

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет

Калинкевич Н.В.

**ВАРИАНТНЫЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА**

*Рекомендовано ученым советом
Сумского государственного университета
как учебное пособие*

Сумы
Изд-во СумГУ
2008

УДК 621.515:533.6

К 17

*Рекомендовано до друку вченою радою
Сумського державного університету
(протокол №5 від 13.12.2007)*

Рецензенти:

д-р техн. наук, проф. О.Р. Якуба
(Сумський національний аграрний університет)
канд.техн.наук М.Г Крившич
(НВФ Грейс-Інжиніринг)

К 17 Калінкевич М.В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: Навчальний посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55с.

У посібнику наведені формули, за допомогою яких виконуються термогазодинамічні розрахунки варіантів відцентрового компресора. Наведено довідкові дані для визначення теплофізичних параметрів реальних газів. Представлені інструкції з використання комп'ютерних програм. Наведено приклади конструкцій відцентрових компресорів різних типів.

Для студентів вищих навчальних закладів освіти III-IV рівнів акредитації напрямків підготовки «Енергомашинобудування», «Енергетика», «Механіка».

УДК 621.515:533.6

© М.В. Калінкевич, 2008
© Вид-во СумДУ, 2008

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
ВВЕДЕНИЕ	4
1 АНАЛИЗ ЗАДАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ	7
2 КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ	11
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СЕКЦИЙ	14
4 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВАРИАНТОВ	17
5 КОМПЬЮТЕРНЫЕ ПРОГРАММЫ	24
5.1 Инструкция по работе с программой VDC(real)	26
5.2 Инструкция по работе с программой VDC(ideal)	31
6 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА	34
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	35
Приложение А Конструкции компрессоров	36
Приложение Б Методика расчета теплофизических свойств газа методом обобщенных зависимостей	49
Приложение В Пример файла "vdcg rez" – Результаты расчета вариантов	54

ВВЕДЕНИЕ

Центробежный компрессор – турбокомпрессор, в котором поток во вращающихся решетках лопаток в меридиональной плоскости направлен от центра к периферии.

Турбокомпрессоры, в том числе центробежные компрессоры, относятся к компрессорам динамического действия. Компрессор динамического действия (согласно ГОСТ 28567-90 – “Компрессоры. Термины и определения”) - это компрессор, в котором рабочий процесс осуществляется путем динамического воздействия на непрерывный поток сжимаемого газа.

Центробежные компрессоры (ЦК) применяются во многих отраслях промышленности. Разнообразие технологических процессов, обслуживаемых центробежными компрессорами, и многообразие сжимаемых и перемещаемых ими газообразных сред привело к созданию большого количества отличающихся по размерам и массе машин. Мощности компрессорных машин также существенно различаются, при этом компрессоры, применяемые в газовой, нефтяной и химической отраслях промышленности, в холодильных установках, имеют большую единичную мощность (десятки МВт).

Областью экономически целесообразного применения для центробежных компрессоров считают область средних производительностей и небольших или средних степеней повышения давления (рис. 1).

Габариты и соответственно масса турбокомпрессоров значительно меньше, чем поршневых, что объясняется быстротходностью турбокомпрессоров. В турбомашине нет соприкосновения подвижных деталей ротора с неподвижными деталями корпуса, за исключением подшипников, поэтому допустимы высокие значения частот вращения роторов.

