

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

**В.А. Коротков, Ю.В. Татаренко,
М.М. Данилов**

**РАСЧЕТ ОСЕВОГО
ХОЛОДИЛЬНОГО ДЕТАНДЕРА**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2015

УДК 621.57

Коротков В.А., Татаренко Ю.В., Данилов М.М. Расчет осевого холодильного детандера: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 31 с.

Рассматривается расчет осевого холодильного детандера, в результате которого возможно построение эскиза продольного разреза осевого детандера, профилей рабочего колеса, соплового аппарата и треугольников скоростей рабочего колеса.

Предназначено для бакалавров направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения по дисциплине «Динамические компрессоры и детандеры холодильных машин» всех форм обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 3 от 30.11.2015 г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2015

© Коротков В.А., Татаренко Ю.В., Данилов М.М., 2015

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
2. ЦЕЛЬ РАБОТЫ	4
3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	5
4. РАСЧЁТ ОСЕВОГО ДЕТАНДЕРА.....	5
5. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КАНАЛОВ ОСЕВОГО ДЕТАНДЕРА НА СРЕДНЕМ ДИАМЕТРЕ ЛОПАТКИ.....	25
Сопловой аппарат	25
Рабочее колесо.....	27
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	30

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общая тенденция развития техники низких температур характеризуется понижением уровня холода, используемого для отвода теплоты от различных источников, и расширением диапазона холодопроизводительности, потребляемой различными установками (от весьма крупных до микросистем). В связи с этим возникает практический интерес выявления области параметров, при которых технически целесообразно применение турбодетандеров.

Осевые детандеры относятся к расширительным машинам динамического принципа действия и отличаются тем, что в них рабочее вещество движется по проточной части в осевом направлении. Это машины большой производительности, они позволяют получить более высокие значения КПД. Так как в осевом детандере в одной ступени срабатывается больший теплоперепад, чем в осевом компрессоре [1, 2], то в холодильной технике такие расширительные машины выполняются, как правило, одноступенчатыми.

2. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определить:

- термодинамические параметры рабочего вещества в абсолютном и относительном движении в характерных точках проточной части турбодетандера;
- кинематический и действительный коэффициенты реактивности детандера;
- размеры проточной части детандера;
- действительные коэффициенты скорости на лопатках рабочего колеса и соплового аппарата;
- степень расширения детандера;
- скорость вращения рабочего колеса;
- коэффициенты полезного действия и мощность детандера.

Построить:

- треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса;
- профиль лопаток рабочего колеса, соплового аппарата и каналов лопаточных решёток;
- эскиз поперечного разреза осевого детандера.

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

К исходным данным относятся:

– рабочее вещество – сухой воздух;

– массовый расход рабочего вещества через детандер

$$G = 3,5 \text{ кг/с};$$

– полная температура на входе в детандер $T_0^* = 183 \text{ К};$

– полное давление на входе в детандер $p_0^* = 280\,000 \text{ Па};$

– давление на выходе из детандера $p_2 = 112\,900 \text{ Па};$

– угол выхода потока из соплового аппарата $\alpha_1 = 14^\circ;$

– угол выхода потока из колеса в относительном движении $\beta_2 = 17^\circ;$

– относительные потери на протечки и трение $(1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}}) = 0,97$ [1].

4. РАСЧЁТ ОСЕВОГО ДЕТАНДЕРА

Число изоэтропы процесса расширения в детандере:

$$\sigma_s = \frac{k}{k-1} = \frac{1,4}{1,4-1} = 3,5,$$

где k – показатель изоэтропы рабочего вещества (для сухого воздуха $k = 1,4$ [1, 2]).

Теплоёмкость рабочего вещества при постоянном давлении

$$c_p = \sigma_s R = 3,5 \cdot 287 = 1004,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

где R – газовая постоянная рабочего вещества (для сухого воздуха $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ [3, 4]).

Скорость звука на входе в детандер

$$a_0^* = \sqrt{kRT_0^*} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 183} = 271,16 \text{ м/с}.$$

Критическая скорость звука на входе в детандер

$$a_{0\text{кр}}^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} 287 \cdot 183} = 247,54 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость на входе в сопловой аппарат

$$c_0 = a_0^* M_{c_{0\text{усл}}} = 271,16 \cdot 0,194 = 52,60 \text{ м/с},$$

где $M_{c_{0\text{усл}}}$ – условное число Маха по абсолютной скорости [5],

$$M_{c_{0\text{усл}}} = 0,15 \dots 0,30.$$

Статическая температура при входе в сопловой аппарат:

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_0^2}{2c_p} = 183 - \frac{52,60^2}{2 \cdot 1004,5} = 181,62 \text{ К.}$$

Статическое давление при входе в сопловой аппарат

$$p_0 = p_0^* \left(\frac{T_0}{T_0^*} \right)^{\sigma_s} = 280\,000 \left(\frac{181,62}{183} \right)^{3,5} = 272\,679 \text{ Па.}$$

Энтальпия рабочего вещества по заторможенным параметрам на входе в сопловой аппарат и рабочее колесо [5]

$$i_0^* = i_1^* = c_p T_0^* = 1004,5 \cdot 183 = 183\,824 \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия рабочего вещества по статическим параметрам на входе в сопловой аппарат

$$i_0 = i_0^* - \frac{c_0^2}{2} = 183\,824 - \frac{52,60^2}{2} = 182\,341 \text{ Дж/кг.}$$

Плотность рабочего вещества на входе в сопловой аппарат:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{272\,679}{287 \cdot 181,62} = 5,231 \text{ кг/м}^3.$$

Степень расширения в детандере

$$\pi_{0^*-2} = \frac{p_0^*}{p_2} = \frac{280\,000}{112\,900} = 2,48.$$

Изоэнтروпный теплоперепад в детандере

$$\Delta i_{0^*-2s} = i_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{0^*-2}^{\sigma_s}} \right) = 183\,824 \left(1 - \frac{1}{2,48^{3,5}} \right) = 42\,052 \text{ Дж/кг.}$$

Условная скорость изоэнтропного расширения в детандере

$$c_s = \sqrt{2\Delta i_{0^*-2s}} = \sqrt{2 \cdot 42\,052} = 290,01 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость при входе в рабочее колесо

$$u_1 = c_s \left(\frac{u_1}{c_s} \right) = 290,01 \cdot 0,6 = 174,0 \text{ м/с,}$$

где $\left(\frac{u_1}{c_s} \right)$ – относительная окружная скорость, $\left(\frac{u_1}{c_s} \right) = 0,5 \dots 0,7$ [5].

