

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

А. А. ГАВРИЛОВ А. Ю. АБАЛЯЕВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДЛЯ НАДДУВА
ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебное пособие

Издание 2-е, исправленное и дополненное



Владимир 2022

УДК 621.43.052

ББК 31.365.6

Г12

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
профессор кафедры строительных и дорожных машин
Нижегородского государственного технического университета
им. Р. Е. Алексеева
Ю. И. Молев

Доктор технических наук, доцент, старший научный сотрудник
специалист по сертификации АО «Камешковский механический завод»
А. Р. Кульчицкий

Гаврилов, А. А. Проектирование турбокомпрессоров для
Г12 наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. по-
сobie / А. А. Гаврилов, А. Ю. Абаляев ; Владим. гос. ун-т им.
А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Изд. 2-е, испр. и доп. – Владимир :
Изд-во ВлГУ, 2022. – 100 с. – ISBN 978-5-9984-1662-0.

Изложена последовательность газодинамического расчета компрессора и турбины агрегата наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания для режимов максимального крутящего момента и номинальной мощности. Приведены рекомендации по выбору параметров, зависимостей, а также критерии оценки получаемых результатов. Рассмотрены вопросы профилирования рабочего колеса компрессора в меридиональной плоскости и согласования характеристик компрессора и двигателя.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.03 – Энергетическое машиностроение.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Табл. 6. Ил. 4. Библиогр.: 9 назв.

УДК 621.43.052

ББК 31.365.6

ISBN 978-5-9984-1662-0

© Гаврилов А. А.,
Абаляев А. Ю., 2022

ВВЕДЕНИЕ

Наддув поршневых двигателей внутреннего сгорания – один из способов повышения их удельных показателей. Учебная дисциплина «Агрегаты наддува» включает изучение способов наддува, принципа действия агрегатов наддува, устройства объемных нагнетателей и центробежных компрессоров, основ теории лопаточных машин, совместной работы двигателя, турбины и компрессора, способов регулирования наддува.

Для наддува автотракторных четырехтактных двигателей чаще всего применяют турбокомпрессоры с центробежным компрессором, радиально-осевой турбиной (ТКР) и консольным расположением рабочих колес.

Параметры проточных частей компрессора и турбины, определяющие расход рабочего тела и их адиабатные работы, взаимосвязаны с параметрами, характеризующими уровень форсирования двигателя внутреннего сгорания. В качестве расчетного для автомобильных и других транспортных двигателей принимается режим максимального крутящего момента по внешней скоростной характеристике, а для тракторных и стационарных двигателей – режим номинальной мощности.

Выполнение практических расчетов турбокомпрессоров, разработка их конструкции позволят студентам приобрести навыки выбора агрегата наддува на этапе проектирования поршневого двигателя. Вариант расчета турбокомпрессора изложен применительно к настройке газотурбинного наддува на режим максимального крутящего момента. Методика поверочного расчета газодинамических параметров турбокомпрессора предполагает широкое использование основ теории подобия, статистических отношений и эмпирических зависимостей. Для большей наглядности алгоритм расчета сопровождается числовыми примерами.

В учебном пособии приведены последовательность выполнения курсового проекта, требования к оформлению графической части и пояснительной записки, а также необходимый минимум табличного и иллюстративного материала.

Издание дополнено разделом по профилированию рабочего колеса компрессора в меридиональной плоскости. Полученные результаты используются при построении продольного разреза агрегата наддува.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВС И ТУРБОКОМПРЕССОРА

В комбинированных двигателях с газовой связью основными параметрами, определяющими совместную работу двигателя и агрегата наддува, являются степень повышения давления в компрессоре π_k и расход воздуха G_k . Их можно определить двумя методами.

1.1. Метод приближенного расчета π_k и G_k

Для автотранспортных двигателей важным показателем является приспособляемость, которая обычно у бензиновых двигателей выше, чем у дизелей. Указанный показатель оценивается коэффициентом приспособляемости K , представляющим отношение максимального крутящего момента к моменту на номинальном режиме

$$K = \frac{M_{e_{max}}}{M_e}$$

При применении турбонаддува приспособляемость двигателя обычно снижается. С целью ее сохранения настройка турбокомпрессора автотранспортного двигателя осуществляется на режим максимального крутящего момента.

Определение параметров турбонаддува автотранспортного двигателя, настраиваемого на режим максимального крутящего момента, осуществляется согласно изложенной ниже методике.

1.1.1. Давление окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа, температура $T_0 = 298$ К (ГОСТ 14846-80 и ГОСТ 18509-88).

При расчете турбокомпрессора, устанавливаемого на двигатели, эксплуатируемые в высокогорных условиях, параметры окружающей среды могут приниматься по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Давление окружающей среды

Высота над уровнем моря, м	0	1000	2000	3000	4000
p_0 , МПа	0,1013	0,0900	0,0795	0,0700	0,0620

1.1.2. Крутящий момент на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента:

$$M_e = \frac{9550 N_e}{n} = \frac{9550 \cdot 154}{2600} = 565,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$
$$M_{e_{max}} = M_e K = 565,6 \cdot 1,124 = 636 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1.1.3. Максимальный крутящий момент и эффективная мощность двигателя с наддувом на режиме максимального крутящего момента:

максимальный крутящий момент:

$$M_{eHmax} = \lambda M_{emax} = 1,5 \cdot 636 = 954 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

мощность на режиме максимального крутящего момента:

$$N_H = \frac{M_{eHmax} n_m}{9550} = \frac{954 \cdot 1500}{9550} = 150 \text{ кВт},$$

где $n_m = K_n n$ – частота вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента.

$$n_m = K_n n = 0,578 \cdot 2600 = 1500 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда крутящий момент двигателя с наддувом на номинальном режиме составит

$$M_{eH} = \frac{M_{eHmax}}{K} = \frac{954}{1,124} = 848 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а номинальная мощность двигателя с наддувом будет равна соответственно

$$N_{eH} = \frac{M_{eH} n}{9550} = \frac{848 \cdot 2600}{9550} = 231 \text{ кВт}.$$

1.1.4. Ориентировочное давление наддува

$$p_{кор} = p_0 + \xi_T (\lambda - 1).$$

Коэффициент $\xi_T = 0,08 \dots 0,13$. Для четырехтактных двигателей принимаются меньшие значения. С увеличением частоты вращения коленчатого вала величина ξ_T уменьшается.

Принимаем для режима максимального крутящего момента $\xi_T = 0,105$, а номинального – $\xi_T = 0,120$.

м)

$$p_{кор} = 0,1000 + 0,105(1,5 - 1) = 0,1525 \text{ МПа};$$

н)

$$p_{кор} = 0,1000 + 0,120(1,5 - 1) = 0,1600 \text{ МПа}.$$

В дальнейшем вычисление параметров для режима максимального крутящего момента будет выделяться меткой «м)», а номинального режима (максимальной мощности) - «н)».

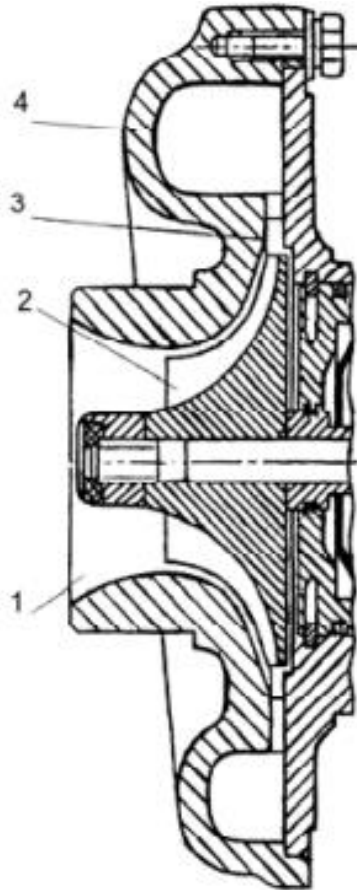


Рис. 1.1. Центробежный компрессор с безлопаточным диффузором:
 1 – входной патрубок; 2 – рабочее колесо; 3 – безлопаточный диффузор;
 4 – улитка

1.1.5. Параметры воздуха на входе в компрессор: температура воздуха перед впускным патрубком обычно принимается $T_a^* \approx T_0 = 298 \text{ К}$, а давление $p_a^* = p_0 - \Delta p_{\text{вс}}$, где T_a^*, p_a^* – температура и давление заторможенного потока на входе в патрубок.

Потери давления на всасывании (в воздушном фильтре, глушителе шума и т. п.) принимаются по данным прототипа, а при их отсутствии – по статистическим данным. На выполненных конструкциях $\Delta p_{\text{вс}} = 0,002 \dots 0,005 \text{ МПа}$. Принимаем $\Delta p_{\text{вс}} = 0,003 \text{ МПа}$. Тогда:

$$p_a^* = 0,1000 - 0,0030 = 0,0970 \text{ МПа.}$$

1.1.6. Параметры воздуха на выходе из компрессора (из улитки):

В первом приближении принимаем с учетом потерь во впускной системе комбинированного двигателя

$$p'_k = p_{\text{кор}} + \Delta p_k.$$

Потери во впускной системе обычно находятся на уровне $\Delta p_k = 0,001 \dots 0,002 \text{ МПа}$. При наличии охладителя наддувочного воздуха

(ОНВ) потери увеличиваются до $\Delta p_k = 0,005 \dots 0,006$ МПа. Принимаем $\Delta p_k = 0,005$ МПа. Тогда:

давление наддува:

м)

$$p'_k = 0,1525 + 0,002 = 0,1545 \text{ МПа};$$

н)

$$p'_k = 0,1600 + 0,002 = 0,1620 \text{ МПа};$$

степень повышения давления в компрессоре:

м)

$$\pi'_k = \frac{p'_k}{p_a^*} = \frac{0,1545}{0,0970} = 1,593;$$

н)

$$\pi'_k = \frac{p'_k}{p_a^*} = \frac{0,1620}{0,0970} = 1,670.$$

1.1.7. Удельный эффективный расход топлива двигателя без наддува:

м)

$$g_{e_m} = (1,02 \dots 1,05) g_{e_{min}};$$

н)

$$g_e = (1,05 \dots 1,10) g_{e_{min}}.$$

Так как экономичность двигателя с турбонаддувом выше, чем безнаддувного двигателя, то, при отсутствии ВСХ допустимо принять

$$g_{e_m} \approx g_e \approx g_{e_{min}} = 224 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Также можно принять значения удельного эффективного расхода топлива из теоретического расчета цикла двигателя, выполняемого, например, в курсовых проектах по дисциплинам «Теория рабочего процесса поршневых двигателей» или «Динамика двигателей внутреннего сгорания».

1.1.8. Часовой расход топлива:

м)

$$G_T = g_{e_m} \frac{N_{e_m}}{1000} = 224 \cdot \frac{150}{1000} = 33,6 \text{ кг/ч};$$

н)

$$G_T = g_e \frac{N_e}{1000} = 224 \cdot \frac{231}{1000} = 51,7 \text{ кг/ч}.$$

1.1.9. Часовой расход воздуха.

Для определения массового расхода воздуха G_B необходимо выбрать коэффициент избытка воздуха α при работе двигателя с наддувом. Ориентировочные сведения (по статистическим данным) приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

*Коэффициент избытка воздуха в двигателях с турбонаддувом
на номинальном режиме*

Конструктивные особенности	α
Дизели	
неразделенные камеры сгорания	1,5...2,0
разделенные камеры сгорания	1,3...1,5
Бензиновые двигатели	
неразделенные камеры сгорания	0,85...1,1
разделенные камеры сгорания	0,80...1,0
с форкамерно-факельным зажиганием	до 1,3

Увеличение α несколько уменьшает мощность двигателя, но при этом снижается его тепловая напряженность.

Принимаем на номинальном режиме $\alpha = 1,6$.

На режиме максимального крутящего момента коэффициент избытка воздуха имеет несколько меньшие значения. Согласно статистическим данным:

для дизелей $\alpha_M = (0,87 \dots 0,94)\alpha$;

для бензиновых двигателей $\alpha_M = (0,97 \dots 0,99)\alpha$.

Принимаем $\alpha_M = 0,94\alpha = 0,94 \cdot 1,6 = 1,5$.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива среднего состава составляет:

дизельное топливо $L_0 = 14,53 \frac{\text{кг.возд.}}{\text{кг.топл}}$;

бензин $L_0 = 15,1 \frac{\text{кг.возд.}}{\text{кг.топл}}$.

Часовой расход воздуха двигателем равен

м)

$$G_B = \alpha_M L_0 G_T = 1,5 \cdot 14,53 \cdot 33,6 = 732 \text{ кг/ч};$$

н)

$$G_B = \alpha L_0 G_T = 1,6 \cdot 14,53 \cdot 51,7 = 1202 \text{ кг/ч.}$$

1.1.10. Секундный расход воздуха через компрессор:

м)

$$G_K = G_B / 3600 = 732 / 3600 = 0,203 \text{ кг/с;}$$

н)

$$G_K = 1202 / 3600 = 0,334 \text{ кг/с;}$$

При необходимости расход воздуха через компрессор переводится в объёмные единицы:

$$V_K = \frac{G_K}{\rho_a}, \text{ м}^3/\text{с},$$

или

$$V_K = 60 \frac{G_K}{\rho_a}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где ρ_a – плотность воздуха на входе в компрессор (см. пп.2.1.2), кг/м^3 .

1.1.11. Параметры проектируемого турбокомпрессора должны соответствовать полученным значениям G_K и π_K . Расход воздуха на режиме максимального крутящего момента должен находиться на универсальной характеристике компрессора в зоне наибольших значений адиабатического КПД $\eta_{\text{кад}}$. При этом снижение КПД на номинальном режиме желательно иметь наименьшим.

1.2. Метод расчёта циклов двигателя на двух режимах

Для использования этого метода необходимо определить мощность двигателя с наддувом по уравнению $N_{e_H} = N_e \lambda$. Затем выполнить серию расчетов цикла двигателя на номинальном режиме при различных степенях повышения давления в компрессоре π_K . Определить необходимое для достижения заданной мощности значение π_K можно построив график зависимости $N_{e_H} = f(\pi_K)$.

Нахождение π_K на режиме максимального крутящего момента проводится аналогично.

2. РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Расчетная схема компрессора с лопаточным диффузором приведена на рис. 2.1. При анализе движения воздуха в центробежном компрессоре принято рассматривать следующие скорости:

- на входе в рабочее колесо на среднем диаметре:
 - u_1 – окружная;
 - w_1 – относительная;
 - c_1 – абсолютная;
 - c_{1a} – проекция c_1 на ось колеса $c_{1a} = c_1 \cos \alpha_1$;
 - c_{1m} – меридиональная скорость - проекция осевой составляющей c_{1a} на касательную к средней линии меридионального сечения межлопаточного канала. $c_{1m} = c_{1a} \cos \phi$. В большинстве выполненных конструкций компрессоров $c_{1m} \approx c_{1a} \approx c_1$;
- на выходе из рабочего колеса:
 - u_2 – окружная;
 - w_2 – относительная;
 - c_2 – абсолютная.
 - c_{2u} – проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости (окружная составляющая);
 - c_{2r} – проекция абсолютной скорости на радиус рабочего колеса (радиальная составляющая).

Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные для расчёта центробежного компрессора

Показатели	Режимы работы по скоростной характеристике	
	$M_{e_{max}}$	N_e
Расход воздуха, G_k , кг/с	0,203	0,334
Давление на входе в компрессор, p_a , МПа	0,0970	0,0970
Давление на выходе из компрессора, p_k , МПа	0,1545	0,1620
Степень повышения давления, π_k	1,593	1,670

При проверочном расчете компрессоров широко используются безразмерные величины:

- отношения геометрических размеров деталей к наружному диаметру рабочего колеса D_2 (рис. 2.1);
- отношение скоростей движения воздуха в проточных частях компрессора к окружной скорости на наружном диаметре колеса u_2 .

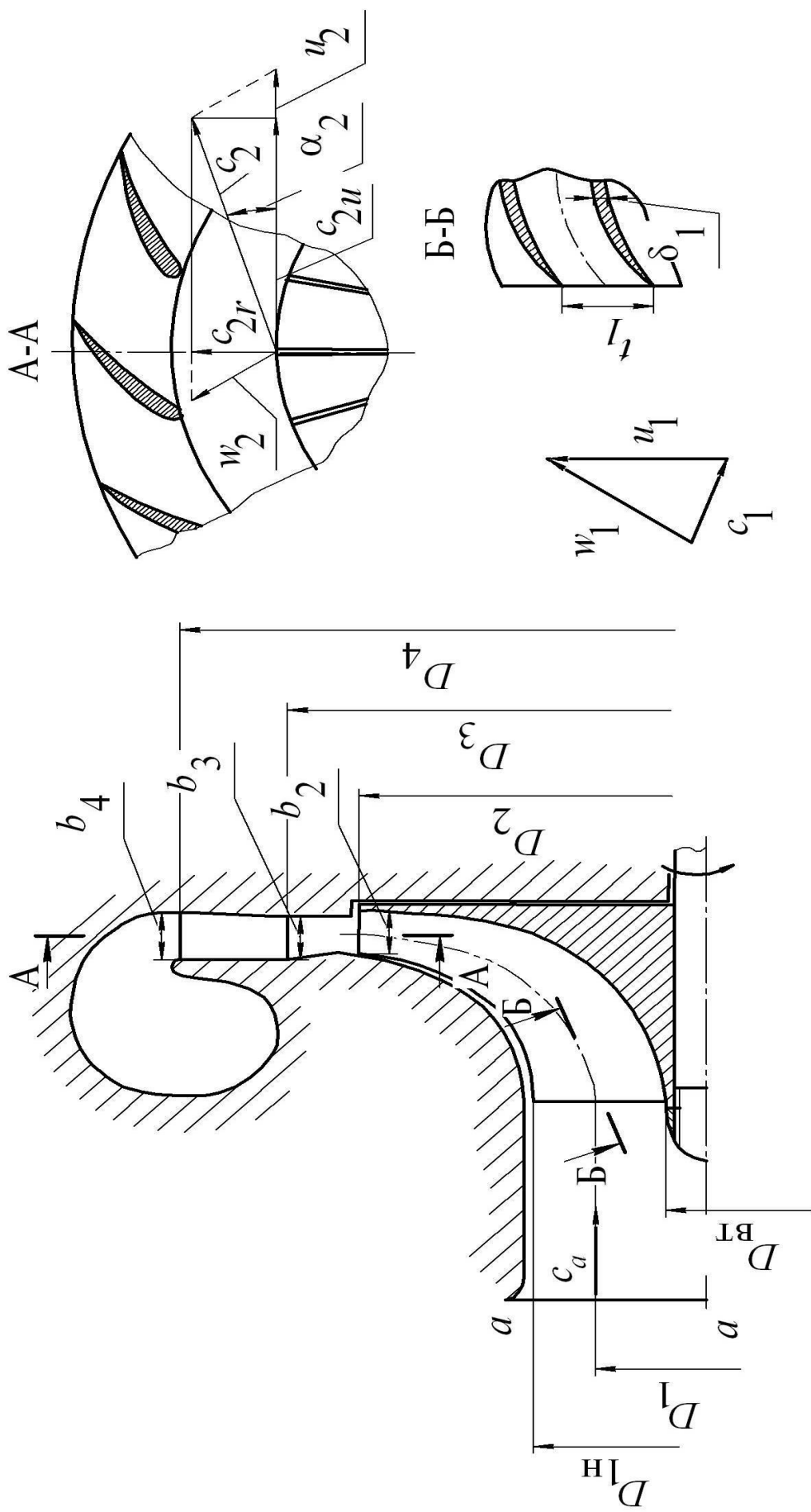


Рис. 2.1. Расчетная схема центробежного компрессора с лопаточным диффузором

Поэтому, на первом этапе расчета турбокомпрессора желательно определить, хотя бы в первом приближении, значения D_2 и u_2 , которые в последующем уточняются.

2.1. Предварительное определение основных параметров компрессора

2.1.1. Удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре

$$H_{\text{к.ад}} = \frac{k}{k-1} RT_a \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

м)

$$H_{\text{к.ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298 \left(1,593^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 42593 \text{ Дж/кг};$$

н)

$$H_{\text{к.ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298 \left(1,670^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 47236 \text{ Дж/кг},$$

где $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ – газовая постоянная воздуха; $k = 1,4$ – показатель адиабаты сжатия в компрессоре.

2.1.2. Плотность воздуха на входе (по параметрам окружающей среды)

$$\rho_a = \rho_0 = \frac{3480 p_0}{T_0} = \frac{3480 \cdot 0,10}{298} = 1,1678 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2.1.3. Ориентировочное значение окружной скорости на наружном диаметре рабочего колеса определяется по эмпирической формуле

$$u'_2 = (\pi_k + 1)100$$

м)

$$u'_2 = (1,593 + 1)100 = 259,3 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$u'_2 = (1,670 + 1)100 = 267,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.1.4. Осевая скорость воздуха перед колесом в сечении Б-Б

$$c_{1a} = \bar{c}_m u'_2,$$

где относительная скорость $\bar{c}_m = c_m / u_2$ на серийных ТКР находится в пределах $\bar{c}_m = 0,2 \dots 0,4$.

Тогда, диапазоны изменения скорости

м)

$$c_{1a} = (0,2 \dots 0,4)259,3 = 51,9 \dots 103,7 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{1a} = (0,2 \dots 0,4)264 = 53,4 \dots 106,8 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

2.1.5. Площадь сечения на входе в колесо, удовлетворяющая скоростям c_{1a} , должна находиться в пределах:

м)

$$F_1 = \frac{G_k}{\rho_a c_{1a}} = \frac{0,203}{1,1678 \cdot (51,9 \dots 103,7)} = (0,00335 \dots 0,00168) \text{ м}^2;$$

н)

$$F_1 = \frac{0,334}{1,1678 \cdot (53,4 \dots 106,8)} = (0,00536 \dots 0,00268) \text{ м}^2.$$

Площадь сечения F_1 , обеспечивающая работу компрессора на обоих режимах работы двигателя, должна находиться в диапазоне

$$F_1 = (0,00268 \dots 0,00335) \text{ м}^2.$$

2.1.6. Наружный диаметр колеса на входе $D_{1н}$, с учётом втулки, определяется по формуле

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_{1н}^2 - D_{вт}^2) = \frac{\pi D_{1н}^2}{4} (1 - \bar{D}_{вт}^2)$$

Откуда

$$D_{1н} = \sqrt{\frac{4F_1}{(1 - \bar{D}_{вт}^2)\pi}}$$

где $D_{вт}$ - диаметр втулки; $\bar{D}_{вт}$ - относительный диаметр втулки.

Для получения приемлемой формы лопаточной решётки в корневом сечении рекомендуется принимать $\bar{D}_{вт} \geq 0,3$. Принимаем $\bar{D}_{вт} = 0,3$.

Тогда для выбранного диапазона F_1 значение $D_{1н}$ находится в пределах:

$$D_{1н} = \sqrt{\frac{4(0,00268 \dots 0,00335)}{3,14(1 - 0,3^2)}} = (0,0613 \dots 0,0685) \text{ м}.$$

Принимаем $D_{1н} = 0,068 \text{ м} = 68 \text{ мм}$.

Диаметр втулки: $D_{вт} = 0,3 \cdot 68 = 20,4 \text{ мм}$.

Принимаем $D_{вт} = 20 \text{ мм}$.

2.1.7. Наружный диаметр рабочего колеса на выходе

$$D_2 = \frac{D_{1н}}{\bar{D}_{1н}}$$

где $\bar{D}_{1н} = \frac{D_{1н}}{D_2}$ – относительный наружный диаметр колеса компрессора на входе.

На выполненных конструкциях турбокомпрессоров $\bar{D}_{1н} = 0,55 \dots 0,70$.

Диаметр колеса на выходе должен быть в пределах:

$$D_2 = \frac{68}{(0,55 \dots 0,70)} = (123,6 \dots 97,1) \text{ мм.}$$

В соответствии с ТУ 108.1170-83 принимаем $D_2 = 110$ мм и $D_{1н} = 68$ мм.

Проверяем принятые размеры по рекомендуемым соотношениям и при необходимости корректируем их

$$\begin{aligned} \bar{D}_{1н} &= \frac{68}{110} = 0,62; & [\bar{D}_{1н}] &= 0,55 \dots 0,70; \\ \bar{D}_{вт} &= \frac{D_{вт}}{D_2} = \frac{20}{110} = 0,18 & [\bar{D}_{вт}] &= 0,2 \dots 0,3. \end{aligned}$$

Окончательно принимаем $D_{вт} = 0,2 \cdot 110 = 22$ мм.

2.1.8. По табл. 2.2 для компрессора с лопаточным диффузором принимаем коэффициент напора $\bar{H}_к = 0,65$.

Таблица 2.2

Коэффициент напора

Наружный диаметр колеса компрессора D_2 , мм	Коэффициент напора $\bar{H}_к = \frac{H_к}{u_2^2}$	
	Безлопаточный диффузор	Лопаточный диффузор
40 ... 70	0,450...0,580	–
70...110	0,575...0,625	0,620...0,650
140...180	0,610...0,640	0,650...0,675
230...300	0,625...0,660	0,675...0,710
340...380	0,650...0,675	0,690...0,725

2.1.9. Уточняем значение окружной скорости по формуле

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_{к.ад}}{\bar{H}_к}};$$

м)

$$u_2 = \sqrt{\frac{42593}{0,65}} = 256 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$u_2 = \sqrt{\frac{47236}{0,65}} = 270 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.1.10. Проверяем правильность выбора D_2 и u_2 по условному коэффициенту расхода

$$\Phi = \frac{G_k}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \rho_a};$$

м)

$$\Phi = \frac{0,203}{\frac{3,14}{4} \cdot 0,11^2 \cdot 256 \cdot 1,1678} = 0,0715;$$

н)

$$\Phi = \frac{0,334}{\frac{3,14}{4} \cdot 0,11^2 \cdot 270 \cdot 1,1678} = 0,1115.$$

Коэффициент расхода на выполненных конструкциях $\Phi = 0,045 \dots 0,150$. Предпочтительно иметь $\Phi = 0,075 \dots 0,095$. Для центробежных рабочих колес значения Φ менее 0,065 и более 0,12 нежелательны. Таким образом, принятые значения $D_2 = 110$ мм и $u_2 = 256$ м/с обеспечивают близкие к наилучшим показатели двигателя с наддувом на режиме максимального крутящего момента.

2.2. Входной патрубок

2.2.1. Скорость потока воздуха в сечении А-А (рис. 2.1)

$$c_a = \bar{c}_a u_2,$$

где $\bar{c}_a = c_a / u_2 = 0,20 \dots 0,40$.

Принимаем $\bar{c}_a = 0,22$, тогда

м)

$$c_a = 0,22 \cdot 256 = 56 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_a = 0,22 \cdot 270 = 59 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Значение абсолютной скорости потока воздуха на входе в рабочее колесо компрессора должно лежать в пределах $50 \frac{\text{м}}{\text{с}} \leq c_a \leq 100 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.
Условие выполняется.

2.2.2. Статическое давление

$$p_a = p_a^* - \rho_a \frac{c_a^2}{2} \cdot 10^{-6};$$

м)

$$p_a = 0,097 - 1,1678 \frac{56^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0952 \text{ МПа};$$

н)

$$p_a = 0,097 - 1,1678 \frac{59^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0950 \text{ МПа}.$$

2.2.3. Статическая температура при $T_a^* \approx T_0 = 298 \text{ К}$:

м)

$$T_a = T_a^* - \frac{c_a^2}{2c_p} = 298 - \frac{56^2}{2 \cdot 1006,3} = 296,4 \approx 296 \text{ К};$$

н)

$$T_a = 298 - \frac{59^2}{2 \cdot 1006,3} = 296,3 \approx 296 \text{ К},$$

где $c_p \approx 1006,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – изобарная теплоёмкость воздуха при температуре $t_0 = 25^\circ\text{C}$.

2.3. Рабочее колесо компрессора

2.3.1. Меридиональная скорость воздуха перед колесом:

– площадь входного сечения

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_{1н}^2 - D_{вт}^2) = \frac{3,14}{4} (0,068^2 - 0,022^2) = 0,00325 \text{ м}^2;$$

– скорости

м)

$$c_m = \frac{G_k}{F_1 \rho_a} = \frac{0,203}{0,00325 \cdot 1,1678} = 53,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_m = \frac{0,334}{0,00325 \cdot 1,1678} = 88,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Относительная скорость:

м)

$$\bar{c}_m = \frac{c_m}{u_2} = \frac{53,5}{256} = 0,209;$$

н)

$$\bar{c}_m = \frac{88,0}{270} = 0,326.$$

Рекомендуемые значения $[\bar{c}_m] = 0,2 \dots 0,4$. Таким образом, для обоих режимов обеспечивается вход воздуха на рабочее колесо с минимальными потерями.

2.3.2. Давление

$$p_1 = p_a - \rho_a \frac{c_m^2}{2} \cdot 10^{-6};$$

м)

$$p_1 = 0,0952 - 1,1678 \frac{53,5^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0935 \text{ МПа};$$

н)

$$p_1 = 0,0933 - 1,1678 \frac{88,0^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0905 \text{ МПа}.$$

2.3.3. Температура

м)

$$T_1 = T_a - \frac{c_m^2}{2c_p} = 298 - \frac{53,5^2}{2 \cdot 1006,3} \approx 295 \text{ К};$$

н)

$$T_1 = 298 - \frac{88,0^2}{2 \cdot 1006,3} \approx 292 \text{ К}.$$

2.3.4. Плотность воздуха

м)

$$\rho_1 = \frac{3480 p_1}{T_1} = \frac{3480 \cdot 0,0935}{297,4} = 1,1030 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_1 = \frac{3480 \cdot 0,0905}{296,6} = 1,0786 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2.3.5. Средний диаметр колеса на входе (окружности, делящей площадь сечения F_1 пополам)

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_{1H}^2 + D_{BT}^2}{2}} = \sqrt{\frac{68^2 + 22^2}{2}} = 50,5 \text{ мм}.$$

относительный диаметр

$$\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_2} = \frac{50,5}{110,0} = 0,459.$$

2.3.6. Выбираем число лопаток колеса. У выполненных конструкций компрессоров ТКР число лопаток на выходе $Z_2 = 12 \dots 30$. Меньшие значения для колес с малыми диаметрами D_2 . С целью уменьшения загромождения потока на входе и улучшения работы компрессора на нерасчетных режимах применяют двухъярусную решетку. Тогда $Z_1 = \frac{Z_2}{2}$. Для рассчитываемого колеса компрессора принимаем на входе $Z_1 = 9$, а на выходе $Z_2 = 18$.

