью 300 кВт на топливе с низшей теплотой сгорания 42500 кДж/кг при эффективном КПД $0,35$. Известно также, что потери теплоты с охлаждающей водой 680 МДж/кг , с отработавшими газами 1050 МДж/ч и от неполного сгорания топлива 150 МДж/кг .

Контрольные вопросы

1. Назовите основные преимущества и недостатки ДВС по сравнению с другими тепловыми двигателями?
2. Опишите конструкцию одноцилиндрового поршневого ДВС.
3. В чем отличие двух- и четырехтактного циклов работы ДВС?
4. Что представляет собой коэффициент короткоходности?
5. Как определить рабочий объем цилиндра, если известны диаметр цилиндра и ход поршня?
6. Что представляет собой литраж двигателя?
7. Что такое степень сжатия?
8. Что представляют собой индикаторный и эффективный мощности?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров, А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник [Текст] / А.А. Александров, Б.А Григорьев. – М: Издательство МЭИ. 1999. – 168 с.
2. Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета: учебник [Текст] / Р.М. Баширов – Уфа: БГАУ, 2014. – 336 с.
3. Еникеев, Р.Д. Двигатели внутреннего сгорания. Основные термины и русско-английские соответствия: учебное пособие [Текст] / Р.Д. Еникеев, Б.П. Рудой – М.: Машиностроение, 2004. – 384 с.
4. Ерофеев, В.Л. Теплотехника: учебник для студ. вузов, обуч. по напр. подготовки бакалавров и магистров [Текст] / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин. - М.: Академкнига, 2008. - 488 с.
5. Ерохин, В.Г. Сборник задач по основам гидравлики и теплотехники [Текст] / В.Г. Ерохин, М.Г. Маханько. – М.: Энергия, 1979. – 240 с.
6. Занин, А.И. Паровые турбины: учебное пособие [Текст] / А.И. Занин, В.С. Соколов – М.: Высш. шк., 1988. – 208 с.
7. Костюк, А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов [Текст] / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.
8. Ляшков, В. И. Тепловые двигатели и нагнетатели [Текст] / В. И. Ляшков. – Тамбов: Изд-во Тамбовский ГТУ, 2009. – 124 с.
9. Моторин, А.В. Паровые турбины: Учебное пособие: в 2- х т. Т.1 [Текст] / А.В. Моторин, И.В. Распопов, И.Д. Фурсов– Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004. – 127 с.
10. Панкратов, Г.П. Сборник задач по теплотехнике [Текст] / Г.П. Панкратов. – М.: Высш. шк., 1986. – 248 с.
11. Черкасский, В.М. Нагнетатели и тепловые двигатели [Текст] / В.М. Черкасский [и др.] – М.: Энергоатомиздат, 1997. – 384 с.