Изоэнтропный теплоперепад в сопловом аппарате детандера

$$\Delta i_{0^*-1s} = \Delta i_{0^*-2s} (1 - \Omega'_{1-2s}) = 42\,052 \cdot (-0,4) = 25\,231 \text{ Дж/кг,}$$

где Ω'_{1-2s} – коэффициент реактивности ступени осевого детандера по изоэнтропным теплоперепадам, $\Omega'_{1-2s} = 0,3 \dots 0,5$ [5].

Абсолютная скорость при изоэнтропном расширении на выходе из соплового аппарата

$$c_{1s} = \sqrt{2\Delta i_{0^*-1s}} = \sqrt{2 \cdot 25\,231} = 224,64 \text{ м/с.}$$

Температура газа в конце изоэнтропного расширения в сопловом аппарате

$$T_{1s} = T_0^* - \frac{\Delta i_{0^*-1s}}{c_p} = 183 - \frac{25\,231}{1\,004,5} = 157,88 \text{ К.}$$

Статическое давление при выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_0 \left(\frac{T_{1s}}{T_0} \right)^{\sigma_s} = 272\,679 \left(\frac{157,88}{181,62} \right)^{3,5} = 167\,003 \text{ Па.}$$

Проверка статического давления при входе в рабочее колесо

$$p_{1(1)} = p_0^* \left(1 - \frac{\Delta i_{0^* - 1s}}{c_p T_0^*} \right)^{\sigma_s} = 280\,000 \left(1 - \frac{25\,231}{1\,004,5 \cdot 183} \right)^{3,5} = 167\,011 \text{ Па.}$$

Принимаем $p_1 = 167\,011$ Па.

Абсолютная скорость при выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \sqrt{2\Delta i_{0^* - 1s}} = \sqrt{2 \cdot 23\,793} = 218,14 \text{ м/с.}$$

Статическая энтальпия рабочего вещества на входе в рабочее колесо

$$i_1 = i_0^* - \frac{c_1^2}{2} = 183\,824 - \frac{218,14^2}{2} = 160\,031 \text{ Дж/кг.}$$

Статическая энтальпия рабочего вещества в конце действительного эйлера процесса расширения в сопловом аппарате (в точке 1s)

$$i_{1s} = i_0^* - \Delta i_{0^* - 1s} = 183\,824 - 25\,231 = 158\,593 \text{ Дж/кг.}$$

Коэффициент потерь соплового аппарата:

$$\zeta_{s\,c} = 1 - \xi_c^2 = 1 - 0,971^2 = 0,057,$$

где ξ_c – коэффициент скорости соплового аппарата, $\xi_c = 0,97 \dots 0,98$ [5].

Коэффициент полезного действия соплового аппарата

$$\eta_{s\,c} = \xi_c^2 = 0,971^2 = 0,943.$$

Потерянный теплоперепад в сопловом аппарате

$$\Delta i_{1-1s} = \xi_{sc} \frac{c_{1s}^2}{2} = 0,057 \frac{224,64^2}{2} = 1438 \text{ Дж/кг.}$$

Действительный теплоперепад в сопловом аппарате

$$\Delta i_{0^*-1} = \Delta i_{0^*-1s} - \Delta i_{1-1s} = 25231 - 1438 = 23793 \text{ Дж/кг.}$$

Статическая температура при выходе из соплового аппарата

$$T_1 = T_0^* - \frac{\Delta i_{0^*-1}}{c_p} = 183 - \frac{23793}{1004,5} = 159,31 \text{ К.}$$

Температура торможения при выходе из соплового аппарата

$$T_1^* = T_0^* = 183 \text{ К.}$$

Давление торможения при выходе из соплового аппарата

$$p_1^* = p_1 \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\sigma_s} = 167011 \left(\frac{183}{159,31} \right)^{3,5} = 271361 \text{ Па.}$$

Скорость звука при выходе из соплового аппарата

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 159,31} = 253,00 \text{ м/с.}$$

Число политропы процесса расширения в сопловом аппарате

$$\sigma_{0-1} = \frac{\ln \left(\frac{p_0}{p_1} \right)}{\ln \left(\frac{T_0^*}{T_1} \right)} = \frac{\ln \left(\frac{272679}{167011} \right)}{\ln \left(\frac{183}{159,31} \right)} = 3,534.$$

Показатель политропы процесса расширения в сопловом аппарате

$$n_{0-1} = \frac{\sigma_{0-1}}{\sigma_{0-1} - 1} = \frac{3,534}{3,534 - 1} = 1,395$$

(должен быть $n_{0-1} < k$).

Число Маха по скорости c_1

$$M_{c_1} = \frac{c_1}{a_1} = \frac{218,14}{253,00} = 0,862.$$

Число Маха по радиальной составляющей скорости c_1

$$M_{c_{1r}} = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{a_1} = 218,14 \frac{\sin 14^\circ}{253,00} = 0,209.$$

Относительная скорость при входе в рабочее колесо

$$w_1 = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 218,14 \frac{\sin 14^\circ}{\sin 54,48^\circ} = 64,83.$$

Угол входа потока в рабочее колесо в относительном движении

$$\beta_1 = \arctg \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{u_1}{c_1 \sin \alpha_1}} = \arctg \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg} 14^\circ} - \frac{174,00}{218,14 \sin 14^\circ}} = 54,48^\circ.$$

Число Маха по скорости w_1

$$M_{w_1} = \frac{w_1}{a_1} = \frac{64,83}{253,00} = 0,256.$$

Температура торможения на выходе из соплового аппарата в относительном движении

$$\tilde{T}_1^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = 159,31 + \frac{64,83^2}{2 \cdot 1004,5} = 161,40 \text{ К.}$$

Изоэнтропный теплоперепад в колесе от точки I при входе в колесо до статического давления за колесом

$$\begin{aligned} \Delta i_{1-2s} &= c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\sigma_s}} \right] = \\ &= 1004,5 \cdot 159,31 \left[1 - \left(\frac{112900}{167011} \right)^{\frac{1}{3,5}} \right] = 16954 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Изоэнтропный теплоперепад в колесе от точки торможения при входе в относительном движении до статического давления за колесом

$$\Delta i_{\tilde{1}^*-2s} = \Delta i_{1-2s} + \frac{w_1^2}{2} = 16954 + \frac{64,83^2}{2} = 19055 \text{ Дж/кг.}$$

Коэффициент потерь рабочего колеса

$$\zeta_{s\kappa} = 1 - \xi_{\kappa}^2 = 1 - 0,96^2 = 0,0784,$$

где ξ_{κ} – коэффициент скорости рабочего колеса, $\xi_{\kappa} = 0,96 \dots 0,98$ [5].