2.3.7. Направления относительной скорости на входе в колесо на режиме максимального крутящего момента:

$$\beta_{1н} = \arctg \frac{c_m}{u_2 \bar{D}_{1н}} = \arctg \frac{53,5}{256 \cdot 0,62} = \arctg 0,33707 = 18^\circ 37';$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_m}{u_2 \bar{D}_1} = \arctg \frac{53,5}{256 \cdot 0,459} = \arctg 0,45530 = 24^\circ 28';$$

$$\beta_{вт} = \arctg \frac{c_m}{u_2 \bar{D}_{вт}} = \arctg \frac{53,5}{256 \cdot 0,2} = \arctg 1,04492 = 46^\circ 15'.$$

2.3.8. Направление входных кромок проектируем для режима максимального крутящего момента:

$$\beta_{л1н} = \beta_{1н} + \varphi_{1н} = 18^\circ 37' + 1^\circ 23' = 20^\circ;$$

$$\beta_{л1} = \beta_1 + \varphi_1 = 24^\circ 28' + 1^\circ 32' = 26^\circ;$$

$$\beta_{л.вт} = \beta_{вт} + \varphi_0 = 46^\circ 15' + 1^\circ 45' = 48^\circ,$$

где $\varphi \approx 1^\circ \dots 3^\circ$ – угол атаки.

2.3.9. Толщина лопаток на входе $\delta_1 = (0,005 \dots 0,015)D_2$. Большие значения принимаются для колёс меньшего размера. Толщина лопаток δ от втулки к периферии несколько уменьшается.

Для рассчитываемого турбокомпрессора $\delta_1 = 0,55 \dots 1,65$ мм. Принимаем $\delta_1 = 1,0$ мм, $\delta_{1н} = 0,8$ мм, $\delta_{вт} = 1,2$ мм.

2.3.10. Коэффициент стеснения потока лопатками:

$$\tau_{1н} = 1 - \frac{\delta_{1н} Z_1}{\pi D_2 \bar{D}_{1н} \sin \beta_{л1н}} = 1 - \frac{0,0008 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,11 \cdot 0,62 \cdot \sin 20^\circ} = 0,902;$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 Z_1}{\pi D_2 \bar{D}_1 \sin \beta_1} = 1 - \frac{0,0010 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,11 \cdot 0,459 \cdot \sin 26^\circ} = 0,871;$$

$$\tau_{вт} = 1 - \frac{\delta_{вт} Z_1}{\pi D_2 \bar{D}_{вт} \sin \beta_{л.вт}} = 1 - \frac{0,0012 \cdot 7}{3,14 \cdot 0,11 \cdot 0,21 \cdot \sin 48^\circ} = 0,790,$$

где $D_2 = 0,11$ м.

2.3.11. Коэффициент сжатия во входном сечении:

м)

$$\varepsilon_1 = \frac{\rho_1}{\rho_a} = \frac{1,1030}{1,1678} = 0,9445;$$

н)

$$\varepsilon_1 = \frac{1,0786}{1,1678} = 0,9236.$$

Значение коэффициента сжатия должно лежать в диапазоне $\varepsilon_1 \approx 0,85 \dots 0,95$.

2.3.12. Относительный диаметр входа, обеспечивающий минимум относительной скорости в горле межлопаточных каналов на диаметре D_{1H} :

м)

$$\bar{D}_{1w \min} = \sqrt{\bar{D}_{BT}^2 + \sqrt[3]{\frac{2\Phi^2}{\varepsilon_1^2 \tau_{1H}^2}}} = \sqrt{0,20^2 + \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,0715^2}{0,9445^2 \cdot 0,902^2}}} = 0,531;$$

н)

$$\bar{D}_{1w \min} = \sqrt{0,21^2 + \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,1115^2}{0,9236^2 \cdot 0,902^2}}} = 0,608.$$

Должно быть $\bar{D}_{1H} \geq \bar{D}_{1w \min}$. Невыполнение этого условия приводит к увеличению гидравлических потерь и снижению КПД компрессора. В данном расчете:

м) $0,62 > 0,531$; н) $0,62 > 0,608$.

При невыполнении условия, для уменьшения $\bar{D}_{1w \min}$, целесообразно снизить расход воздуха путем уменьшения коэффициента избытка воздуха α , увеличить наружный диаметр колеса компрессора или изменить другие параметры.

2.3.13. Относительная скорость на входе на наружном и среднем диаметре

м)

$$W_{1H} = \sqrt{\left(\frac{c_m}{\tau_{1H}}\right)^2 + (\bar{D}_{1H} \cdot u_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{53,5}{0,902}\right)^2 + (0,62 \cdot 256)^2} =$$

$$= 169,4 \approx 169 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_1 = \sqrt{\left(\frac{c_m}{\tau_1}\right)^2 + (\bar{D}_1 \cdot u_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{53,5}{0,871}\right)^2 + (0,459 \cdot 256)^2} =$$

$$= 132,6 \approx 133 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$W_{1H} = \sqrt{\left(\frac{88,0}{0,902}\right)^2 + (0,62 \cdot 270)^2} = 193,7 \approx 194 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_1 = \sqrt{\left(\frac{88,0}{0,871}\right)^2 + (0,459 \cdot 270)^2} = 159,9 \approx 160 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.3.14. Максимальное число Маха:

м)

$$M_{1w} = \frac{W_{1H}}{\sqrt{kRT_1}} = \frac{169}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 295}} = 0,491;$$

н)

$$M_{1w} = \frac{194}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 292}} = 0,566$$

Значение M_{1w} должно быть меньше 0,85. При $M_{1w} > 0,85$ к профилированию лопаток предъявляются особые требования, учитывающие околосвуковые скорости потока.

2.3.15. Абсолютная скорость и коэффициент расхода на входе в колесо с учётом стеснения:

$$\text{м)} \quad c_1 = \frac{c_m}{\tau_1} = \frac{53,5}{0,871} = 61,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad \varphi_1 = \frac{c_1}{u_2} = \frac{61,4}{256} = 0,240;$$

$$\text{н)} \quad c_1 = \frac{88,0}{0,871} = 101 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad \varphi_1 = \frac{101}{270} = 0,374.$$

2.3.16. Радиальная составляющая скорости на выходе из колеса с учётом стеснения:

м)

$$c_{2r} = (0,7 \dots 1,1)c_1 = (0,7 \dots 1,1) \cdot 61,4 = (42,98 \dots 67,54) \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем, с учетом c_1 , скорость $c_{2r} = 65 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

н)

$$c_{2r} = (0,7 \dots 1,1) \cdot 101 = (70,7 \dots 111,1) \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем на номинальном режиме $c_{2r} = 90 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Выбор требуемой величины скорости потока на выходе необходимо проводить с учётом величины условного коэффициента расхода (п. 2.3.17).

2.3.17. Условный коэффициент расхода на выходе:

м)

$$\varphi_2 = \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{65}{256} = 0,254;$$

н)

$$\varphi_2 = \frac{90}{270} = 0,333$$

Рекомендуемые значения условного коэффициента расхода для вариантов компрессора:

- с безлопаточным диффузором $\varphi_2 = 0,30 \dots 0,38$;
- с лопаточным диффузором $\varphi_2 = 0,25 \dots 0,34$.

Условие выполняется для компрессора с лопаточным диффузором.

2.3.18. Коэффициент уменьшения теоретического напора:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_2} \cdot \frac{1}{1 - D_1^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{18} \cdot \frac{1}{1 - 0,459^2}} = 0,872.$$

2.3.19. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса:

м)

$$c_{2u} = \mu u_2 = 0,872 \cdot 256 = 223 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{2u} = 0,872 \cdot 270 = 235 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

2.3.20. Относительная и абсолютная скорости на выходе из колеса:

м)

$$W_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + [(1 - \mu)u_2]^2} = \sqrt{65^2 + [(1 - 0,872)256]^2} = 72,8 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{65^2 + 223^2} = 232 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

н)

$$W_2 = \sqrt{90^2 + [(1 - 0,872)270]^2} = 96 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

$$c_2 = \sqrt{90^2 + 235^2} = 252 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

2.3.21. Степень снижения скорости на выходе из колеса

м)

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{133}{72,8} = 1,827;$$

н)

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{160}{96} = 1,667.$$

Рекомендуемая величина отношения $\frac{W_1}{W_2} \leq 1,8$. Если $\frac{W_1}{W_2} > 1,8$ следует увеличить скорость c_{2r} .

На режиме максимального крутящего момента условие не выполняется. Принимаем $c_{2r} = 70 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ (см. пп. 2.3.16). Тогда

м)

$$\varphi_2 = \frac{70}{256} = 0,273;$$

$$W_2 = \sqrt{70^2 + [(1 - 0,872)256]^2} = 77,3 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

$$c_2 = \sqrt{70^2 + 223^2} = 234 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{133}{77,3} = 1,721.$$

Условие выполняется.

2.3.22. Потери напора:

– на входной кромке лопатки

$$Z_{r1} = \xi_1 \frac{W_1^2}{2},$$

где $\xi_1 = 0,1 \dots 0,3$ – коэффициент потерь в предкрылке.

Большие значения ξ_1 имеют место при меньших D_1 . Принимаем $\xi_1 = 0,2$.

м)

$$Z_{r1} = 0,2 \cdot \frac{133^2}{2} = 1769 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$Z_{r1} = 0,2 \cdot \frac{160^2}{2} = 2560 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

– в радиальной решетке

$$Z_{r2} = \frac{\xi_2}{2} \cdot \left(\frac{c_1 + c_{2r}}{2} \right)^2,$$

где $\xi_2 = 0,1 \dots 0,2$ – коэффициент местных потерь.

Принимаем $\xi_2 = 0,16$.

м)

$$Z_{r2} = \frac{0,16}{2} \cdot \left(\frac{61,4 + 70}{2} \right)^2 = 345 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$Z_{r2} = \frac{0,16}{2} \cdot \left(\frac{101 + 90}{2} \right)^2 = 730 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

– дисковые

$$Z_{rd} = \alpha_d \frac{u_2^2}{2},$$

где $\alpha_d = 0,03 \dots 0,08$ – коэффициент дискового трения.

Принимаем $\alpha_d = 0,04$ для режима максимального крутящего момента и $\alpha_d = 0,05$ для режима номинальной мощности.

м)

$$Z_{rd} = 0,04 \cdot \frac{256^2}{2} = 1311 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$Z_{rД} = 0,05 \cdot \frac{270^2}{2} = 1822 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

2.3.23. Температура воздуха за колесом:

м)

$$T_2^* = T_0 + \frac{(\mu + \alpha_d)u_2^2}{R \frac{k}{k-1}} = 298 + \frac{(0,872 + 0,04)256^2}{287 \frac{1,4}{1,4-1}} = 358 \text{ К};$$

$$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2R \frac{k}{k-1}} = 358 - \frac{234^2}{2 \cdot 287 \cdot \frac{1,4}{1,4-1}} = 331 \text{ К};$$

н)

$$T_2^* = 298 + \frac{(0,872 + 0,05) \cdot 270^2}{287 \cdot \frac{1,4}{1,4-1}} = 365 \text{ К};$$

$$T_2 = 365 - \frac{252^2}{2 \cdot 287 \cdot \frac{1,4}{1,4-1}} = 333 \text{ К}.$$

2.3.24. Показатель процесса сжатия в колесе:

$$\frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_{r1} + Z_{r2} + 0,5 \cdot Z_{rД}}{R(T_2 - T_1)};$$

м)

$$\frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{1769 + 345 + 0,5 \cdot 1311}{287(331 - 295)} = 3,23;$$

н)

$$\frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{2690 + 730 + 0,5 \cdot 1822}{287(333 - 292)} = 3,13.$$

2.3.25. Давление за колесом:

м)

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m_2}{m_2 - 1}} = 0,0935 \left(\frac{331}{295} \right)^{3,23} = 0,1356 \text{ МПа};$$

н)

$$p_2 = 0,0905 \left(\frac{333}{292} \right)^{3,13} = 0,1365 \text{ МПа}.$$

2.3.26. Плотность воздуха за колесом:

м)

$$\rho_2 = \frac{3480p_2}{T_2} = \frac{3480 \cdot 0,1356}{331} = 1,4256 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_2 = \frac{3480 \cdot 0,1365}{333} = 1,4265 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2.3.27. Необходимая высота лопаток на выходе:

$$b_{2л} = \frac{G_k}{(\pi D_2 - Z_2 \delta_{1н}) \rho_2 c_{2r}};$$

м)

$$b_{2л} = \frac{0,203}{(3,14 \cdot 0,11 - 18 \cdot 0,0008) 1,4256 \cdot 70} = 0,0061 \text{ м};$$

н)

$$b_{2л} = \frac{0,334}{(3,14 \cdot 0,11 - 18 \cdot 0,0008) 1,4265 \cdot 90} = 0,0079 \text{ м}.$$

Относительная высота лопаток:

м)

$$\bar{b}_{2л} = \frac{b_{2л}}{D_2} = \frac{0,0061}{0,11} = 0,055;$$

н)

$$\bar{b}_{2л} = \frac{0,0079}{0,11} = 0,072.$$

Допустимое значение относительной высоты лопаток на выходе должно лежать в диапазоне $\bar{b}_{2л} = 0,04 \dots 0,07$.

С учетом расхода воздуха на номинальном режиме принимаем $b_{2л} = 0,007 \text{ м} = 7 \text{ мм}$, относительная высота лопаток на выходе при этом составит $\bar{b}_{2л} = 0,064$.

2.3.28. Число Маха на выходе из колеса:

м)

$$M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}} = \frac{234}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 331}} = 0,642;$$

н)

$$M_2 = \frac{252}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 333}} = 0,689.$$

Должно выполняться условие $M_2 < 0,8$.

2.4. Профилирование рабочего колеса компрессора в меридиональной плоскости

2.4.1. Высота рабочего колеса компрессора (проточной части) равна:

$$L_k = (0,2 \dots 0,4)D_2 = (0,2 \dots 0,4)110 = 22 \dots 44 \text{ мм.}$$

Выбираем высоту рабочего колеса компрессора, равную $L_k = 30$ мм.

2.4.2. Угол наклона центраиды на входе в рабочее колесо компрессора:

$$\gamma = 0 \dots 5^\circ.$$

Принимаем $\gamma = 3^\circ$.

2.4.3. Угол наклона центраиды на выходе из рабочего колеса компрессора:

$$\xi = 0 \dots 5^\circ.$$

Принимаем $\xi = 5^\circ$.

2.4.4. Площадь проходного сечения проточной части рабочего колеса компрессора:

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{\pi(D_{1н}^2 - D_{вт}^2)}{4} \cos \gamma = \\ &= \frac{3,14(68^2 - 22^2)}{4} \cos 3^\circ = 3249,9 \cdot 0,9986 = 3245,4 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

2.4.5. Начальный диаметр центраиды (на входе):

$$D_{1сп} = \sqrt{D_{1н}^2 - \frac{2F_0}{\pi}} = \sqrt{68^2 - \frac{2 \cdot 3245,4}{3,14}} = 50,6 \text{ мм.}$$

2.4.6. Угол касательной к центраиде на выходе из рабочего колеса компрессора:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \arctg \left[\frac{D_2 - D_{1сп}}{2 \left(L_k - \frac{b_{2л}}{2} \right)} \right] - \xi = \arctg \left[\frac{110 - 50,6}{2 \left(30 - \frac{7}{2} \right)} \right] - 5^\circ = \\ &= \arctg 1,1208 - 5^\circ = 48^\circ 15' 36'' - 5^\circ = 43^\circ 15' 36''. \end{aligned}$$

2.4.7. Угол наклона оси центраиды:

$$\varphi_1 = 90^\circ - \gamma - \varphi_2 - \xi = 90^\circ - 3^\circ - 43^\circ 15' 36'' - 5^\circ = 38^\circ 44' 24''.$$

2.4.8. Длина оси центроиды:

$$L = \frac{L_k - \frac{b_{2л}}{2}}{\cos(\varphi_2 + \xi)} = \frac{30 - \frac{7}{2}}{\cos(43^\circ 15' 36'' + 5^\circ)} =$$

$$= \frac{26,5}{\cos 48^\circ 15' 36''} = \frac{26,5}{0,6658} = 39,8 \text{ мм.}$$

2.4.9. В качестве центроиды могут быть использованы различные кривые, например, кусочно-гладкие с участком в виде дуги окружности, лемниската, дуги параболы и гиперболы. Используем в качестве уравнения центроиды дугу параболы, обеспечивающую непрерывность первой производной. Уравнение центроиды (в локальных координатах) имеет вид:

$$y_c(x_c) = \frac{Bx_c + Cx_c^2}{Ax_c + 1}.$$

Коэффициенты уравнения центроиды:

$$B = \operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} 38^\circ 44' 24'' = 0,8023;$$

$$C = -\frac{B}{L} = -\frac{0,8023}{39,8} = -0,0202;$$

$$A = \frac{\frac{B}{-\operatorname{tg} \varphi_2} + 1}{L} = \frac{\frac{0,8023}{-\operatorname{tg} 43^\circ 15' 36''} + 1}{39,8} = \frac{\frac{0,8023}{-0,941} + 1}{39,8} = -0,0037.$$

2.4.10. Для построения центроиды разобьём её ось на 4...7 интервалов. Принимаем число интервалов разбиения $N = 4$. Тогда абсциссы центроиды можно вычислить по формуле

$$[x_c]_j = L \frac{j}{N}.$$

Результаты этого и последующих вычислений заносим в табл. 2.3. результаты вычисления абсцисс центроиды записываем в порядке убывания.

2.4.11. Вычисление ординат центроиды $[y_c]_j$ производится по уравнению центроиды (пп.2.4.9). Результаты вычислений заносятся в табл. 2.3.

2.4.12. Угол поворота центроиды относительно начала координат равен

$$\theta = 180^\circ - \varphi_2 - \xi = 180^\circ - 43^\circ 15' 36'' - 5^\circ = 131^\circ 44' 54''.$$

2.4.13. Координаты центроиды (относительно оси ротора турбокомпрессора) вычисляются по выражениям:

$$x = x_c \cos \theta + y_c \sin \theta + L_k - \frac{b_2}{2};$$

$$y = -x_c \sin \theta + y_c \cos \theta + \frac{D_2}{2}.$$

Результаты вычислений заносятся в табл. 2.3.

2.4.14. Производная уравнения центроиды имеет вид:

$$y'_c(x_c) = \frac{B + C x_c (2 + A x_c)}{(1 + A x_c)^2}.$$

Вычисленные значения производной для узловых точек центроиды, кроме первой и последней) необходимо занести в табл. 2.3.

2.4.15. Углы наклона касательной к центроиде в узловых точках вычисляются по выражению (вычисления проводятся для всех точек центроиды, кроме первой и последней) заносятся в табл. 2.3:

$$\psi_c = \arctg y'.$$

2.4.16. Угол наклона нормали к центроиде (для всех узловых точек, кроме первой и последней) вычисляется по выражению:

$$\psi = 270^\circ + \psi_c - \theta.$$

Для первой точки принимаем угол нормали к центроиде, равным 90° , а последней – 0° (180°). Значения заносятся в табл. 2.3.

При построении меридионального сечения рабочего колеса компрессора угол ψ откладывается от положительного направления оси абсцисс.

2.4.17. Длина центроиды. Для нахождения длины дуги произвольной кривой необходимо вычислить интеграл

$$L_c = \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} \sqrt{1 + y'_c(x_c)^2} dx_c.$$

Для этого можно воспользоваться квадратурной формулой Симпсона

$$L_c(x_c) = \frac{x_c}{6} \left[f(0) + 4f\left(\frac{x_c}{2}\right) + f(x_c) \right],$$

где $f(x_c) = \sqrt{1 + y'_c(x_c)^2}$; y'_c вычисляется по формуле пп. 2.4.14.

Окончательно, длину участка центроиды от её начала до узловой точки определим по формуле

$$L = \max(L_c) - [L_c]_j.$$

Результаты вычисления занесем в табл. 2.3.

2.4.18. Длина участка постоянной площади по центроиде на входе в рабочее колесо компрессора обычно выбирается равной 10 мм. Эта величина находится в интервале

$$\begin{aligned} x_{10} &= 10 \left[\cos \gamma \dots \cos \left(\frac{x_2}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - y_1)^2}} \right) \right] = \\ &= 10 \left[\cos 3^\circ \dots \cos \left(\frac{11,6463}{\sqrt{11,6463^2 + (28,2492 - 28,2492)^2}} \right) \right] = \\ &= 9,9863 \dots 9,6955 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Уточнить значение x_{10} можно решая уравнение длины центроиды из предыдущего параграфа относительно величины L_c с учетом преобразования координат в пп. 2.4.13. Тогда $x_{10} = 9,8891$ мм.

2.4.19. Площадь проходного сечения канала на выходе из рабочего колеса компрессора равняется

$$F_2 = \pi D_2 b_{2л} = 3,14 \cdot 110 \cdot 7 = 2417,8 \text{ мм}^2.$$

2.4.18. На участке постоянной площади проходное сечение равняется площади сечения на входе в рабочее колесо компрессора. Затем площадь проходного сечения изменяется до величины проходного сечения на выходе из рабочего колеса компрессора по линейному закону:

$$\begin{aligned} F(L) &= F_0 + (F_2 - F_0) \frac{L - 10}{\max(L_c) - 10} = \\ &= 3245,4 + (2417,8 - 3245,4) \frac{L - 10}{44,1596 - 10} = \\ &= 3245,4 - 827 \frac{L - 10}{34,1596}. \end{aligned}$$

Результаты расчетов, за исключением узловых точек абсцисса которых меньше x_{10} и последней узловой точки, заносятся в табл. 2.3. Для узловых точек, соответствующих входному участку, площадь проходного сечения равна площади на входе в рабочее колесо F_0 , а последней узловой точке – на выходе F_2 .

2.4.19. Расстояние от центроиды до внешнего и внутреннего обводов канала рабочего колеса компрессора вычисляется как половина образующей усеченного конуса, боковая поверхность которого равна площади проходного сечения рабочего колеса компрессора:

$$R_j = \frac{F_j}{4\pi u_j}.$$

Результаты расчетов (за исключением первой и последней узловых точек центроиды) заносятся в табл. 2.3. Для рабочего колеса на входе (первая узловая точка, индекс 0)

$$R_0 = 0,25 (D_{1н} - D_{вт}) = 0,25 (68 - 22) = 11,5 \text{ мм},$$

а на выходе (последняя узловая точка, индекс 4)

$$R_4 = 0,5 b_{2л} = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ мм}.$$

Таблица 2.3

Построение центроиды

№ П/П	j	x_c , мм	y_c , мм	x , мм	y , мм	y_c'	Ψ_c , °	Ψ , °	L , мм	F , мм ²	R , мм
0	4	39,8	0,0	0,0	25,3	0,80	–	90°	0,0	3 245,4	11,5
1	3	29,9	6,2	11,7	28,3	0,44	23°46'	115°19'	11,9	3 199,4	9,0
2	2	19,9	8,6	19,7	34,4	0,03	1°58'	140°13'	22,1	2 952,6	6,8
3	1	9,9	6,7	24,5	43,4	-0,42	-22°56'	162°01'	32,4	2 703,2	4,9
4	0	0,0	0,0	26,5	55,0	-0,94	–	180°	44,2	2 418,4	3,5

* значения, напечатанные наклонным шрифтом, приведены для справки

2.4.20. Построение меридионального сечения производится путем нанесения на продольный разрез рабочего колеса компрессора узловых точек центроиды по координатам (x, y) из табл. 2.3 относительно осевой линии ротора турбокомпрессора начиная с входного сечения рабочего колеса компрессора. Затем, для каждой из узловых точек центроиды, производится построение нормалей по рассчитанным углам ψ . После чего, на нормалях откладывается расстояние до внешнего и внутреннего обводов канала меридионального сечения R . Окончательно, построенные узловые точки центроиды, внешнего и внутреннего обводов меридионального сечения канала рабочего колеса компрессора соединяются гладкими (лекальными) кривыми.

2.5. Безлопаточный диффузор

2.5.1. Ширина безлопаточного диффузора на входе:

$$b_2 = b_{2л} (1 + \bar{\delta}_s),$$

где $\bar{\delta}_s = \frac{\delta_s}{b_{2л}} = 0,01 \dots 0,03$ – относительный зазор между корпусом и торцами лопаток колеса.

Принимаем $b_2 = 0,0072 \text{ м} = 7,2 \text{ мм}$, относительный зазор при этом составит $\bar{\delta}_s = \frac{b_2}{b_{2л}} - 1 = 0,025$.

2.5.2. Ширина безлопаточного диффузора на выходе:

$$b_3 = \left(\frac{b_3}{b_2}\right) b_2.$$

При следующем за безлопаточным диффузором лопаточном диффузоре $\frac{b_3}{b_2} = 1$, при отсутствии лопаточного диффузора целесообразное принят значение $\frac{b_3}{b_2} = 0,78 \dots 0,90$. Так как расчет будет выполняться для компрессора с лопаточным диффузором, то принимаем $\frac{b_3}{b_2} = 1$. Тогда

$$b_3 = b_2 = 0,0072 \text{ м} = 7,2 \text{ мм}.$$

2.5.3. Направление абсолютной скорости на входе в безлопаточный диффузор

м)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2r}}{c_2} = \arcsin \frac{70}{234} = \arcsin 0,29915 = 17^\circ 24';$$

н)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{90}{252} = \arcsin 0,35714 = 20^\circ 55'.$$

При последующем лопаточном диффузоре следует иметь $\alpha_2 \geq 12^\circ$, при одном безлопаточном диффузоре $\alpha \geq 22^\circ \dots 25^\circ$.

2.5.4. Направление скорости на выходе из безлопаточного диффузора:

$$\alpha_3 = \arctg \left(\frac{\text{tg } \alpha_2}{\frac{b_3}{b_2}} \right) = \arctg \left(\frac{\text{tg } \alpha_2}{1} \right);$$

м) $\alpha_3 = 17^\circ 24'$; н) $\alpha_3 = 20^\circ 55'$.

2.5.5. Скорость после безлопаточного диффузора:

$$c_3 = \frac{c_2}{\left(\frac{c_2}{c_3}\right)}.$$

При последующем лопаточном диффузоре отношение $\frac{c_2}{c_3} = 1,08 \dots 1,25$ (меньшие значения принимают при меньших числах Маха M_2). При одном безлопаточном $\frac{c_2}{c_3} = 1,65 \dots 2,2$.

м)

$$c_3 = \frac{c_2}{(1,08 \dots 1,25)} = \frac{234}{(1,08 \dots 1,25)} = (217 \dots 187) \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем $c_3 = 200 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

н)

$$c_3 = \frac{252}{(1,08 \dots 1,25)} = (233 \dots 202) \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Принимаем $c_3 = 220 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

2.5.6. Показатель процесса повышения давления воздуха в безлопаточном диффузоре:

$$\frac{m_3}{m_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3,$$

где η_3 – политропный к.п.д. процесса в безлопаточном диффузоре.

Для коротких диффузоров, предшествующих лопаточному, $\eta_3 = 0,55 \dots 0,67$. Для длинных безлопаточных диффузоров – $\eta_3 = 0,65 \dots 0,78$. Повышенные значения η_3 соответствуют меньшим M_2 , большим $\bar{b}_3 = \frac{b_3}{D_2}$ и углам α_2 до 35° , а также диффузорам, суженным до $\frac{b_3}{b_2} = 0,78 \dots 0,9$.

Принимаем $\eta_3 = 0,65$.

$$\frac{m_3}{m_3 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,65 = 2,275$$

2.5.7. Температура воздуха на выходе из безлопаточного диффузора:

$$T_3 = T_2^* - \frac{c_3^2}{2c_p}$$

Для температуры воздуха $t_2 = (85 \dots 92)^\circ\text{C}$ удельная массовая изобарная теплоемкость $c_p \approx 1005,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$.

м)

$$T_3 = 358 - \frac{200^2}{2 \cdot 1005,9} = 338 \text{ К};$$

н)

$$T_3 = 365 - \frac{220^2}{2 \cdot 1005,9} = 341 \text{ К}.$$

2.5.8. Давление за безлопаточным диффузором:

м)

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{m_3}{m_3 - 1}} = 0,1356 \cdot \left(\frac{338}{331} \right)^{2,275} = 0,1422 \text{ МПа};$$

н)

$$p_3 = 0,1365 \cdot \left(\frac{341}{333}\right)^{2,275} = 0,1441 \text{ МПа.}$$

2.5.9. Число Маха на выходе из безлопаточного диффузора:

м)

$$M_3 = \frac{c_3}{\sqrt{kRT_3}} = \frac{200}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 338}} = 0,543;$$

н)

$$M_3 = \frac{220}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 341}} = 0,594.$$

Значение числа Маха не должно превышать величины $M_3 < 0,8$.

2.5.10. Плотность воздуха:

м)

$$\rho_3 = \frac{3480p_3}{T_3} = \frac{3480 \cdot 0,1422}{338} = 1,4641 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_3 = \frac{3480 \cdot 0,1441}{341} = 1,4706 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2.5.11. Внешний диаметр безлопаточного диффузора:

$$D_3 = \frac{G_k}{\pi b_3 c_3 \rho_3 \sin \alpha_3};$$

м)

$$D_3 = \frac{0,203}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot 200 \cdot 1,4641 \cdot \sin 17^\circ 24'} \approx 0,1025 \text{ м};$$
$$\bar{D}_3 = \frac{D_3}{D_2} = \frac{0,1025}{0,11} = 0,932;$$

н)

$$D_3 = \frac{0,334}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot 220 \cdot 1,4706 \cdot \sin 20^\circ 55'} \approx 0,1279 \text{ м};$$
$$\bar{D}_3 = \frac{D_3}{D_2} = \frac{0,1279}{0,11} = 1,163.$$

Обычно $\bar{D}_3 = 1,05 \dots 1,2$ (большие значения при больших M_2). При отсутствии лопаточного диффузора $\bar{D}_3 = 1,6 \dots 1,8$, иногда достигает 2,0. Меньшее значение \bar{D}_3 принимают, когда нагнетатель выпускается в разных модификациях, как с лопаточным, так и с безлопаточным диффузором.

С учетом рекомендаций принимаем $D_3 = 116$ мм, которому соответствует $\bar{D}_3 = 1,06$.

