

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

И.Н. Жигулин

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям

Ростов-на-Дону

2017

УДК 621.5(07) + 06

Рецензенты: кандидат технических наук, доцент И.А. Эстрин;
кандидат технических наук, доцент А.И. Янкелевич

Жигулин, И.Н.

Нагнетатели и тепловые двигатели: учебно-методическое пособие к практическим занятиям / И.Н. Жигулин; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов н/Д, 2017. – 31 с.: ил. – Библиогр.: с. 30.

Приводятся методические указания к практическим работам по дисциплине «Нагнетатели и тепловые двигатели».

Предназначено для студентов 3-го курса бакалавриата по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль «Промышленная теплоэнергетика»), изучающих дисциплину «Нагнетатели и тепловые двигатели»; для студентов 2-го курса магистратуры направления «Автоматизация технологических процессов и производств» (профиль «Энергоэффективность теплотехнологических процессов и систем предприятий»).

Одобрено к изданию кафедрой «Теплоэнергетика на железнодорожном транспорте».

СОДЕРЖАНИЕ

1 Расчет цикла ДВС.....	4
2. Расчет центробежного вентилятора.....	6
3 Определение характеристик поршневого компрессора	14
4Тепловой расчет многоступенчатой турбины.....	17
5 Тепловой расчет конденсатора.....	20
6 Полезная работа детандера.....	21
7 Допустимая высота всасывания для насоса.....	21
8 Расчет осевого компрессора.....	23
Библиографический список	30

1 Расчет цикла ДВС

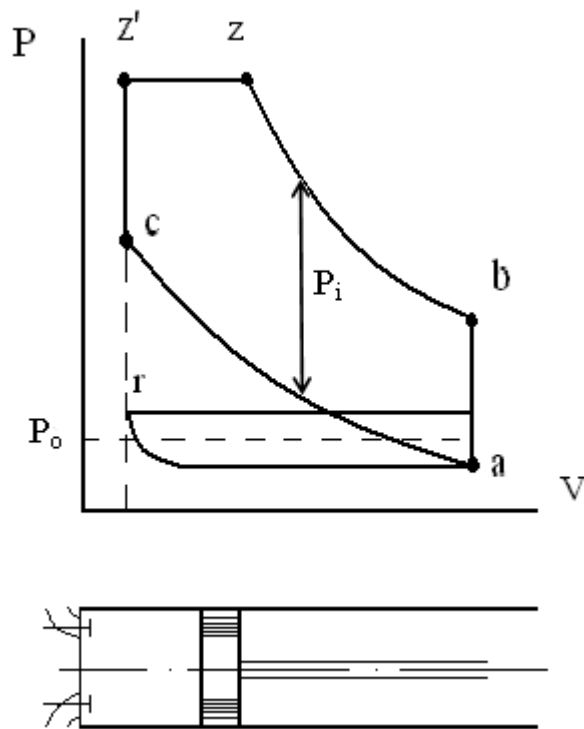


Рис.1. Расчетный цикл

На рис.1.- расчетный цикл. Расчет ведется по узловым точкам: точка «а» /конец впуска/.

Давление:

$$P_a = P_o - \xi \frac{\rho \cdot c_k^2}{2};$$

где P_o - давление во впускном трубопроводе,

ξ - коэффициент сопротивления, создающегося на входе (под клапаном),

ρ - плотность воздуха,

c_k - скорость воздуха под клапаном (40-50 м/с). Величина дроби в этой формуле =0,1-0,16 бар.

Температура в точке «а»:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma};$$

где T_o - температура во впускном коллекторе,

ΔT - нагрев воздуха от стенок цилиндра (20-40°),

γ_r - коэффициент остаточных газов,

T_r - температура отработавших газов.

Точка «с».

Давление и температура:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}; T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}.$$

Где ε - степень сжатия (т.е. отношение объемов в точке «а» и «с»),
 n_1 - показатель политропы сжатия.

Точка «z'».

Давление определяется механической прочностью цилиндра. Принимают для карбюраторных и газовых двигателей $P_{z'}$ до 80 баров (8МПа) для дизелей до 150 баров.

Температура:

$$T_{z'} = T_c \cdot \frac{P_{z'}}{P_c} = T_c \cdot \lambda.$$

Точка «z».

Давление равно давлению в точке «z'». Температура находится из первого закона термодинамики, написанного для процесса подвода теплоты (горения) $c'zz$.

$$\xi_z \cdot Q_H^p = U_z - U_c + L_{zz};$$

где ξ_z - коэффициент выделения теплоты в этом процессе ($\sim 0,80$),

Q_H^p - теплота сгорания топлива,

U_z и U_c - внутренние энергии газа,

L_{zz} - работа в процессе.

Внутренняя энергия в точке «z»:

$$U_z = C_{vz} \cdot M_z \cdot T_2;$$

где C_{vz} - теплоемкость,

M_z - масса,

T_2 - температура в точке.

Из двух этих формул находится T_2 .

Точка «в».

Давление и температура в этой точке:

$$P_b = P_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}; T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1};$$

где V_z - объем в точке «z»,

n_2 - показатель политропы расширения.

Точка «г».

Давление:

$$P_r = P - \xi_p \frac{\rho \cdot c_k^2}{2};$$

где P - давление в выпускном коллекторе (на рис.27 условно, для простоты $P_o = P$), ξ_p - коэффициент сопротивления под выпускным клапаном, c_k - скорость там, ρ - плотность.

Температура находится из формулы:

$$T_r = T_e \cdot \left(\frac{P_r}{P_e} \right)^{\frac{n_g - 1}{n_g}};$$

где n_g - показатель политропы выпуска (процесс считается политропным условно). $n_g = 1,25 \dots 1,35$.

Индикаторная мощность

$$N_i = P_i \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot k \cdot z}{240000} \text{ кВт};$$

где k - тактность, т.е. количество циклов за один оборот. У 4-х тактного ДВС $k = 0,5$, у 2-х тактного $k = 1$, z - число цилиндров.

В этой формуле P_i в Па, D , S в м, n в об/мин.

Эффективная мощность

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \text{ кВт};$$

где η_m - механический КПД. Он учитывает потери энергии на трение в подшипниках и привод вспомогательных механизмов. У 4-х тактных ДВС он равен $0,8 \dots 0,92$ (при номинальной нагрузке), у 2-х тактных - $0,80 \dots 0,90$.

Произведение $P_i \cdot \eta_m$ называется средним эффективным давлением и обозначается - P_e .

Таким образом, эффективная мощность:

$$N_e = P_e \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot k \cdot z}{240000} \text{ кВт};$$

Определение основных размеров цилиндра

Основные размеры - это диаметр цилиндра и ход поршня. Они находятся из предыдущей формулы и соотношения $S/D = \nu$. Подставив ν в формулу N_e получим:

$$D = \sqrt[3]{\frac{240000 \cdot N_e}{P_e \cdot \pi \cdot \nu \cdot n \cdot k \cdot z}};$$

$$S = \nu \cdot D.$$

Заказчик задает N_e , возможно k и n , проектировщик находит P_e рассчитав цикл двигателя, остальные величины выбирает по опыту проектирования подобных ДВС.