Относительная скорость изоэнтропного расширения потока в рабочем колесе

$$\omega_{2s} = \sqrt{2\Delta i_{\tilde{1}^*-2s} - u^2} \cdot 1 - \mu^2 = \sqrt{2 \cdot 19055} = 195,22 \text{ м/с,}$$

где μ – коэффициент радиальности, $\mu = \frac{D_2}{D_1} = 1,5$.

Изоэнтропный КПД рабочего колеса

$$\begin{aligned} \eta_{s\kappa} &= \left[\xi_{\kappa}^2 w_{2s}^2 + u_1^2 \cdot 1 - \mu^2 \right] / \left[w_{2s}^2 + u_1^2 \cdot 1 - \mu^2 \right] = \\ &= \frac{0,96^2 \cdot 195,22^2}{195,22^2} = 0,922. \end{aligned}$$

Действительный теплоперепад в колесе (без учёта потерь на утечки и трение)

$$\Delta i_{\tilde{\gamma}^*_{1-2э}} = \eta_{ск} \Delta i_{\tilde{\gamma}^*_{1-2с}} = 0,922 \cdot 19\,055 = 17\,569 \text{ Дж/кг.}$$

Действительный перепад статических энтальпий в колесе без учёта потерь на трение диска и протечки

$$\Delta i_{1-2э} = \Delta i_{\tilde{\gamma}^*_{1-2э}} - \frac{w_1^2}{2} = 17\,569 - \frac{64,83^2}{2} = 15\,468 \text{ Дж/кг.}$$

Статическая температура потока при выходе из колеса без учёта потерь на трение диска и протечки

$$T_{2э} = T_1 - \frac{\Delta i_{1-2э}}{c_p} = 159,31 - \frac{15\,468}{1\,004,5} = 143,91 \text{ К.}$$

Число политропы действительного эйлера процесса расширения в рабочем колесе

$$\sigma_{1-2э} = \frac{\ln \frac{p_1}{p_2}}{\ln \frac{T_1}{T_{2э}}} = \frac{\ln \frac{167\,011}{112\,900}}{\ln \frac{159,31}{143,91}} = 3,851.$$

Относительная скорость при выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \sqrt{2\Delta i_{\tilde{\gamma}^*_{1-2э}} - u_1^2 (1 - \mu^2)} = \sqrt{2 \cdot 17\,569} = 187,45 \text{ м/с.}$$

Показатель политропы действительного эйлера процесса расширения в рабочем колесе:

$$n_{1-2э} = \frac{\sigma_{1-2э}}{\sigma_{1-2э} - 1} = \frac{3,851}{3,851 - 1} = 1,351$$

(должен быть $n_{1-2э} < k$).

Скорость звука при выходе из рабочего колеса

$$a_{2э} = \sqrt{kRT_{2э}} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 143,91} = 240,46 \text{ м/с.}$$

Число Маха по скорости w_2

$$M_{w_2} = \frac{w_2}{a_{23}} = \frac{187,45}{240,46} = 0,780.$$

Окружная скорость при выходе из рабочего колеса

$$u_2 = \mu u_1 = 1 \cdot 174,0 = 174,0 \text{ м/с.}$$

Угол потока при выходе из колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_2} - \frac{u_2}{w_2 \sin\beta_2}} = \arctg \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg}17^\circ} - \frac{174,0}{187,45 \sin 17^\circ}} = 84,51^\circ.$$

Абсолютная скорость при выходе из колеса

$$c_2 = w_2 \frac{\sin\beta_2}{\sin\alpha_2} = 187,45 \frac{\sin 17^\circ}{\sin 84,51^\circ} = 54,85 \text{ м/с.}$$

Строим треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса с соблюдением масштаба (рис. 1).

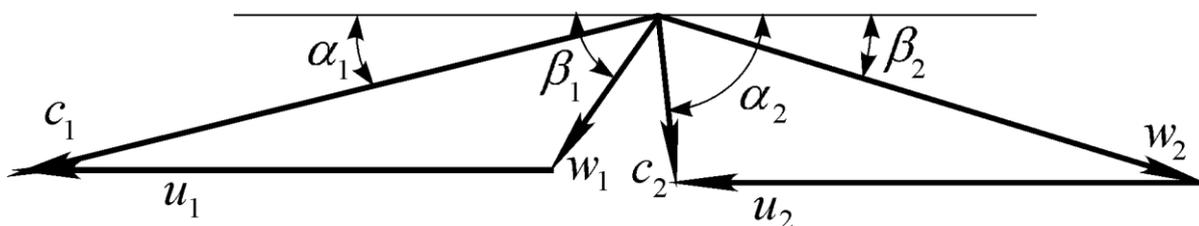


Рис. 1. Треугольник скоростей в рабочем колесе

Из треугольника скоростей проверяем значения относительной скорости на входе в рабочее колесо w_1 , относительной w_2 и абсолютной скоростей c_2 рабочего вещества на выходе из рабочего колеса, углов потока в абсолютном α_2 и относительном движении β_1 и β_2 :

$$w_1 \approx 65 \text{ м/с}; w_2 \approx 188 \text{ м/с}; c_2 \approx 55 \text{ м/с};$$

$$\alpha_2 \approx 84,5^\circ; \beta_1 \approx 55^\circ; \beta_2 \approx 16,5^\circ.$$

Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо

$$\varphi_{1u} = \frac{c_{1u}}{u_1} = \frac{c_1 \cos \alpha_1}{u_1} = \frac{218,14 \cdot \cos \alpha_1}{174,00} = 1,216.$$

Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса

$$\varphi_{2u} = \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{c_2 \cos \alpha_2}{u_2} = \frac{54,85 \cdot \cos 84,51^\circ}{174,00} = 0,030.$$

Коэффициент эйлеровой работы ступени

$$\psi_\varepsilon = \varphi_{1u} - \varphi_{2u} = 1,216 - 0,030 = 1,186.$$

Кинематический коэффициент реактивности ступени

$$\Omega_k = 1 - \frac{\varphi_{1u}^2 - \varphi_{2u}^2}{2 \psi_\varepsilon} = 1 - \frac{1,216^2 - 0,030^2}{2 \cdot 1,186} = 0,377.$$

Безразмерные абсолютные скорости на входе и выходе из рабочего колеса

$$\varphi_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{218,14}{174,00} = 1,254;$$

$$\varphi_2 = \frac{c_2}{u_2} = \frac{54,85}{174,00} = 0,315.$$

Коэффициент мощности ступени

$$\chi = \psi_\varepsilon \cdot (1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}}) = 1,186 \cdot 0,97 = 1,150.$$

Действительный коэффициент реактивности ступени

$$\Omega_{1-2} = \frac{1 - \frac{\varphi_1^2 - \varphi_2^2}{2\psi_3}}{1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}} \left(1 + \frac{\varphi_2^2}{2\chi}\right)} = \frac{1 - \frac{1,254^2 - 0,315^2}{2 \cdot 1,186}}{0,97 \left(1 + \frac{0,315^2}{2 \cdot 1,150}\right)} = 0,374.$$

Температура торможения в конце действительного эйлера процесса расширения (в точке 2э)

$$T_{2э}^* = T_{2э} + \frac{c_2^2}{2c_p} = 143,91 + \frac{54,85^2}{2 \cdot 1004,5} = 145,41 \text{ К.}$$

Энтальпия торможения в конце действительного эйлера процесса расширения (в точке 2э)

$$i_{2э}^* = c_p T_{2э}^* = 1004,5 \cdot 145,41 = 146064 \text{ Па.}$$

Действительный перепад энтальпий торможения в детандере без учёта потерь на трение диска и протечки

$$\Delta i_{0-2э}^* = c_p (T_0^* - T_{2э}^*) = 1004,5 (83 - 145,41) = 37759 \text{ Дж/кг.}$$

Число Маха по скорости c_2

$$M_{c_2} = \frac{c_2}{a_{2э}} = \frac{54,85}{240,41} = 0,228.$$

Плотность газа при входе в рабочее колесо

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{167011}{287 \cdot 159,31} = 3,653 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность газа при выходе из рабочего колеса

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_{2э}} = \frac{112\,900}{287 \cdot 145,41} = 2,705 \text{ кг/м}^3.$$

Осевая составляющая абсолютной скорости при входе в рабочее колесо

$$c_{1z} = c_1 \sin \alpha_1 = 218,14 \cdot \sin 14^\circ = 52,77 \text{ м/с.}$$

Осевая составляющая абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса

$$c_{2z} = c_2 \sin \alpha_2 = 54,85 \sin 84,51 = 54,6 \text{ м/с.}$$

Проверяем отношение осевых составляющих скоростей:

$$\left(\frac{c_{2z}}{c_{1z}} \right) = \frac{54,6}{52,77} = 1,035.$$

Отношение осевых составляющих скоростей должно лежать в пределах $\left(\frac{c_{2z}}{c_{1z}} \right) = 1,0 \dots 1,2$ [1, 2].

Действительный эйлеров теплоперепад в ступени

$$\Delta i_{0^*-2э} = \Delta i_{0^*-1} + \Delta \tilde{i}_{1^*-2э} - \frac{w_1^2}{2} = 23\,793 + 17\,569 - \frac{63,83^2}{2} = 39\,261 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Проверка действительного эйлерова теплоперепада в ступени:

$$\Delta i_{0^*-2э(1)} = c_p T_0^* - T_{2э} = 1\,004,5 \cdot 183 - 143,91 = 39\,266 \text{ Дж/кг},$$

или

$$\Delta i_{0^*-2э(2)} = \Delta i_{0^*-2*э} + \frac{c_2^2}{2} = 37\,759 + \frac{54,85^2}{2} = 39\,263 \text{ Дж/кг.}$$

Удельная работа ступени на окружности рабочего колеса

$$\begin{aligned} \Delta i_{0^*-2^*3} &= c_1 u_1 \cos \alpha_1 + c_2 u_2 \cos \alpha_2 = \\ &= 218,14 \cdot 174,00 \cdot \cos 14^\circ + 54,85 \cdot 174,00 \cdot \cos 82,51^\circ = 37\,742 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Проверка удельной работы ступени на окружности рабочего колеса

$$\begin{aligned} \Delta i_{0^*-2^*3(1)} &= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} = \\ &= \frac{218,14^2 - 54,85^2}{2} + \frac{187,45^2 - 64,83^2}{2} = 37\,755 \text{ Дж/кг,} \end{aligned}$$

ИЛИ

$$\begin{aligned} \Delta i_{0^*-2^*3(2)} &= \Delta i_{0^*-1} + \Delta i_{1-23} - \frac{c_2^2}{2} = \\ &= 23\,793 + 15\,468 - \frac{54,85^2}{2} = 37\,757 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Проверка статической температуры в конце действительного эйлерова процесса расширения (в точке 2э):

$$T_{2\text{э}1} = T_1 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 c_p} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 c_p} = 159,31 - \frac{187,45^2 - 64,83^2}{2 \cdot 1004,5} = 143,91 \text{ К.}$$

Проверка статического давления при выходе из рабочего колеса

$$p_{2\text{э}1} = p_1 \left(\frac{T_{2\text{э}1}}{T_1} \right)^{\sigma_{1-2\text{э}}} = 167\,011 \left(\frac{143,91}{159,31} \right)^{3,851} = 112\,906 \text{ Па.}$$

Внутренняя работа ступени (с учётом потерь на протечки и трение)

$$\Delta i_{0^*-2^*} = 1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}} \quad \Delta i_{0^*-2^*} = 0,97 \cdot 37\,759 = 36\,626 \text{ Дж/кг.}$$