Уточняем углы направления скорости на выходе из безлопаточного диффузора (см. п. 2.5.4):

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{G_k}{\pi b_3 D_3 c_3 \rho_3}\right);$$

м)

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{0,203}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot 0,116 \cdot 200 \cdot 1,4641}\right) = \\ = \arcsin 0,264347 = 15^\circ 20';$$

н)

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{0,334}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot 0,116 \cdot 220 \cdot 1,4706}\right) = \\ = \arcsin 0,393649 = 23^\circ 11';$$

2.6. Лопаточный диффузор

2.6.1. Скорость после диффузора (см. рис. 2.1):

$$c_4 = \frac{c_3}{\left(\frac{c_3}{c_4}\right)},$$

где $\frac{c_3}{c_4} = 2,0 \dots 2,5$ диапазон отношения скоростей по статистическим данным.

м)

$$c_4 = \frac{200}{(2,0 \dots 2,5)} = (100 \dots 80) \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_4 = \frac{220}{(2,0 \dots 2,5)} = (110 \dots 88) \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем

$$\text{м) } c_4 = 90 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad \text{н) } c_4 = 100 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.6.2. Показатель процесса повышения давления воздуха в лопаточном диффузоре:

$$\frac{m_4}{m_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4.$$

Полиτροпный КПД процесса в лопаточном диффузоре на выполненных компрессорах изменяется в пределах $\eta_4 = 0,70 \dots 0,88$

(большие значения при меньших M_3 и больших абсолютных размерах колеса).

Принимаем $\eta_4 = 0,80$.

$$\frac{m_4}{m_4 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,80 = 2,80$$

2.6.3. Температура на выходе из лопаточного диффузора:

м)

$$T_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2c_p} = 338 + \frac{200^2 - 90^2}{2 \cdot 1005,2} = 354 \text{ К};$$

н)

$$T_4 = 341 + \frac{220^2 - 100^2}{2 \cdot 1005,2} = 360 \text{ К},$$

где $c_p \approx 1005,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха при $t = 65 \dots 68^\circ\text{C}$.

2.6.4. Давление за диффузором:

м)

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{m_4}{m_4 - 1}} = 0,1422 \cdot \left(\frac{354}{338} \right)^{2,8} = 0,1619 \text{ МПа};$$

н)

$$p_4 = 0,1441 \cdot \left(\frac{360}{341} \right)^{2,8} = 0,1677 \text{ МПа}.$$

2.6.5. Плотность воздуха на выходе из лопаточного диффузора:

м)

$$\rho_4 = \frac{3480 p_4}{T_4} = \frac{3480 \cdot 0,1619}{354} = 1,5916 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_4 = \frac{3480 \cdot 0,1677}{360} = 1,6211 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2.6.6. Внешний диаметр лопаточного диффузора:

$$D_4 = \bar{D}_4 D_3,$$

где $\bar{D}_4 = \frac{D_4}{D_3} = 1,2 \dots 1,4$ – относительный наружный диаметр лопаточного диффузора.

$$D_4 = (1,2 \dots 1,4) 0,116 = 0,139 \dots 0,162 \text{ м}.$$

Принимаем $D_4 = 0,160 \text{ м} = 160 \text{ мм}$. Тогда

$$\bar{D}_4 = \frac{160}{116} = 1,379.$$

Относительный диаметр $\frac{D_4}{D_2} = \frac{160}{110} = 1,45$. Рекомендуется выдерживать отношение $\frac{D_4}{D_2} = 1,4 \dots 1,8$.

2.6.7. Лопаточный диффузор выполняют с учетом $b_4 = b_3$ или со стенками, расходящимися под углом $\nu = 4 \dots 6^\circ$. Расширение диффузора в меридиональной плоскости особенно желательно, когда велика доля потерь трения (малые \bar{b}_2 , малые абсолютные размеры колеса). С учётом этого

$$b_4 = b_3 + 0,5(D_4 - D_3) \operatorname{tg} \nu = \\ = 0,0072 + 0,5(0,160 - 0,116)\operatorname{tg}(4 \dots 6)^\circ = (0,0087 \dots 0,0095) \text{ м.}$$

Принимаем $b_4 = 0,0091 \text{ м} = 9,1 \text{ мм}$.

2.6.8. Радиальная составляющая скорости на выходе из лопаточного диффузора:

м)

$$c_{4r} = \frac{G_k}{\pi D_4 b_4 \rho_4} = \frac{0,203}{3,14 \cdot 0,160 \cdot 0,0091 \cdot 1,5916} = 27,9 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{4r} = \frac{0,334}{3,14 \cdot 0,160 \cdot 0,0091 \cdot 1,6211} = 45,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.6.9. Направление потока воздуха на выходе из лопаточного диффузора:

м)

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{c_{4r}}{c_4} = \arcsin \frac{27,9}{90} = \arcsin 0,310 = 18^\circ 04';$$

н)

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{45,1}{100} = \arcsin 0,451 = 26^\circ 49'.$$

2.6.10. Отклонение потока в лопаточном диффузоре:

м)

$$\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3 = 18^\circ 04' - 15^\circ 20' = 2^\circ 44';$$

н)

$$\Delta\alpha = 26^\circ 49' - 23^\circ 11' = 3^\circ 38'.$$

Обычно $\Delta\alpha = 8 \dots 13^\circ$. Однако, при $\frac{b_4}{b_3} \geq 1$ отклонение потока $\Delta\alpha$ может иметь меньшие значения.

2.6.11. Входной и выходной углы лопаток. Рекомендуемые значения угла атаки на входе $i_3 = 1 \dots 3^\circ$. Принимаем $i_3 = 2^\circ 40'$. Так как расчетным режимом является режим максимального крутящего момента, то для него принимаем входной угол

$$\alpha_{л3} = \alpha_3 + i_3 = 15^\circ 20' + 2^\circ 40' = 18^\circ.$$

Рекомендуемые значения угла отставания на выходе $\delta_4 = 3 \dots 4^\circ$. Принимаем $\delta_4 = 3^\circ 56'$ и для режима максимального крутящего момента выходной угол будет равен

$$\alpha_{л4} = \alpha_4 + \delta_4 = 18^\circ 04' + 3^\circ 56' = 22^\circ.$$

2.6.12. Число лопаток диффузора из условия оптимального относительного шага:

$$\begin{aligned} Z_d &= (7 \dots 8) \frac{\bar{D}_4 + 1}{\bar{D}_4 - 1} \sin \frac{\alpha_{л3} + \alpha_{л4}}{2} = \\ &= (7 \dots 8) \frac{1,379 + 1}{1,379 - 1} \sin \frac{18^\circ + 22^\circ}{2} = 15,0 \dots 17,2 \end{aligned}$$

Рекомендуемые значения $Z_d = 13; 17; 19; \dots$. Принимаем $Z_d = 17$.

2.7. Улитка

2.7.1. Для проектируемого компрессора принимаем однозаходную улитку круглого сечения (рис. 2.2, а). Радиус выходного сечения улитки подсчитывается по формуле

$$R_{ул} = \frac{\varphi}{360} b_4 \operatorname{tg} \alpha_4 + \sqrt{\frac{\varphi}{360} D_4 b_4 \operatorname{tg} \alpha_4}.$$

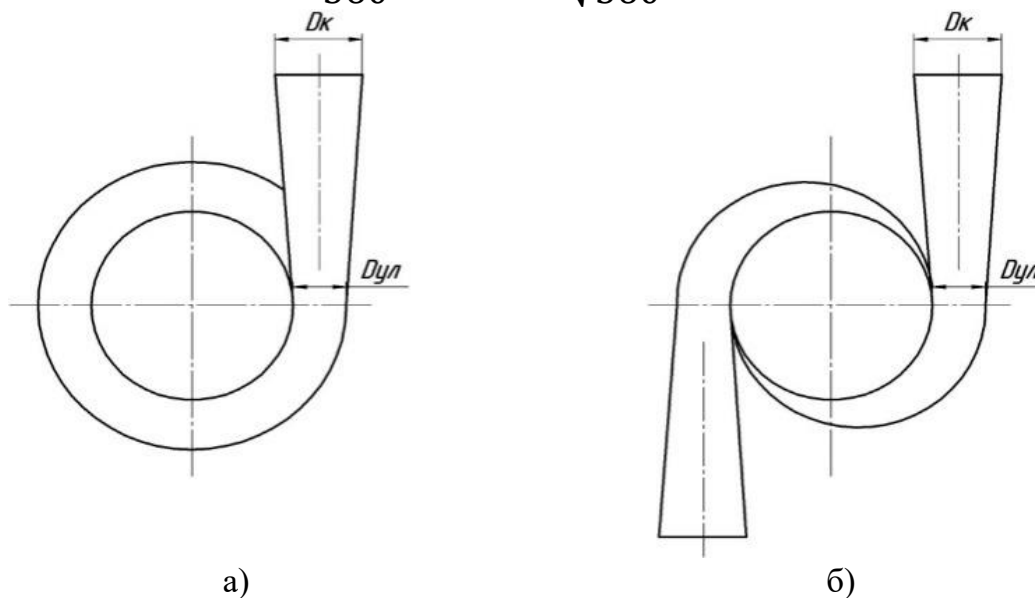


Рис. 2.2. Схемы улиток: а) однозаходная; б) двухзаходная

В однозаходной улитке угол φ изменяется от 0 до 360° , а в двухзаходной улитке – от 0 до 180° (рис. 2.2, б).

$$R_{ул} = \frac{360}{360} \cdot 0,0091 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ 04' + \sqrt{\frac{360}{360} \cdot 0,16 \cdot 0,0091 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ 04'} = 0,02476 \text{ м.}$$

Принимаем $R_{ул} = 25$ мм. Тогда выходной диаметр улитки

$$D_{ул} = 2R_{ул} = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм.}$$

2.7.2. Радиус поперечного сечения на выходе из диффузора улитки:

$$R_k = R_{ул} + \operatorname{tg} \frac{\nu}{2} L_k$$

Рекомендуемый угол раскрытия выходного диффузора $\nu = 5 \dots 10^\circ$, а длина выходного диффузора $L_k = (3 \dots 6)R_{ул}$. Тогда при $L_k = (3 \dots 6)0,025 = (0,075 \dots 0,150)$ м, радиус поперечного сечения на выходе из диффузора R_k однозаходной улитки может быть установлен в диапазоне

$$R_k = 0,016 + \operatorname{tg} \frac{(5 \dots 10)^\circ}{2} (0,075 \dots 0,150) = (0,0283 \dots 0,0381) \text{ м.}$$

Принимаем $R_k = 32$ мм.

Выходной диаметр диффузора $D_k = 2R_k = 2 \cdot 32 = 64$ мм.

2.7.3. Потери напора в улитке и выходном диффузоре:

$$L_{r \text{ ул}} = \xi_{ул} \frac{c_4^2}{2}.$$

Коэффициент потерь находится в диапазоне $\xi_{ул} = 0,2 \dots 0,5$. Принимаем $\xi_{ул} = 0,25$ на режиме максимального крутящего момента и $\xi_{ул} = 0,30$ на режиме номинальной мощности. Тогда

м)

$$L_{r \text{ ул}} = 0,25 \frac{90^2}{2} = 1012 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$L_{r \text{ ул}} = 0,30 \frac{100^2}{2} = 1500 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

2.7.4. Скорость на выходе из компрессора:

$$c_k = c_5 = \frac{G_k}{n_{ул} \pi R_k^2 \rho_k},$$

где $n_{ул}$ – число заходов улитки; $\rho_k = \rho_5$ – плотность воздуха на выходе из компрессора, обычно принимают равным ρ_4 .

$$м) \quad c_k = \frac{0,203}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 1,5916} = 39,7 \frac{м}{с}; \quad \frac{c_k}{c_1} = \frac{39,7}{61,4} = 0,647;$$

$$н) \quad c_k = \frac{0,334}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 1,6277} = 63,8 \frac{м}{с}; \quad \frac{c_k}{c_1} = \frac{63,8}{101} = 0,632.$$

Рекомендуемое значение $\frac{c_k}{c_1} = 0,6 \dots 1,0$.

2.7.5. Температура на выходе:

м)

$$T_k = T_4 + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2c_p} = 354 + \frac{90^2 - 39,7^2}{2 \cdot 1005,6} = 357 \text{ К};$$

$$T_k^* = T_k + \frac{c_k^2}{2c_p} = 357 + \frac{39,7^2}{2 \cdot 1005,6} = 358 \text{ К};$$

н)

$$T_k = 360 + \frac{100^2 - 63,8^2}{2 \cdot 1005,7} = 363 \text{ К};$$

$$T_k^* = 363 + \frac{63,8^2}{2 \cdot 1005,7} = 365 \text{ К}.$$

2.7.6. Показатель степени повышения давления в улитке:

$$\frac{m_5}{m_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5 = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,60 = 2,10,$$

где $\eta_5 = 0,30 \dots 0,65$ – КПД улитки.

Принимаем $\eta_5 = 0,60$.

2.7.7. Давление на выходе:

м)

$$p_k = p_5 = p_4 \left(\frac{T_k}{T_4} \right)^{\frac{m_5}{m_5 - 1}} = 0,1619 \left(\frac{357}{354} \right)^{2,1} = 0,1648 \text{ МПа};$$

н)

$$p_k = 0,1677 \left(\frac{363}{360} \right)^{2,1} = 0,1706 \text{ МПа}.$$

2.7.8. Степень повышения давления в компрессоре:

м)

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_o} = \frac{0,1648}{0,10} = 1,648;$$

н)

$$\pi_k = \frac{0,1706}{0,10} = 1,706.$$

2.7.9. Плотность воздуха на выходе:

м)

$$\rho_k = \frac{3480 p_k}{T_k} = \frac{3480 \cdot 0,1648}{357} = 1,6064 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_k = \frac{3480 \cdot 0,1706}{363} = 1,6355 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2.8. Значения основных параметров на выходе из компрессора

2.8.1. Конечное давление наддува p_k отличается от определенного в п. 1.1.6:

м)

$$\Delta p_k = p_k - p'_k = |0,1648 - 0,1593| = 0,0055 \text{ МПа};$$

н)

$$\Delta p_k = |0,1706 - 0,1670| = 0,0036 \text{ МПа}.$$

Если условие $\Delta p_k \leq 0,02$ не выполняется, то необходимо произвести повторный расчет, изменив параметры, определяющие напор компрессора.

2.8.2. Адиабатный КПД компрессора

м)

$$\eta_{\text{к ад}} = \frac{2\bar{H}_k}{2\mu + \alpha_d} = \frac{2 \cdot 0,65}{2 \cdot 0,872 + 0,04} = 0,729;$$

н)

$$\eta_{\text{к ад}} = \frac{2 \cdot 0,65}{2 \cdot 0,872 + 0,05} = 0,725.$$

Адиабатный КПД центробежных компрессоров с рабочими колесами полузакрытого типа в современных агрегатах наддува находятся в пределах $\eta_{\text{к ад}} = 0,70 \dots 0,76$. На расчетных режимах принимаем:

м) $\eta_{\text{к ад}} = 0,73$; н) $\eta_{\text{к ад}} = 0,72$.

2.8.3. Удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре:

$$H_{\text{к ад}} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$$

м)

$$H_{\text{к ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298 \left(1,648^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 45925 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$H_{\text{к.ад}} = \frac{1,4}{1,4 - 1} 287 \cdot 298 \left(1,635^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 45144$$

2.8.4. Мощность компрессора (приводная):

$$N_{\text{к}} = \frac{G_{\text{к}} H_{\text{к.ад}}}{\eta_{\text{к ад}}};$$

м)

$$N_{\text{к}} = \frac{0,203 \cdot 45925}{0,73} = 12771 \text{ Вт} = 12,8 \text{ кВт};$$

н)

$$N_{\text{к}} = \frac{0,334 \cdot 49353}{0,72} = 22894 \text{ Вт} = 22,9 \text{ кВт}.$$

2.8.5. Частота вращения колеса компрессора:

м)

$$n_{\text{тк}} = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 256}{3,14 \cdot 0,11} = 44470 \text{ мин}^{-1};$$

н)

$$n_{\text{тк}} = \frac{60 \cdot 270}{3,14 \cdot 0,11} = 46902 \text{ мин}^{-1}.$$

2.8.6. Окружная скорость на входе в колесо компрессора:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n_{\text{тк}}}{60};$$

м)

$$u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0505 \cdot 44470}{60} = 117,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0505 \cdot 46470}{60} = 124,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3. РАСЧЕТ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

3.1. Исходные данные

Для рассчитываемого турбокомпрессора предварительно выбираем радиально-осевую турбину. Исходные данные для ее расчета принимаются по результатам расчетов цикла двигателя с турбонаддувом и компрессора.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчёта радиально-осевой турбины

Показатели	Режимы работы по скоростной характеристике	
	$M_{e \max}$	$N_{e \text{ ном}}$
Расход воздуха, G_k , кг/с	0,203	0,334
Частота вращения ротора турбокомпрессора, $n_{\text{тк}}$, мин ⁻¹	44 470	46 902
Давление наддува p_k , МПа	0,1648	0,1706
Степень повышения давления, π_k	1,648	1,706
Удельная адиабатная работа в компрессоре $L_{\text{к.ад}}$, Дж/кг	45 925	49 353
Адиабатный КПД компрессора $\eta_{\text{к ад}}$	0,73	0,72
Коэффициент избытка воздуха α	1,5	1,6

3.2. Основные энергетические и геометрические параметры турбины

При расчете параметров турбины целесообразно рассматривать следующие сечения:

- a – вход в улитку (газоподводящее устройство - ГПУ), выход из выпускного трубопровода (индекс a или p);
- 1 – вход в сопловой аппарат (СА) (индекс – 1);
- 2 – выход из СА (индекс – 2);
- 3 – вход в рабочее колесо (РК) (индекс – 3);
- 4 – выход с РК (индекс – 4);
- 5 – выход из газоотводящего устройства (индекс – 5 или t).

3.2.1. Расход газа через турбину. Расход отработавших газов из цилиндров в выпускной трубопровод

$$G_{\text{вг}} = G_{\text{к}} \left(1 + \frac{1}{\varphi_{\text{п}} \alpha L_0} \right),$$

где $\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент продувки изменяется в пределах $\varphi_{\text{п}} = 1,00 \dots 1,15$. Предварительно принимаем $\varphi_{\text{п}} = 1,05$.

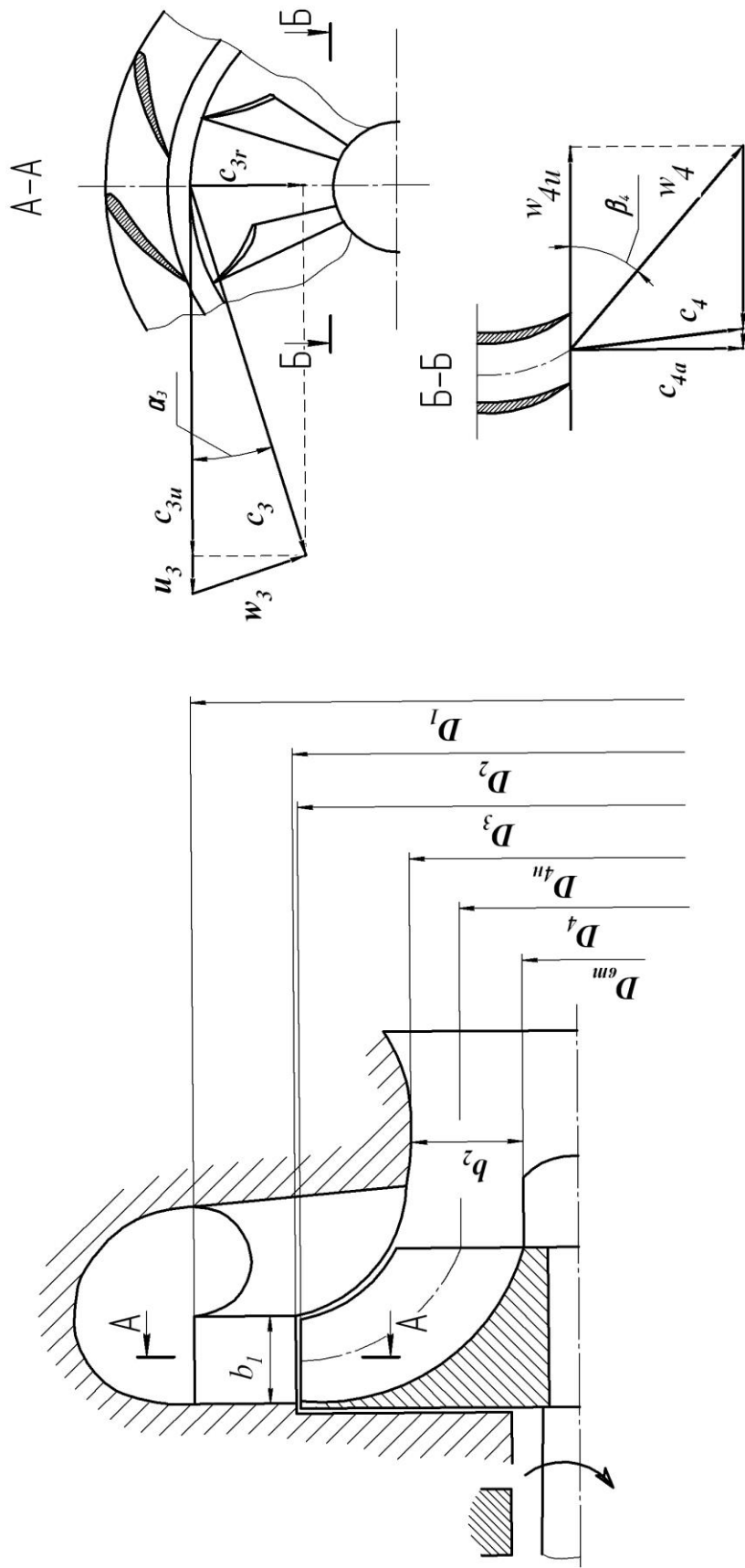


Рис. 3.1. Расчетная схема радиально-осевой турбины

м)

$$G_{\text{вг}} = 0,203 \left(1 + \frac{1}{1,05 \cdot 1,5 \cdot 14,53} \right) = 0,212 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

н)

$$G_{\text{вг}} = 0,334 \left(1 + \frac{1}{1,05 \cdot 1,6 \cdot 14,53} \right) = 0,348 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Возможные утечки газа через зазоры в уплотнениях учитываются коэффициентом, значения которого находятся в диапазоне $\eta_{\text{ут}} = 0,95 \dots 0,98$. Принимаем $\eta_{\text{ут}} = 0,97$.

Тогда, фактический расход газа через турбину

$$G_{\text{г}} = \eta_{\text{ут}} G_{\text{вг}}$$

м)

$$G_{\text{г}} = 0,97 \cdot 0,212 = 0,206 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

н)

$$G_{\text{г}} = 0,97 \cdot 0,348 = 0,338 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3.2.2. По данным технических характеристик турбокомпрессоров с радиально-осевыми турбинами значения максимальных КПД турбин находятся в пределах $\eta_{\text{т}} = 0,68 \dots 0,74$. Предварительно принимаем максимальное значение КПД турбины

м) $\eta_{\text{т}} = 0,71$;

н) $\eta_{\text{т}} = 0,70$.

3.2.3. Температура газов перед турбиной $T_{\text{т}}$ принимается по результатам расчета цикла двигателя (обычно $T_{\text{т}} = T_{\text{р}}$). Из условий обеспечения длительной работы турбокомпрессора температура газа перед турбиной не должна превышать: 650°C (923 К) на судовых и стационарных двигателях и 730°C (1003 К) на автомобильных, тракторных и других двигателях наземного транспорта.

На отдельных моделях зарубежных турбокомпрессоров $T_{\text{т}}$ может достигать 930°C .

Принимаем, с учетом коэффициента избытка воздуха:

м) $T_1 = T_{\text{т}} \approx 650^{\circ}\text{C}$ (923 К); н) $T_1 = T_{\text{т}} = 630^{\circ}\text{C}$ (903 К).

3.2.4. Необходимая, средняя за цикл, удельная адиабатная работа газа в турбине определяется из баланса средних мощностей турбины и компрессора $N_{\text{т.ср}} = N_{\text{к.ср}}$ или $G_{\text{г}} H_{\text{т.ад}} \eta_{\text{т}} = G_{\text{к}} H_{\text{к.ад}} / \eta_{\text{к.ад}}$, откуда

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{H_{\text{к.ад}} G_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} G_{\text{г}}}.$$

При переменном давлении газа перед турбиной (импульсный наддув) в расчете необходимо учитывать увеличение использования располагаемой энергии выпускных газов и снижение КПД турбины. В этом случае при определении средних показателей работы турбины используются поправки [4]:

- коэффициент импульсности по расходу K_g ;
- коэффициент импульсности по напору K_H ;
- поправка к КПД турбины $\eta_{\text{попр}}$.

В расчете применяется также обобщенная величина – коэффициент импульсности турбины $K_{\text{ит}} = \frac{K_g K_H}{\eta_{\text{попр}}}$, при определении значения которого можно использовать уравнение

$$K_{\text{ит}} = 1 + (0,2 \dots 0,6) \frac{(\pi_k - 1)}{i},$$

где i – количество цилиндров, подсоединенных к одному выпускному трубопроводу.

При $i \geq 6$ коэффициент $K_{\text{ит}} = 1$. Тогда

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{H_{\text{к.ад}} G_{\text{к}} K_{\text{ит}}}{\eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} G_{\text{т}}} = \frac{H_{\text{к.ад}} G_{\text{к}} K_{\text{H}} K_{\text{g}}}{\eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{попр}}}.$$

Так как в данном расчете $i = 8$, то

м)

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{45925 \cdot 0,203}{0,73 \cdot 0,71 \cdot 0,206} = 87317 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{45144 \cdot 0,334}{0,72 \cdot 0,70 \cdot 0,338} = 96764 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.2.5. Противодействие за турбиной

$$p_4 = \xi_{\text{т}} p_0,$$

где коэффициент сопротивления устройств за турбиной (глушитель шума, нейтрализаторы и т.п.) находится в пределах $\xi_{\text{т}} = 1,02 \dots 1,08$. Принимаем $\xi_{\text{т}} = 1,06$.

$$p_4 = 1,06 \cdot 0,10 = 0,106$$

3.2.6. Среднее давление газа перед турбиной

$$p_{\text{т}} = p_1 = \frac{p_4}{\left(1 - \frac{k' - 1}{k'} \cdot \frac{H_{\text{т.ад.}}}{R_{\text{т}} T_{\text{т}}}\right)^{\frac{k'}{k' - 1}}}$$

где k' – средний показатель адиабаты расширения; R_{Γ} – газовая постоянная продуктов сгорания.

При начальных температурах 903...923 К принимаем $k' \approx 1,34$.

м)

$$p_{\Gamma} = p_1 = \frac{0,106}{\left(1 - \frac{1,34 - 1}{1,34} \cdot \frac{87317}{287 \cdot 923}\right)^{\frac{1,34}{1,34-1}}} = 0,1496 \text{ МПа};$$

$$\frac{p_{\text{к}}}{p_{\Gamma}} = \frac{0,1648}{0,1496} = 1,102;$$

н)

$$p_{\Gamma} = p_1 = \frac{0,106}{\left(1 - \frac{1,34 - 1}{1,34} \cdot \frac{96764}{287 \cdot 903}\right)^{\frac{1,34}{1,34-1}}} = 0,1569 \text{ МПа};$$

$$\frac{p_{\text{к}}}{p_{\Gamma}} = \frac{0,1706}{0,1569} = 1,087.$$

Для четырехтактных двигателей желательно иметь отношение $\frac{p_{\text{к}}}{p_{\Gamma}} = 1,05 \dots 1,18$, а для двухтактных – $\frac{p_{\text{к}}}{p_{\Gamma}} = 1,15 \dots 1,25$.

3.2.7. Плотность газа перед турбиной

м)

$$\rho_{\Gamma} = \frac{3480 p_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} = \frac{3480 \cdot 0,1496}{923} = 0,5640 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_{\Gamma} = \frac{3480 \cdot 0,1569}{903} = 0,6047 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

3.2.8. Правильность предварительного выбора радиально-осевой турбины проверяется по величине коэффициента быстроходности

м)

$$n_s = \frac{n_{\text{ТК}} \sqrt{\frac{G_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}}}{60 \sqrt[4]{N_{\text{Т.ад}}^3}} = \frac{44470 \sqrt{\frac{0,206}{0,5640}}}{60 \sqrt[4]{87317^3}} = 0,088;$$

н)

$$n_s = \frac{46902 \sqrt{\frac{0,388}{0,6047}}}{60 \sqrt[4]{96764^3}} = 0,107.$$

Для радиально-осевой турбины $n_s = 0,06 \dots 0,12$, а осевой $n_s = 0,09 \dots 0,15$.

Окончательно принимаем радиально-осевую турбину с однозаходной улиткой и лопаточным сопловым аппаратом.

3.2.9. Наружный диаметр рабочего колеса (рис. 3.1).

Отношение диаметров турбины $D_{3Т}$ и компрессора $D_{2К}$ в выполненных конструкциях турбокомпрессоров находится в пределах: с осевой турбиной $\frac{D_{3Т}}{D_{2К}} = 0,85 \dots 0,95$; с радиально-осевой (центростремительной) турбиной $\frac{D_{3Т}}{D_{2К}} = 1,0 \dots 1,1$. Для рассчитываемой турбины диаметр рабочего колеса (при $D_{2К} = 0,11$ м) $D_{3Т} = (1,0 \dots 1,1)D_{2К} = (0,110 \dots 0,121)$ м. Принимаем $D_3 = 0,114$ м = 114 мм.

3.2.10. Диаметры соплового аппарата назначаются на основе опытных зависимостей:

- наружный диаметр лопаток $D_1 = \bar{D}_1 D_3$;
- внутренний диаметр лопаток $D_2 = \bar{D}_2 D_3$.

По опытным рекомендациям относительные диаметры находятся в пределах: $\bar{D}_1 = 1,35 \dots 1,50$; $\bar{D}_2 = 1,05 \dots 1,10$.

Меньшие значения принимаются при улиточном подводе газа, большие - для переменного давления газа перед турбиной.

В соответствии с этим:

$$D_1 = (1,35 \dots 1,50)0,114 = (0,1539 \dots 0,1710) \text{ м};$$

$$D_2 = (1,05 \dots 1,10)0,114 = (0,1197 \dots 0,1254) \text{ м}.$$

Принимаем $D_1 = 0,154$ м = 154 мм и $D_2 = 0,120$ м = 120 мм.

3.2.11. Диаметры рабочего колеса на выходе:

- наружный $D_{4Н} = \bar{D}_{4Н} D_3$;
- втулочный $D_{ВТ} = \bar{D}_{ВТ} D_3$;
- средний $D_4 = \sqrt{\frac{D_{4Н}^2 + D_{ВТ}^2}{2}}$.