2 Расчет центробежного вентилятора

Вентилятор имеет вращающийся ротор, состоящий из лопаток спиральной формы. Воздух через входное отверстие засасывается вовнутрь ротора, где он приобретает вращательное движение и, за счет центробежной силы и специальной формы лопаток, направляется в выходное отверстие специального спирального кожуха. Таким образом, выходной поток воздуха находится под прямым углом к входному. Данный вид вентилятора широко применяется в промышленности.

Центробежные вентиляторы из алюминиевых сплавов, (укомплектованные взрывозащитными электродвигателями, по уровню защиты от искрообразования) относятся к вентиляторам с повышенной защитой, то есть к вентиляторам, в которых предусмотрены средства и меры, затрудняющие возникновение опасных искр.

Вентиляторы предназначены для перемещения газопаровоздушных взрывоопасных смесей с температурой не выше 80° С, не вызывающих ускоренной коррозии проточной части вентиляторов, не содержащих взрывчатых веществ, взрывоопасной пыли, липких и волокнистых материалов с запыленностью не более 10 мг/м³. Температура окружающей среды должна быть в пределах от -40 до +45 °С.

Расчет (пример)

1. Выбор конструкции

При заданной производительности можно выбрать вентилятор одностороннего действия. Односторонне действие назначают при $V < 100 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{час}$, двухстороннее - при большей производительности. Вид лопаток – загнутые вперед, назад или с радиальным выходом – предварительно выбирается по коэффициенту давления:

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2},$$

Где u_2 - окружная скорость на выходе из колеса. При радиальном выходе (угол выхода $\beta_2 = 90^\circ$) коэффициент $\bar{p} \cong 1$, для лопаток, загнутых назад, $\bar{p} < 1$, загнутых вперед $\bar{p} > 1$.

Для того чтобы получить достаточно высокий КПД, относительно небольшие скорости u_2 и размеры вентилятора, в данном расчете принимаем $\bar{p} = 0,75$.

2. Окружная скорость.

Находим окружную скорость по формуле:

$$u_2 = \sqrt{\frac{p}{\rho \bar{p}}} = \sqrt{\frac{3000}{1,2 \cdot 0,75}} = 58,12 \text{ м/с}.$$

3. Относительный угол входа

Относительный угол входа на рабочие лопатки β_1 выбирается из условия получения минимальных потерь энергии в вентиляторе:

$$\beta_1 = \arctg \frac{0,708\sqrt{k_0}}{\sqrt{\frac{1}{\zeta_n}(\zeta_e + \zeta_n + k_0\zeta_n)}}, \text{ где}$$

k_0 - коэффициент, характеризующий изменение кинетической энергии газа при входе на рабочие лопатки, $k_0 = (c_1/c_0)^2$. Здесь c_0 - скорость газа на выходе из входной воронки, c_1 - абсолютная скорость входа на рабочие лопатки. При конструировании стремятся сделать сечения для прохода газа такими, чтобы $c_1 = c_0$, т.е. $k_0 = 1$;

ζ_e - коэффициент потерь на входе в вентилятор. При одностороннем входе $\zeta_e = 0$;

ζ_n - коэффициент потерь при повороте к рабочим лопаткам. При лопатках загнутых вперед $\zeta_n = 0,2 \dots 0,4$.

ζ_n - коэффициент потерь на рабочих лопатках. При лопатках загнутых назад, $\zeta_n = 0,2 \dots 0,3$.

Принимаем $k_0 = 1$, $\zeta_e = 0$, $\zeta_n = 0,3$, $\zeta_n = 0,2$.

Получим:

$$\beta_1 = \arctg \frac{0,708\sqrt{1}}{\sqrt{\frac{1}{0,2}(0,28 + 0,2)}} = 24,2^\circ$$

4. Диаметр колеса на входе

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Vm}{\pi u_2 \operatorname{tg} \beta_1}} = 1,13 \sqrt{\frac{Vm}{u_2 \operatorname{tg} \beta_1}}.$$

Отношение диаметров m для вентиляторов принимается в пределах $1,25 \dots 1,5$.

Принимаем $m = 1,45$.

Тогда

$$D_1 = 1,13 \sqrt{\frac{5,56 \cdot 1,3}{58,12 \cdot \operatorname{tg} 24,2}} = 0,52 \text{ м}.$$

5. Диаметр колеса на выходе

Вычислим диаметр колеса на выходе:

$$D_2 = D_1 m = 0,52 \cdot 1,3 = 0,676 \text{ м} .$$

6. Скорость вращения вала

Находим скорость вращения вала:

$$n = \frac{58u_2}{\pi D_2} = \frac{58 \cdot 58,12}{3,14 \cdot 0,67} = 1588,5 \text{ 1/мин} .$$

7. Выбор числа оборотов

Вентиляторы и дымососы обычно приводятся в действие асинхронными двигателями путем непосредственного соединения валов.

Возможны числа оборотов можно выбрать из ряда: 485, 585, 730, 970, 1450, 2850, 2900, 2940 1/мин.

Выбираем двигатель с $n=1450$ 1/мин.

Принимаем наружный диаметр колеса $D_2 = 0,67 \text{ м}$.

Уточняем и округляем вычисленные ранее величины. Тогда:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,67 \cdot 1450}{58} = 54,95 \text{ м/с} ,$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,52 \cdot 1450}{58} = 40,82 \text{ м/с} ,$$

$$m = \frac{u_2}{u_1} = \frac{54,95}{40,82} = 1,346 ,$$

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2} = \frac{3000}{1,2 \cdot 54,95^2} = 0,827 .$$

8. Гидравлический КПД вентилятора:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\bar{\xi}_n \bar{p}}{1 - \sqrt{1 - 2\bar{\xi}_n \left[\frac{-}{p} + \frac{3}{4} \frac{\bar{\xi}_n}{m^2} + \frac{0,062}{k_c} \left(\frac{k_c}{m} \text{tg} \beta_1 \right)^2 \right]}} ,$$

Где $\bar{\xi}_n$ - коэффициент потерь, приведенный к скорости потока газа за рабочим колесом:

$$\bar{\xi}_n = \frac{\bar{\xi}_k}{\bar{\xi}_k + \kappa_1^2} .$$

Здесь $\bar{\xi}_k$ - коэффициент потерь в кожухе, равный 0,3...0,4;

κ_1 - коэффициент изменения скорости газа в кожухе, равный 1,0...1,3.

Принимаем $\xi_k = 0,35$ и $\kappa_1 = 1,2$, получим

$$\xi_n = \frac{0,35}{0,35 + 1,2^2} = 0,2,$$

κ_c - коэффициент, равный отношению радиальных проекций абсолютных скоростей на выходе и входе, т.е.

$$\kappa_c = \frac{C_{2R}}{C_{1R}}.$$

Приняв κ_c равным единице (его величина зависит от соотношения диаметров D_2 / D_1 и размеров v_2 / v_1). Получим:

$$\eta_r = \frac{0,2 \cdot 0,827}{1 - \sqrt{1 - 2 \cdot 0,2 \cdot \left[0,827 + \frac{3}{4} \cdot \frac{0,2}{1,346^2} + \frac{0,062}{1} \cdot \left(\frac{1}{1,346} \operatorname{tg} 24,2 \right)^2 \right]}} = 0,724.$$

9. Относительные потери давления

Рассчитаем относительные потери давления из-за трения диска о газ

$$\overline{\Delta p_{mp}} = \frac{N_{тр}}{V \cdot \rho \cdot u_2^2},$$

где $N_{тр}$ - потери мощности на трение диска о газ

$$N_{тр} = \beta \cdot \rho \cdot u_2^3 \cdot D_2^2, \text{ Вт.}$$

Здесь β - опытный коэффициент, зависящий от режима движения (числа Рейнольдса) и конструкции вентилятора. $\beta = (4 \dots 8) \cdot 10^{-3}$.