Действительный перепад энтальпий в ступени (с учётом потерь на протечки и трение)

$$\Delta i_{0^*-2} = \Delta i_{0^*-2^*} + \frac{c_2^2}{2} = 36\,626 + \frac{54,85^2}{2} = 38\,130 \text{ Дж/кг.}$$

Статическая температура при выходе из ступени (с учётом потерь на протечки и трение)

$$T_2 = T_0^* - \frac{\Delta i_{0^*-2}}{c_p} = 183 - \frac{38\,130}{1\,004,5} = 145,04 \text{ К.}$$

Температура торможения при выходе из ступени (с учётом потерь на протечки и трение)

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2 c_p} = 145,04 + \frac{54,85^2}{2 \cdot 1\,004,5} = 146,54 \text{ К.}$$

Давление торможения при выходе из рабочего колеса

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\sigma_s} = 112\,900 \left(\frac{146,54}{145,04} \right)^{3,5} = 117\,040 \text{ Па.}$$

Энтальпия рабочего вещества в конце процесса расширения

$$i_2 = c_p T_2 = 1\,004,5 \cdot 145,04 = 145,693 \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия рабочего вещества по заторможенным параметрам на выходе из рабочего колеса

$$i_2^* = c_p T_2^* = 1004,5 \cdot 146,54 = 147\,199 \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия рабочего вещества в конце изоэнтропного расширения

$$i_{2s} = i_0^* - i_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{0^*}^{\sigma_s}{}^{-2}} \right) =$$

$$= 183\,824 - 183\,824 \left(1 - \frac{1}{2,48^{3,5}} \right) = 141\,770 \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия рабочего вещества по параметрам торможения в конце изоэнтропного процесса расширения

$$i_{2s}^* = i_{2s} + \frac{c_2^2}{2} = 141\,770 + \frac{54,85^2}{2} = 143\,274 \text{ Дж/кг.}$$

Параметры рабочего вещества по заторможенным параметрам в относительном движении

$$\tilde{p}_1^* = p_1 \left(\frac{\tilde{T}_1^*}{T_1} \right)^{\sigma_s} = 167\,011 \left(\frac{161,40}{159,31} \right)^{3,5} = 174\,806 \text{ Па;}$$

$$\tilde{p}_2^* = p_2 \left(\frac{\tilde{T}_2^*}{T_2} \right)^{\sigma_s} = 112\,900 \left(\frac{168,53}{145,04} \right)^{3,5} = 168\,172 \text{ Па;}$$

$$\tilde{T}_2^* = T_2 + \frac{w_2^2}{2c_p} = 145,04 + \frac{187,45^2}{2 \cdot 1004,5} = 162,53 \text{ К};$$

$$\tilde{i}_1^* = i_1 + \frac{w_1^2}{2} = 160\,031 + \frac{63,83^2}{2} = 162\,068 \text{ Дж/кг};$$

$$\tilde{i}_2^* = i_2 + \frac{w_2^2}{2} = 145\,693 + \frac{187,45^2}{2} = 163\,262 \text{ Дж/кг}.$$

Энтальпия рабочего вещества в конце изоэнтропного расширения в рабочем колесе

$$i_{2's} = \tilde{i}_1^* - \tilde{i}_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{\tilde{p}_1^*} \right)^{\frac{1}{\sigma_s}} \right] =$$

$$= 162\,068 - 162\,068 \left[1 - \left(\frac{112\,900}{174\,806} \right)^{\frac{1}{3,5}} \right] = 143\,013 \text{ Дж/кг}.$$

Наружный диаметр входного сечения рабочего колеса

$$D_{1H} = \sqrt{\frac{4G}{\rho_1 c_{1z} \pi (1 - v_1^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5}{3,653 \cdot 52,77 \pi (-0,8^2)}} = 0,253 \text{ м},$$

где v_1 – втулочное отношение при входе в рабочее колесо [5],

$$v_1 = \left(\frac{D_{1BH}}{D_{1H}} \right) = 0,75 \dots 0,8 \dots$$

Внутренний диаметр входного сечения рабочего колеса

$$D_{1BH} = v_1 D_{1H} = 0,8 \cdot 0,253 = 0,202 \text{ м}.$$

Средний диаметр входного сечения рабочего колеса

$$D_{1cp} = D_{1н} \frac{1+v_1}{2} = 0,253 \frac{1+0,8}{2} = 0,228 \text{ м.}$$

Высота лопатки при входе в рабочее колесо

$$l_1 = D_{1cp} \frac{1-v_1}{1+v_1} = 0,228 \frac{1-0,8}{1+0,8} = 0,025 \text{ м.}$$

Средний диаметр входного сечения рабочего колеса

$$D_{2cp} = D_{1cp} = 0,228 \text{ м.}$$

Втулочное отношение при выходе из рабочего колеса

$$v_2 = \frac{1 - \frac{G}{\rho_2 c_{2z} \pi D_{2cp}^2}}{1 + \frac{G}{\rho_2 c_{2z} \pi D_{2cp}^2}} = \frac{1 - \frac{3,5}{2,705 \cdot 52,77 \pi \cdot 0,228^2}}{1 + \frac{3,5}{2,705 \cdot 52,77 \pi \cdot 0,228^2}} = 0,739.$$

Наружный диаметр при выходе из рабочего колеса:

$$D_{2н} = D_{1cp} + l_2 = 0,228 + 0,035 = 0,263 \text{ м.}$$

Высота лопатки при выходе из рабочего колеса:

$$l_2 = D_{2cp} \frac{1-v_2}{1+v_2} = 0,231 \frac{1-0,739}{1+0,739} = 0,035 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр при выходе из рабочего колеса:

$$D_{2вн} = D_{1cp} - l_2 = 0,228 - 0,035 = 0,193 \text{ м.}$$

Осевая ширина лопаточной решетки рабочего колеса:

$$S_{\text{рк}} = \left(\frac{S_{\text{к}}}{l_1} \right) l_1 = 0,5 \cdot 0,025 = 0,0125 \text{ м},$$

где относительная ширина колеса [6],

$$\left(\frac{S_{\text{к}}}{l_1} \right) = 0,15 \dots 0,5.$$

Осевая ширина соплового аппарата

$$S_{\text{са}} = 1,2 \dots 1,4 S_{\text{рк}} = 1,2 \cdot 0,0125 = 0,0150 \text{ м}.$$

По полученным геометрическим размерам строим продольный разрез детандера (рис. 2). Для предотвращения отрыва потока проверяем значения углов раскрытия продольного разреза проточной части турбодетандера $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{вт}}$ ($\gamma_{\text{н}} < 20^\circ$, $\gamma_{\text{вт}} < 20 \dots 25^\circ$ [6, 7]).