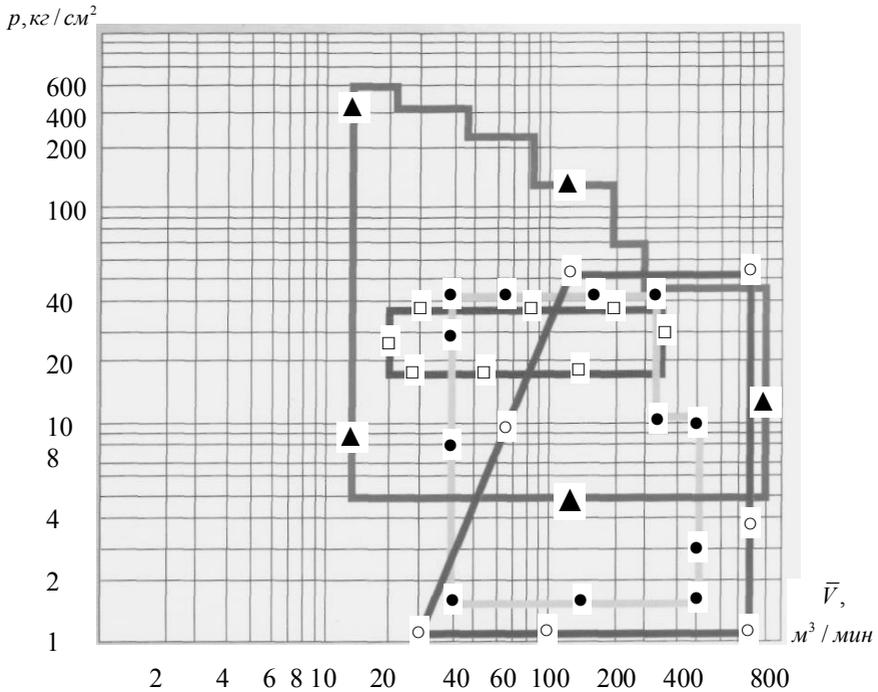


Рисунок 1 – Поле параметров центробежных компрессоров:

- – компрессоры мультипликаторные;
- – детандер – компрессорные турбоагрегаты;
- – корпуса с горизонтальным разъемом;
- ▲ - корпуса с вертикальным разъемом

В турбомашинах нет возвратно-поступательно движущихся частей, динамические нагрузки, передаваемые на фундамент, значительно меньше, чем у поршневых машин, поэтому для турбомашин не требуется массивных фундаментов.

В центробежных и осевых компрессорах сжимаемый газ не контактирует со смазочными материалами и потому не загрязнен маслом, что особенно важно для технологических процессов в пищевой, медицинской и химической промышленности.

В турбокомпрессорах нет быстро изнашивающихся узлов и деталей, таких, как сальники и клапаны в поршневых компрессорах, поэтому считается, что благодаря простоте обслуживания эксплуатационные затраты для центробежных и осевых компрессоров ниже, чем для поршневых.

Развитие существующих технологических процессов и создание новых приводят к необходимости постоянной модернизации центробежных компрессоров.

Техническое задание на проектирование компрессора содержит, как правило, основные эксплуатационные параметры машины, состав рабочей среды, параметры газа на входе в компрессор и ряд технических требований, предъявляемых к машине. Это требования к экономичности, сроку службы, диапазону устойчивой работы, регулированию, монтажу, материалам деталей и технологии изготовления, габаритам, массе, унификации, уровню шума и т.д.

Основными эксплуатационными параметрами компрессора являются производительность, отношение давлений (степень повышения давления), коэффициент полезного действия (к.п.д.), мощность.

Требуемые эксплуатационные параметры компрессора могут быть обеспечены машинами с различными конструктивными схемами, с различными габаритами, массой, частотой вращения. В общем случае необходимо стремиться к достижению наибольшей эффективности (к.п.д.), наименьшим габаритам и массе, высокой надежности, герметичности, использованию недорогих материалов, простой технологии (конструкции). Следует отметить, что одновременное обеспечение этих требований невозможно из-за их противоречивости. Поэтому проектирование является творческим процессом, основанным на глубоком анализе в каждом конкретном случае требований технического задания.

1 АНАЛИЗ ЗАДАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Задание для курсового проекта центробежного компрессора включает следующие данные:

- состав рабочей среды;
- массовая (или объемная) производительность компрессора;
- давление и температура газа на входе в компрессор;
- конечное давление газа или степень повышения давления в компрессоре.

В некоторых заданиях указываются мощность и частота вращения привода (например, газовой турбины), тогда производительность не указывается [1, 2].

Объемная производительность определяется по формуле

$$\bar{V}_n = \frac{\bar{m}}{\rho_n}, \quad (1)$$

где ρ_n - плотность газа на входе в компрессор.

Если задана мощность привода N_{np} , то массовую производительность можно определить по формуле

$$\bar{m} = \frac{N_\kappa}{\sum_{j=1}^X (i_{\kappa c}^* - i_{nc}^*)}, \quad (2)$$

где N_κ - мощность на вале компрессора;

$\sum_{j=1}^X (i_{kc}^* - i_{nc}^*)$ - удельная энергия, передаваемая газу в компрессоре. Определяется суммированием удельных энергий секций.

Вопрос об определении количества секций будет рассмотрен далее.