Принимаем $\beta = 5 \cdot 10^{-3}$, получим

$$\overline{\Delta p_{mp}} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 54,95 \cdot 1,13^2}{5,56} = 0,05.$$

10. Полный КПД вентилятора

$$\eta = \eta_r \cdot (1 - \overline{\Delta p_{mp}}) \cdot (1 - \kappa_{ym}) \cdot \eta_m,$$

Где $\eta_r \cdot (1 - \overline{\Delta p_{mp}})$ - гидравлический КПД с учетом потерь на трение диска о газ;

$1 - \kappa_{ym}$ - объемный КПД;

κ_{ym} - коэффициент утечек;

η_m - механический КПД (учитывает трение в подшипниках).

κ_{ym} может быть принят в пределах от 0,02...0,05, η_m - в пределах от 0,96 до 0,98.

Принимаем $\kappa_{ym} = 0,02$ и $\eta_m = 0,97$, получим:

$$\eta = 0,72 \cdot (1 - 0,05) \cdot (1 - 0,04) \cdot 0,97 = 0,63.$$

11. Углы установки лопаток

Угол входа потока на рабочее колесо определен ранее: $\beta_1 = 24,13^\circ$.

Угол выхода находится по формуле:

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2R}}{u_2 - \frac{p}{\rho u_2 \eta_\Gamma}},$$

Поскольку можно принять

$$C_{2R} = C_{1R} = C_0 = \frac{4V}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 1,94}{3,14 \cdot 0,43^2} = 24,2 \text{ м/с},$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_0}{u_2 - \frac{p}{\rho u_2 \eta_\Gamma}} = \arctg \frac{24,2}{\frac{3000}{1,2 \cdot 54,9 \cdot 0,72} - 54,9} = 109,1^\circ.$$

Углы установки лопаток отличны от найденных выше углов β_1 и β_2 , потому что последние не учитывают фактического заполнения канала потоком, завихрений, толщины лопаток.

Поэтому углы установки:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i,$$

$$\beta_{2л} = \beta_2 + \sigma,$$

где i - угол атаки;

σ - угол отставания («скоса») потока.

Так как лопатки загнуты назад, принимаем $i = 5^\circ$, а $\sigma = 6^\circ$, тогда:

$$\beta_{1л} = 24,2 + 5 = 29,2^\circ;$$

$$\beta_{2л} = 109,1 + 6 = 115,1^\circ.$$

12. Количество лопаток

Формула для определения числа лопаток:

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2} = 6,5 \frac{1,346+1}{1,346-1} \sin \frac{29,2+115,1}{2} = 24,06$$

Принимаем $z = 24шт$

13. Угол входа.

Уточняем угол выхода:

$$\beta_{2л} = \arccos\left(\cos \beta_2 - k \frac{p}{z \cdot \eta_{\Gamma}}\right),$$

где k - коэффициент, зависящий от типа лопаток. $k = 3...4$ для лопаток, загнутых вперед. Принимаем $k = 3$.

$$\beta_{2л} = \arccos\left(\cos 109,1 - 2 \cdot \frac{0,827}{24 \cdot 0,74}\right) = 114,7^\circ.$$

14. Радиусы изгиба лопаток и окружности центров

Радиус изгиба:

$$r = \frac{(m^2 - 1) \frac{D_1}{2}}{2(m \cos \beta_{2л} - \cos \beta_{1л})} = \frac{(1,346^2 - 1) \frac{0,52}{2}}{2 \cdot (1,346 \cos 114,7 - \cos 29,2)} = -0,073 м .$$

Знак минус означает, что лопатка прогнута в сторону, обратную вращению ротора.

Радиус окружности центров:

$$r_{ц} = \sqrt{\left(\frac{D_1}{2}\right)^2 + r^2 - D_1 r \cos \beta_{2л}} = \sqrt{\left(\frac{0,52}{2}\right)^2 + (-0,073)^2 - 0,52 \cdot (-0,073) \cdot \cos 29,2} = 0,62 м .$$

15. Угловой шаг лопаток

Вычислим угловой шаг лопаток:

$$\varphi = \frac{360}{z} = \frac{360}{24} = 14,96^\circ.$$

16. Ширина лопаток

Определяем ширину лопаток при входе:

$$b_1 = \frac{1}{4} \frac{\mu_0}{\mu_1} \frac{D_1}{D_0} \frac{1 + k_{y\Gamma}}{k_0} D_0,$$

Где μ_0 - коэффициент поджатия потока во входной воронке;

μ_1 - коэффициент поджатия потока перед рабочими лопатками.

При загнутых лопатках вперед $\mu_1 = 0,7...0,9$. Принимаем $\mu_0 = \mu_1 = 0,9$, $D_1 = D_0$,

Тогда:

$$v_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+0,03}{1} \cdot 0,52 = 0,13 \text{ м} .$$

Величина лопаток на выходе:

$$v_2 = v_1 \frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{1}{\text{mk}_c} ,$$

где μ_2 - коэффициент поджатия потока в рабочих лопатках. При загнутых вперед лопатках $\mu_2 \cong \mu_1$.

$$v_2 = 0,13 \frac{1}{1,346 \cdot 1} = 0,10 \text{ м} .$$

17. Размеры кожуха

Размер α выбирается в пределах $0,35 \dots 0,5 D_2$.

Ширина кожуха:

$$B = \frac{V}{c_a \cdot \alpha} ,$$

где c_a - скорость в сечении a ;

$$c_a = \frac{c_2}{k_1 + \frac{\xi_k}{k_1}} .$$

Из треугольника скоростей определяется c_2 :

$$c_2 = \sqrt{c_{2R}^2 + (u_2 - c_{2R} \frac{1}{\text{tg}\beta_2})^2} = \sqrt{24,2^2 + (52,95 - 24,2 \frac{1}{\text{tg}109,1})^2} = 52,46 \text{ м/с} .$$

Таким образом:

$$a = 0,3 \cdot D_2 = 0,4 \cdot 0,67 = 0,20 \text{ м} ;$$

$$c_a = \frac{52,46}{1+0,172} = 44,76 \text{ м/с} .$$

$$B = \frac{5,56}{44,76 \cdot 0,45} = 0,28 \text{ м} .$$

18. Мощность потребляемая вентилятором

Эффективная:

$$N_e = \frac{V \cdot p}{\eta} = \frac{5,56 \cdot 3000}{0,67} = 26476,19 \text{ Вт} = 26,476 \text{ кВт} .$$

Электрическая:

$$N_3 = \frac{N_e}{\eta_{эдв}},$$

где $\eta_{эдв}$ - КПД электродвигателя; $\eta_{эдв} = 0,96...0,98$.