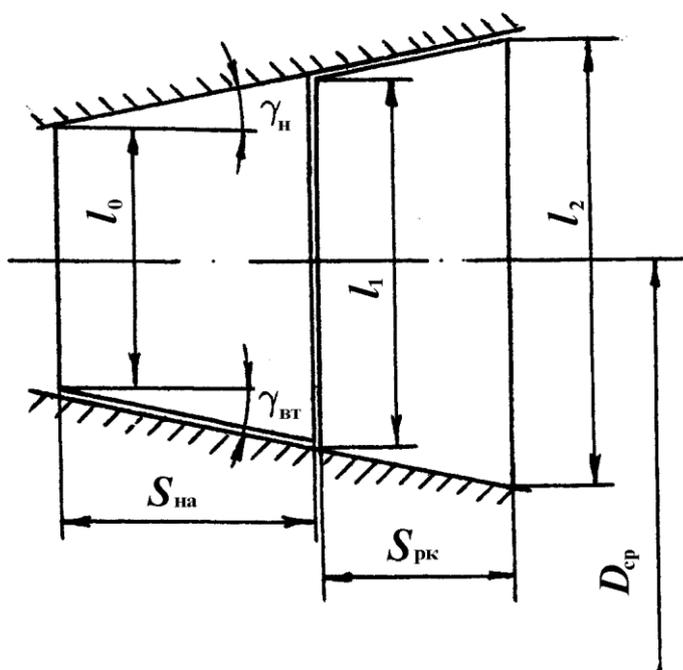


Рис. 2. Эскиз продольного разреза проточной части осевого детандера

Скорость вращения рабочего колеса

$$n = \frac{u}{\pi D_{1cp}} = \frac{174,00}{\pi \cdot 0,228} = 242,92 \text{ с}^{-1}.$$

Гидравлический КПД детандера

$$\eta_{sh} = \frac{\Delta i_{0^*-2^*э}}{\Delta i_{0^*-2s}} = \frac{37\,759}{42\,052} = 0,898.$$

Внутренний (мощностной) КПД детандера

$$\eta_{si} = \frac{\Delta i_{0^*-2^*}}{\Delta i_{0^*-2s}} = \frac{36\,626}{42\,052} = 0,871.$$

Коэффициент возврата теплоты в колесе

$$\begin{aligned} \alpha_k &= \frac{\Delta i_{1-2s} - \Delta i_{0^*-2s} + \Delta i_{0^*-1s}}{\Delta i_{0^*-2s}} = \\ &= \frac{16\,954 - 42\,052 + 25\,231}{42\,052} = 0,003. \end{aligned}$$

Снижение гидравлического КПД из-за потерь в сопловом аппарате

$$\Delta \eta_{shc} = \frac{\Delta i_{0^*-1s} - \Delta i_{0^*-1}}{\Delta i_{0^*-2s}} = \frac{25\,231 - 23\,793}{42\,052} = 0,034.$$

Снижение гидравлического КПД из-за потерь в колесе

$$\Delta \eta_{shk} = \frac{\Delta i_{1-2s} - \Delta i_{1-2э}}{\Delta i_{0^*-2s}} = \frac{16\,954 - 15\,468}{42\,052} = 0,035.$$

Кинетическая энергия потока при выходе из рабочего колеса

$$q_{\text{ВЫХ}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{54,85^2}{2} = 1504 \text{ Дж/кг.}$$

Снижение гидравлического КПД из-за потерь с выходной скоростью

$$\Delta\eta_{s h \text{ Вых}} = \frac{q_{\text{ВЫХ}}}{\Delta i_{0^* - 2s}} = \frac{1504}{42052} = 0,036.$$

Проверка значения гидравлического КПД:

$$\begin{aligned} \eta_{s h 1} &= 1 + \alpha_K - \Delta\eta_{s h c} - \Delta\eta_{s h K} - \Delta\eta_{s h \text{ Вых}} = \\ &= 1 + 0,003 - 0,034 - 0,035 - 0,036 = 0,898. \end{aligned}$$

Эффективный КПД детандера:

$$\eta_{s e} = \eta_{s i} \eta_{\text{мех}} = 0,871 \cdot 0,98 = 0,854,$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД [1, 2],

$$\eta_{\text{мех}} = 0,97 \dots 0,99.$$

Внутренняя мощность детандера

$$N_{d i} = G \Delta i_{0^* - 2^*} = 3,5 \cdot 36626 = 128191 \text{ Вт.}$$

Эффективная мощность детандера

$$N_{d e} = N_{d i} \eta_{\text{мех}} = 128191 \cdot 0,98 = 125627 \text{ Вт.}$$

5. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КАНАЛОВ ОСЕВОГО ДЕТАНДЕРА НА СРЕДНЕМ ДИАМЕТРЕ ЛОПАТКИ

Сопловой аппарат

Средний угол лопатки соплового аппарата

$$\alpha_{\text{ср}} = 90^\circ - \frac{\alpha_0 + \alpha_1}{2} = 90 - \frac{90 + 14}{2} = 38^\circ,$$

где α_0 – угол потока при входе в ступень (принимается $\alpha_0 = 90^\circ$ [5]).

Угол установки профиля лопатки соплового аппарата [8]

$$\alpha_{\text{уст}} = \alpha_{\text{ср}} + 8 \dots 10^\circ = 38 + 8 = 46^\circ.$$

Хорда профиля лопатки соплового аппарата

$$b = \frac{S_{\text{с.а}}}{\sin \alpha_{\text{уст}}} = \frac{0,0175}{\sin 46^\circ} = 0,0208 \text{ м.}$$

Радиусы скругления лопатки соплового аппарата на входе и выходе:

$$r_{\text{вх}} = 0,025 \dots 0,040 \quad b = 0,04 \cdot 0,0208 = 0,00083 \text{ м;}$$

$$r_{\text{вых}} = 0,010 \dots 0,020 \quad b = 0,02 \cdot 0,0208 = 0,00042 \text{ м.}$$

Входной и выходной углы лопатки соплового аппарата:

$$\alpha_{0\text{л}} = \alpha_0 = 90^\circ; \alpha_{1\text{л}} = \alpha_1 = 14^\circ.$$

Шаг лопаток соплового аппарата

$$t_{\text{с.а}} = \left(\frac{t}{b} \right)_{\text{opt}} \quad b = 0,7 \cdot 0,0208 = 0,014 \text{ м,}$$

где $\left(\frac{t}{b} \right)_{\text{opt}}$ – густота решётки соплового аппарата; $\left(\frac{t}{b} \right)_{\text{opt}} = 0,7 \dots 1,0$.