Удельная энергия секции равна изменению энтальпии адиабатически заторможенного потока в секции

$$\Delta i_c^* = (i_{kc} - i_{nc}) + \frac{c_{kc}^2 - c_{nc}^2}{2}, \quad (3)$$

i_{kc}, i_{nc} - энтальпии на выходе и входе секции соответственно.

Скорости газа на входе и выходе из секции различаются незначительно, и поэтому динамическим напором $\frac{c_{kc}^2 - c_{nc}^2}{2}$ обычно можно пренебречь, т.к. его величина значительно меньше, чем разность энтальпий.

Мощность на вале компрессора

$$N_{\kappa} = N_{np} - \Delta N_{mex} - \Delta N_q, \quad (4)$$

где ΔN_{mex} мощность, затрачиваемая на преодоление механического трения и на привод вспомогательных механизмов;

ΔN_q - потери мощности, связанные с внешним теплообменом.

Для определения ΔN_{mex} и ΔN_q используются коэффициенты η_{mex} - механический к.п.д. и η_q - коэффициент внешнего теплообмена. Тогда $N_{\kappa} = N_{np} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_q$.

Для компрессоров большой мощности можно принимать $\eta_{\text{мех}} = 0,97 - 0,98$;

для небольших компрессоров $\eta_{\text{мех}} = 0,91 - 0,95$.

Коэффициент внешнего теплообмена принимается $\eta_q = 0,95 - 0,99$.

Разность энтальпий в секции определяется из формулы

$$\eta_s = \frac{i_{\text{кsc}} - i_{\text{нс}}}{i_{\text{кc}} - i_{\text{нс}}}, \quad (5)$$

где η_s - изоэнтروпийный к.п.д. секции;

$i_{\text{кsc}}$ - энтальпия на выходе из секции для изоэнтропийного процесса;

$i_{\text{кc}}, i_{\text{нс}}$ - энтальпии на выходе и на входе в секции соответственно.

При давлениях газа p , существенно меньших критического давления $p_{\text{кр}}$, и температурах T , существенно больших критической температуры $T_{\text{кр}}$, можно считать, что газ находится в идеальном газовом состоянии и использовать для расчетов уравнение состояния Менделеева-Клапейрона

$$p \cdot v = R \cdot T. \quad (6)$$

Теплоемкость идеального газа c_p считается не зависящей от давления, т.е. является функцией температуры $c_p^{u0} = f(T)$.

Формулы для расчета термических и калорических параметров идеального газа имеют простую форму (на-

пример, энтальпия идеального газа $i^{uo} = \int c_p^{uo} \cdot dT$ является функцией только температуры), поэтому использование уравнения состояния Менделеева-Клапейрона в тех случаях, когда обеспечивается приемлемая точность расчетов, является удобным.

Для идеального газа температуру на выходе из секции можно определить, считая процесс сжатия политропным:

$$T_{kc} = T_{nc} \cdot \left(\frac{p_{kc}}{p_{nc}} \right)^{\frac{1}{\sigma}}, \quad (7)$$

$$\text{где } \sigma = \frac{n}{n-1} \cdot \eta_s \cdot \frac{k}{k-1}.$$

Значения к.п.д. η_s принимаются из диапазона 0,8 - 0,86.

Свойства реального газа значительно отличаются от свойств идеального, поэтому расчет термических и калорических параметров реального газа следует выполнять с использованием какого-либо уравнения состояния реального газа.

Можно использовать метод обобщенных зависимостей, уравнение Загорученко или уравнение Бенедикта-Вебба-Рубина [3, 4].

Методика расчета и справочные данные для расчета теплофизических свойств газа методом обобщенных зависимостей приведены в приложении Б.

Расчет теплофизических свойств газа по уравнению Бенедикта-Вебба-Рубина методом Ли-Кеслера можно выполнить, используя программу **DPG (eff)**.

2 КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Создание высокой степени повышения давления в одной ступени ограничивается в первую очередь прочностью, поэтому, как правило, центробежные компрессоры многоступенчатые. Машины могут быть спроектированы одновальными или многовальными (рис. 2). Наиболее распространенной является схема одновальная многоступенчатая (рис. 2а).