По опытным рекомендациям относительные диаметры:

$$\bar{D}_{4Н} = 0,70 \dots 0,85; \bar{D}_{ВТ} = 0,25 \dots 0,32.$$

Тогда

$$D_{4Н} = (0,70 \dots 0,85)0,114 = (0,0798 \dots 0,0969) \text{ м};$$

$$D_{ВТ} = (0,25 \dots 0,32)0,114 = (0,0285 \dots 0,0365) \text{ м}.$$

Принимаем $D_{4Н} = 0,08$ м = 80 мм и $D_{ВТ} = 0,03$ м = 30 мм.

Средний диаметр на выходе

$$D_4 = \sqrt{\frac{0,08^2 + 0,03^2}{2}} = 0,0604 \text{ м} = 60,4 \text{ мм.}$$

Относительный средний диаметр

$$\bar{D}_4 = \frac{D_4}{D_3} = \frac{0,0604}{0,114} = 0,5298.$$

3.2.12. Площадь сечения рабочего колеса на выходе

$$F_4 = \frac{\pi}{4} (D_{4н}^2 - D_{вт}^2) = \frac{3,14}{4} (0,08^2 - 0,03^2) = 0,00432 \text{ м}^2.$$

3.2.13. Окружные скорости при входе газа в рабочее колесо турбины

$$u_3 = \frac{\pi D_3 n_{\text{ТК}}}{60};$$

м)

$$u_3 = \frac{3,14 \cdot 0,114 \cdot 44470}{60} = 265 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$u_3 = \frac{3,14 \cdot 0,114 \cdot 46902}{60} = 280 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.2.14. Окружная скорость на выходе из рабочего колеса на среднем диаметре

$$u_4 = \frac{\pi D_4 n_{\text{ТК}}}{60};$$

м)

$$u_4 = \frac{3,14 \cdot 0,0604 \cdot 44470}{60} = 141 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$u_4 = \frac{3,14 \cdot 0,0604 \cdot 46902}{60} = 148 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.2.15. Степень реактивности турбины.

В турбине в работу на валу рабочего колеса $L_{\text{т.ад}}$ преобразуется адиабатный теплоперепад (потенциальная энергия газа) $H_{\text{т.ад}}$, величина которого зависит от перепада температур (или давлений)

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{k'}{k' - 1} R_{\text{г}} T_{\text{г}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{от}}}{p_{\text{т}}} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} \right],$$

где $p_{\text{от}} = p_4$ – давление газа после турбины; $p_{\text{т}} = p_1$ – давление газа перед турбиной (сопловым аппаратом).

Преобразование энергии может происходить в улитке – $H_{ул}$, в сопловом аппарате – $H_{с.а}$ и рабочем колесе – $H_{р.к}$

$$H_{т.ад} = H_{ул} + H_{с.а} + H_{р.к}.$$

Соотношение этих величин оценивается степенью реактивности турбины

$$\rho = \frac{H_{р.к}}{H_{т.ад}}.$$

Если $\rho \approx 0$, то такие турбины называются активными. При $\rho > 0$ турбины называются реактивными.

Степень реактивности оказывает существенное влияние на мощность, КПД и другие показатели турбины. Значения ρ , согласно опытным данным, находится в пределах: для осевых турбин $\rho = 0,4...0,5$, а для радиально-осевых (центростремительных) $\rho = 0,45...0,55$.

Для рассчитываемой турбины принимаем $\rho = 0,52$.

3.3. Сопловой аппарат

3.3.1. Адиабатная работа расширения газа в сопле

$$H_{с.а} = (1 - \rho)H_{т.ад};$$

м)

$$H_{с.а} = (1 - 0,52)87317 = 41912 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$H_{с.а} = (1 - 0,52)96764 = 46447 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.3.2. Абсолютная скорость входа газа в рабочее колесо (на выходе из соплового аппарата)

$$c_3 = \varphi_c \sqrt{2H_{с.а} + c_1^2}.$$

Коэффициент скорости φ_c , учитывающий потери в сопловом аппарате радиально-осевых и относительно малого размера осевых турбин; для диаметров рабочего колеса 80...180 мм находятся в пределах $\varphi_c = 0,93...0,95$. Для турбин большего размера $\varphi_c = 0,97...0,98$. С учетом улитки принимаем $\varphi_c = 0,94$.

Средняя скорость газа на входе в сопловой аппарат (улитку) обычно составляет $c_1 = 50...70$ м/с. Для рассчитываемых режимов принимаем:

м) $c_1 = 52$ м/с;

н) $c_1 = 65$ м/с.

Тогда:

м)

$$c_3 = 0,94\sqrt{2 \cdot 41912 + 52^2} = 277 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_3 = 0,94\sqrt{2 \cdot 46447 + 65^2} = 293 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.3.3. Рекомендуемое число сопловых лопаток $Z_1 = 14 \dots 20$. Принимаем $Z_1 = 16$.

3.3.4. Осевая скорость на выходе из рабочего колеса определяется по формуле

$$c_{4a} = \frac{G_r}{\rho_4 F_4},$$

которая преобразуется к виду

$$c_{4a} = \frac{G_r T_1}{3480 p_4^{k'} p_1^{\frac{k'-1}{k'}} F_4}.$$

Тогда, предварительные значения осевой скорости:

м)

$$c_{4a} = \frac{0,206 \cdot 923}{3480 \cdot 0,106^{\frac{1}{1,34}} \cdot 0,1496^{\frac{1,34-1}{1,34}} \cdot 0,00432} = 109 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{4a} = \frac{0,338 \cdot 903}{3480 \cdot 0,106^{\frac{1}{1,34}} \cdot 0,1569^{\frac{1,34-1}{1,34}} \cdot 0,00432} = 173 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.3.5. Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе с лопаток соплового аппарата. Для снижения гидравлических потерь и исключения обратных токов радиальная скорость на входе в рабочее колесо c_{3r} должна быть несколько меньше осевой скорости на выходе из рабочего колеса c_{4a} . Принимаем в первом приближении:

м) $c_{3r} = 100$ м/с; н) $c_{3r} = 140$ м/с.

3.3.6. Угол входа потока газа на рабочее колесо турбины:

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{c_{3r}}{c_3};$$

м)

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{100}{277} \approx 21,16^\circ = 21^\circ 10';$$

н)

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{140}{293} \approx 28,54^\circ = 28^\circ 34'.$$

Рекомендуемые значения угла выхода газового потока из соплового аппарата и входа в рабочее колесо турбины лежат в пределах $\alpha_2 = \alpha_3 = 15 \dots 30^\circ$. Выход угла за эти пределы приводит к увеличению потерь и снижению КПД турбины.

3.3.7. Окружная составляющая абсолютной скорости c_{3u} :

– на входе в рабочее колесо (по закону $c_{2u} = \text{const}$)

$$c_{3u} = c_3 \cos \alpha_3 ;$$

м)

$$c_{3u} = 277 \cos 21^\circ 10' = 258 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{3u} = 293 \cos 28^\circ 34' = 257 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

– на выходе с лопаток соплового аппарата

$$c_{2u} = c_{3u} \frac{D_3}{D_2};$$

м)

$$c_{2u} = 258 \frac{114}{120} = 245 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{2u} = 257 \frac{114}{120} = 244 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.3.8. Число лопаток рабочего колеса находится в пределах $Z_3 = 11 \dots 18$. Принимаем $Z_3 = 15$. Лопатки радиальные.

3.3.9. Коэффициент загромождения входного сечения рабочего колеса

$$\tau_3 = 1 - \frac{Z_3 \delta_3}{\pi D_3},$$

где $\delta_3 = 1 \dots 2$ мм – толщина рабочих лопаток на входе.

Принимаем $\delta_3 = 1,2$ мм.

$$\tau_3 = 1 - \frac{15 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 114} = 0,95.$$

3.3.10. Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе с лопаток соплового аппарата

$$c_{2r} = c_{3r} \frac{\tau_3 b_3 \rho_3 D_3}{b_2 \rho_2 D_2}.$$

Предварительно принимаем ширину лопаток $b_2 = b_3$ и плотности газа $\rho_2 = \rho_3$. Тогда

м)

$$c_{2r} = 100 \frac{0,95 \cdot 114}{120} = 90 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{2r} = 140 \frac{0,95 \cdot 114}{120} = 126 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.3.11. Абсолютная скорость газа на выходе с лопаток соплового аппарата

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2};$$

м)

$$c_2 = \sqrt{245^2 + 90^2} = 261 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_2 = \sqrt{244^2 + 126^2} = 275 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.3.12. Угол выхода газового потока из соплового аппарата

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2r}}{c_2};$$

м)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{90}{261} \approx 20,171^\circ = 20^\circ 10';$$

н)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{126}{275} \approx 27,268^\circ = 27^\circ 16'.$$

Рекомендуемые значения угла выхода газового потока из соплового аппарата лежат в пределах $\alpha_2 = 15 \dots 30^\circ$. Выход угла α_2 за эти пределы приводит к увеличению потерь и снижению КПД турбины.

3.3.13. Температура газа на выходе из соплового аппарата:

– статическая:

$$T_2 = T_1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2c_p};$$

Средняя массовая изобарная теплоёмкость выпускных газов при температурах близких к 630...650°С равна $c_p = 1095 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$.

м)

$$T_2 = 923 - \frac{261^2 - 52^2}{2 \cdot 1095} = 893 \text{ К};$$

н)

$$T_2 = 903 - \frac{275^2 - 65^2}{2 \cdot 1095} = 870 \text{ К};$$

– заторможенного потока:

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p};$$

м)

$$T_2^* = 893 + \frac{261^2}{2 \cdot 1095} = 924 \text{ К};$$

н)

$$T_2^* = 870 + \frac{275^2}{2 \cdot 1095} = 905 \text{ К}.$$

3.3.14. Число Маха, характеризующее режим течения газа на выходе из соплового аппарата

$$M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{k'R_\Gamma T_2^*}};$$

м)

$$M_2 = \frac{261}{\sqrt{1,34 \cdot 287 \cdot 924}} = 0,44;$$

н)

$$M_2 = \frac{275}{\sqrt{1,34 \cdot 287 \cdot 905}} = 0,47.$$

Оба значения M_2 меньше единицы. Характер течения газа дозвуковой, в связи с чем применимы обычные приёмы выбора профилей лопаток.

3.3.15. Потеря энергии в сопловом аппарате:

$$\Delta L_{\text{с.а}} = \left(\frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) \frac{c_2^2}{2};$$

м)

$$\Delta L_{\text{с.а}} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \cdot \frac{261^2}{2} = 4487 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$\Delta L_{\text{с.а}} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \cdot \frac{275^2}{2} = 4981 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.3.16. Показатели политропы расширения в сопловом аппарате

$$\frac{m_c}{m_c - 1} \approx \frac{k'}{k' - 1} + \frac{\Delta L_{\text{с.а}}}{R_r(T_1 - T_2)};$$

м)

$$\frac{m_c}{m_c - 1} \approx \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{4487}{287(923 - 893)} = 4,462;$$

н)

$$\frac{m_c}{m_c - 1} \approx \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{4981}{287(903 - 870)} = 4,467.$$

3.3.17. Давление газа на выходе из соплового аппарата:

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

м)

$$p_2 = 0,1496 \cdot \left(\frac{893}{923} \right)^{4,462} = 0,1291 \text{ МПа};$$

н)

$$p_2 = 0,1569 \cdot \left(\frac{870}{903} \right)^{4,467} = 0,1329 \text{ МПа}.$$

3.3.18. Плотность газа после соплового аппарата

$$\rho_2 = \frac{3480 p_2}{T_2};$$

м)

$$\rho_2 = \frac{3480 \cdot 0,1291}{893} = 0,5031 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_2 = \frac{3480 \cdot 0,1329}{870} = 0,5316 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

3.3.19. Ширина проточной части соплового аппарата (длина лопаток):

$$b_2 = \frac{G_r}{\rho_2 \pi D_2 c_{2r}};$$

м)

$$b_2 = \frac{0,206}{0,5031 \cdot 3,14 \cdot 0,120 \cdot 90} = 0,0121 \text{ м};$$

н)

$$b_2 = \frac{0,338}{0,5316 \cdot 3,14 \cdot 0,120 \cdot 126} = 0,0134 \text{ м}.$$

Принимаем $b_2 = 13$ мм. Относительная ширина $\frac{b_2}{D_3} = \frac{13}{114} = 0,11$.

Рекомендуемые отношения ширины соплового аппарата к диаметру колеса турбины находятся в пределах:

– для радиально-осевых турбин $\frac{b_2}{D_3} = 0,07 \dots 0,14$;

– для осевых турбин $\frac{b_2}{D_3} = 0,16 \dots 0,25$.

При отсутствии соплового аппарата ширина на входе в радиально-осевое колесо (высота лопаток) принимается $b_3 = b_2$.

3.4. Рабочее колесо турбины

3.4.1. Угол входа потока на рабочее колесо с радиальными лопатками:

$$\beta_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{u_3 - c_{3u}}{c_{3r}};$$

м)

$$\beta_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{265 - 258}{100} \approx 90 + 4,0 = 94^\circ$$

н)

$$\beta_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{280 - 257}{140} \approx 90 + 9,33 \approx 99^\circ$$

Допускается $\beta_3 = 80 \dots 110^\circ$. При выходе угла β_3 за указанные пределы необходимо уточнить принятое значение наружного диаметра рабочего колеса турбины D_3 (см. пп. 3.2.9).

3.4.2. Температура газа на входе в рабочее колесо:

$$T_3 = T_2 - \frac{c_3^2 - c_2^2}{2c_p};$$

м)

$$T_3 = 893 - \frac{277^2 - 261^2}{2 \cdot 1095} = 889 \text{ К};$$

н)

$$T_3 = 870 - \frac{293^2 - 275^2}{2 \cdot 1095} = 865 \text{ К.}$$

3.4.3. Давление газа на входе:

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{m_c}{m_c - 1}};$$

м)

$$p_3 = 0,1291 \left(\frac{889}{893} \right)^{4,462} = 0,1265 \text{ МПа};$$

н)

$$p_3 = 0,1329 \left(\frac{865}{870} \right)^{4,467} = 0,1295 \text{ МПа.}$$

3.4.4. Плотность газа:

$$\rho_3 = \frac{3480 p_3}{T_3};$$

м)

$$\rho_3 = \frac{3480 \cdot 0,1265}{889} = 0,4952 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3};$$

н)

$$\rho_3 = \frac{3480 \cdot 0,1295}{865} = 0,5210 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}.$$

3.4.5. Относительная скорость потока газа на входе в рабочее колесо:

$$w_3 = \sqrt{c_3^2 + u_3^2 - 2u_3 c_3 \cos \alpha_3};$$

м)

$$w_3 = \sqrt{277^2 + 265^2 - 2 \cdot 265 \cdot 277 \cdot \cos 21^\circ 10'} = 100 \frac{\text{М}}{\text{С}};$$

н)

$$w_3 = \sqrt{293^2 + 280^2 - 2 \cdot 280 \cdot 293 \cdot \cos 28^\circ 34'} = 142 \frac{\text{М}}{\text{С}}.$$

3.4.6. Адиабатная работа расширения газа в рабочем колесе

$$H_{\text{р.к.ад}} = \rho H_{\text{т.ад}};$$

м)

$$H_{\text{р.к.ад}} = 0,52 \cdot 87317 = 45405 \frac{\text{ДЖ}}{\text{КГ}};$$

н)

$$H_{\text{р.к.ад}} = 0,52 \cdot 96764 = 50317 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

3.4.7. Относительная средняя скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$w_4 = \psi \sqrt{w_3^2 + 2H_{\text{р.к.ад}} - u_3^2 (1 - \bar{D}_4^2)}.$$

Скоростной коэффициент:

- для радиально-осевых турбин $\psi = 0,85 \dots 0,95$;
- для осевых $\psi = 0,93 \dots 0,97$.

Принимаем $\psi = 0,93$;

м)

$$w_4 = 0,93 \sqrt{100^2 + 2 \cdot 45405 - 265^2 (1 - 0,5298^2)} = 209 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

н)

$$w_4 = 0,93 \sqrt{142^2 + 2 \cdot 50317 - 280^2 (1 - 0,5298^2)} = 236 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.4.8. Температура газа на выходе:

$$T_4 = T_3 - \frac{w_4^2}{2c_p}$$

м)

$$T_4 = 889 - \frac{209^2}{2 \cdot 1095} = 869 \text{ К};$$

н)

$$T_4 = 865 - \frac{236^2}{2 \cdot 1095} = 840 \text{ К}.$$

3.4.9. Давление газа:

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{m_c}{m_c - 1}};$$

м)

$$p_4 = 0,1265 \left(\frac{869}{889} \right)^{4,462} = 0,1143 \text{ МПа};$$

н)

$$p_4 = 0,1295 \left(\frac{840}{965} \right)^{4,467} = 0,1136 \text{ МПа}.$$

3.4.10. Плотность газа на выходе:

$$\rho_4 = \frac{3480 p_4}{T_4};$$

м)

$$\rho_4 = \frac{3480 \cdot 0,1143}{869} = 0,4631 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

н)

$$\rho_4 = \frac{3480 \cdot 0,1136}{840} = 0,4706 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

3.4.11. Предварительное значение угла выхода потока газа из рабочего колеса в относительном движении:

$$\beta'_4 = \arcsin \frac{G_{\Gamma}}{w_4 F_4 \rho_4};$$

м)

$$\beta'_4 = \arcsin \frac{0,206}{209 \cdot 0,00432 \cdot 0,4631} = 29,515^\circ = 29^\circ 31';$$

н)

$$\beta'_4 = \arcsin \frac{0,338}{236 \cdot 0,00432 \cdot 0,4706} = 44,785^\circ = 44^\circ 47'.$$

3.4.12. Величина утечки газа:

– в осевой турбине

$$G_{\text{ут}} = \frac{\Delta}{h_4 \sin \beta'_4} G_{\Gamma},$$

где h_4 – высота лопаток; $\Delta = 1$ мм – зазор.

– в радиально-осевой турбине (по радиальному зазору)

$$G_{\text{ут}} = 0,45 \frac{\delta_4}{b_4} \left(1 + \frac{b_4}{D_4} \right) G_{\Gamma}.$$

Величина радиального зазора $\delta_4 = 0,5 \dots 1,3$ мм. Принимаем $\delta_4 = 0,6$ мм.

Высота лопаток на выходе

$$b_4 = \frac{D_{4\text{н}} - D_{4\text{вт}}}{2} = \frac{0,08 - 0,03}{2} = 0,025 \text{ м} = 25 \text{ мм}.$$

м)

$$G_{\text{ут}} = 0,45 \frac{0,6}{25} \left(1 + \frac{25}{60,4} \right) 0,206 = 0,0031 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

н)

$$G_{\text{ут}} = 0,45 \frac{0,6}{25} \left(1 + \frac{25}{60,4} \right) 0,338 = 0,0052 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3.4.13. Уточненная величина угла выхода газа из рабочего колеса:

$$\beta_4 = \arcsin \left(\frac{G_r - G_{yT}}{G_r} \sin \beta'_4 \right);$$

м)

$$\beta_4 = \arcsin \left(\frac{0,206 - 0,0031}{0,206} \sin 29^\circ 31' \right) = 29,03^\circ = 29^\circ 02';$$

н)

$$\beta_4 = \arcsin \left(\frac{0,338 - 0,0052}{0,338} \sin 44^\circ 47' \right) = 43,91^\circ = 43^\circ 55'.$$

3.4.14. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$c_{4u} = w_4 \cos \beta_4 - u_4;$$

м)

$$c_{4u} = 209 \cos 29^\circ 02' - 141 = 41,7 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{4u} = 236 \cos 43^\circ 55' - 148 = 22,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.4.15. Уточненная осевая составляющая абсолютной скорости:

$$c_{4a} = w_4 \sin \beta_4;$$

м)

$$c_{4a} = 209 \sin 29^\circ 02' = 101,4 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_{4a} = 236 \sin 43^\circ 55' = 164,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Отношения скоростей:

м)

$$\frac{c_{4a}}{c_{3r}} = \frac{101,4}{100} = 1,014;$$

н)

$$\frac{c_{4a}}{c_{3r}} = \frac{164}{140} = 1,17.$$

Для исключения обратных потоков и уменьшения гидравлических потерь рекомендуется иметь $\frac{c_{4a}}{c_{3r}} = 1,00 \dots 1,23$. Если $\frac{c_{4a}}{c_{3r}} < 1$, то необходимо уменьшить c_{3r} , если $\frac{c_{4a}}{c_{3r}} > 1,23$ – увеличить (см. пп. 3.3.5.).

3.4.16. Абсолютная скорость газа на выходе:

$$c_4 = \sqrt{c_{4u}^2 + c_{4a}^2};$$

м)

$$c_4 = \sqrt{41,7^2 + 101,4^2} = 109,6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

н)

$$c_4 = \sqrt{22,0^2 + 164,0^2} = 165,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.4.17. Угол выхода потока по отношению к плоскости рабочего колеса:

$$\alpha_4 = 90^\circ - \arcsin \frac{c_{4u}}{c_4};$$

м)

$$\alpha_4 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{41,7}{109,6} \right) \approx 90^\circ - 22,36 = 68^\circ;$$

н)

$$\alpha_4 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{22,0}{164,0} \right) \approx 90^\circ - 7,71 = 82^\circ.$$

3.4.18. Потери энергии с выходной скоростью:

$$\Delta L_{\text{в}} = \frac{c_4^2}{2};$$

м)

$$\Delta L_{\text{в}} = \frac{109,6^2}{2} = 6006 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$\Delta L_{\text{в}} = \frac{165,5^2}{2} = 13695 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.4.19. Потери энергии вследствие утечек:

$$\Delta L_{\text{ут}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G_{\text{г}}} H_{\text{р.к.ад}},$$

м)

$$\Delta L_{\text{ут}} = \frac{0,0031 \cdot 45405}{0,206} = 683 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$\Delta L_{\text{ут}} = \frac{0,0052 \cdot 50317}{0,338} = 774 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.4.20. Потери на лопатках рабочего колеса:

$$\Delta L_{p.k} = \left(\frac{1}{\psi_l^2} - 1 \right) \frac{w_4^2}{2},$$

где ψ_l – скоростной коэффициент: для радиально-осевой турбины $\psi_l = 0,85 \dots 0,95$, а осевой $\psi_l = 0,93 \dots 0,97$.

Принимаем $\psi_l = 0,85$ и $\psi_l = 0,95$ для режимов максимального крутящего момента и номинальной мощности, соответственно:

м)

$$\Delta L_{p.k} = \left(\frac{1}{0,85^2} - 1 \right) \frac{209^2}{2} = 8389 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$\Delta L_{p.k} = \left(\frac{1}{0,95^2} - 1 \right) \frac{236^2}{2} = 3078 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.4.21. Потери трения диска рабочего колеса и вентиляционные потери:

$$L_{т.д} = \beta \frac{D_3^2}{G_r} \left(\frac{u_3}{100} \right)^3 \rho_3,$$

где $\beta = 1000 \dots 1500$ – коэффициент, учитывающий форму диска.

Принимаем $\beta = 1200$:

м)

$$L_{т.д} = 1200 \frac{0,114^2}{0,206} \left(\frac{265}{100} \right)^3 0,4952 = 698 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

н)

$$L_{т.д} = 1200 \frac{0,114^2}{0,338} \left(\frac{280}{100} \right)^3 0,5210 = 528 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

3.4.22. Адиабатный КПД турбины:

$$\eta_{т.ад} = 1 - \frac{\Delta L_{с.а} + \Delta L_{p.k} + \Delta L_{в} + \Delta L_{т.д} + \Delta L_{ут}}{H_{т.ад}};$$

м)

$$\eta_{т.ад} = 1 - \frac{4487 + 8389 + 6006 + 658 + 683}{87317} = 0,768;$$

н)

$$\eta_{т.ад} = 1 - \frac{4981 + 3078 + 13695 + 528 + 774}{96764} = 0,762.$$

3.4.23. Эффективный КПД турбины:

$$\eta_t = \eta_{т.ад} \eta_{тк.мех}.$$

Обычно $\eta_{\text{тк.мех}} = 0,85 \dots 0,96$. Принимаем $\eta_{\text{тк.мех}} = 0,92$:

м)

$$\eta_{\text{т}} = 0,768 \cdot 0,92 = 0,707 \approx 0,71;$$

н)

$$\eta_{\text{т}} = 0,849 \cdot 0,92 = 0,701 \approx 0,70.$$

Рассчитанное значение $\eta_{\text{т}}$ не должно обличаться более чем на 2...3% от ранее принятого значения при определении адиабатной работы газа в турбине $H_{\text{т.ад}}$. В противном случае требуется повторный расчёт при изменённых параметрах и геометрических размерах турбины.

3.4.24. Эффективная мощность турбины:

$$N_{\text{т}} = H_{\text{т.ад}} G_{\text{т}} \eta_{\text{т}};$$

м)

$$N_{\text{т}} = 87317 \cdot 0,206 \cdot 0,71 = 12770 \text{ Вт} \approx 12,8 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{к}} = 12,8 \text{ кВт};$$

н)

$$N_{\text{т}} = 96764 \cdot 0,338 \cdot 0,70 = 22894 \text{ Вт} \approx 22,9 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{к}} = 22,9 \text{ кВт}.$$

Мощности $N_{\text{т}}$ и $N_{\text{к}}$ должны быть равны (см. пп.2.8.4).

3.4.25. При проектировании улиточного подвода газа к турбине (сопловым лопаткам), характерного для турбины постоянного давления, обычно принимается закон прямолинейного убывания проходного сечения улитки по ее длине. При этом максимальное начальное проходное сечение $F_{\text{ул.мах}}$ берётся равным выходному сечению выпускного трубопровода, а минимальное концевое сечение (во избежание большой шумности турбины при работе)

$$F_{\text{ул.мин}} = (0,10 \dots 0,15) F_{\text{ул.мах}}.$$

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

4.1. Задание на проектирование

Пример задания для проектирования и поверочного расчета турбокомпрессора приведен ниже.

Задание для проектирования турбокомпрессора

Номинальная мощность N_e , кВт без наддува	154
при частоте вращения n , мин ⁻¹	2600
Коэффициент приспособляемости, K	1,124
Скоростной коэффициент, K_n	0,578
Прототип	КамАЗ-740
- число цилиндров, i	8V
- диаметр цилиндра D , мм	120
- ход поршня S , мм	120
- тактность τ_d	4
- степень сжатия ε	17
Степень повышения крутящего момента наддувом, λ	1,5
Вариант конструкции турбокомпрессора	3

* при наддуве частота вращения коленчатого вала n остается неизменной.

4.2. Порядок выполнения

4.2.1. Определить параметры совместной работы поршневого двигателя и турбокомпрессора (π_k, G_k) для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя (ВСХ) одним из методов (п. 1.1 или 1.2).

4.2.2. Выполнить расчет газодинамических параметров компрессора и турбины (п. 2 и 3) для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента.

4.2.3. Построить (в масштабе) по результатам расчётов схемы компрессора и турбины, планы скоростей: воздуха на входе и выходе из компрессора, газов на входе и выходе из турбины, направляющего аппарата, диффузора и соплового аппарата (при наличии). Численные значения основных размеров элементов турбокомпрессора, направлений и абсолютных величин скоростей сводятся в таблицы.

4.2.4. Рассчитать и построить ВСХ двигателя с турбонаддувом для определения параметров совместной работы поршневой части двигателя и турбокомпрессора.

Построить гидравлическую характеристику вида $\pi_k = f(G_B)$. Размеры G_B и G_K должны совпадать.

4.2.5. Выбрать турбокомпрессор по данным прил. 1. Выбор характеристики утверждается руководителем курсового проекта. Вариант конструкции прототипа турбокомпрессора (прил. 2) указан в задании.

4.2.6. Совместить гидравлическую характеристику двигателя и универсальную характеристику компрессора. Оценить эффективность применения турбокомпрессора и запас по помпажу.

4.2.7. Разработать конструкцию агрегата наддува с автоматическим регулированием давления наддува со стороны компрессора или турбины. При разработке конструкции агрегата наддува использовать прототип с учетом вычисленных в п. 2 и 3 размеров. Особое внимание необходимо уделить выбору подшипников, уплотнений и систем смазывания и охлаждения.

4.3. Оформление курсового проекта

4.3.1. Графическая часть:

- графики скоростей на входе и выходе воздуха в рабочем колесе и диффузоре компрессора и на входе и выходе газа в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины – оформляются на листе формата А1 (прил. 3);
- графики совмещения ВСХ двигателя и универсальной характеристики компрессора – выполняются на листе формата А2 (прил. 4);
- чертеж продольного разреза турбокомпрессора – на листе формата А2 (прил. 5).

4.3.2. Пояснительная записка включает в себя:

- оглавление;
- задание на проектирование;
- определение параметров совместной работы двигателя и турбокомпрессора, газодинамический расчет турбокомпрессора, согласование характеристик двигателя и компрессора;
- описание конструкции турбокомпрессора;
- описание применяемой системы регулирования наддува;
- спецификацию узлов и деталей турбокомпрессора, библиографический список, приложения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии изложена методика газодинамического расчёта компрессора и турбины агрегата наддува для поршневого двигателя внутреннего сгорания, а также методика профилирования рабочего колеса компрессора в меридиональной плоскости. Рассмотрены вопросы согласования характеристик компрессора и двигателя, даны рекомендации по выбору опытных параметров, зависимостей, а также критерии оценки получаемых результатов.

Расчёты газодинамических параметров компрессора и турбины агрегата наддува рекомендуется выполнять с использованием пакетов прикладных программ и САПР (как общего назначения, так и проблемно-ориентированных). В каждом конкретном случае необходимо выполнять обоснование значений принимаемых параметров и анализировать полученные результаты. Предполагается, что для используемого программного обеспечения имеются документация и методические указания по использованию.