Приняв $\eta_{эдв} = 0,98$, получим:

$$N_3 = \frac{26476,19}{0,98} = 27016,52 \text{ Вт} = 24,016 \text{ кВт}.$$

3 Определение характеристик поршневого компрессора (Пример расчета)

1 Исходные данные для расчета

Компрессор одноступенчатый с водяным охлаждением.

Индикаторная диаграмма ступени поршневого компрессора.

Рабочий объем цилиндра $V_h = 0,004 \text{ м}^3$.

Коэффициент вредного объема $\sigma = 0,1$.

Атмосферное давление $p_0 = 10^5 \text{ Па}$.

Температура окружающей среды $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление нагнетания $p_n = p_3 = 4 \text{ Па}$.

Показатели политроп сжатия и расширения $n_c = n_p = 1,35$.

Число оборотов вала компрессора $n_{об} = 1 \frac{1}{\text{мин}}$.

2 Параметры узловых точек

Потеря давления при всасывании $\Delta p_{вс} = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Глубина «ямки» в начале всасывания $\Delta p_я = p_1 - p_4 = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Высота «горбика» в конце сжатия $\Delta p_г = p_2 - p_3 = 0,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Давление и объем в точке 1:

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{вс} = 1 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5 = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$V_1 = V_0 + V_h = \sigma \cdot V_h + V_h = (\sigma + 1) \cdot V_h = (0,1 + 1) \cdot 0,004 = 0,0044 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 2:

$$p_2 = p_n + \Delta p_г = 4 \cdot 10^5 + 0,4 \cdot 10^5 = 4,4 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_c}} = 0,0044 \left(\frac{0,8 \cdot 10^5}{4,4 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,0013 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 3:

$$p_3 = p_n = 4 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$V_3 = \sigma V_h = 0,1 \cdot 0,004 = 0,0004 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 4:

$$p_2 = p_4 - \Delta p_a = 0,8 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5 = 0,6 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{n_p}} = 0,0004 \left(\frac{4 \cdot 10^5}{0,6 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,0015 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 5:

$$p_5 = p_0 = 10^5 \text{ Па};$$

$$V_5 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} = 0,0044 \left(\frac{0,8 \cdot 10^5}{10^5} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,0037 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 6:

$$p_6 = p_n = 4 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$V_6 = V_5 \left(\frac{p_5}{p_6} \right) = 0,0037 \left(\frac{10^5}{4 \cdot 10^5} \right) = 0,0009 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 7:

$$p_7 = p_0 = 10^5 \text{ Па};$$

$$V_7 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_7} \right)^{\frac{1}{n_p}} = 0,0004 \left(\frac{4 \cdot 10^5}{10^5} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,0026 \text{ м}^3.$$

Давление и объем в точке 8:

$$p_8 = p_n = 4 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$V_8 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_n} \right)^{\frac{1}{n_c}} = 0,0044 \left(\frac{0,8 \cdot 10^5}{4 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,022 \text{ м}^3.$$

3 Работа

Теоретически полезная работа эквивалентна площади индикаторной диаграммы 5-6-3-7-5

$$L_{пт} = p_0 (V_5 - V_7) \ln(p_6/p_5),$$

$$L_{пт} = 10^5 \cdot (0,0037 - 0,0026) \cdot \ln(4 \cdot 10^5/10^5) = 152,49.$$

Действительная полезная работа

$$L_{п} = L_{пт} \eta_{г} \eta_{т} = 152,49 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 146,45$$

$\eta_{г}$ – коэффициент герметичности, $\eta_{г} = 0,97 \dots 0,98$ (пусть будет $\eta_{г} = 0,98$),

$\eta_{т}$ – коэффициент температурный, $\eta_{т} = 0,97 \dots 0,98$ (пусть будет $\eta_{т} = 0,98$).

Индикаторная работа равна площади 1-2-3-4-1:

$$L_i = \text{пл. 1-2-3-4-1} = \text{пл. 1-8-3-9-1} + \text{пл. 8-2-3-8} + \text{пл. «ямки»}.$$

Площади 8-2-3-8 и «ямки» рассчитываются по количеству клеточек на диаграмме и по цене одной клеточки.

$$\text{Цена клеточки } \Pi_{к} = \Delta p_{к} \Delta V_{к},$$

где $\Delta p_{к}$ – разность давлений в клеточке;

$\Delta V_{к}$ – разность объемов в клеточке.

Цена стандартной тетрадной клеточки:

$$\Pi_{\kappa} = \Delta p_{\kappa} \Delta V_{\kappa} = 0,2 \cdot 10^5 \cdot 0,0002 = 4 \text{ Дж},$$

здесь $\Delta p_{\kappa} = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

$$\Delta V_{\kappa} = 0,0002 \text{ м}^3.$$

Таким образом, индикаторная работа равна:

$$L_i = \frac{n_c}{n_c - 1} p_1 (V_1 - V_4) \left[\left(\frac{p_H}{p_1} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] + z \Pi_{\kappa},$$

$$L_i = \frac{1,35}{1,35 - 1} \cdot 0,8 \cdot 10^5 (0,0044 - 0,0015) \left[\left(\frac{0,6}{0,8} \right)^{\frac{1,35 - 1}{1,35}} - 1 \right] + 4 \cdot 106 = 361,4,$$

где z – суммарное количество клеточек в площади 8-2-3-8 и в «ямке» ($z=106$).

4 Экономические характеристики

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = L_{\text{п}} / L_i = 146,45 / 361,36 = 0,405.$$

Объемный КПД:

$$\eta_v = V_{\text{вс}} / V_h = (V_1 - V_4) / V_h = (0,0044 - 0,0015) / 0,004 = 0,725,$$

здесь $V_{\text{вс}}$ – объем всасывания.

Коэффициент подачи:

$$\lambda = \eta_v \eta_{\Gamma} \eta_{\tau} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,725 = 0,696.$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = L_i / V_h = 361,36 / 0,004 = 90340.$$

5 Мощность

Полезная мощность:

$$N_{\text{п}} = L_{\text{п}} \frac{n}{60} \frac{1}{1000} = 146,45 \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{1000} = 0,0024, \text{ кВт.}$$

Индикаторная мощность:

$$N_i = L_i \frac{n}{60} \frac{1}{1000} = 361,36 \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{1000} = 0,006, \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность:

$$N_{\text{е}} = N_i / \eta_{\text{м}} = 0,006 / 0,8 = 0,0075,$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД.

При номинальной нагрузке для поршневых компрессоров различных конструкций $\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,9$.

Электрическая мощность:

$$N_{\text{э}} = N_{\text{е}} / \eta_{\text{эдв}} = 0,0075 / 0,85 = 0,009,$$

где $\eta_{\text{эдв}}$ – КПД электродвигателя.

При номинальной нагрузке для электродвигателей различных типов

$$\eta_{\text{м}} = 0,85 \dots 0,95.$$

Мощность электродвигателя:

$$N_{эдв} = 1,05 \cdot N_3 = 1,05 \cdot 0,009 = 0,0093,$$

где 1,05 – коэффициент запаса.