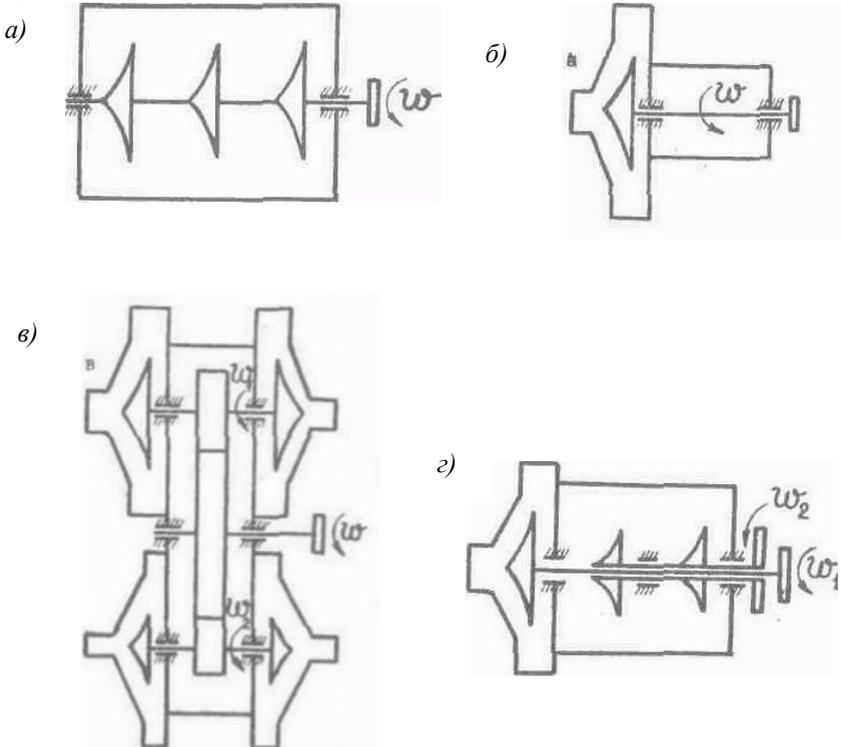


Рисунок 2 - Конструктивные схемы центробежных компрессоров

По данной схеме выполнено большинство компрессоров для различных отраслей промышленности, в том числе воздушные компрессоры общего назначения, компрессоры для газовой, химической, металлургической и холодильной промышленности с количеством ступеней от двух до восьми, производительностью (по условиям всасывания) от $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ до $1000 \text{ м}^3/\text{мин}$, степенями повышения давления от 1,2 (легкие газы) до 10, конечным давлением до 100 МПа.

Одновальные многоступенчатые компрессоры выполняются с двумя типами корпусов – с горизонтальным разъемом или типа «баррель» (без горизонтального разъема). Корпус, выполненный с горизонтальным разъемом, облегчает сборку компрессора, но при высоких давлениях (более 6 МПа) возникают проблемы с уплотнением разъема.

На рисунке А.1 показан двухкорпусный центробежный компрессор. Корпус низкого давления - трехсекционный шестиступенчатый, корпус высокого давления (на переднем плане) - двухсекционный четырехступенчатый. Корпусы выполнены с горизонтальным разъемом, поскольку давление газа в этом компрессоре меньше 6 МПа.

На рисунке А.2 показан компрессор двухсекционный, первая секция (в правой части корпуса) выполнена двухпоточной с двумя степенями сжатия. Вторая секция однопоточная двухступенчатая. Корпус литой, чугунный с горизонтальным разъемом.

При давлениях более 6 МПа корпус компрессора выполняется без горизонтального разъема (корпус типа «баррель»)(рис. А.4 и А.5).

Одновальные одноступенчатые конструкции с консольным расположением рабочего колеса (рис. 2б) находят применение в ЦК со сравнительно небольшими степенями повышения давления $\Pi \approx 2,5$ в автомобильной промышленности для наддува двигателей внутреннего сгорания, в авиационной промышленности. По такой схеме выполнены

некоторые компрессоры для газоперекачивающих агрегатов, воздушные компрессоры, вентиляторы.

На рисунке А.6 показан внешний вид одноступенчатого компрессора. Компрессоры выполняются одно - (рис. А.7) или двухступенчатые (рис. А.8), безмультипликаторные или мультипликаторные (рис. А.9). Компрессоры с мультипликатором имеют существенно меньшие габариты и более высокие давления нагнетания по сравнению с безмультипликаторными компрессорами.