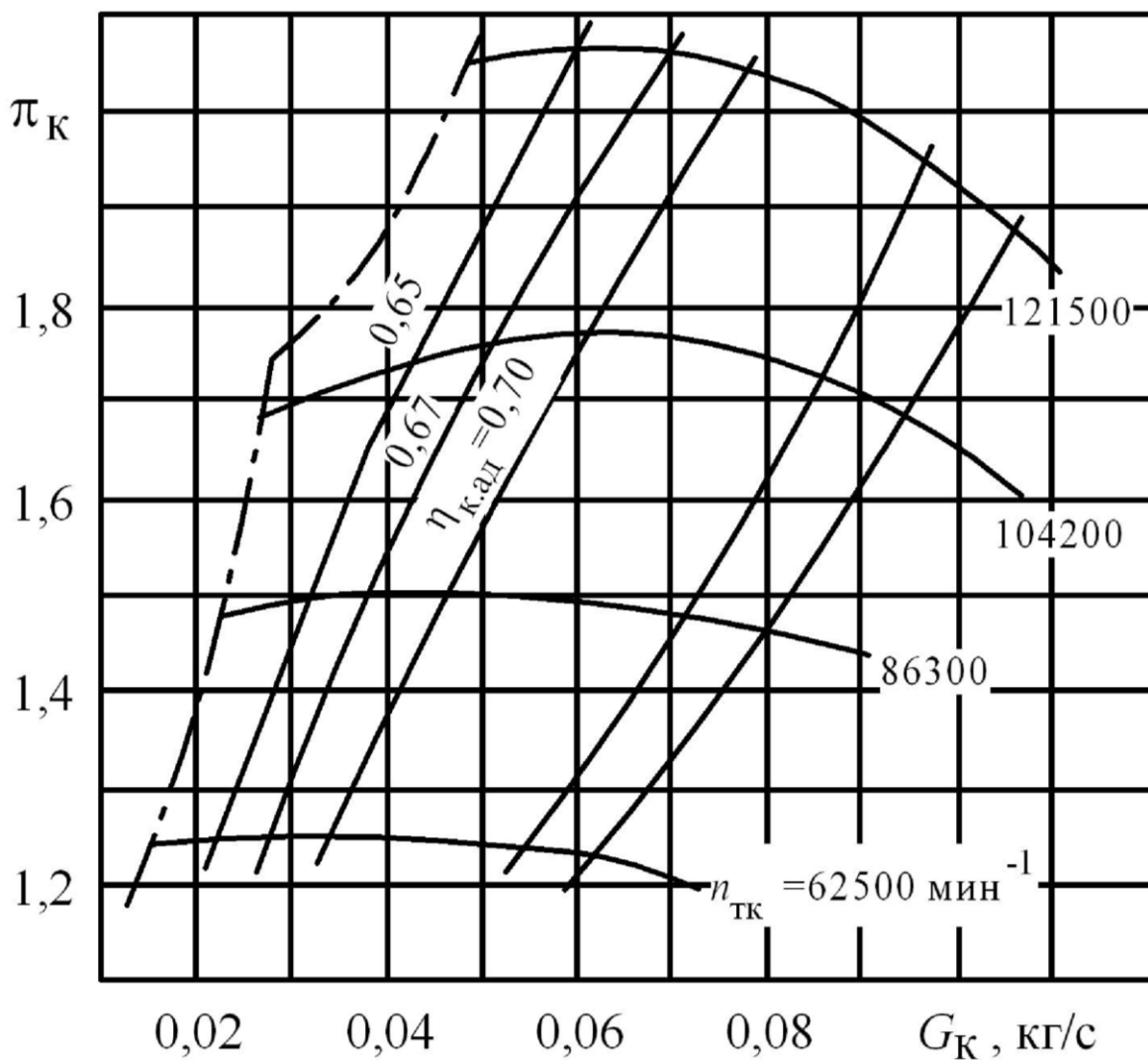
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гаврилов, А. А. Проектирование турбокомпрессоров для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / А. А. Гаврилов, М. С. Игнатов; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2009. – 88 с. ISBN 978-5-9984-0003-2.
2. Гаврилов А. А. Расчет аэродинамических параметров турбокомпрессора для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / А. А. Гаврилов, А. Ю. Абаляев; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2001. – 60 с. ISBN 5-89368-229-7.
3. Гаврилов А. А. Расчет циклов поршневых двигателей : учеб. пособие / А. А. Гаврилов, М. С. Игнатов, В. В. Эфрос; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2003. – 124 с. ISBN 5-89368-392-7
4. Методические указания к расчету процесса газообмена четырехтактных комбинированных двигателей внутреннего сгорания / сост. А. А. Гаврилов ; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 1998. – 54 с.
5. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Д. А. Дехович [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 266 с.
6. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы : учебник / под ред. проф. Н. Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 550 с.
7. Теория и расчет турбокомпрессоров : учеб. пособие для студентов вузов / К. П. Селезнев [и др.]; под ред. К. П. Селезнева. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
8. Турбокомпрессоры для наддува дизелей : справ. пособие / Б. П. Байков [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1975. – 200 с.
9. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н. С. Ханин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 336 с. – ISBN 5-217-00450-9.
10. Лагкабель, Г. Х. Турбодвигатели и компрессоры : справ. пособие / Г. Х. Лагкабель. – М. : Астрель : АСТ, 2003. – 351 с. – ISBN 5-271-06829-3.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Универсальные характеристики компрессоров



Вариант № 1. Характеристика турбокомпрессора ТКР 5,5 (Россия)

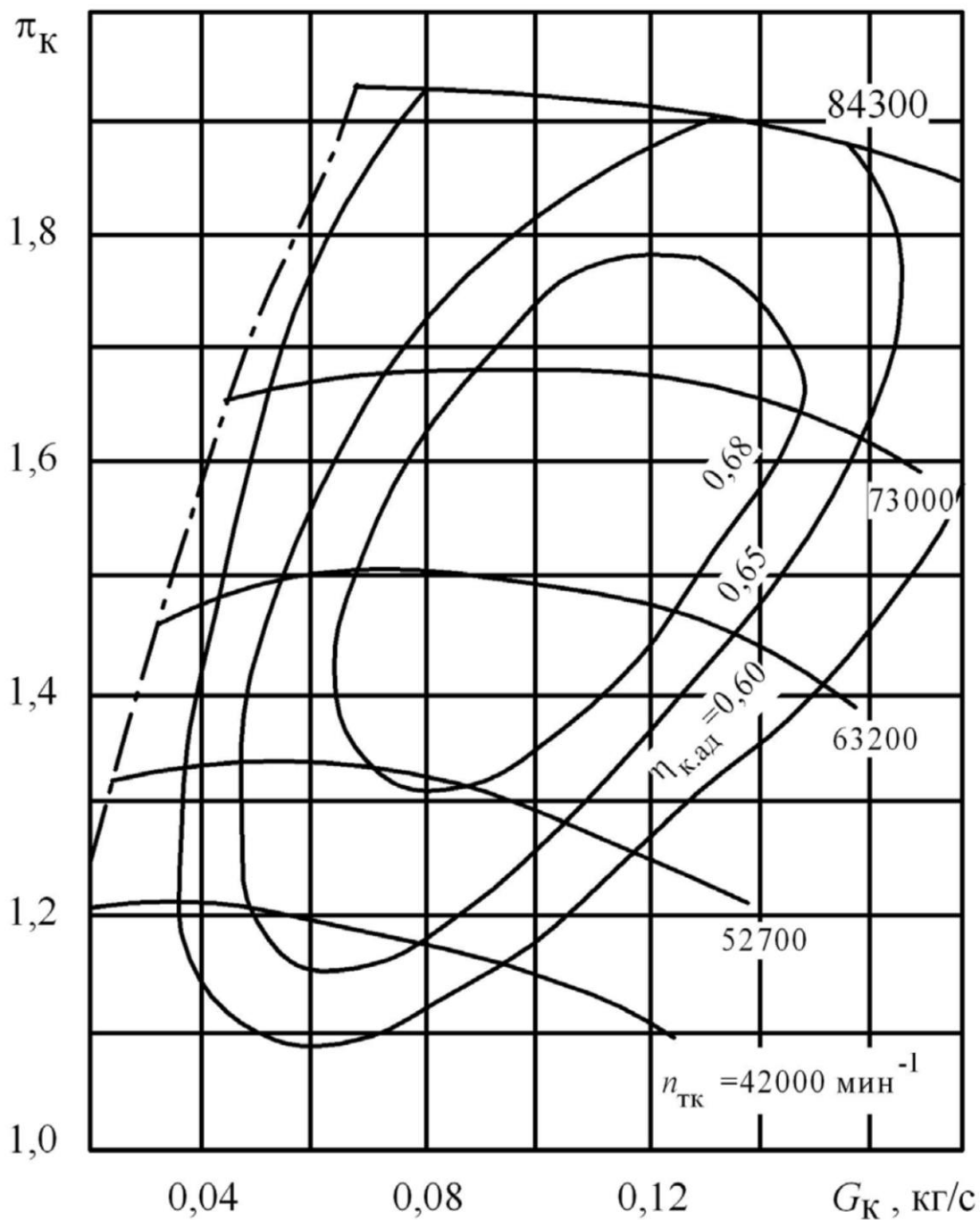
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 55 мм; турбины – 53 мм

Максимальный КПД турбины – 0,67

Выходное отверстие из компрессора – 35 мм

Входное отверстие в турбину – 48 мм



Вариант № 2. Характеристика турбокомпрессора ТКР 7 (Россия)

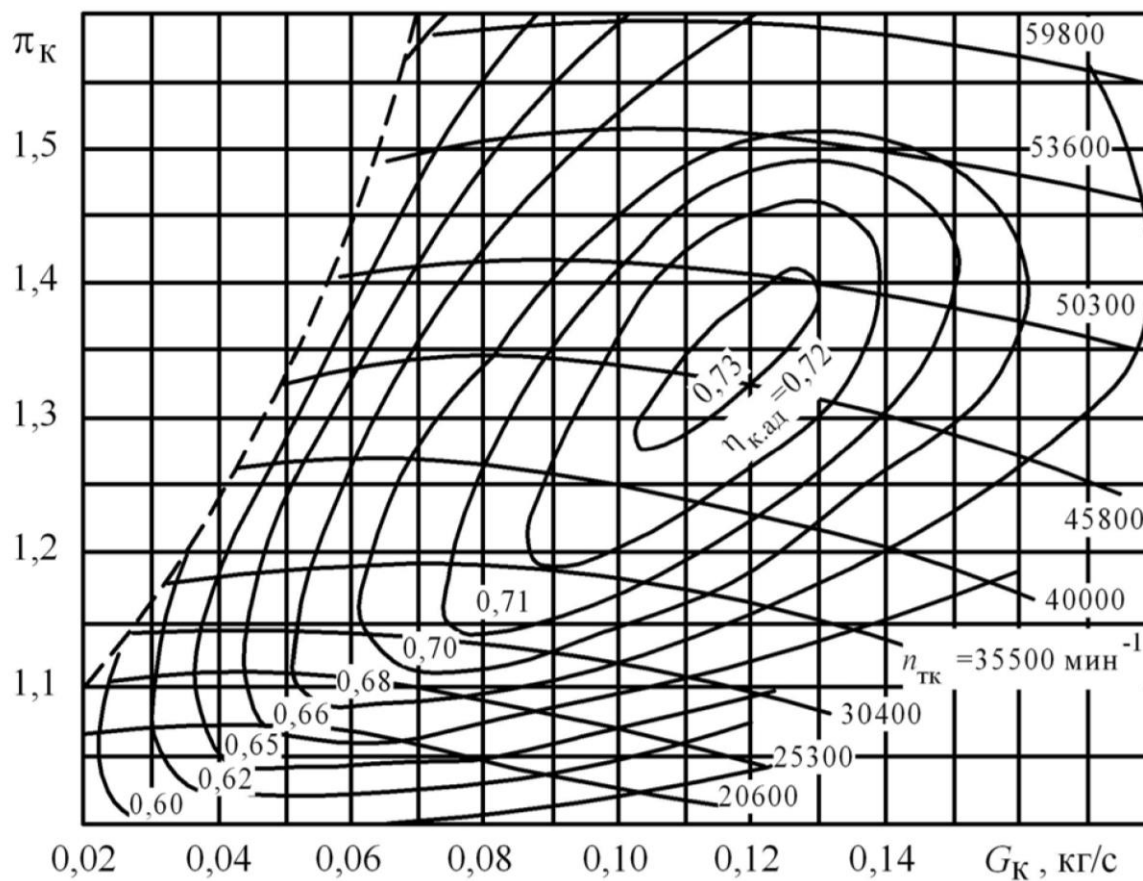
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 70 мм; турбины – 67 мм

Максимальный КПД турбины – 0,66

Выходное отверстие из компрессора – 45 мм

Входное отверстие в турбину – 50 мм



Вариант № 3. Характеристика турбокомпрессора ТКР 8,5 (Россия)

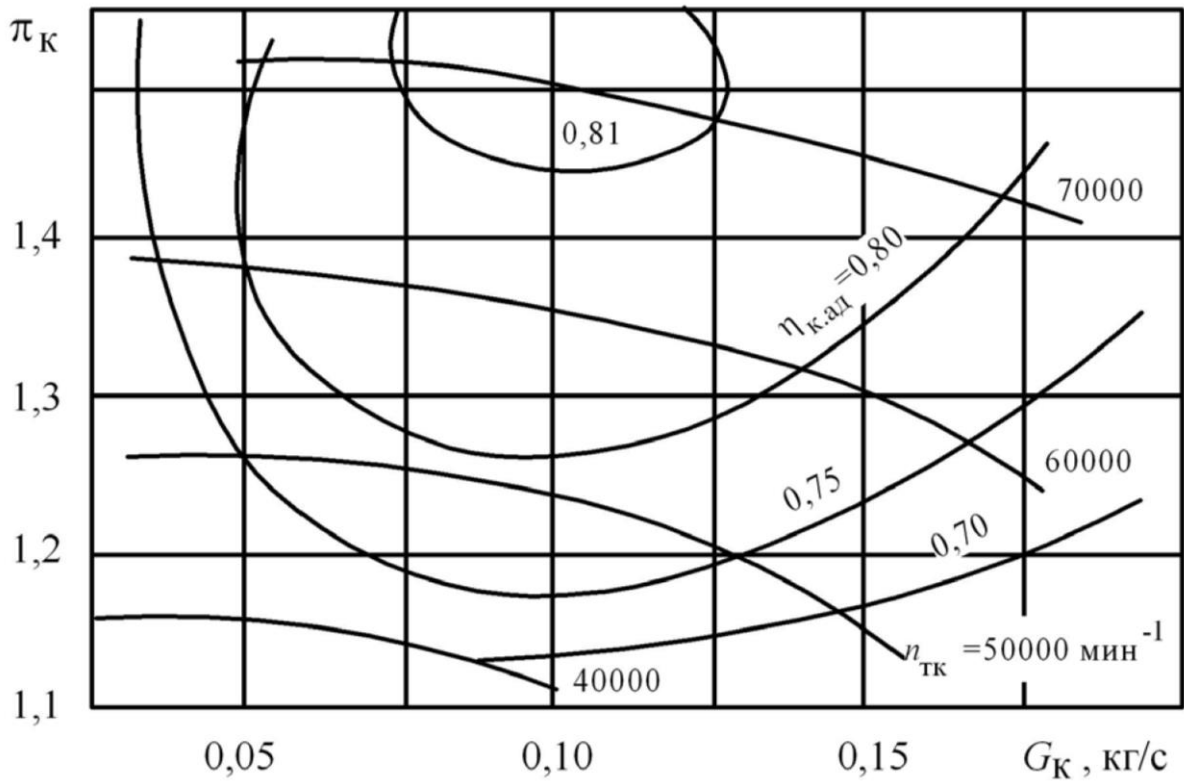
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 85 мм; турбины – 85мм

Максимальный КПД турбины – 0,70

Выходное отверстие из компрессора – 48 мм

Входное отверстие в турбину – 55 мм



Вариант № 4. Характеристика турбокомпрессора ТКР 8,5с-6 с колесом компрессора закрытого типа (Россия)

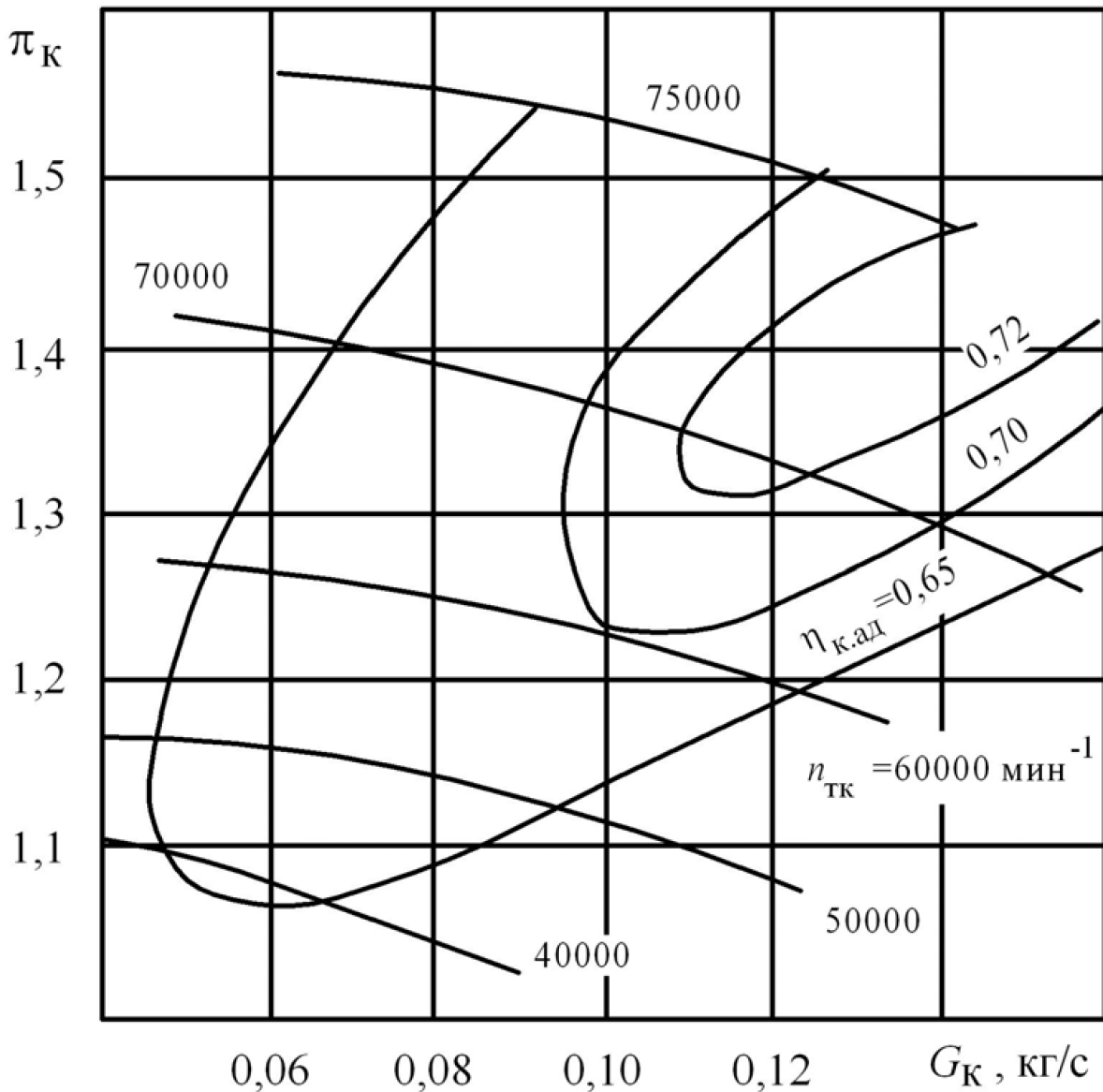
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 85 мм; турбины – 85 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

Выходное отверстие из компрессора – 48 мм

Входное отверстие в турбину – 55 мм



Вариант № 5. Характеристика турбокомпрессора ТКР 8,5с-6 с колесом компрессора сложного пространственного профилирования (Россия)

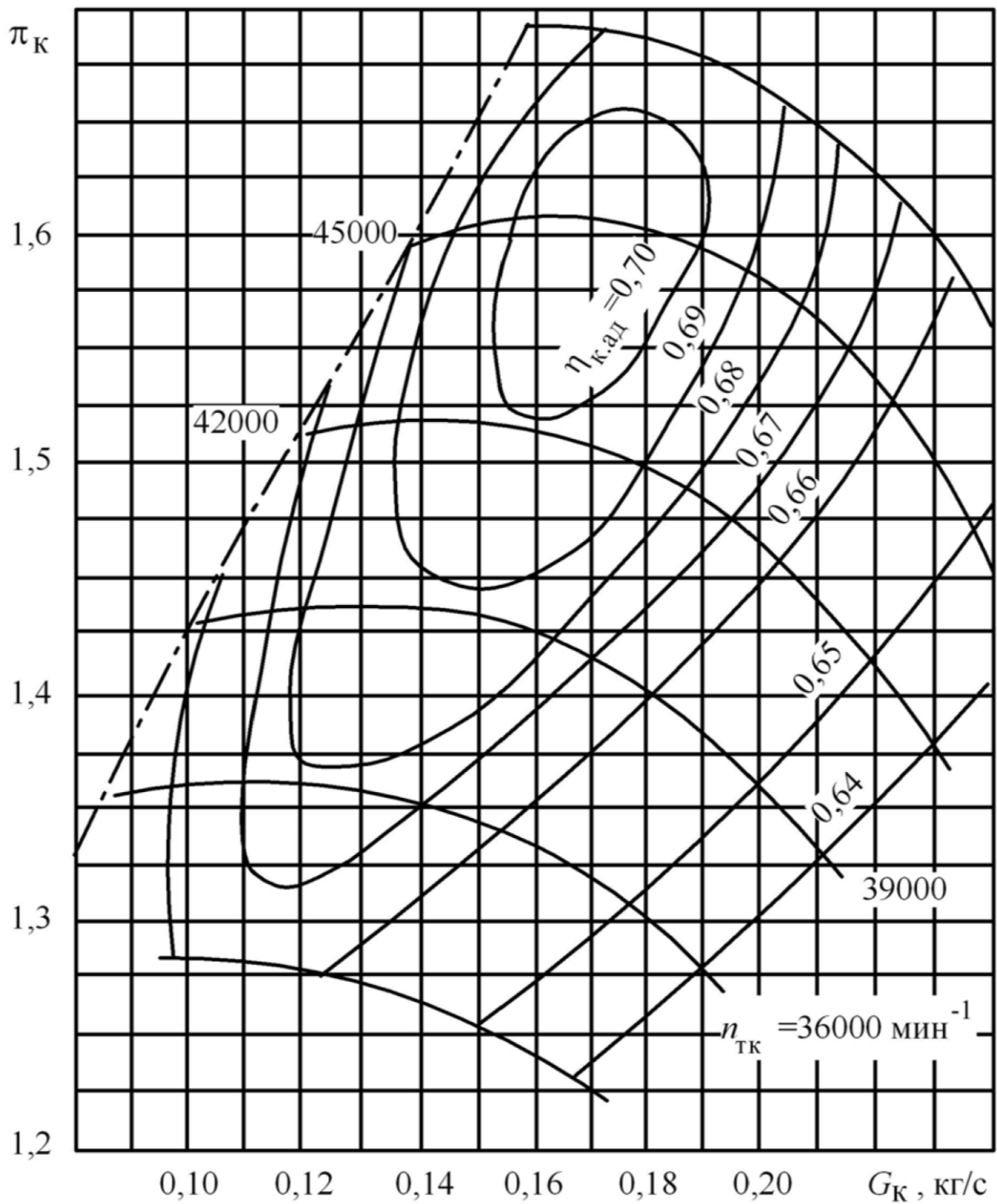
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 85 мм; турбины – 85 мм

Максимальный КПД турбины – 0,70

Выходное отверстие из компрессора – 48 мм

Входное отверстие в турбину – 55 мм

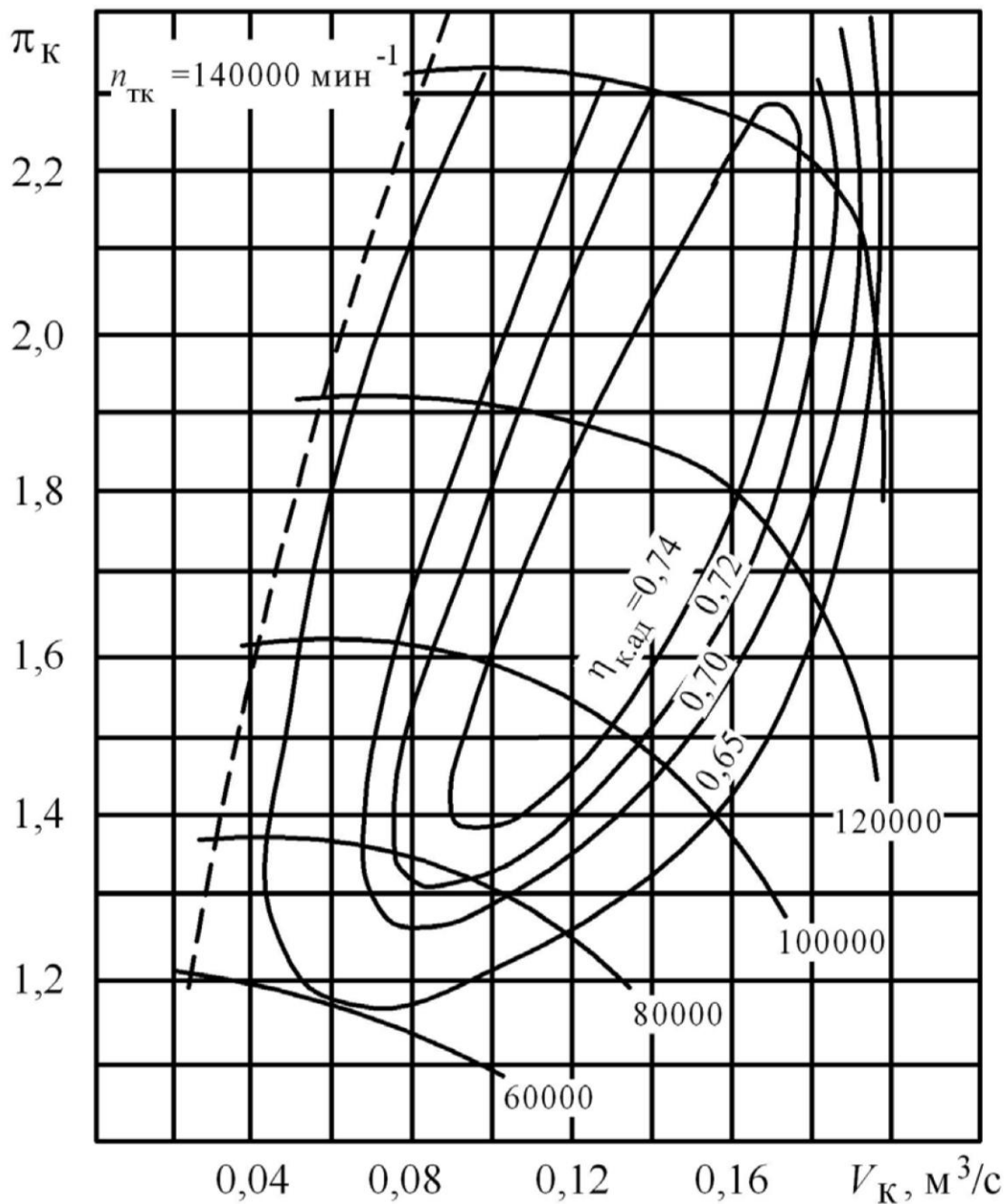


Вариант № 6. Характеристика турбокомпрессора ТКР 11Н (Россия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 110 мм; турбины – 110 мм

Максимальный КПД турбины – 0,68



Вариант № 7. Характеристика турбокомпрессора С13 (Чехословакия)

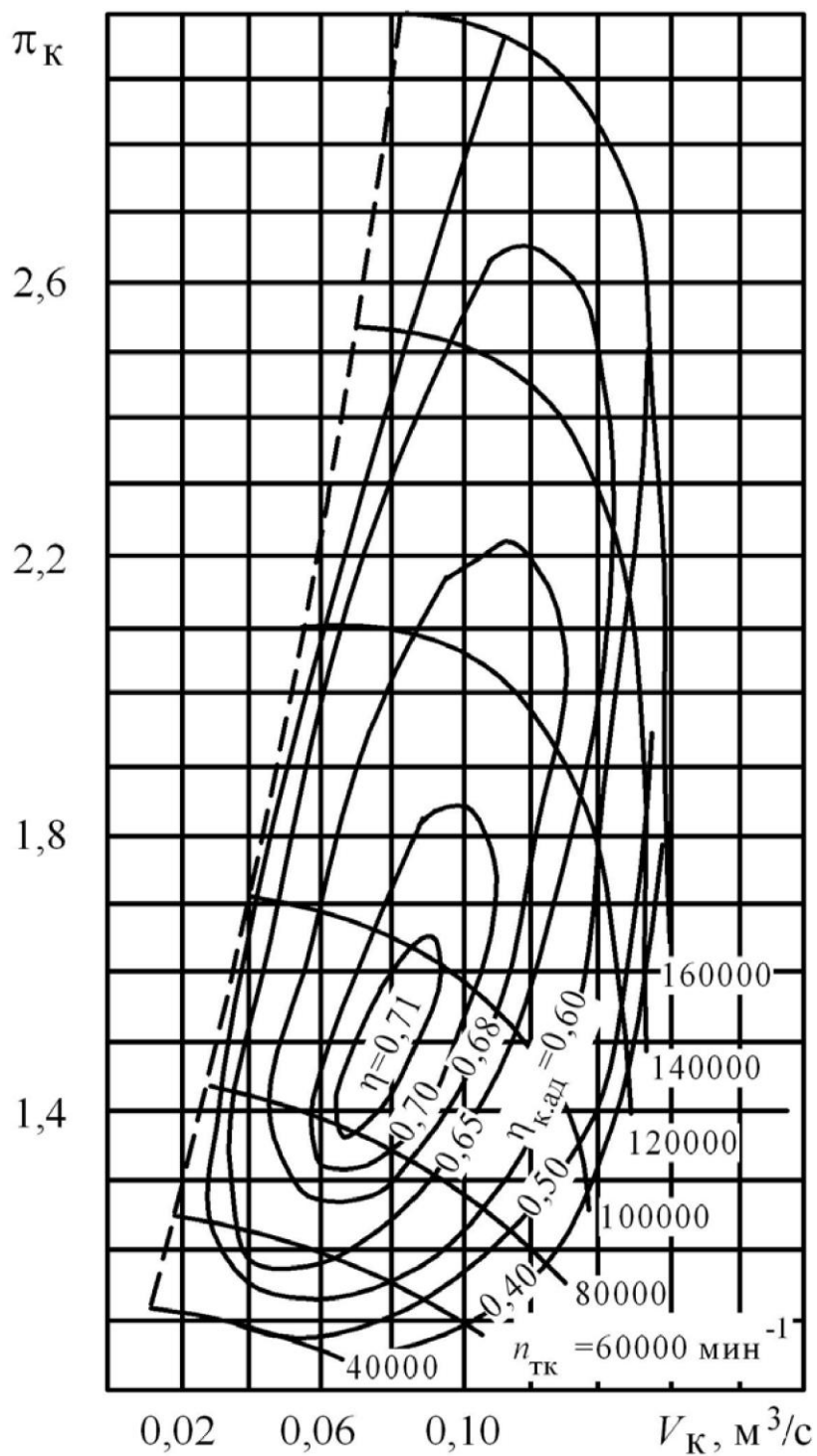
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 55 мм; турбины – 46 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