6 Размеры цилиндра

Диаметр цилиндра:

$$D_{ц} = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi v}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,004}{\pi \cdot 1}} = 0,17,$$

где v – отношение хода поршня к диаметру цилиндра $v = 0,9 \dots 1,2$.

Ход поршня:

$$S = v D_{ц} = 1 \cdot 0,17 = 0,17.$$

7 Удельный расход электроэнергии

Производительность по условиям всасывания:

$$Q_{вс} = V_{вс} n = (V_1 - V_4) n = (0,0044 - 0,0015) \cdot 1 = 0,0029, \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Удельный расход электроэнергии:

$$\mathcal{E} = N_3 / (60 \cdot Q_{вс}) = 0,009 / (60 \cdot 0,0029) = 0,05, \text{ кВт ч/м}^3.$$

Производительность при нормальных условиях:

$$Q_{ну} = Q_{вс} \frac{p_{вс}}{T_{вс}} \frac{273}{1,013 \times 10^5},$$

$$Q_{ну} = 0,0029 \cdot \frac{0,2 \cdot 10^5}{293} \frac{273}{1,013 \times 10^5} = 0,0005, \text{ нм}^3/\text{мин.}$$

Удельный расход электроэнергии при нормальных условиях:

$$\mathcal{E}_{ну} = N_3 / (60 \cdot Q_{ну}) = 0,009 / (60 \cdot 0,0005) = 0,3, \text{ кВт ч/нм}^3.$$

4 Тепловой расчет многоступенчатой турбины.

Расчет включает в себя несколько этапов.

1 Изображение тепловой схемы паротурбинного блока и процесса расширения пара в турбине

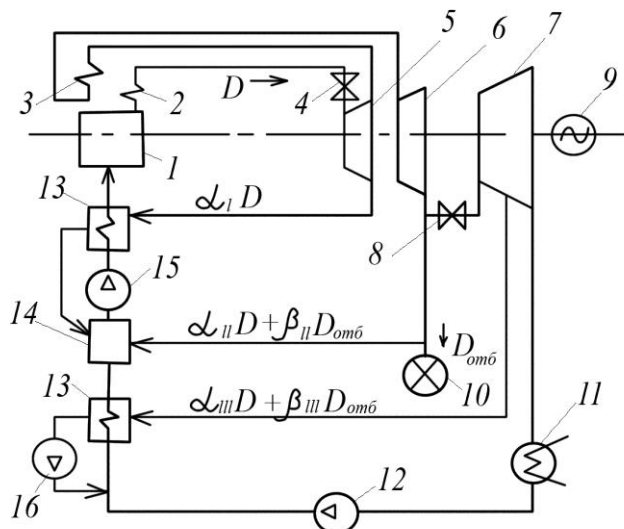


Рис.4.1. Тепловая схема блока

На схеме: 1-котел, 2- пароперегреватель, 3 - вторичный паропегреватель, 4 – впускной клапан, 5 – ЧВД, 6 – ЧСД, 7 – ЧНД, 8 – перепускной клапан, 9 – электрогенератор, 10 – тепловой потребитель, 11 – конденсатор, 12- конденсатный насос, 13 – регенеративные подогреватели (поверх-

ностные), 14 – регенеративный смешивающий подогреватель (деаэратор), 15 – питательный насос, 16 – дренажный насос. D -часовой расход пара, α_I, α_{II} и α_{III} – коэффициенты отбора, зависящие от расхода пара на турбину, β_{II} и β_{III} – коэффициенты отбора, зависящие от расхода пара в регулируемый отбор (тепловому потребителю) $D_{отб}$.

Величины коэффициентов находят из расчетов подогревателей. На рис. 4.2 – процесс в турбине.

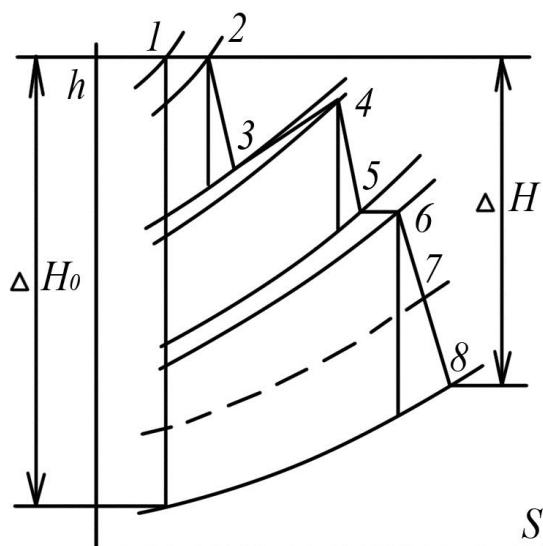


Рис.4.2. Процессы в турбине

В нем: 1-2 – дросселирование во впускных клапанах, 2-3 – процесс в ЧВД. Наклон этой линии по отношению к вертикали определяется относительным индикаторным КПД этой части турбины. 3-4 – передогрев пара во вторичном пароперегревателе, 4-5 – процесс в ЧСД, 5-6 – дросселирование пара в перепускных клапанах, 6-7 – процесс в первой части ЧНД, 7-8 – процесс во второй части ЧНД.

2 Определение расхода пара на турбину и ее части

Уравнение индикаторной мощности турбины

$$3600N_i = \sum D_i \Delta h_i,$$

где D_i - часовой расход пара в части турбины, Δh_i - теплопадение в этой части.

Введя в левую часть формулы номинальную электрическую мощность, а в правую данные для каждой части турбины, получим:

$$\frac{3600N_3^{н.к.э.к}}{\eta_m \eta_r} = D(h_2 - h_3) + D(1 - \alpha_I)(h_4 - h_5) + [D(1 - \alpha_I - \alpha_{II}) - D_{отб}(1 + \beta_{II})](h_6 - h_7) + [D(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_{III}) - D_{отб}(1 + \beta_{II} + \beta_{III})](h_7 - h_8).$$

Из этой формулы находится расход пара на турбину D , а также расходы в каждой из частей турбины.

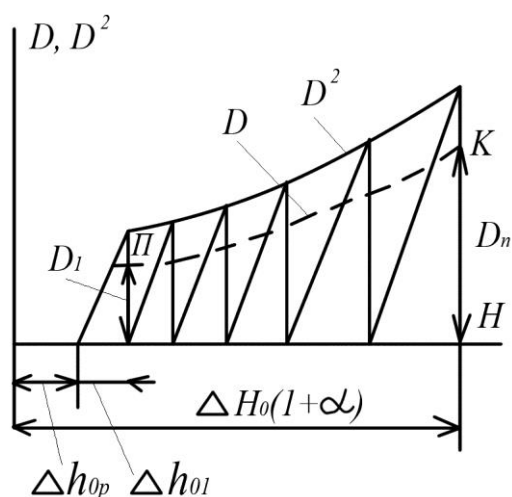
3 Определение размеров первой и последней ступеней в каждой из частей турбины.

Это размеры, т.е. высоты сопел, рабочих лопаток, диаметров ступеней рассчитываются так, как изложено выше. При этом, как правило, стараются сделать корневые диаметры рабочих лопаток в части турбины одинаковыми. Это облегчает процесс изготовления роторов.