Двухвальные компрессоры типа "DEMAG" (рис. 2в) являются конструктивно и технологически более сложными машинами. За счет встроенного в корпус компрессора мультипликатора они обеспечивают меньшие габариты и массу установки.

Внешний вид двухвального компрессора типа «DEMAG» показан на рисунке А.10. Компрессор трехступенчатый, рабочие колеса полуоткрытого типа с осерадиальными лопатками.

На рис. А.11 показан чертеж четырехступенчатого компрессора типа «DEMAG».

Двухвальная схема "вал в вале" (рис. 2г) применяется крайне редко, весьма сложна технологически.

Оригинальной конструкцией многовальных компрессоров является конструкция «CENTAC» с тремя или четырьмя роторами (каждый из которых имеет собственную частоту вращения), вращаемыми центральной шестерней, встроенной в корпус компрессора.

Схема компрессора «CENTAC» с четырьмя роторами показана на рисунке А.12.

На рис. А.13 показан трехвальный трехступенчатый компрессор «CENTAC». В компрессорах этого типа применяются встроенные охладители газа оригинальной конструкции.

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СЕКЦИЙ

При степенях повышения давления компрессора $\Pi > 3,5$ (при $k > 1,3$) экономически обоснованным является промежуточное охлаждение сжимаемого газа. Выигрыш от охлаждения получается за счет снижения удельной работы сжатия. При этом уменьшается потребляемая компрессором энергия. В то же время наличие теплообменников приводит к росту себестоимости компрессорной установки, ее габаритов и массы, появляются эксплуатационные затраты на охлаждающую воду.

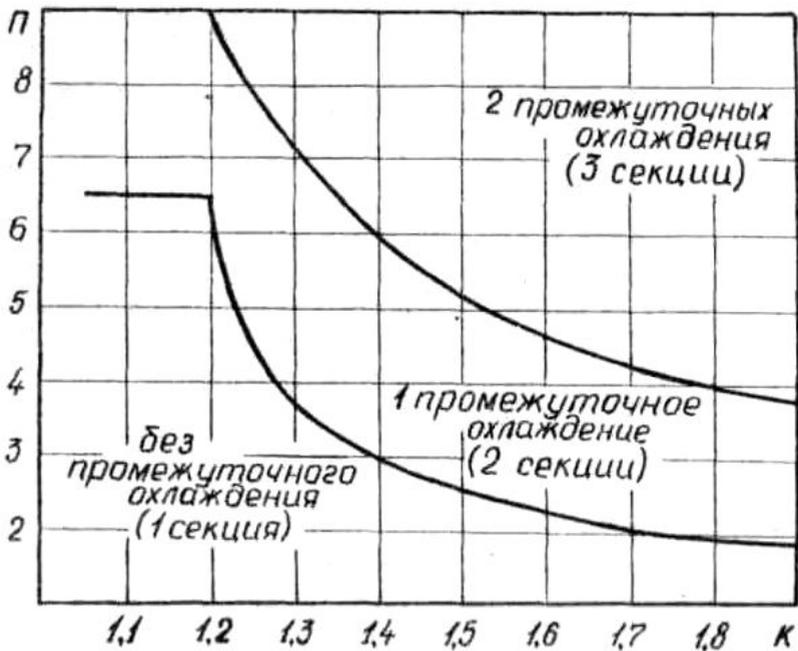


Рисунок 3 - Номограмма к выбору количества промежуточных охладителей

При выборе оптимального количества промежуточных охладителей и расчете степеней повышения давления по секциям необходимо учитывать также особенности технологического процесса, обслуживаемого компрессором, свойства рабочей среды и др. Подробнее данный вопрос рассмотрен в [5, 6, 7].

При выполнении курсового проекта оптимальное количество промежуточных охладителей можно определить, используя рис. 3, в зависимости от значений Π (отношение давлений) и k (показатель адиабаты рабочей среды).

Отношения давлений в секциях следует определять с учетом потерь давления в газоохладителях:

$$\Pi_C = \left(\frac{\Pi_K}{e} \right)^{1/X}, \quad (8)$$

где Π_C - степень повышения давления в секции компрессора;

Π_K - степень повышения давления в компрессоре;

X - количество секций;

$e = 1 - \sum_{j=1}^X \bar{\Delta p}_{холj}$, $\bar{\Delta p}_{холj}$ - относительные потери давле-

ния в газоохладителе, принимаются в пределах 0,05 - 0,10.