Выходное отверстие из компрессора – 40 мм

Входное отверстие в турбину – 40 мм

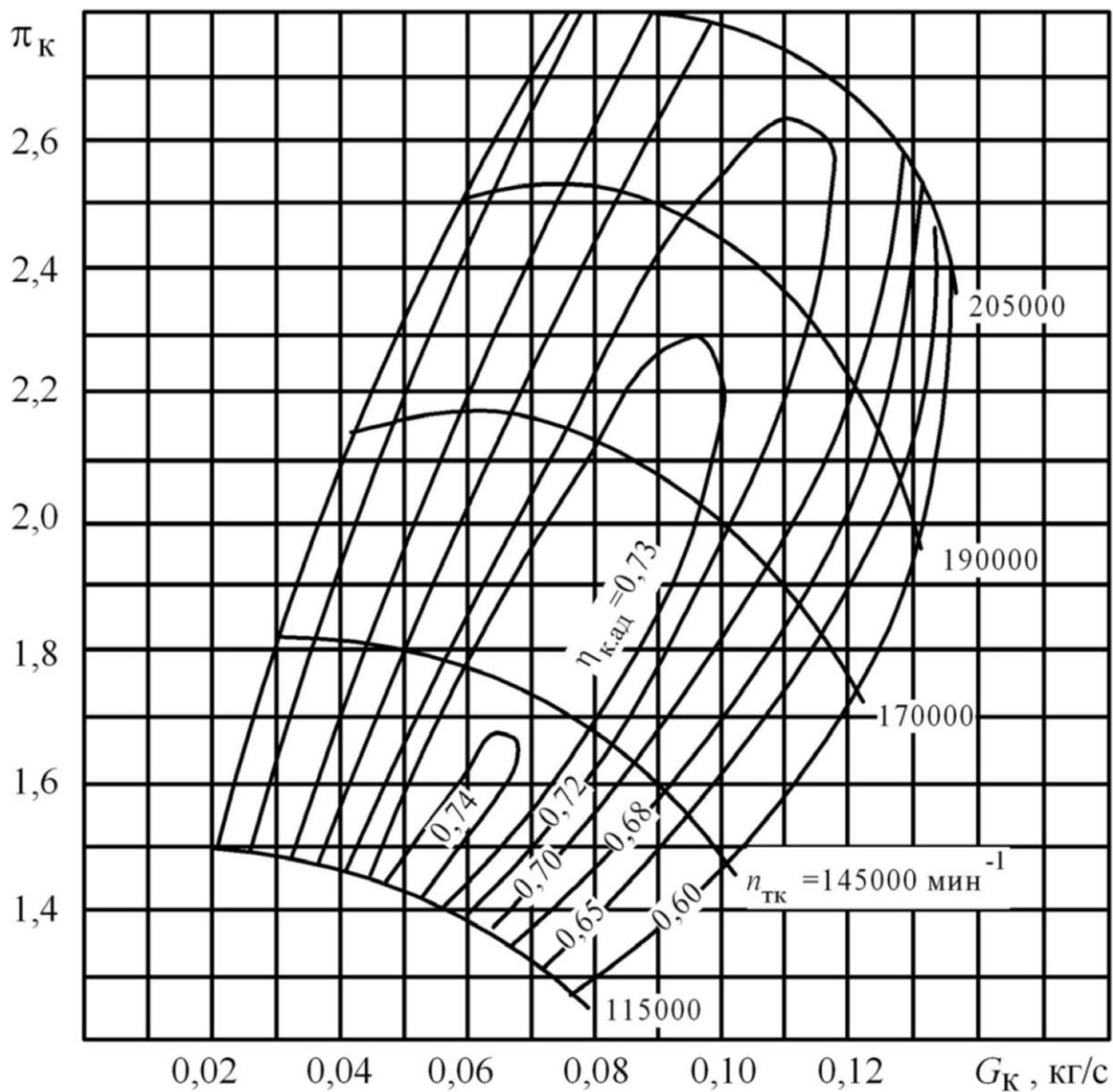


Вариант № 8. Характеристика турбокомпрессора С14 (Чехословакия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 60 мм; турбины – 50 мм

Максимальный КПД турбины – 0,68



Вариант № 9. Характеристика турбокомпрессора TD-03-06G (Mitsubishi, Япония)

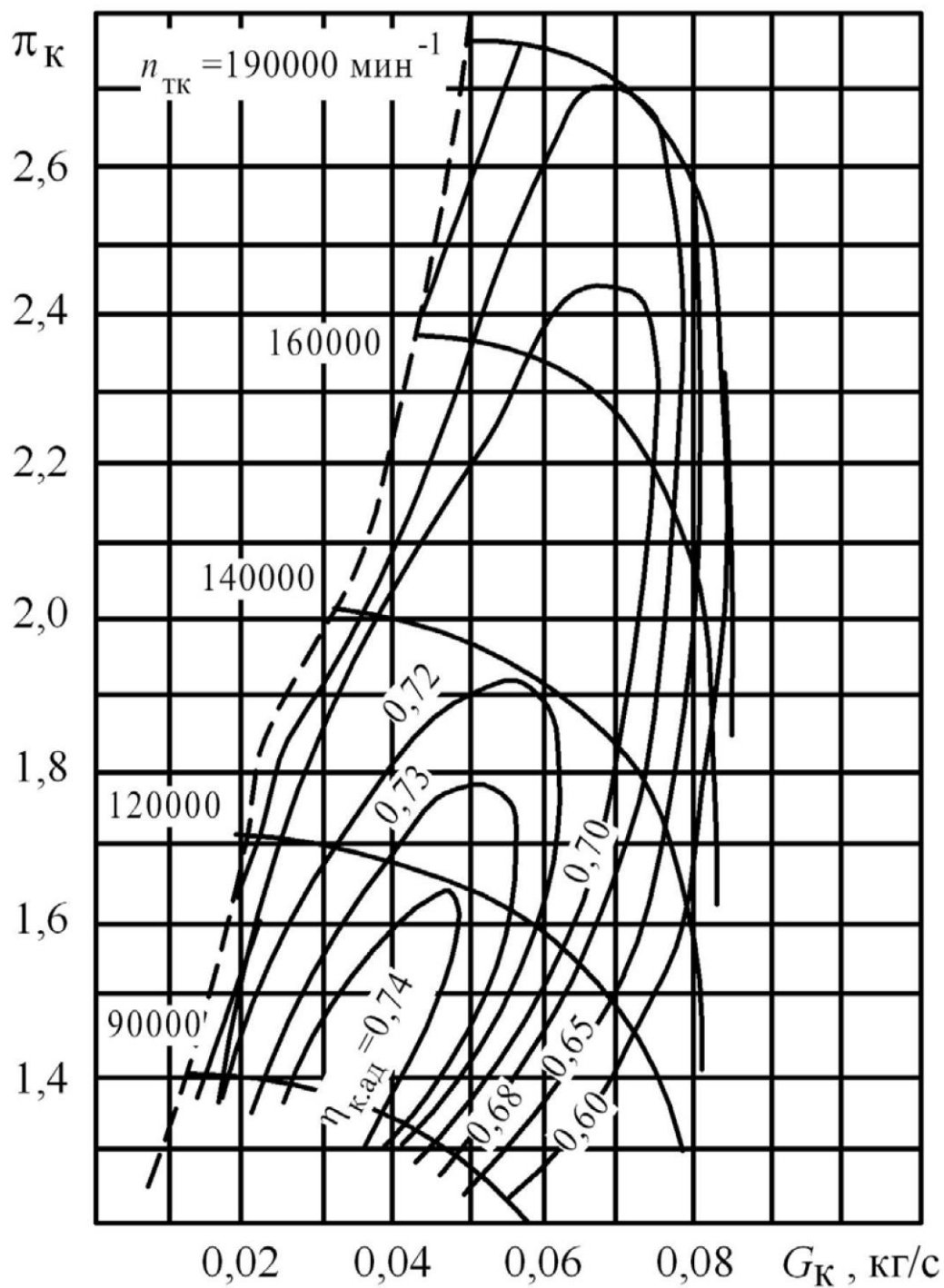
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 40 мм; турбины – 40 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

Выходное отверстие из компрессора – 25 мм

Входное отверстие в турбину – 34 мм

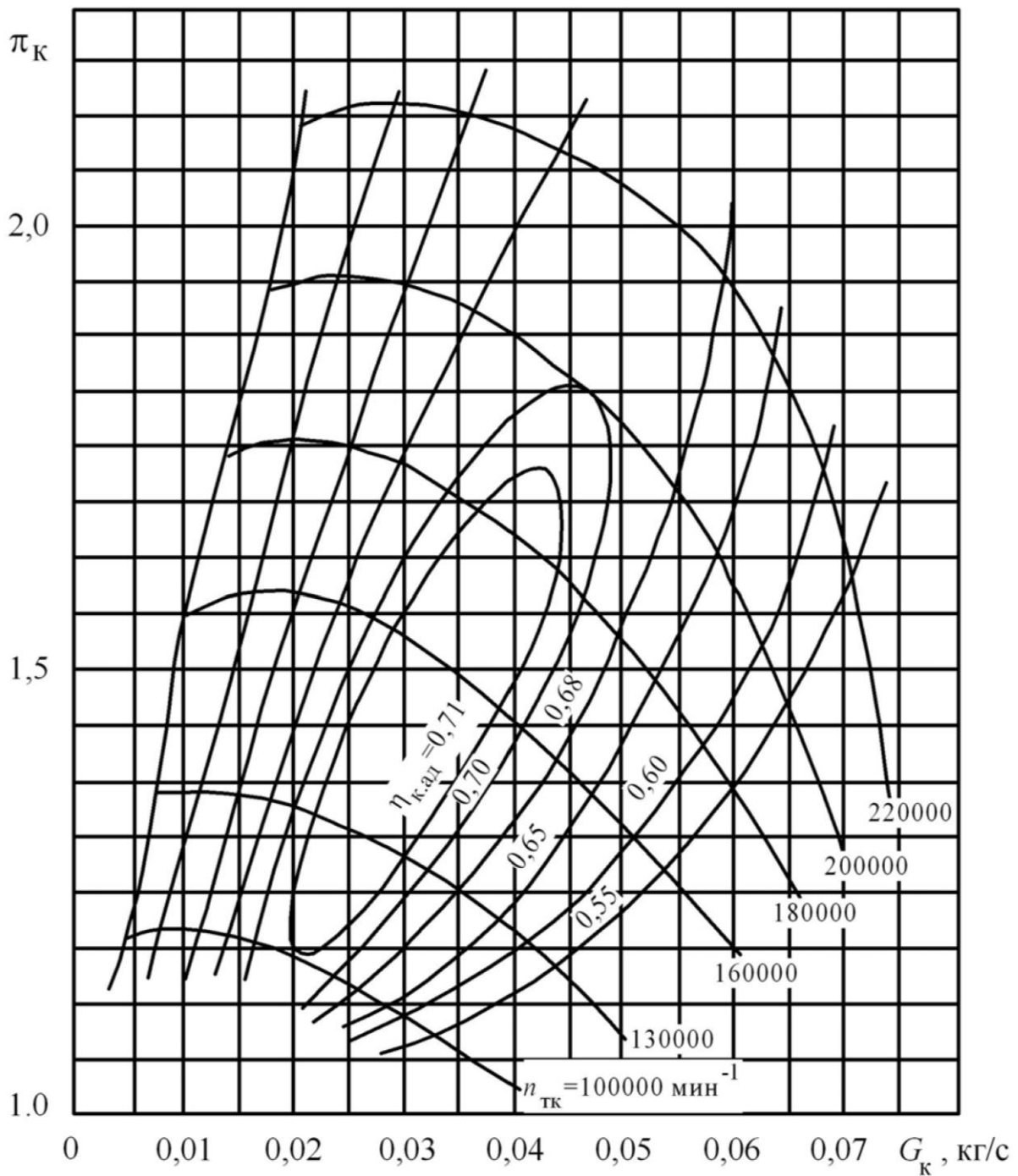


Вариант № 10. Характеристика турбокомпрессора TD-04-05B (Mitsubishi, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 49 мм; турбины – 47 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

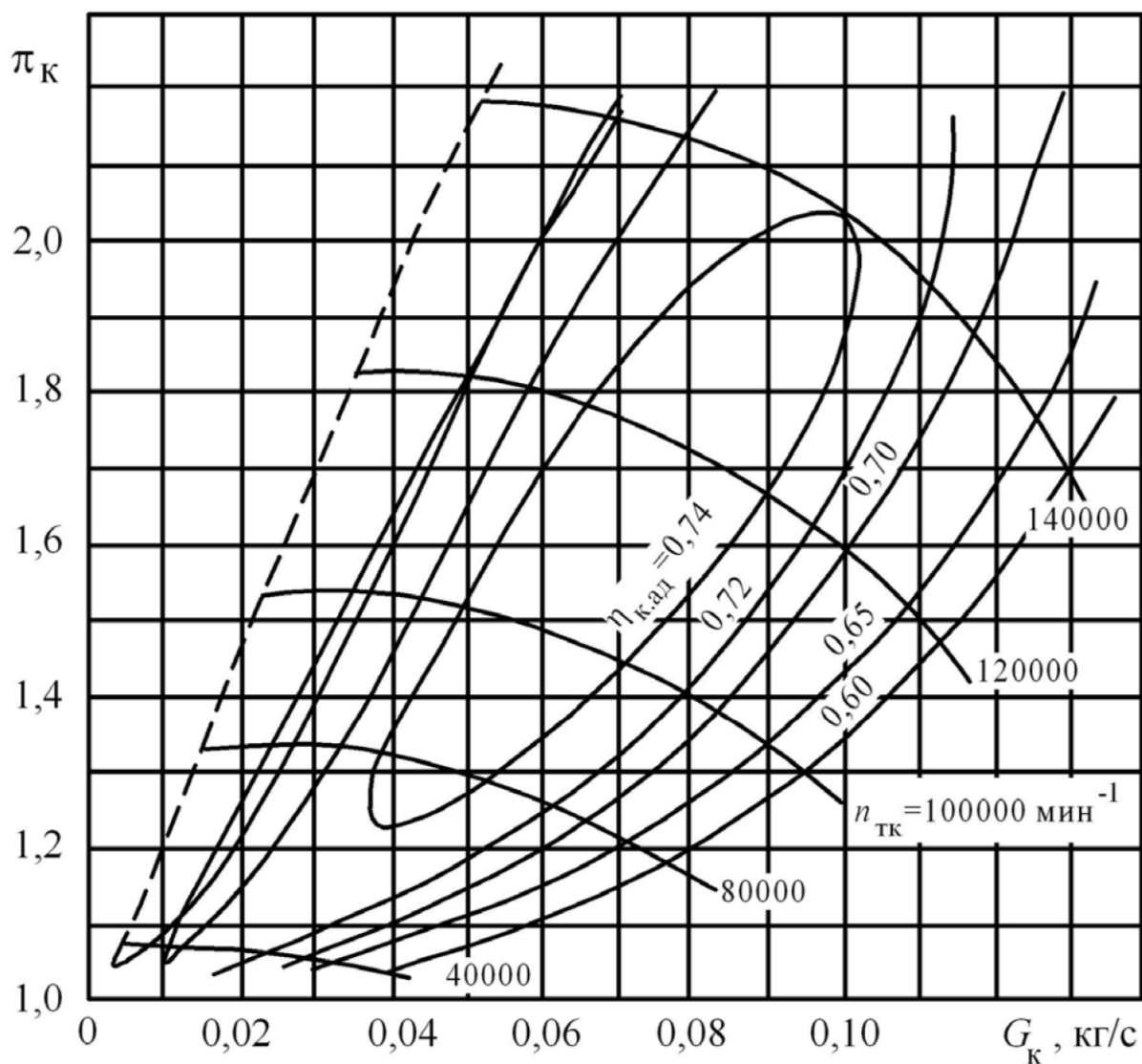


Вариант № 11. Характеристика турбокомпрессора
 РНВ 3, модель 255А (ИИ, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 38 мм; турбины – 40 мм

Максимальный КПД турбины – 0,70

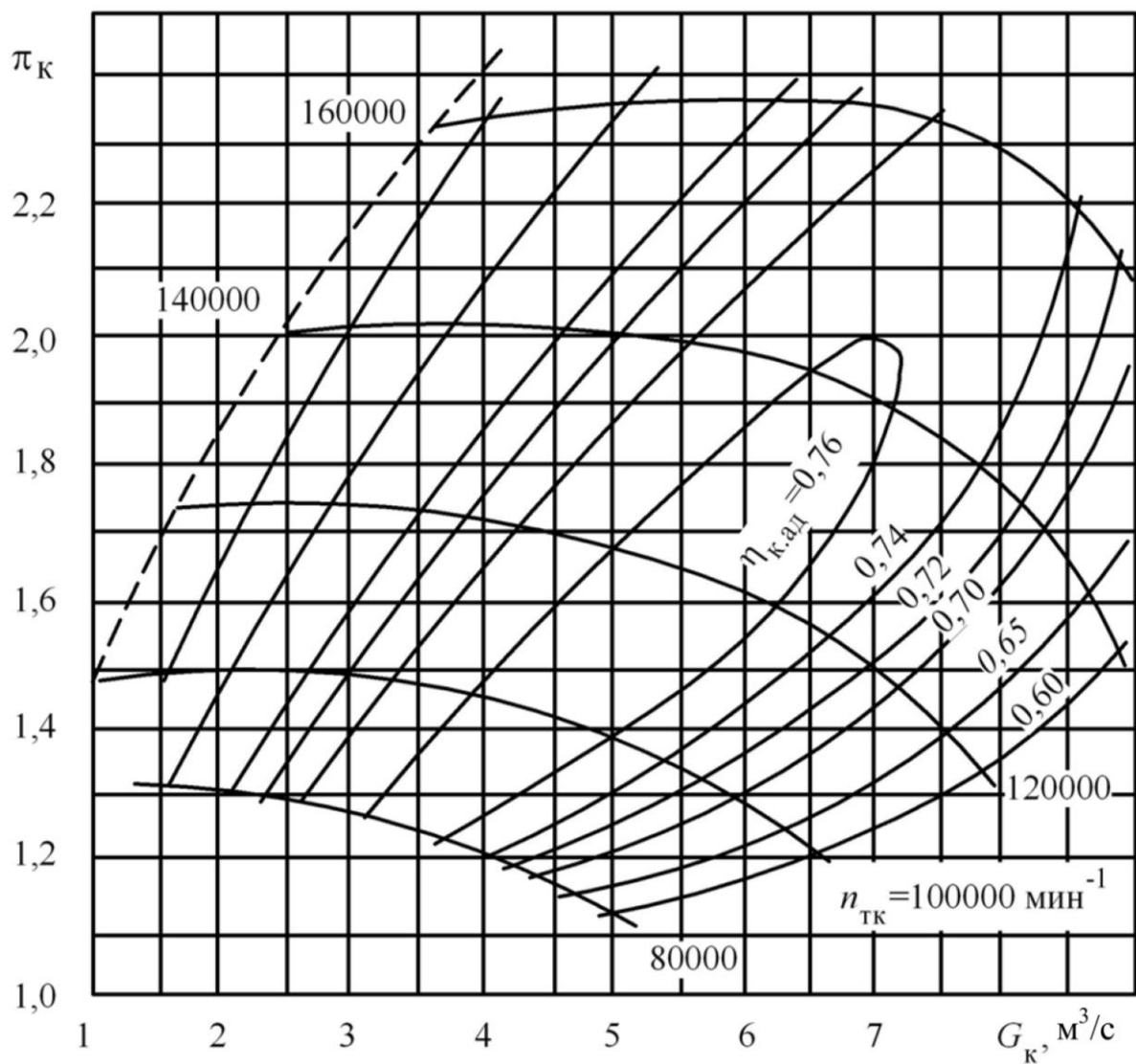


Вариант № 12. Характеристика турбокомпрессора
RNB 5, модель 384С (ИИ, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 48 мм; турбины – 50 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

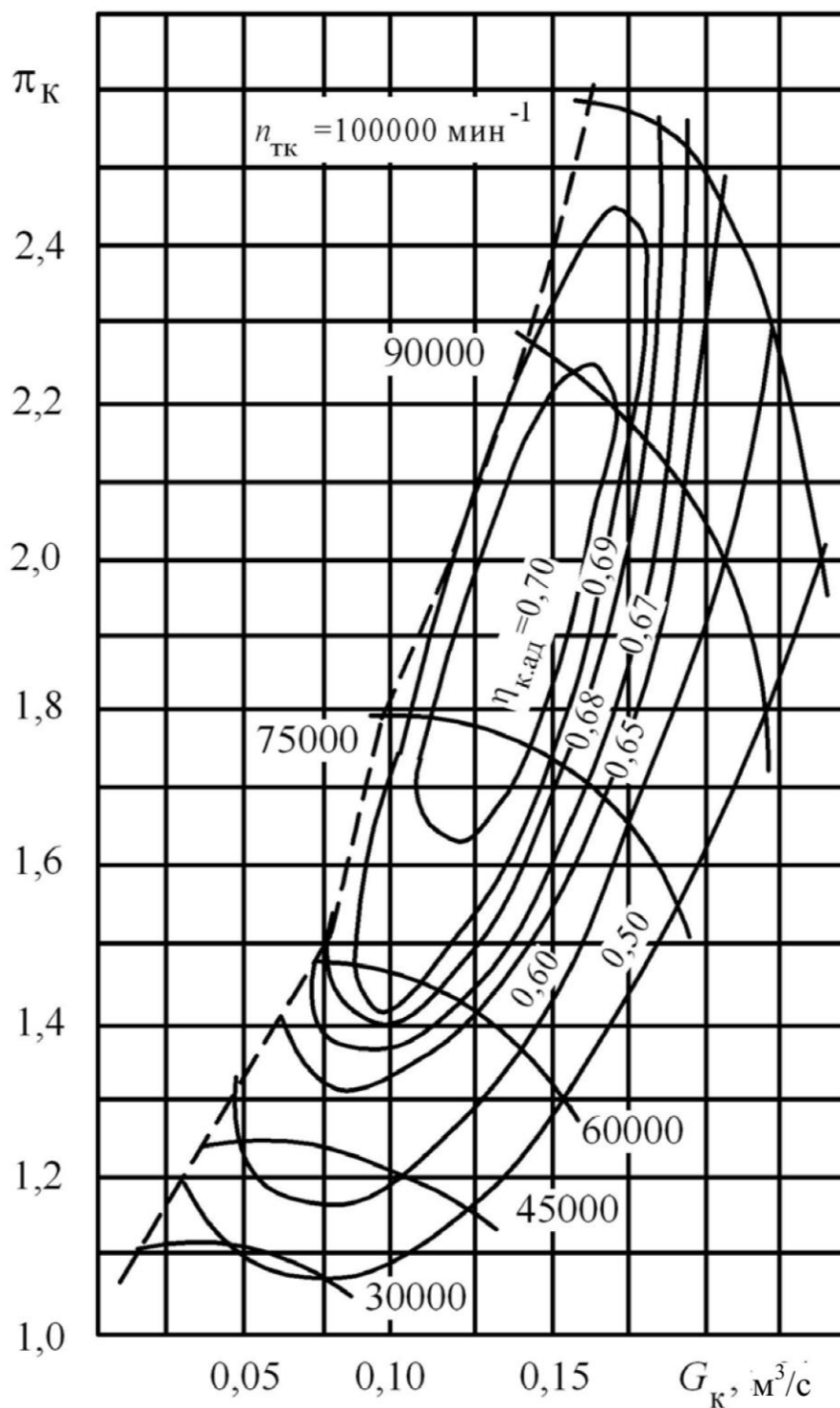


Вариант № 13. Характеристика турбокомпрессора
RHB 5, модель 4016E (ИИ, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 48 мм; турбины – 50 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

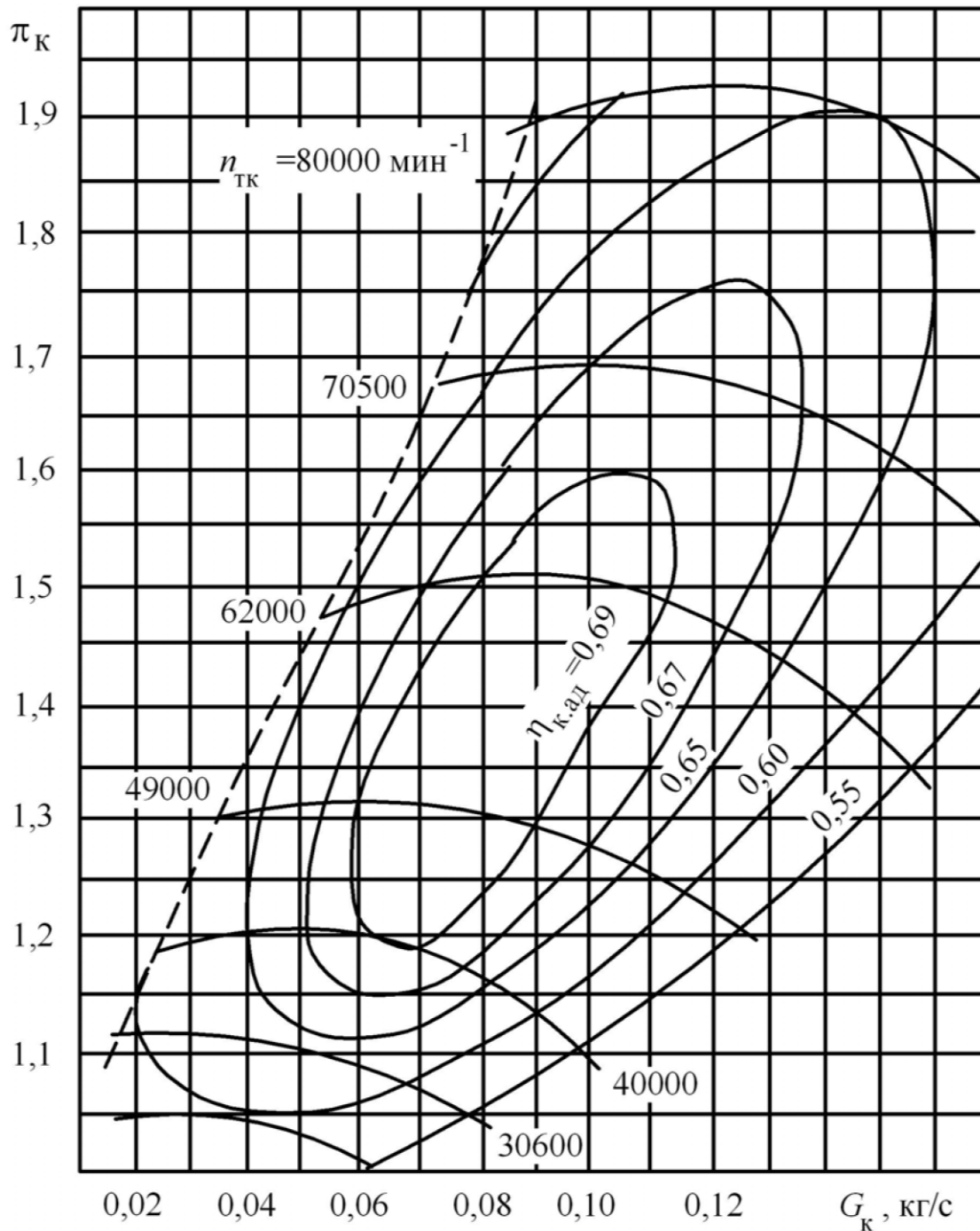


Вариант № 14. Характеристика турбокомпрессора EB-02

Справочная информация

Максимальный КПД турбины – 0,70

Выходное отверстие из компрессора – 46 мм

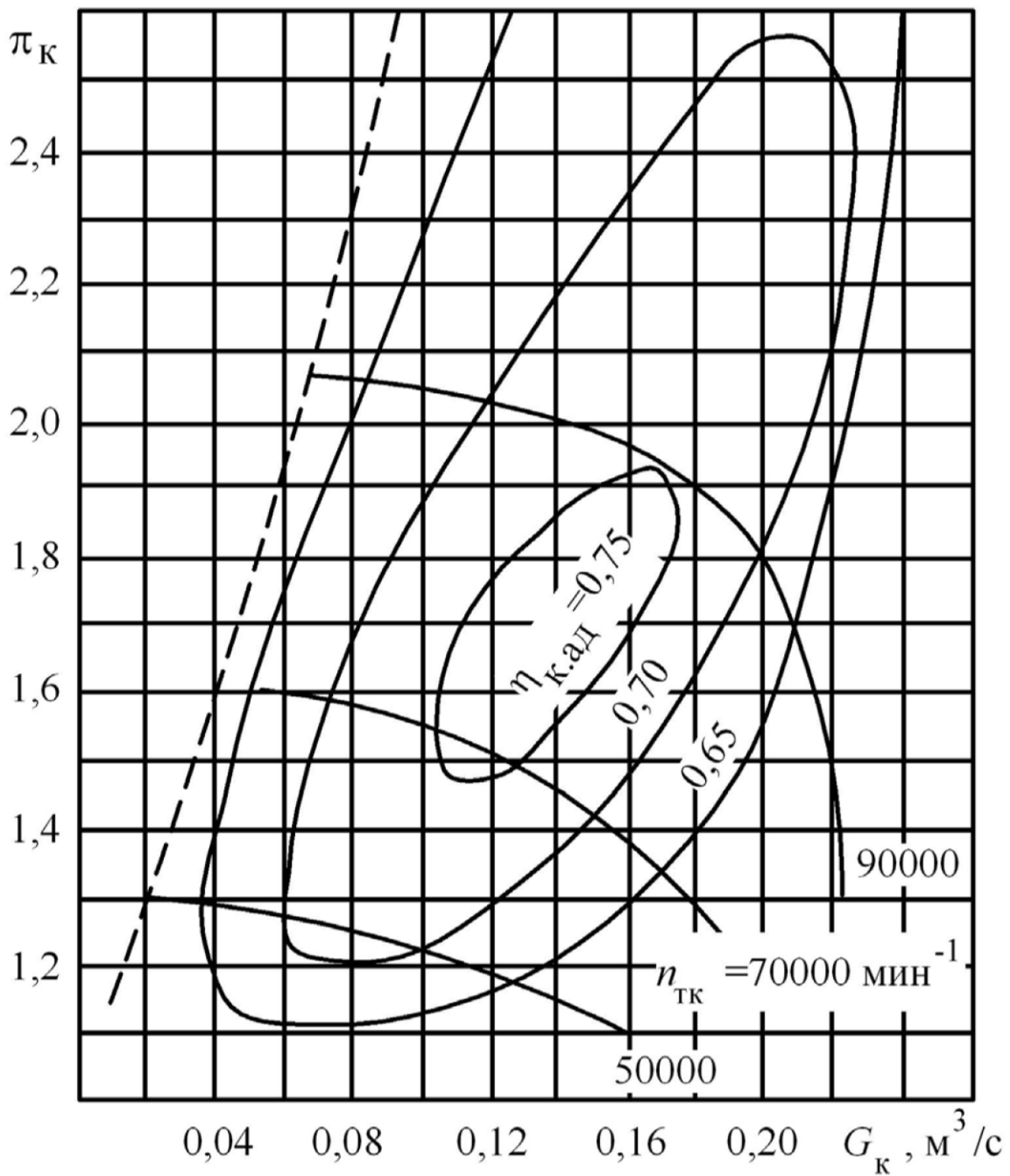


Вариант № 15. Характеристика турбокомпрессора
SAV-100 (SAV, Великобритания)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 70 мм; турбины – 70 мм