Трудности возникают при расчете последних ступеней мощных турбин. Они связаны с ограничениями размеров (длин) этих лопаток, окружной скорости. Требуется соблюсти три условия:

1. Потеря энергии с выходной скоростью из этой ступени не должна превышать нормы – от 0,5 до 5% от располагаемого теплопадения всей турбины (5 % - для турбин предельной мощности).
2. Отношение диаметра ступени к длине лопатки не должно быть меньше 2,4 у турбин предельной мощности. В противном случае процессы у корня и у конца лопаток будут значительно отличаться от процессов в середине лопаток.
3. Окружная скорость u не должна превышать нормы (400 м/с). Длины лопаток последних ступеней в современных мощных турбинах доходят до 1,5 м.
4. Распределение теплопадений по ступеням и выбор числа ступеней

Эту операцию удобно производить графически, как показано на рис. 4.3.



На этом рисунке ΔH_0 - располагаемое теплопадение части турбины. α - коэффициент возврата теплоты, D_1 и D_n - диаметры первой и последней ступеней (рассчитаны ранее), Δh_{0p} - теплопадение в регулирующей ступени, Δh_{01} - теплопадение в первой нерегулируемой ступени.

Рис.4.3. К расчету ступеней в части турбины

Между точками Π и K проводится плавно возрастающая линия, соответствующая увеличению диаметров промежуточных ступеней, потом линия квадратов диаметров. Далее строится пилообразный график, в котором все наклонные линии параллельны. Число горизонтальных отрезков оси абсцисс – это количество ступеней, а длина- теплопадения в них. Вертикальные линии – диаметры и квадраты диаметров ступеней. Это справедливо, т.к. теплопадение в ступени пропорционально квадрату диаметра ее.

Между точками П и К проводится плавно возрастающая линия, соответствующая увеличению диаметров промежуточных ступеней, потом линия квадратов диаметров. Далее строится пилообразный график, в котором все наклонные линии параллельны. Число горизонтальных отрезков оси абсцисс – это количество ступеней, а длина – теплопадения в них. Вертикальные линии – диаметры и квадраты диаметров ступеней. Это справедливо, т.к. теплопадение в ступени пропорционально квадрату диаметра ее.

5. Производится детальный расчет всех ступеней турбины и строится процесс турбины в диаграмме hs (процесс, изображенный на рис. 50 был приблизительным).
6. Вновь рассчитывается расход пара на турбину и ее части
Если расхождение с величинами, определенными ранее, не превышает допустимого, то расчет заканчивается. Если превышает, то расчет повторяется в следующем приближении.

5 Тепловой расчет конденсатора

сводится к определению поверхности охлаждения из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t},$$

где k – коэффициент теплопередачи, $k=2700 \dots 3500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а Δt – среднеинтегральная разность температур пара и воды.

Компоновка трубок в корпусе производится с учетом получения наибольшего «фронта» набегания пара на трубки, наименьшего сопротивления пучка труб. Это достигается с помощью т.н. ленточной компоновки.

Экономический вакуум

На рис.5.1 показана зависимость прироста мощности турбины ΔN_T и прироста затрат мощности на привод циркуляционных насосов ΔN_H при увеличении расхода охлаждающей воды. При этом падает давление в конденсаторе P и растет вакуум B . При некоторой наибольшей разности $\Delta N_T - \Delta N_H$ получается оптимальный расход воды W_{on} и экономический вакуум $B^{эк}$.

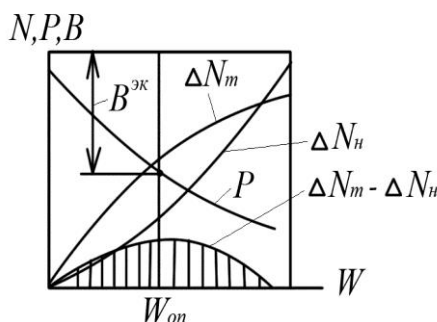


Рис.5.1. К определению экономического вакуума

Расход охлаждающей воды в крупных турбинах достигает сотен тысяч тонн в час, что требует больших затрат мощности ΔN_n .

6 Полезная работа детандера

Это машины, предназначенные для охлаждения рабочего тела (газа) при его расширении с отдачей внешней (полезной работы). Применяются чаще всего в криогенных установках.

В качестве примера рассмотрим холодильный цикл, работающий с воздухом. После сжатия воздуха в компрессоре в десять раз /до давления 10 бар и охлаждения до 25°C (298 К) он поступает в детандер, где расширяется до давления в один бар. Температура воздуха на выходе из детандера составит (адиабатный процесс):

$$T_4 = 298 \cdot \left(\frac{1}{10}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 154\text{K} = -119^\circ\text{C};$$

а полезная работа

$$L_g = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_4 \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 154 \cdot \left[10^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 143 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг};$$

в то время, как работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, подсчитанная по аналогичной формуле, равна $269 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$. Таким образом, часть затраченной в компрессоре энергии возвращается в детандере. Схемы с детандерами применяются для глубокого охлаждения до 12 К.

В качестве рабочих тел применяют аммиак, этилен, метан, азот, водород, гелий. Детандеры бывают поршневые и турбинные.

7 Допустимая высота всасывания для насоса

Кавитация - это повреждение металлических поверхностей трубопроводов, рабочих лопаток и др. в виде «язвочек», вызванное гидравлическими миниударами при кипении жидкости. Жидкость закипает, если ее давление станет меньше давления насыщения.

На рис.7.1. показан бак с водой-1, насос-2, всасывающий трубопровод-3. Максимальная высота, на которую можно поднять воду в этом трубопроводе (теоретическая) равна

$$\Delta H_{вс} = \frac{P_0}{\rho g};$$

где P_0 - атмосферное давление ρ - плотность жидкости, g - ускорение силы тяжести. Если $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ и $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, то $\Delta H_{вс} = 10 \text{ м}$, а давление трубопровода будет равно нулю. Это значит, что вода тут будет кипеть при любой ее температуре, кавитация поразит трубопровод и насос.

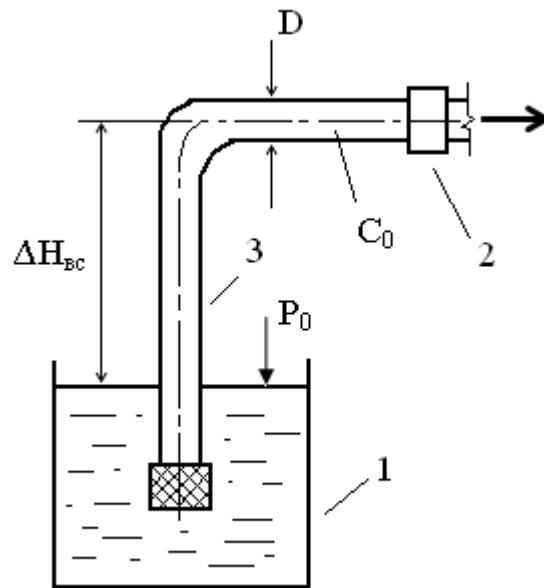


Рис.7.1 Схема всасывающего трубопровода.