Определенные таким образом степени повышения давления в секциях примерно соответствуют максимальной экономии энергии, потребляемой компрессором, за счет промежуточного охлаждения.

С целью лучшей компоновки машины возможен выбор неодинаковых степеней повышения давления для разных секций.

Объемный расход на входе в секцию определяется по формуле

$$\bar{V}_{nj} = \frac{\bar{m}}{\varepsilon_j \cdot \rho_n}, \quad (9)$$

где \bar{m} - массовый расход на входе в компрессор; ρ_n - плотность газа на входе в компрессор; ε_j - отношение плотностей.

Отношение плотностей

$$\varepsilon_j = \frac{\rho_{nj}}{\rho_n}, \quad (10)$$

где ρ_{nj} - плотность газа на входе в j -ю секцию.

Для идеального газа отношение плотностей можно определить по формуле

$$\varepsilon_j = \left(\frac{T_{nj}}{T_n} \right)^{\sigma-1}, \quad (11)$$

где T_{nj} - температура на входе в j -ю секцию; T_n - температура на входе в компрессор.

$$T_{nj} = T_{os} + \Delta t_{no}, \quad (12)$$

где T_{os} - температура охлаждающей воды; Δt_{no} - величина недоохлаждения в газоохладителе, принимается в пределах $5 - 10^{\circ}C$.

4 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВАРИАНТОВ

На заданные параметры могут быть спроектированы различные ЦК, отличающиеся конструктивной схемой и размерами. На параметры машины существенно влияет выбранный для рабочих колес выходной угол лопаток $\beta_{л2}$.

Схема проточной части с обозначением геометрических параметров представлена на рисунке 4. При проведении вариантных расчетов целесообразно выполнить расчеты при нескольких значениях угла $\beta_{л2}$ (не менее трех). Расчеты могут быть выполнены для нескольких конструктивных схем.

Расчет выполняется последовательно для каждой из секций. Значения коэффициентов расхода φ_{r2} , политропных к.п.д. $\eta_{п}$, $1 + \beta_{mp} + \beta_{np}$, количества лопаток z_2 в зависимости от $\beta_{л2}$ принимаются по данным таблицы 1.

Табл. 1 - Оптимальные значения параметров для различных $\beta_{л2}$

$\beta_{л2}$, град.	φ_{r2}	η_n	$1 + \beta_{mp} + \beta_{np}$	z_2
22,5	0,14-0,16	0,82-0,84	1,06	9-11
32	0,16-0,18	0,83-0,86	1,05	12-16
45	0,22-0,26	0,82-0,85	1,04	20-24
60	0,26-0,3	0,81-0,84	1,03	24-26
90	0,28-0,34	0,81-0,83	1,02	26-30

Для выполнения термогазодинамических расчетов нужно определить значения газовой постоянной R , коэффициента сжимаемости z , изобарной теплоемкости c_p , показателя адиабаты k . Физические параметры для некоторых газов приведены в таблице Б.1.