Максимальный КПД турбины – 0,67

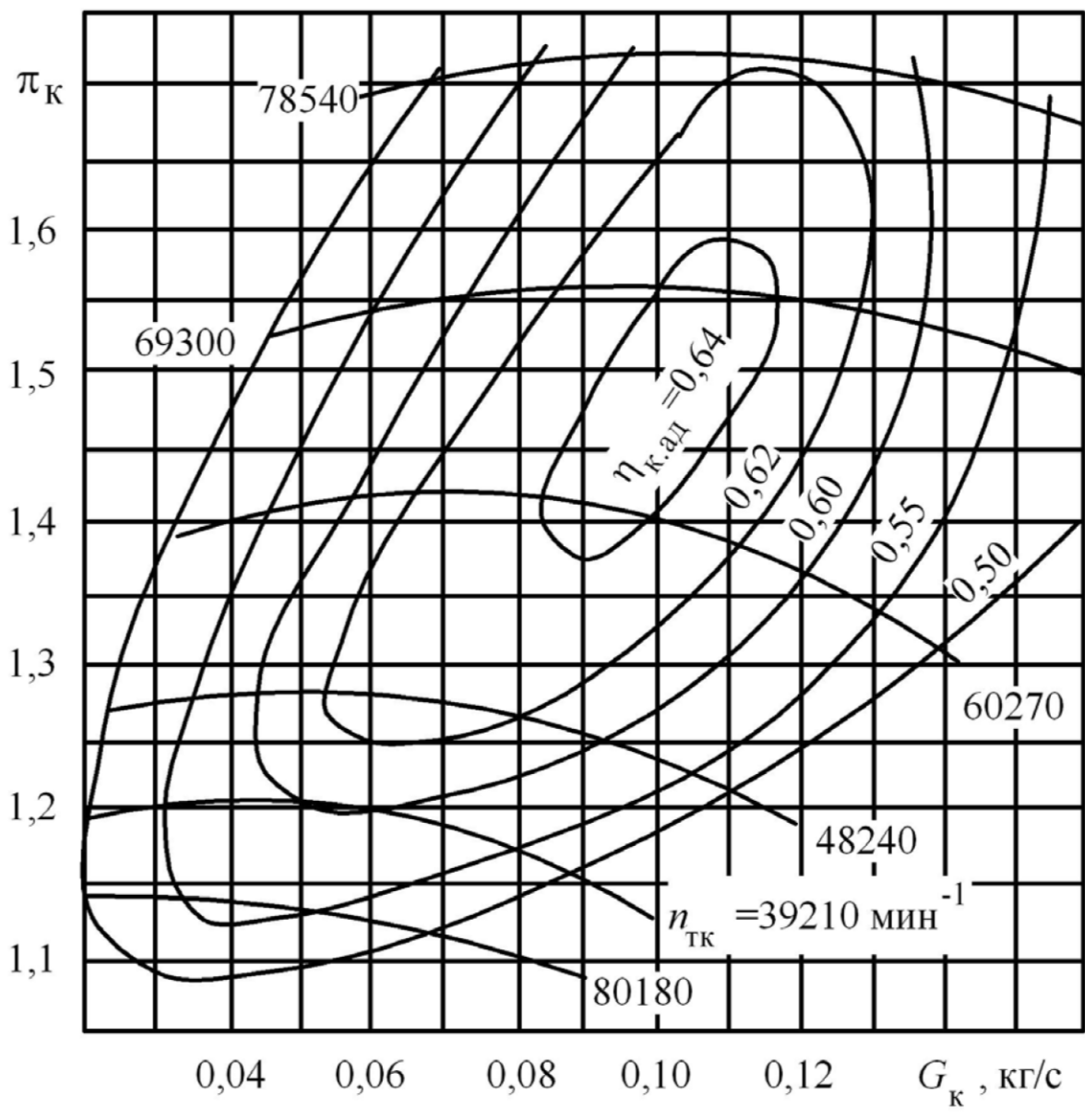


Вариант № 16. Характеристика турбокомпрессора
К-27/3060G (ККК, Германия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 72 мм; турбины – 70 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

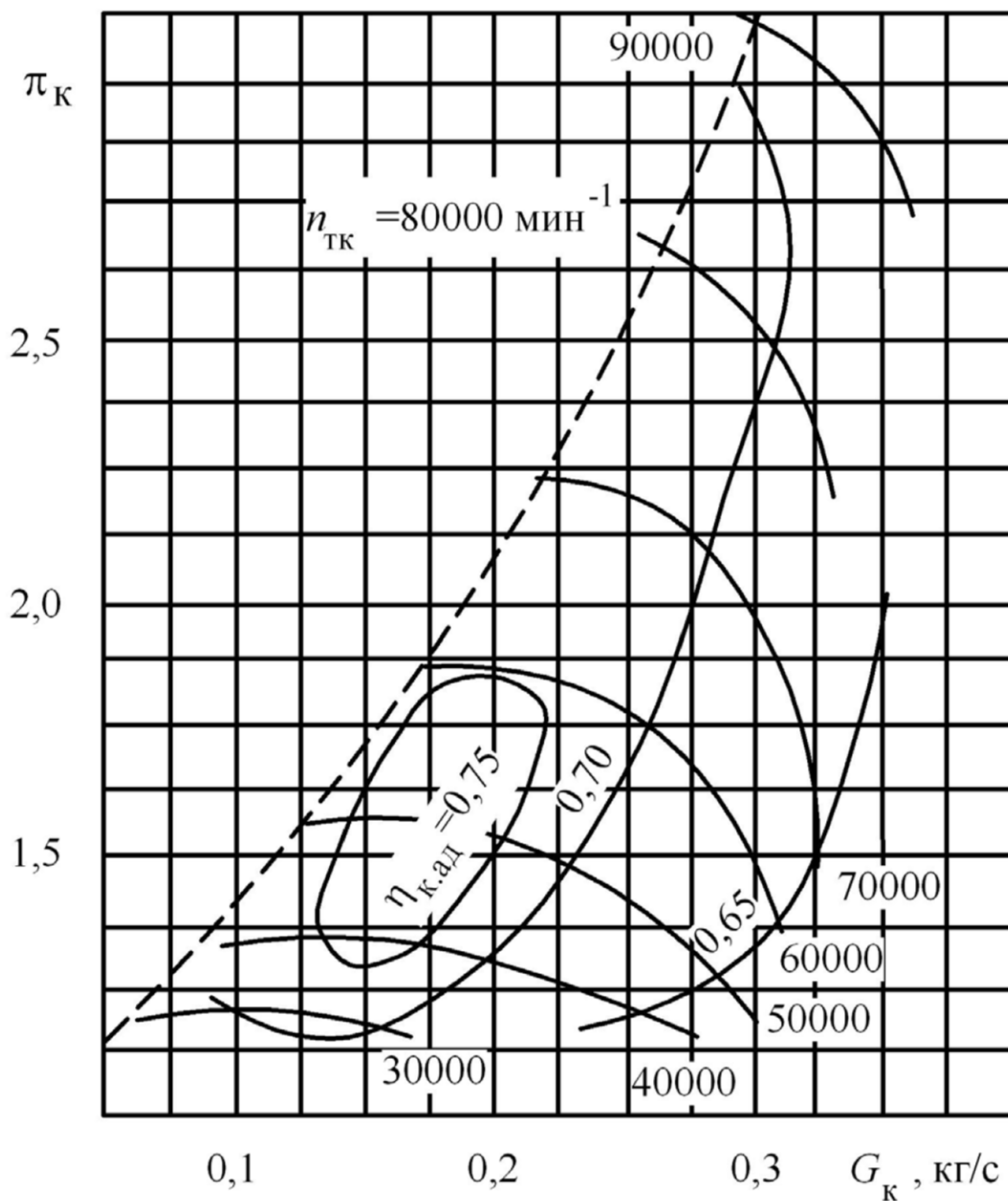


Вариант № 17. Характеристика турбокомпрессора Т-04 (Garrett, США)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 60 мм; турбины – 60 мм

Максимальный КПД турбины – 0,65

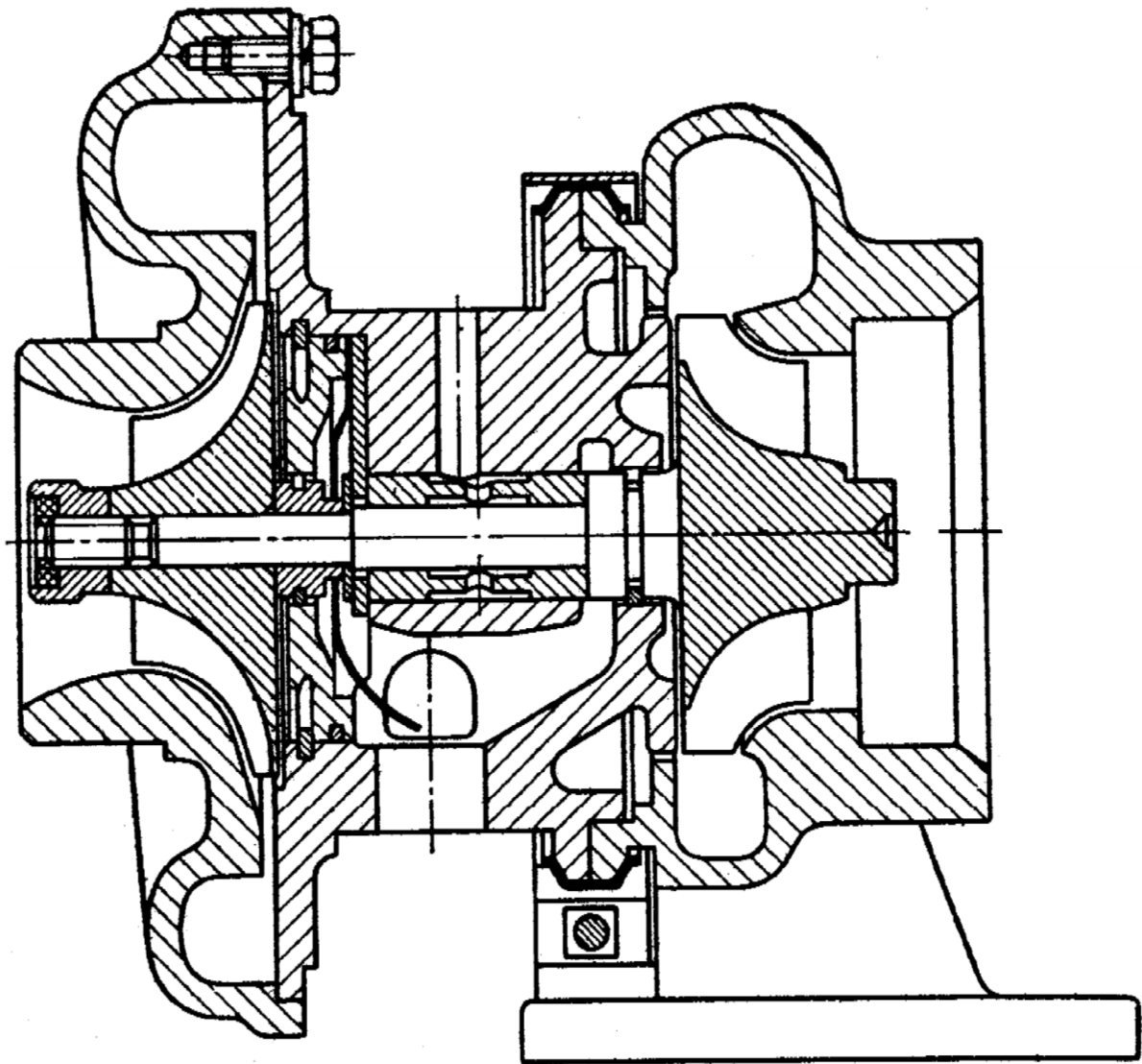


Вариант № 18. Характеристика турбокомпрессора
KTR-100 (Комацу, Япония)