Реально высота всасывания меньше 10м, и ее можно определить по формуле допустимой высоты всасывания

$$\Delta H_{вс} = K \cdot \left(\frac{P_0 - P_H}{\rho g} - \frac{w_{1max}^2 - w_1^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2} - \frac{D}{2} - \Delta h_c \right);$$

где K - коэффициент запаса (1/1,25), P_H - давление насыщения при температуре воды, w_1 - средняя скорость воды в рабочем канале, w_{1max} - максимальная скорость воды в рабочем канале насоса, c_0 - скорость воды на входе в насос, D - диаметр трубопровода, Δh_c - гидравлические сопротивления во всем тракте. Первая дробь в скобках - «запас высоты по кавитации», вторая - уменьшение запаса из-за неравномерности скоростей в канале насоса, третья - уменьшение запаса из-за кинетической энергии входа, четвертая - уменьшение запаса в верхней части трубопровода.

Если в баке горячая вода, тогда $\Delta H_{вс}$ может получиться отрицательной, и насос необходимо поставить ниже бака. Так на электростанции размещают конденсатные, питательные и др. насосы.

8 РАСЧЕТ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

1 ЗАДАНИЕ

Определить основные конструктивные размеры ступени воздушного стационарного осевого компрессора, построить профили рабочих и направляющих лопаток, определить число ступеней многоступенчатого компрессора, рассчитывать его мощностные и экономические характеристики.

Данные для расчета: производительность компрессора $G = 40 \text{ кг/с}$, давление воздуха на входе $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, температура на входе $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, степень повышения давления $\pi_k = 5$.

2 РАСЧЕТ

2.1 Основные конструктивные размеры первой ступени

2.1.1. Наружный диаметр ступени

$$D_k = \sqrt{\frac{G \cdot v}{\frac{\pi}{4} \cdot (1 - v^2) \cdot u \cdot \varphi}},$$

где v – удельный объем воздуха на входе:

$$v = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 293}{100000} = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг},$$

(Здесь R – газовая постоянная),

v – втулочное отношение, т.е. отношение корневого диаметра ступени к наружному. Его принимают в пределах $0,5 \dots 0,9$. Принимаем $v = 0,7$.

u – окружная скорость на наружном диаметре. Она для дозвуковых компрессоров может быть принята равной 250 м/с ,

φ – коэффициент расхода, т.е. отношение осевой скорости к окружной. Его значения равны $0,45 \dots 0,70$. Принимаем $\varphi = 0,6$.

Таким образом

$$D_k = \sqrt{\frac{40 \cdot 0,841}{\frac{\pi}{4} \cdot (1 - 0,7^2) \cdot 250 \cdot 0,6}} = 0,748 \text{ м}.$$

2.1.2. Корневой диаметр

$$D_k = D_u \cdot \nu = 0,748 \cdot 0,7 = 0,524 \text{ м.}$$

2.1.3. Длина лопаток

$$l_l = 0,5 \cdot (D_u - D_k) = 0,5 \cdot (0,748 - 0,524) = 0,112 \text{ м.}$$

2.1.4. Средний диаметр ступени

$$D = 0,5 \cdot (D_u + D_k) = 0,5 \cdot (0,748 + 0,524) = 0,636 \text{ м.}$$

2.2. Частота вращения вала

$$n = \frac{60 \cdot u_u}{\pi \cdot D_u} = \frac{60 \cdot 250}{\pi \cdot 0,748} = 6390 \text{ 1/мин.}$$

Эта частота вращения возможна при паро- и газотурбинном приводе. Если привод от электродвигателя с фиксированным числом оборотов, то необходимо включение редуктора между двигателем и компрессором.

2.3 Степень реакции и густота решетки

2.3.1 Степень реакции ρ , т.е. отношение теплопадения на рабочих лопатках к полному теплопадению ступени, выбирается в зависимости от назначения компрессора, расположения ступени в общей схеме многоступенчатого компрессора, в пределах от 0,5 до 1,0. В стационарных компрессорах часто принимают $\rho = 0,5$ и 0,75, в транспортных (авиационных) $\rho = 1,0$.

Принимаем степень реакции $\rho = 0,5$.

2.3.2 Густота рабочей решетки, т.е. отношение хорды профиля к шагу $\frac{b}{l}$ принимают в пределах от 0,5 до 2,5 (чаще от 1,0 до 2,0).

Принимают густоту решетки $\frac{b}{l} = 1,0$.

2.3.3. Густота направляющей решетки больше, чем у рабочей, принимаем ее равной 1,3.

2.4 Треугольники скоростей

2.4.1. Средняя окружная скорость (скорость на середине высот лопаток):

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{0,636 \cdot 6390}{60} = 213 \text{ м/с}.$$

2.4.2. Коэффициент расхода по средней скорости

$$\varphi = \varphi_u \cdot \frac{D_u}{D} = 0,6 \cdot \frac{0,748}{0,636} = 0,706.$$

2.4.3. Отношение

$$\frac{\rho}{\varphi} = \frac{0,5}{0,706} = 0,708.$$

2.4.4. Отношение $\frac{\mu}{\varphi}$, где μ – коэффициент закрутки ступени, находится из графика – рис. 1 [1].

2.4.5. Коэффициент закрутки ступени

$$\mu = \left(\frac{\mu}{\varphi} \right) \cdot \varphi = 0,8 \cdot 0,706 = 0,565.$$

2.4.6. Закрутка ступени

$$\Delta C_u = \mu \cdot u = 0,565 \cdot 213 = 120 \text{ м/с}.$$

2.4.7. Коэффициент закрутки скорости входа

$$\frac{\Delta C_{1u}}{u} = 1 - \frac{\mu}{2} - \rho = 1 - \frac{0,565}{2} - 0,5 = 0,217.$$

2.4.8. Закрутка скорости входа

$$\Delta C_{1u} = \left(\frac{\Delta C_{1u}}{u} \right) \cdot u = 0,217 \cdot 213 = 46,2 \text{ м/с}.$$

2.4.9. Осевая скорость

$$C_u = \varphi \cdot U = 0,706 \cdot 213 = 150 \text{ м/с}.$$

2.4.10. Построение треугольников скоростей, используя величины C_u , U , ΔC_u и ΔC_{1u} , строим так, как показано на рис. 2.

2.5 Построение профиля рабочей лопатки

2.5.1. Углы профилей рабочих лопаток

$$\beta_1 = 90 + \operatorname{arctg} \frac{U - \Delta C_u}{C} = 90 + \operatorname{arctg} \frac{213 - 46}{150} = 138^\circ,$$

$$\beta_2 = 90 + \operatorname{arctg} \frac{U - \Delta C_u - \Delta C}{C} = 90 + \operatorname{arctg} \frac{213 - 46 - 120}{150} = 107^\circ,$$

2.5.2. Ширина рабочих лопаток

Она зависит от длины лопаток:

$$B = (0,2 \dots 0,5) \cdot l,$$

и не может быть меньше $20 \text{ мм} = 0,020 \text{ м}$.

Принимаем $B = 0,030 \text{ м}$, что составляет $\frac{B}{l} = \frac{0,030}{0,112} = 0,267$ от длины лопатки.