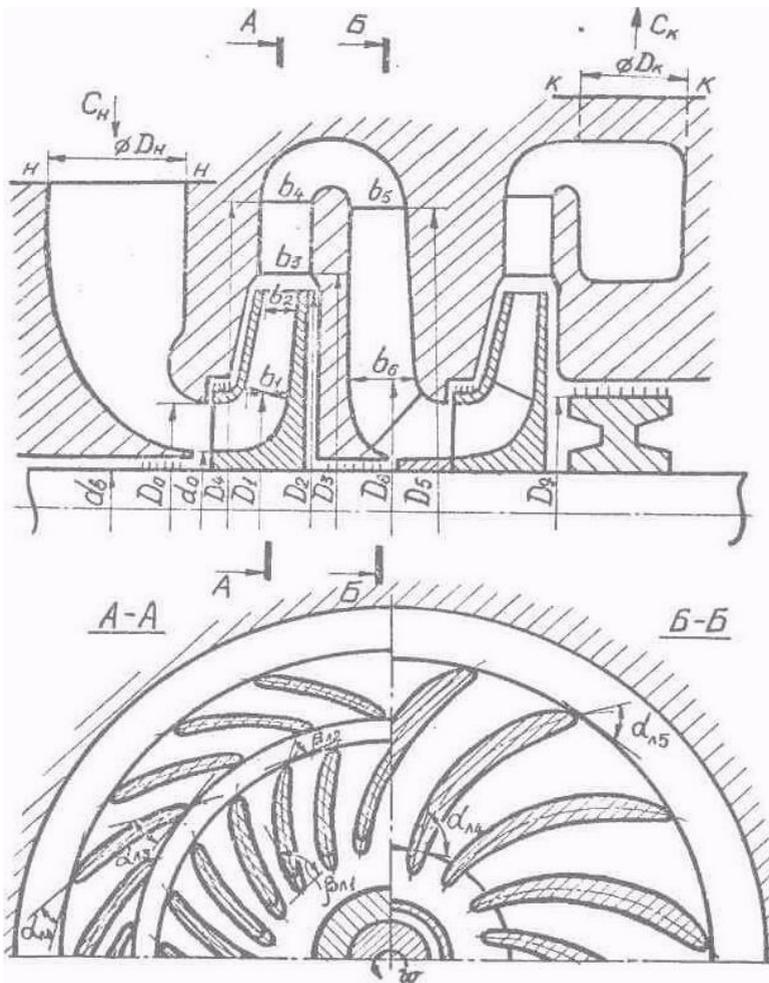


Рисунок 4 - Схема проточной части одноовального центробежного компрессора

Поскольку для реальных газов значения теплофизических параметров изменяются в процессе сжатия, то нужно определять их на входе и на выходе секций, а для даль-

нейших расчетов использовать среднее значение коэффициента сжимаемости $z = \frac{z_{ис} + z_{кк}}{2}$, изобарных теплоемкостей $c_p = \frac{c_{рис} + c_{ркк}}{2}$ и показателей адиабаты $k = \frac{k_{ис} + k_{кк}}{2}$.

При определении теплофизических свойств газа рассчитываются значения плотностей, энтальпий и температур на входе и на выходе секций.

Последовательность расчета приводится далее.

1 Коэффициент теоретического напора определяется по формуле Стодолы

$$\psi_{T2} = 1 - \varphi_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{z_2} \cdot \sin \beta_{л2}. \quad (13)$$

Коэффициент теоретического напора для рабочих колес полуоткрытого типа с радиальными лопатками на выходе следует определять по формуле Казанджана

$$\psi_{T2} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_2} \cdot \frac{1}{(1 - \bar{D}_{cp}^2)}}. \quad (14)$$

2 Угол потока на выходе из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{T2}}. \quad (15)$$

3 Скорость звука

$$a_{36H} = \sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_H} . \quad (16)$$

4 Значение окружной скорости, ограниченное числом Маха M_{w1} :

$$u_{2w1} = 1.5 \cdot a_{36H} \cdot M_{w1n} . \quad (17)$$

Обычно значения чисел Маха на входе в рабочие колеса не должны быть выше скорости звука. Поэтому предельное значение числа Маха M_{w1n} принимается не более 0,9.

5 Значение окружной скорости, ограниченное числом Маха M_{c2} :

$$u_{2c2} = \frac{\sin \alpha_2}{\varphi_{r2}} \cdot a_{36H} \cdot M_{c2n} . \quad (18)$$

Значения чисел Маха на выходе из рабочих колес тоже не должны быть выше скорости звука. Поэтому предельное значение числа Маха M_{c2n} принимается не более 0,9.

6 Значение окружной скорости, ограниченное прочностью, зависит от материала и технологии изготовления рабочих колес. Для стальных р.к. закрытого типа с цельнофрезерованными лопатками $u_{2\sigma} \leq 320 \text{ м/с}$.

7 Принимается меньшее из значений окружной скорости, полученное в пп. 4, 5 и 6:

$$u_2 = \min(u_{2w1}, u_{2c2}, u_{2G}) . \quad (19)$$

8 Количество ступеней в секции

$$Y' = \frac{(i_{kc} - i_{nc})}{\psi_{T2} \cdot (1 + \beta_{mp} + \beta_{np}) \cdot u_2^2}, \quad (20)$$

$Y = [Y' + 0.95]$ - целая часть числа.