Угол заострения выходной кромки лопатки принимаем из условия, что $\gamma_{\text{вых}} = 4 \dots 8^\circ$ [5]:

$$\gamma_{\text{вых}} = 4^\circ.$$

Построение профиля лопатки (рис. 3) начинаем с проведения фронтальных линий на расстоянии S_{ca} друг от друга. Из произвольной точки на фронтальной линии проводим луч, соответствующий углу $\alpha_{\text{уст}}$. На отрезке луча между фронтальными линиями (на хорде) из центров O_1 и O_2 проводим окружности радиусами скругления входных и выходных кромок лопаток $r_{\text{вх}}$ и $r_{\text{вых}}$ таким образом, чтобы они касались фронтальных линий.

Из центров O_1 и O_2 проводим лучи под углами $\alpha_{0\text{л}}$ и $\alpha_{1\text{л}}$ соответственно. К окружности с центром в точке O_2 под углом $\gamma_{\text{вых}}$ проводим касательные, как показано на рис. 3. Из точки касания восстанавливаем перпендикуляр и находим на нём точку O_3 , являющуюся центром окружности, описывающей внутреннюю поверхность лопатки (корытце), радиуса $R_{\text{кор}}$. Окружность, описывающая внутреннюю поверхность лопатки, является касательной к окружностям с центрами O_1 и O_2 .

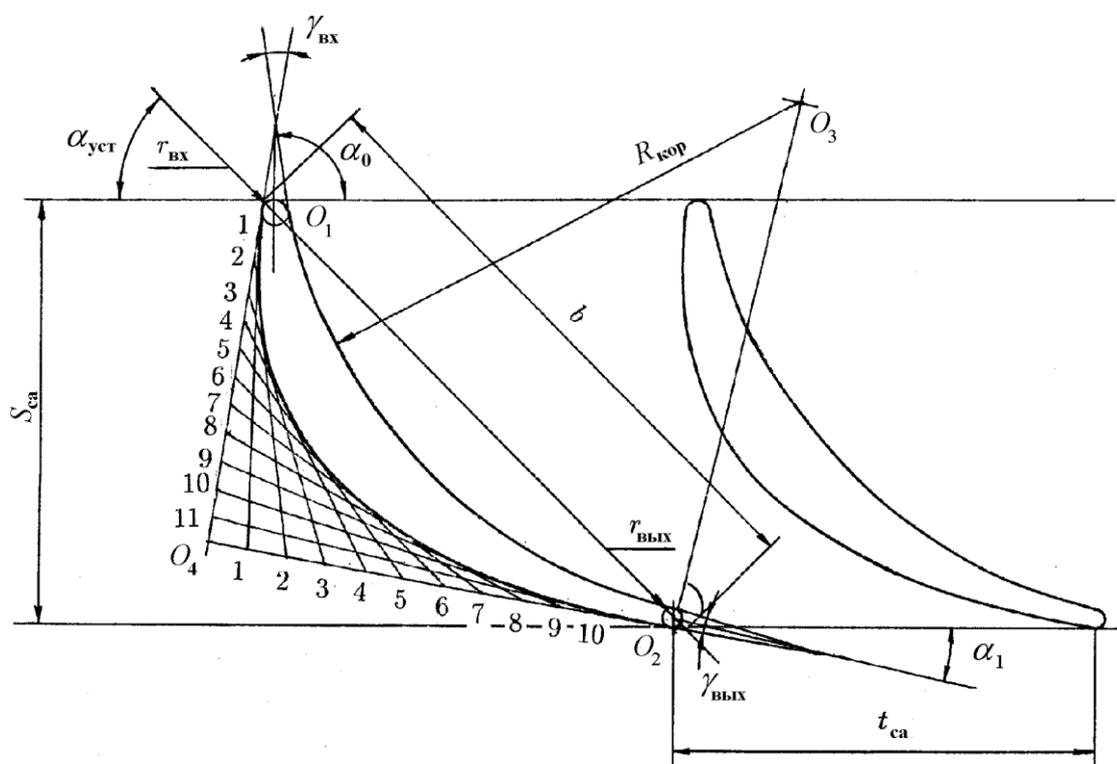


Рис. 3. Профиль лопатки и канал соплового аппарата

Из точки касания окружности радиусом $R_{\text{кор}}$ и окружности с центром в точке O_1 проводим касательную до пересечения с лучом угла $\alpha_{0л}$. Из полученной точки проводим вторую касательную к окружности с центром в точке O_1 и продолжаем её до пересечения в точке O_4 с касательной к окружности O_2 .

Полученные отрезки делим на равное число отрезков, нумеруем их, как показано на рис. 3, и точки с одинаковыми номерами соединяем прямыми линиями, которые образуют контур профиля лопатки. Касательная к отрезкам этих линий, образующих контур, и есть внешний профиль лопатки (спинка).

На расстоянии шага t_{ca} от построенного профиля лопатки по данной методике строим вторую лопатку рабочего колеса (см. рис. 3).

Рабочее колесо

Средний угол лопатки рабочего колеса

$$\beta_{\text{ср}} = 90^\circ - \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 90 - \frac{54,48 + 17}{2} = 54,26^\circ.$$

Угол установки профиля лопатки рабочего колеса [6]

$$\beta_{\text{уст}} = \beta_{\text{ср}} = 54,26^\circ.$$

Хорда профиля лопатки рабочего колеса

$$b = \frac{S_{\text{рк}}}{\sin \beta_{\text{уст}}} = \frac{0,0125}{\sin 54,26^\circ} = 0,0154 \text{ м.}$$

Радиусы скругления лопатки рабочего колеса на входе и выходе:

$$r_{\text{вх}} = 0,025 \dots 0,040 \quad b = 0,04 \cdot 0,0154 = 0,0006 \text{ м;}$$

$$r_{\text{вых}} = 0,010 \dots 0,020 \quad b = 0,02 \cdot 0,0154 = 0,0003 \text{ м.}$$

Входной и выходной углы лопатки рабочего колеса:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i_1 = 54,48 + (-2) = 52,48^\circ; \beta_{2л} = \beta_2 = 17^\circ,$$

где i_1 – угол атаки на входе в рабочее колесо, $i_1 = -1 \dots -5^\circ$ [5, 9].