патки.

2.5.3 Возможные варианты построения профиля. Выбор варианта

Построение следует сделать так, чтобы касательные, проведенные к дуге профиля в точках входа А и выхода С, были бы наклонены к вертикали под относительными углами входа β_1 и выхода β_2 .

Эту задачу можно решить по-разному. Линия 1, проведенная под углом β_1 к вертикали, и три линии 2, 2', 2'' (три варианта), проведенные под углами выхода β_2 . Между линиями 1 и 2, 2', 2'' следует вписать дуги профилей лопаток так, чтобы названные линии были бы касательными в точке входа и в точках выхода.

Касательные пересекаются в точках В, В' и В'', причем точки В' и В'' близки к границам канала, а точка В наиболее удалена от этих границ. Очевидно, что наиболее экономичной с точки зрения минимальных потерь на трение и завихрения газа в рабочем канале будет такая дуга, у которой переход от точки А к точке С наиболее плавный и постепенный. Следует считать, что такой дугой является дуга АС, для которой длины касательных АВ и ВС равны, т.е. точка их пересечения одинаково удалена от границ канала вдоль линии тока газа.

2.5.4. Обоснование методики построения профиля

Схема определения центра дуги профиля рабочей лопатки. При этом принято, что отрезки а одинаковы и углы ВАО и ВСО – прямые. Расстояние по вертикали между точкой входа А и выхода С равно:

$$H = h_1 + h_2 = a \cdot \sin(\beta_1 - 90) + a \cdot \sin(\beta_2 - 90) = -a \cdot (\cos\beta_1 + \cos\beta_2). \quad (1)$$

Расстояние по горизонтали между точками А и С:

$$E = e_1 + e_2 = a \cdot \cos(\beta_1 - 90) + a \cdot \cos(\beta_2 - 90) = a \cdot (\sin\beta_1 + \sin\beta_2). \quad (2)$$

Из формул (1) и (2) получим:

$$H = -E \cdot \frac{(\cos\beta_1 + \cos\beta_2)}{\sin\beta_1 + \sin\beta_2}.$$

Радиус дуги R найдем из треугольника АВО:

$$R = a \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right).$$

Из формулы (2):

$$a = \frac{E}{\sin\beta_1 + \sin\beta_2}.$$

Угол $\gamma = 180 + \beta_2 - \beta_1$.

Таким образом

$$R = \frac{E}{\sin\beta_1 + \sin\beta_2} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{180 + \beta_2 - \beta_1}{2}\right).$$

2.5.5 Последовательность построения профиля рабочей лопатки

Построение дуги профиля рабочей лопатки производится в следующей последовательности. Отложив выше начальной точки А размер Н, находим точку С. Из точек А и С проводим дуги окружностей радиусом R. На пересечении этих дуг находится точка О. Из точки О проводим дугу окружности АВ радиусом R, представляющей собой дугу профиля рабочей лопатки.

2.6 Построение профиля направляющей лопатки

Построение профиля направляющей лопатки производится аналогично, но с учетом того, что лопатка обращена выпуклостью вниз (в направлении окружной скорости).

В соответствии с методикой, примененной для рабочей лопатки, находим расстояние по вертикали между точкой входа А и выхода С:

$$H_H = E_H \cdot \frac{(\cos\alpha_2 + \cos\alpha_3)}{\sin\alpha_2 + \sin\alpha_3},$$

а также радиус профиля:

$$R_H = \frac{E_H}{\sin\alpha_2 + \sin\alpha_3} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{180 + \alpha_2 - \alpha_3}{2}\right).$$

Величины H_H и R_H дают возможность найти положение центра дуги профиля O и провести дугу профиля.

2.7 Работа и теплопадения

2.7.1. Удельная работа в ступени

$$l = \mu \cdot u^2 = 0,565 \cdot 213^2 = 25600 \text{ Дж/кг}.$$

2.7.2. Полезное (адиабатное) теплопадение в ступени:

$$\Delta h_{ad} = l \cdot \eta_{ad} = 25600 \cdot 0,85 = 21800 \text{ Дж/кг} = 21,8 \text{ кДж/кг},$$

Здесь η_{ad} - адиабатный КПД ступени. Принимаем его равным 0,85.

2.7.3. Полезное (адиабатное) теплопадение во всем компрессоре:

$$\Delta H_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 283 \cdot \left(5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 172 \text{ кДж/кг}.$$

Здесь k – показатель адиабаты, R – газовая постоянная воздуха.

2.8 Число ступеней

$$z = \frac{\Delta H_{ad}}{\Delta h_{ad}} = \frac{172}{21,8} = 7,89.$$

принимаем $z = 8$.

2.9 Мощности

2.9.1. Мощность индикаторная

$$N_i = l \cdot G \cdot z = 25,6 \cdot 40 \cdot 8 = 8200 \text{ кВт}.$$

2.9.2. Мощность электродвигателя

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_i \cdot \psi}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_m} \cdot \beta,$$

где ψ – коэффициент сжимаемости, $\psi = 0,99$ [2, рис. П.1],

$\eta_{\text{эд}}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя. Принимаем $\eta_{\text{эд}} = 0,95$,

η_m – механический КПД компрессора. Принимаем $\eta_m = 0,97$,

β – коэффициент запаса. Принимаем $\beta = 1,05$.

$$N_{\text{эд}} = \frac{8200 \cdot 0,99}{0,95 \cdot 0,97} \cdot 1,05 = 9250 \text{ кВт}.$$

3 УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

$$\mathcal{E} = \frac{N_{\text{эд}}}{V},$$

где V – производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{час}$.

$$V = G \cdot v \cdot 3600 = 40 \cdot 0,841 \cdot 3600 = 121000 \text{ м}^3/\text{час}.$$

$$\mathcal{E} = \frac{9250}{121000} = 0,0763 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{м}^3.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Круглов, Г.А.** Теплотехника / Г.А. Круглов, Р.И. Булгакова, Е.С. Круглова. – М., 2012. – 208 с.
2. **Карминский, В.Д.** Техническая термодинамика и теплопередача: учебник. – М.: Маршрут, 2006.
3. **Дячек, П.И.** Насосы вентиляторы, компрессоры. М., 2013.
4. **Спасский, К.Н.** Гидравлические машины и компрессоры. – М.: Изд.-во Мос. гос. открытого университета, 2012.
5. **Жигулин, И.Н.** Теоретические основы структурирования мобильных теплоэнергетических систем: монография. - Ростов н/Д: РГУПС. 2015. – 109 с.
6. **Киселев, И.Г.** Нагнетатели и тепловые двигатели железнодорожного транспорта: учебник для студентов вузов ж.д. транспорта / Киселев, И.Г., Буянов А.Б. –М.: Маршрут, 2006. – 331с.

Учебное издание

Жигулин Игорь Николаевич

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Печатается в авторской редакции

Технический редактор Л.И. Сергейчик

Подписано в печать 29.12.17. Формат 60×84/16.

Бумага газетная. Ризография. Усл. печ. л. 1,76.

Тираж экз. Изд. № 90878. Заказ .

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового
Полка Народного Ополчения, д. 2.