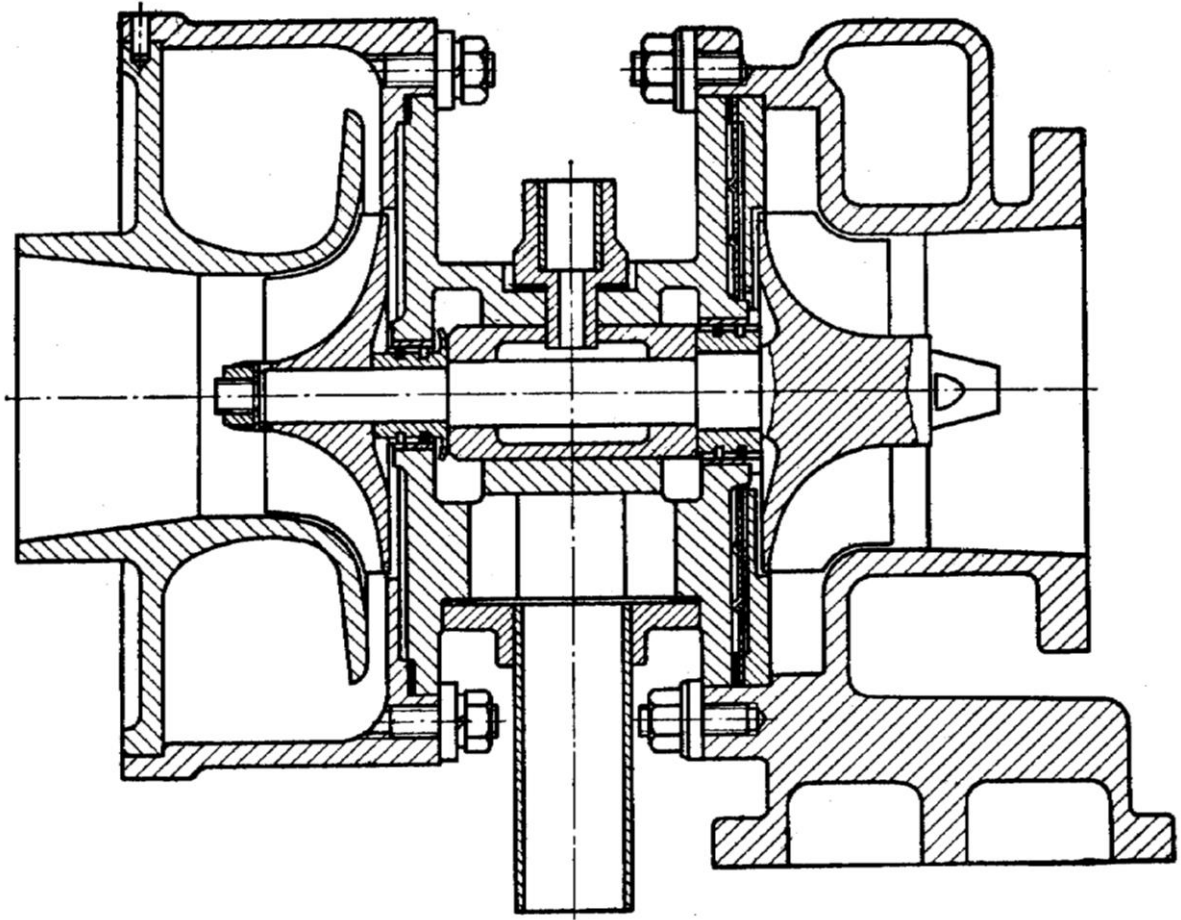
Справочная информация

Максимальный КПД турбины – 0,72

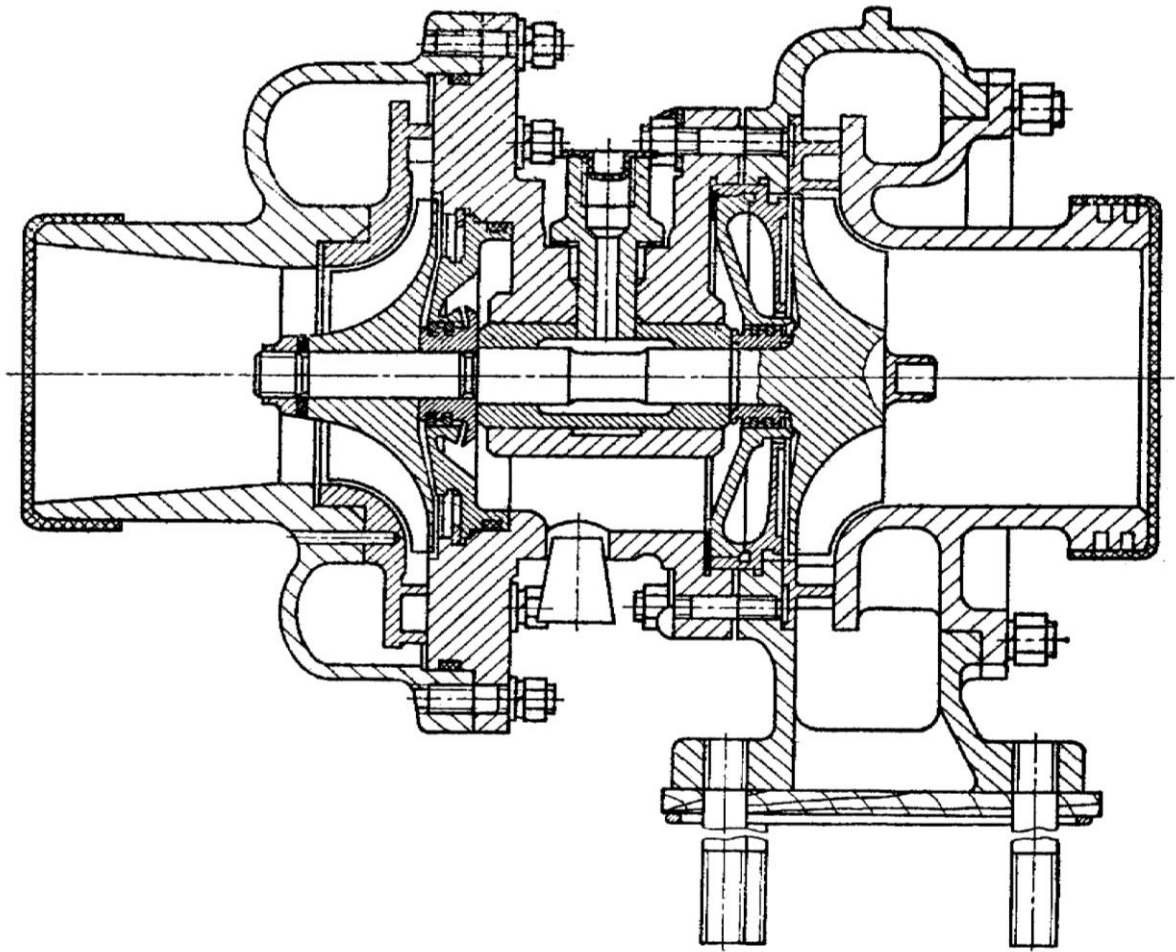
Конструкции турбокомпрессоров



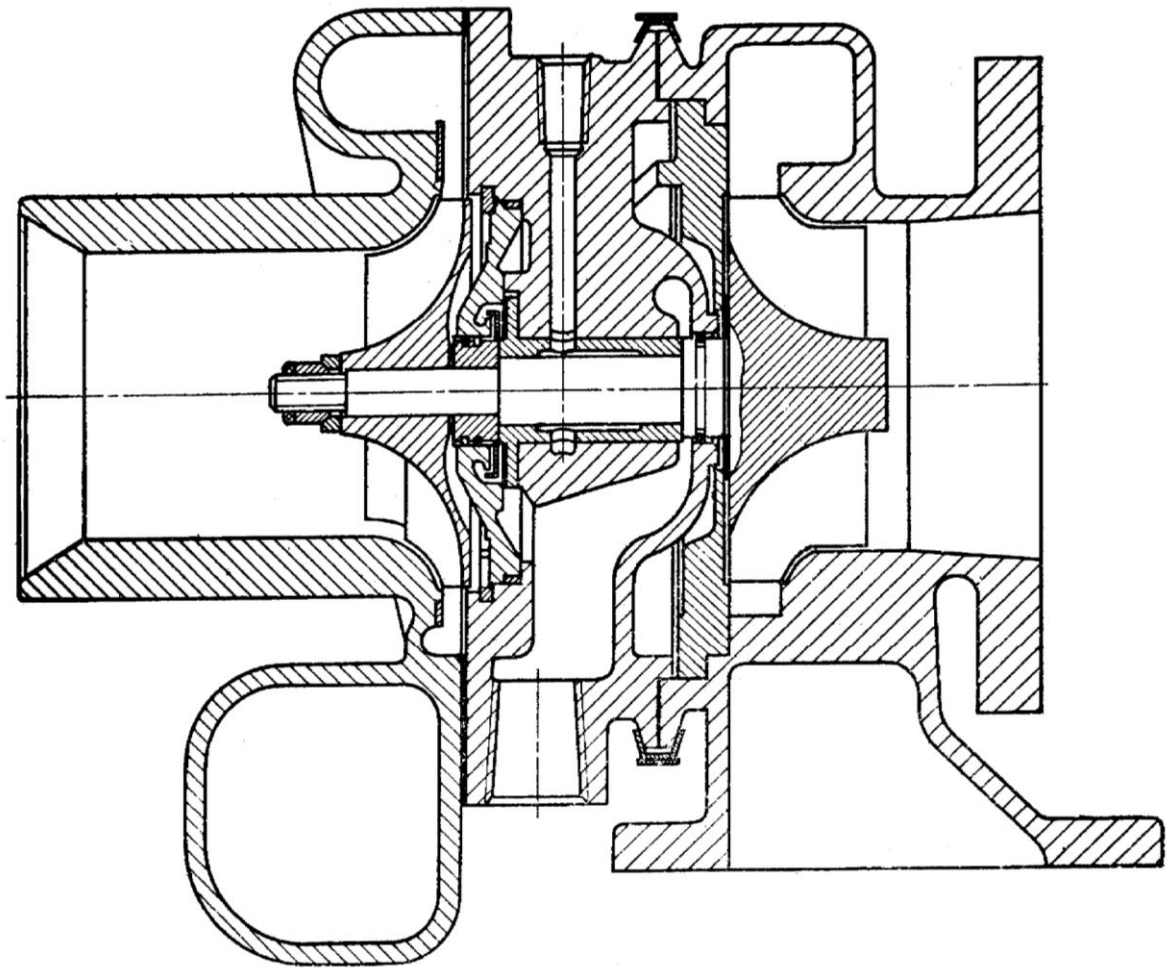
Вариант 1



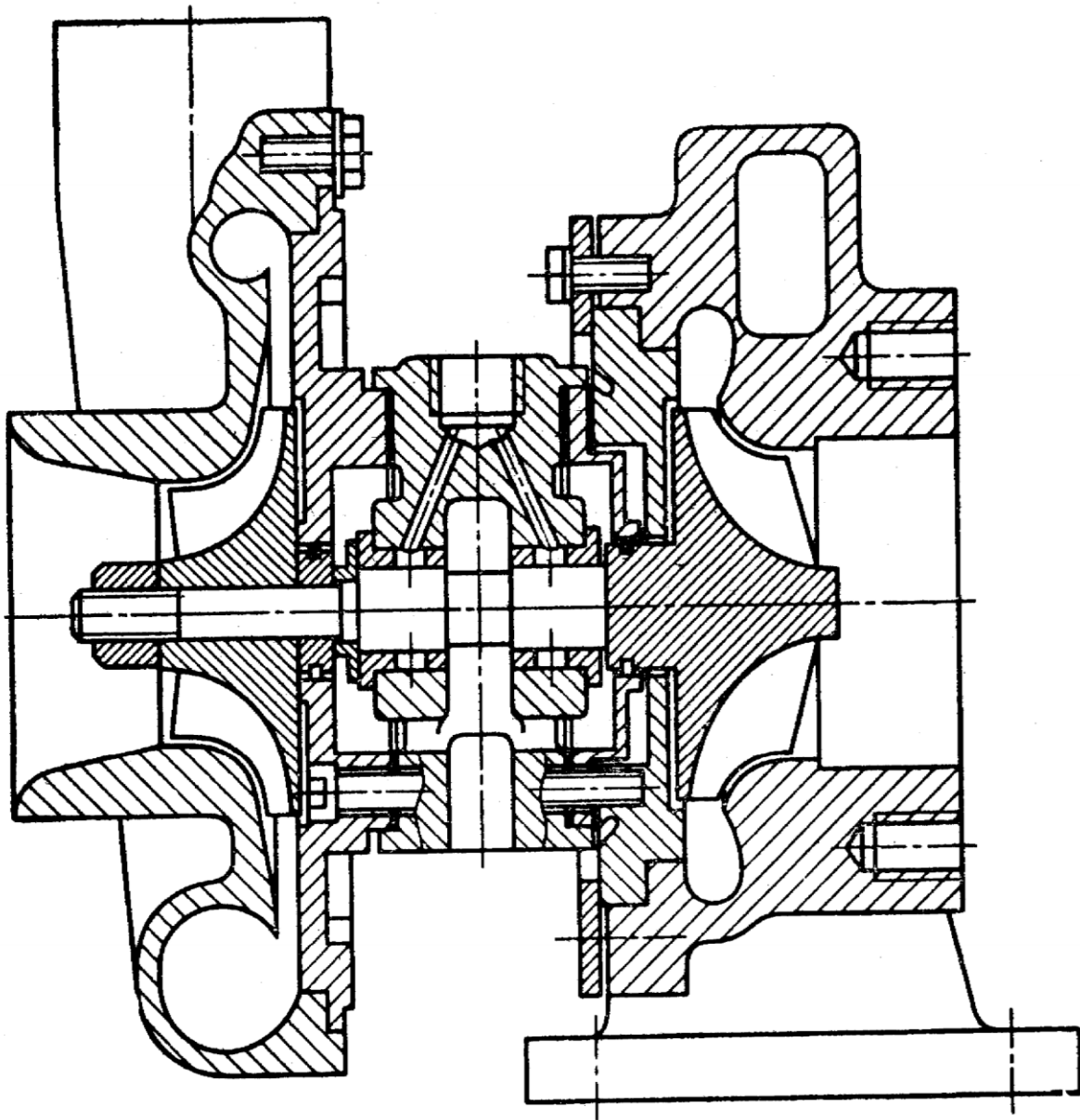
Вариант 2



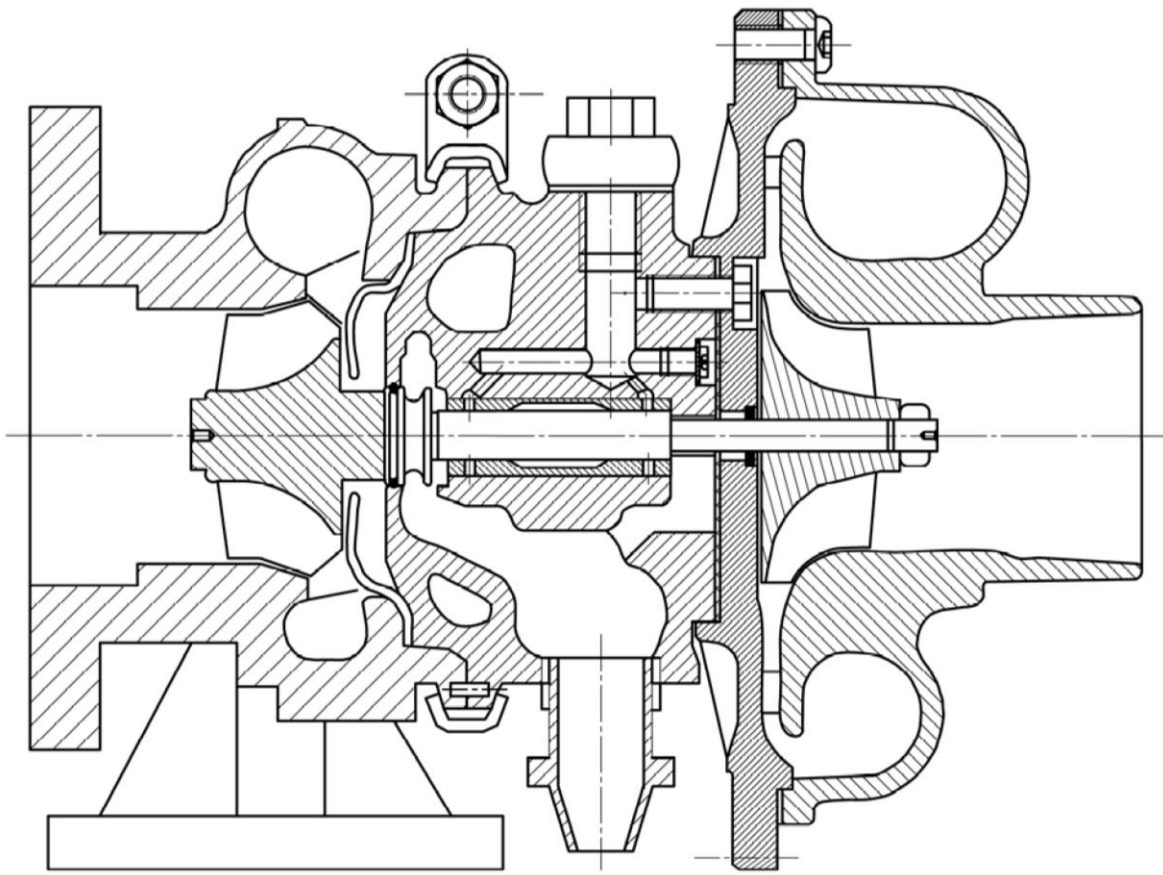
Вариант 3



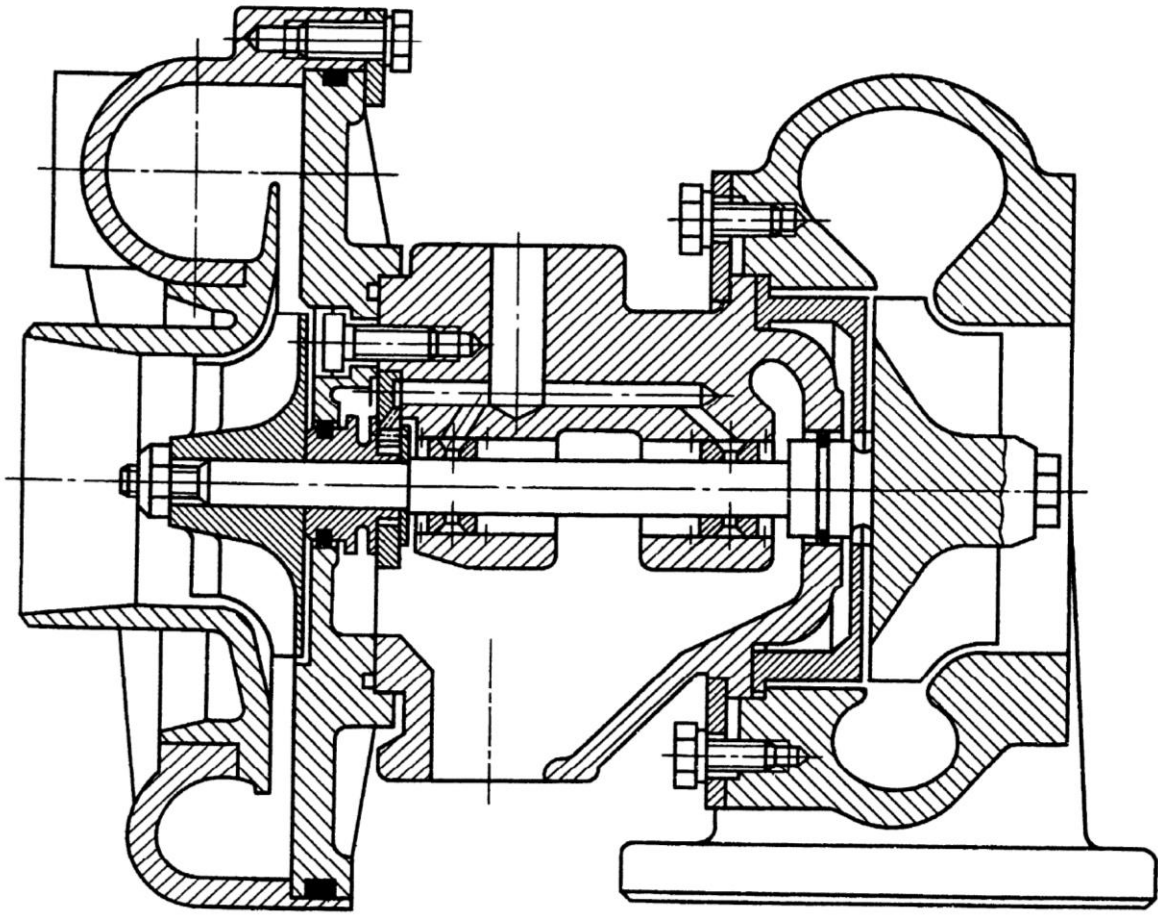
Вариант 4



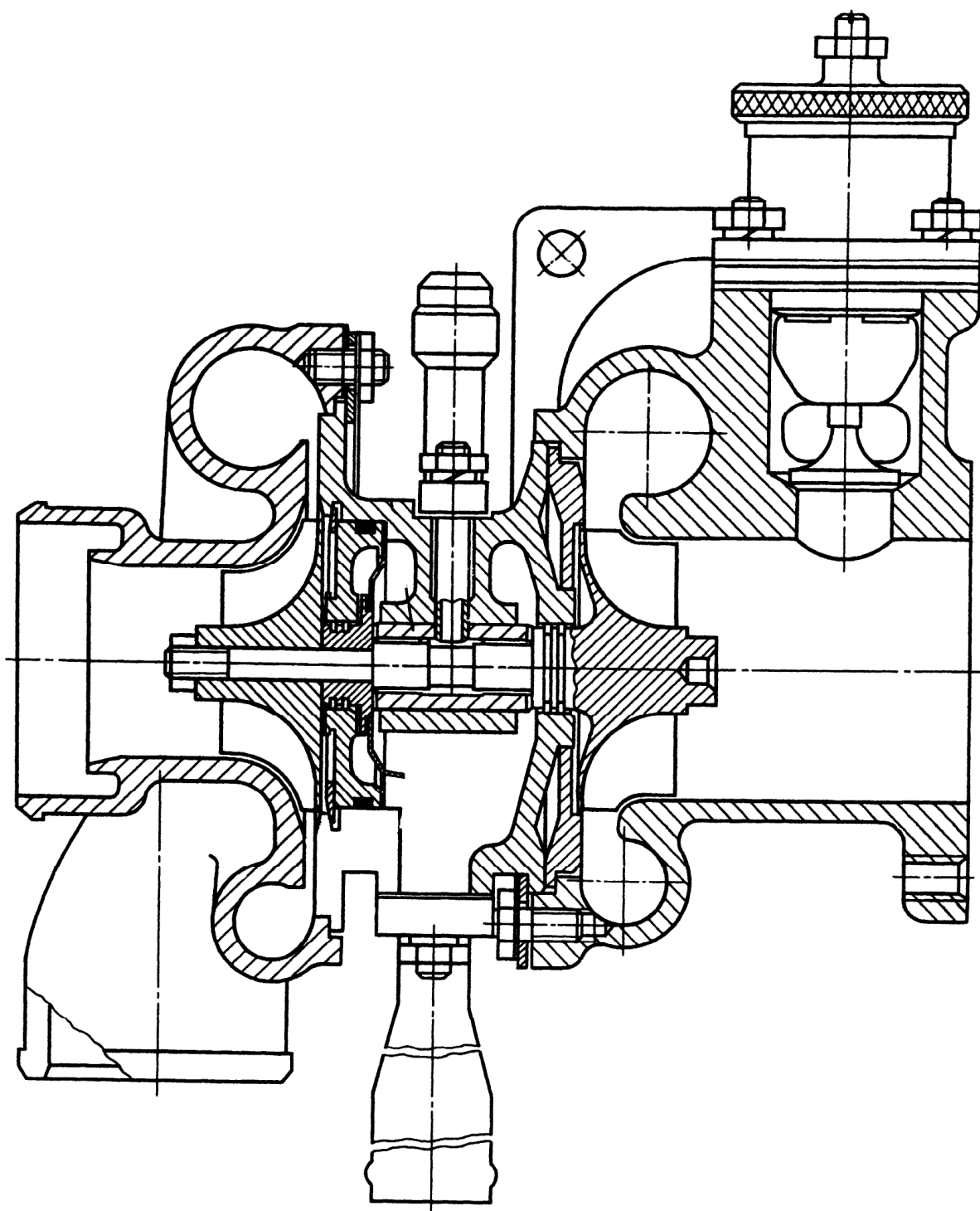
Вариант 5



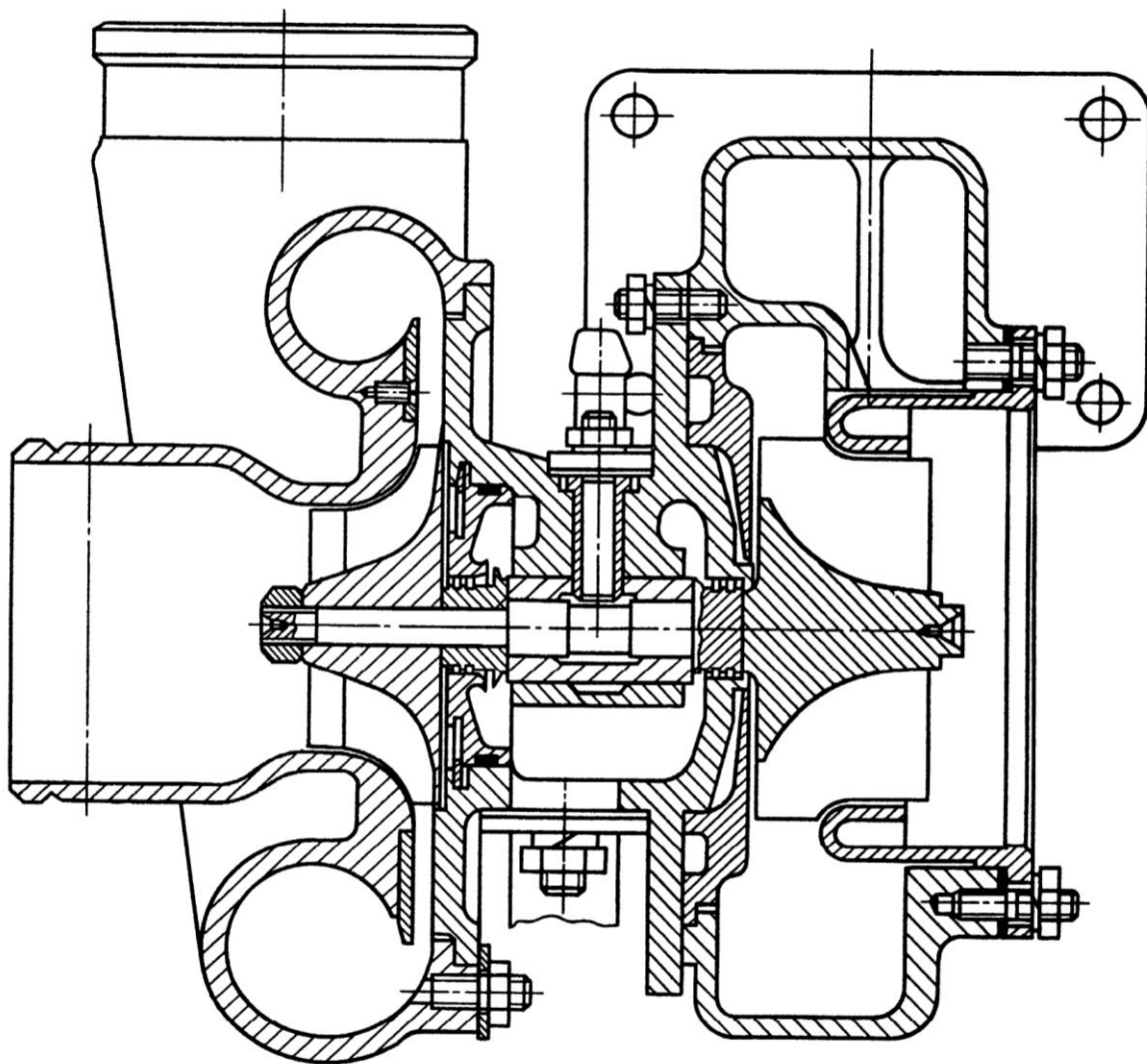
Вариант 6



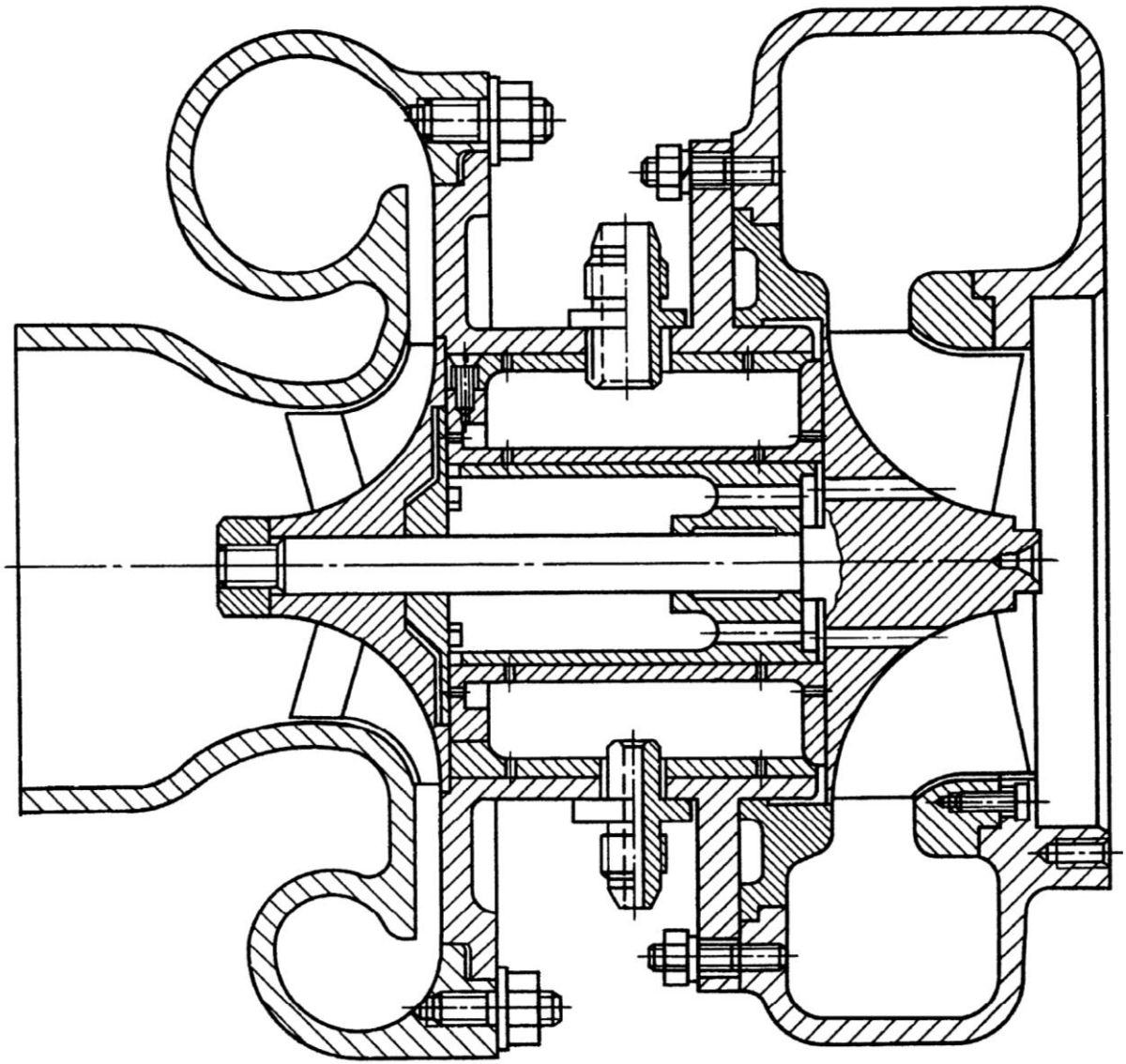
Вариант 7



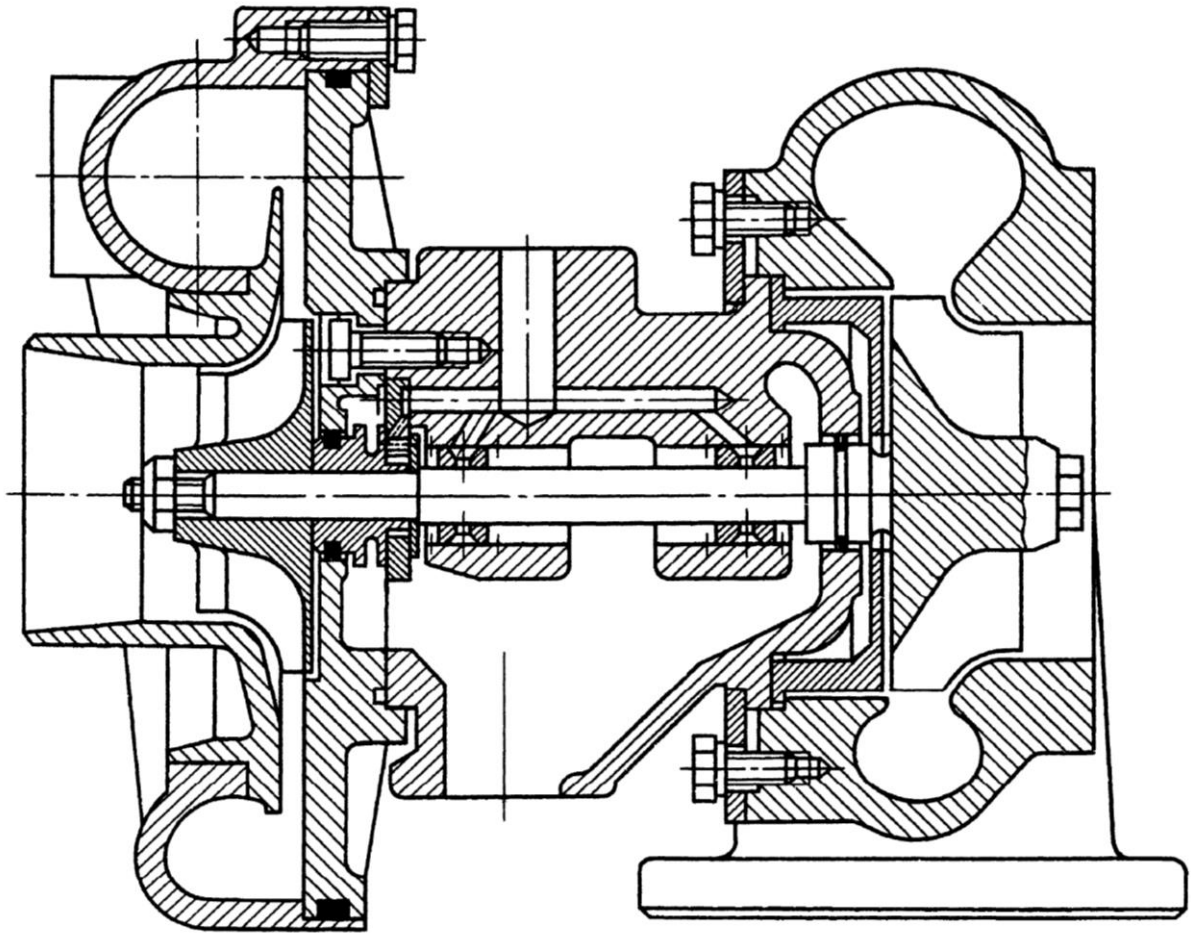
Вариант 8



Вариант 9

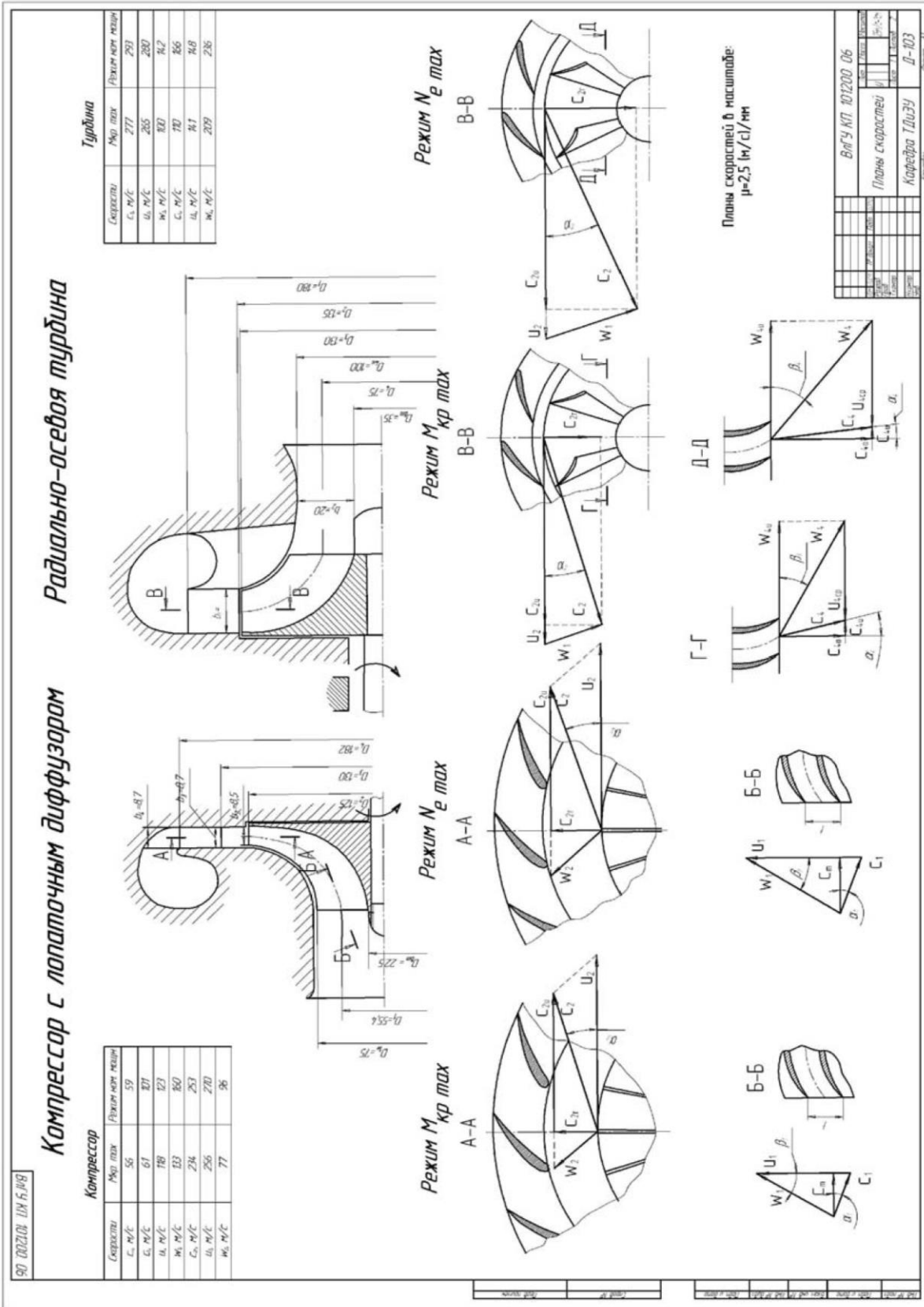


Вариант 10



Вариант 11

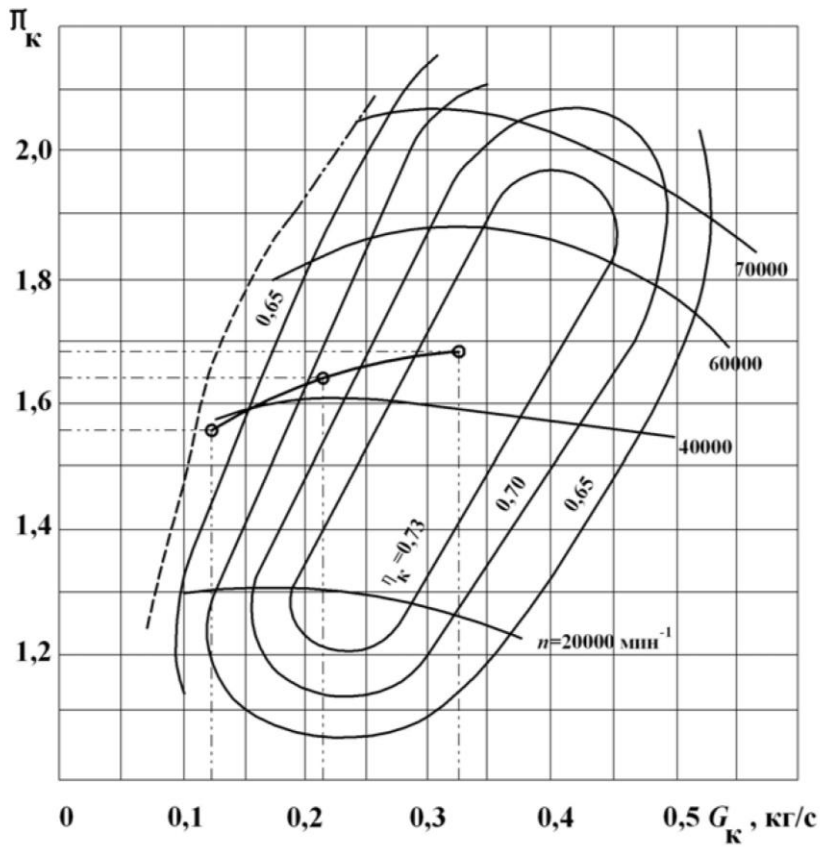
Планы скоростей



Совмещение характеристик двигателя и компрессора

ВлГУ. КП. 140501

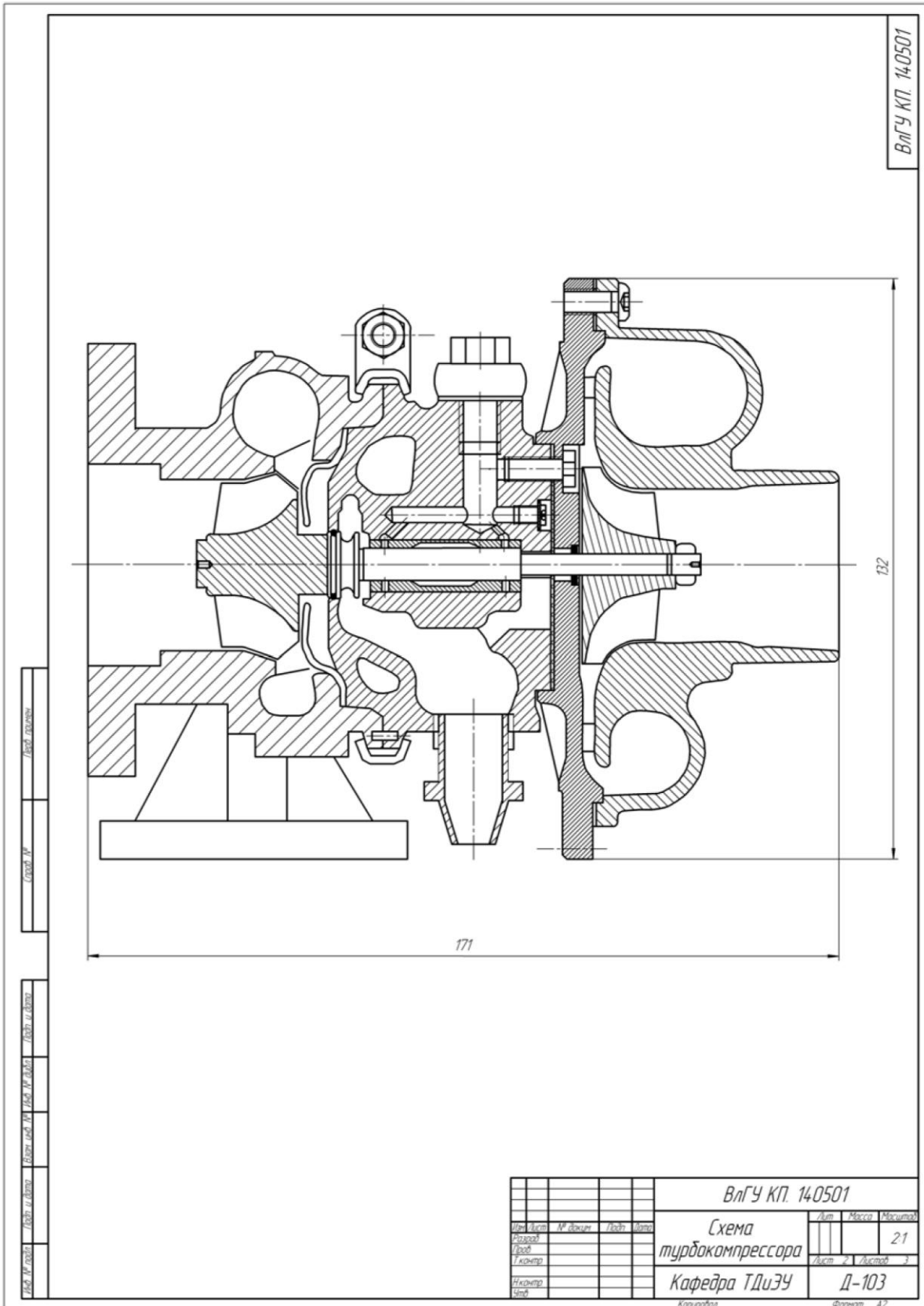
Совмещенная характеристика компрессора и двигателя



Лист 1
Лист 2
Лист 3
Лист 4
Лист 5
Лист 6
Лист 7
Лист 8
Лист 9
Лист 10
Лист 11
Лист 12
Лист 13
Лист 14
Лист 15
Лист 16
Лист 17
Лист 18
Лист 19
Лист 20
Лист 21
Лист 22
Лист 23
Лист 24
Лист 25
Лист 26
Лист 27
Лист 28
Лист 29
Лист 30
Лист 31
Лист 32
Лист 33
Лист 34
Лист 35
Лист 36
Лист 37
Лист 38
Лист 39
Лист 40
Лист 41
Лист 42
Лист 43
Лист 44
Лист 45
Лист 46
Лист 47
Лист 48
Лист 49
Лист 50

				ВлГУ. КП. 140501		
Исполн.	Проверен	Дата	Лист	Совмещение характеристик двигателя и компрессора		
Учебн.				Лист	2	Листов
Кафедра	Кафедра ТДиЗУ			Д-103		
Метод	Калькулят			Формат А2		

Схема турбокомпрессора



ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВС И ТУРБОКОМПРЕССОРА	4
1.1. Метод приближенного расчета π_k и G_k	4
1.2. Метод расчёта циклов двигателя на двух режимах	9
2. РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА.....	10
2.1. Предварительное определение основных параметров компрессора	12
2.2. Входной патрубок.....	15
2.3. Рабочее колесо компрессора	16
2.4. Профилирование рабочего колеса компрессора в меридиональной плоскости.....	26
2.5. Безлопаточный диффузор	30
2.6. Лопаточный диффузор	34
2.7. Улитка	37
2.8. Значения основных параметров на выходе из компрессора ...	40
3. РАСЧЕТ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ	42
3.1. Исходные данные.....	42
3.2. Основные энергетические и геометрические параметры турбины	42
3.3. Сопловой аппарат	49
3.4. Рабочее колесо турбины	55
4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	63
4.1. Задание на проектирование	63
4.2. Порядок выполнения	63
4.3. Оформление курсового проекта.....	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	65
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	66
ПРИЛОЖЕНИЯ	67

Учебное издание

ГАВРИЛОВ Александр Алексеевич
АБАЛЯЕВ Андрей Юрьевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДЛЯ НАДДУВА
ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Подписано в печать 20.05.22.

Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 5,81. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.