Шаг лопаток рабочего колеса

$$t_{\text{рк}} = \left(\frac{t}{b}\right)_{\text{opt}} b = 0,7 \cdot 0,0154 = 0,0108 \text{ м,}$$

где $\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{opt}}$ – густота решётки рабочего колеса, $\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{opt}} = 0,6 \dots 0,8$ [5].

Угол заострения выходной кромки лопатки принимаем из условия, что $\gamma_{\text{вых}} = 4 \dots 8^\circ$ [5]:

$$\gamma_{\text{вых}} = 4^\circ.$$

Построение профиля лопатки рабочего колеса проводим аналогично построению профиля лопатки соплового аппарата (рис. 4). Начинаем с проведения фронтальных линий на расстоянии $S_{\text{рк}}$ друг от друга. Из произвольной точки на фронтальной линии проводим луч, соответствующий углу $\beta_{\text{уст}}$. На отрезке луча между фронтальными линиями (на хорде) из центров O_1 и O_2 проводим окружности радиусами $r_{\text{вх}}$ и $r_{\text{вых}}$ скругления входных и выходных кромок лопаток таким образом, чтобы они касались фронтальных линий.

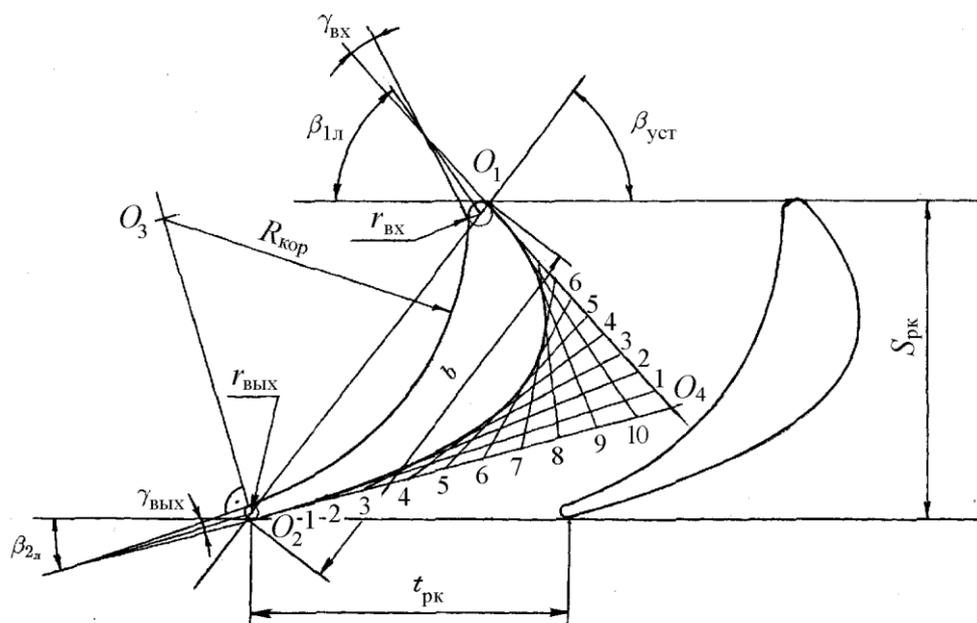


Рис. 4. Профиль лопатки и канал рабочего колеса

Из центров O_1 и O_2 проводим лучи под углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ соответственно. К окружности с центром O_2 под углом $\gamma_{вых}$ проводим касательные, как показано на рис. 4. Из точки касания восстанавливаем перпендикуляр и находим на нём точку O_3 , являющуюся центром окружности, описывающей внутреннюю поверхность лопатки (крытце), радиусом $R_{кор}$. Окружность, описывающая внутреннюю поверхность лопатки, является касательной к окружностям с центрами O_1 и O_2 .

Из точки касания окружности радиуса $R_{кор}$ и окружности с центром в точке O_1 проводим касательную до пересечения с лучом угла $\beta_{1л}$. Из полученной точки проводим вторую касательную к окружности с центром в точке O_1 и продолжаем её до пересечения в точке O_4 с касательной к окружности с центром в точке O_2 .

Полученные отрезки делим на равное число отрезков, нумеруем их, как показано на рис. 4, и точки с одинаковыми номерами соединяем прямыми линиями, которые образуют контур профиля лопатки. Касательная к отрезкам этих линий, образующих контур, и есть внешний профиль лопатки (спинка).

На расстоянии шага $t_{рк}$ от построенного профиля лопатки по данной методике строим вторую лопатку рабочего колеса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров А., Орлов К., Очков В. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики. – МЭИ, 2009. – 232 с.
2. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ / Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
3. Теплотехнические этюды с Excel, Mathcad и Интернет / Под общ. ред. В.Ф. Очкова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2014. – 336 с.
4. Очков В.Ф. Теплотехнические этюды с Excel, Mathcad и Интернет. – СПб.: БХВ-Петербург, 2015. – 336 с.
5. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
6. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1979. – 246 с.
7. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
8. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Д.В. Локкай, М.К. Максимова, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1991. – 512 с.
9. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.

Интернет-ресурсы

<https://play.google.com/store/apps/details?id=de.ahlersheinel.solkane&hl=ru>

<http://www.chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf>

Коротков Владимир Александрович
Татаренко Юлия Валентиновна
Данилов Михаил Михайлович

**РАСЧЕТ ОСЕВОГО
ХОЛОДИЛЬНОГО ДЕТАНДЕРА**
Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Титульный редактор
Е.О. Трусова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

*Печатается
в авторской редакции*

Подписано в печать 28.12.2015. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 1,86. Печ. л. 2,0. Уч.-изд. л. 1,75
Тираж 50 экз. Заказ № С 111

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