9 Окружная скорость

$$u_2 = \sqrt{\frac{(i_{kc} - i_{nc})}{\psi_{T2} \cdot (1 + \beta_{mp} + \beta_{np}) \cdot Y}}. \quad (21)$$

10 Абсолютная скорость потока газа на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = u_2 \cdot \sqrt{\psi_{T2}^2 + \varphi_{r2}^2}. \quad (22)$$

11 Изменение температуры в ступени

$$\Delta T_{cm} = \frac{T_{kc} - T_{nc}}{Y}. \quad (23)$$

12 Температура на выходе из рабочего колеса

$$T_{2i} = T_n + i \cdot \Delta T_{cm} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (24)$$

где i - номер ступени в секции.

13 Политропная функция

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n. \quad (25)$$

14 Отношение плотностей

$$\varepsilon_{2i} = \frac{\rho_{2i}}{\rho_n} = \left(\frac{T_{2i}}{T_n} \right)^{\sigma-1}. \quad (26)$$

15 Число Маха M_{w1}

$$M_{w1} = \frac{U_2}{(1,5 \cdot a_{звн})}. \quad (27)$$

16 Число Маха M_{c2}

$$M_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_{21}}}. \quad (28)$$

Если частота вращения ротора компрессора не задана, то выбирается значение относительной ширины на выходе рабочего колеса первой ступени секции \bar{b}_{21} из диапазона оптимальных значений $0,04 \leq \bar{b}_2 \leq 0,08$. Затем определяются диаметр рабочего колеса и частота вращения:

$$D_{2j} = \sqrt{\frac{\bar{V}_{nj}}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_{2j} \cdot \bar{b}_{2j} \cdot u_2 \cdot \tau_2}}, \quad (29)$$

где τ_2 - коэффициент стеснения потока на выходе из рабочего колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{k \cdot \delta_2 \cdot z_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{r2}}. \quad (30)$$

Можно принимать $\tau_2 = 0,9 - 0,92$.

Количество оборотов ротора в минуту

$$n_j = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot D_{2j}}. \quad (31)$$

Для одновалных компрессоров определяются диаметр рабочего колеса и частота вращения для первой ступени первой секции. Для остальных секций частота вращения принимается такой же.

Если частота вращения ротора задана, то определяют диаметры рабочих колес секций, а затем значения относительных ширин р.к.:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}, \quad (32)$$

$$\bar{b}_{2j} = \frac{\bar{V}_{uj}}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_{2j} \cdot D_2^2 \cdot u_2 \cdot \tau_2}. \quad (33)$$

Термогазодинамические расчеты вариантов компрессора могут выполняться с использованием компьютерных программ VDC (real) и VDC (ideal).

5 КОМПЬЮТЕРНЫЕ ПРОГРАММЫ

Для выполнения термогазодинамических вариантных расчетов компрессоров могут быть рекомендованы компьютерные программы **VDC (real)** и **VDC (ideal)**.

Программа VDC (real) предназначена для расчета вариантов компрессора с учетом реальных свойств газа. Для использования этой программы требуется предварительно определить термодинамические свойства реального газа, в том числе энтальпию на входе и на выходе секций. Например, может быть использована программа **DPG (eff)**, в которой свойства газа определяются согласно уравнению Бенедикта-Вебба-Рубина методом Ли-Кеслера.

Рабочее окно программы DPG (eff) показано на рисунке 5.

База данных программы содержит сведения для более 400 газов. При выполнении расчетов задается состав смеси (массовая концентрация). Для этого в соответствующих строках в списке компонентов смеси задаются массовые доли компонентов. Сумма концентраций должна быть равна ровно 1,0000.

Задаются значения начального и конечного давлений газа (в МПа), значение начальной температуры (в К) и значение коэффициента полезного действия.

Для выполнения расчета нужно установить курсор на кнопку «START» и нажать левую клавишу “мыши”. Полученные значения параметров приводятся в разделе «Результаты расчета» для входных условий в первом столбце, для выходных условий – во втором.

Если можно считать газ идеальным, то теплофизические свойства газа определяются более простым способом. В этом случае для расчета вариантов компрессора предлагается программа VDC (ideal).

Расчет характеристик смеси

Список компонентов в смеси и их концентрации

№	Формула	Название	Концентрация
23	N4N2	ГИДРАЗИН	0,0000
24	HE(4)	ГЕЛИЙ	0,0000
25	I2	ИОД	0,0000
26	KR	КРИПТОН	0,0000
27	N0	АЗОТА ОКСИД	0,0000
28	N02	АЗОТА ДИОКСИД	0,0000
29	N2	АЗОТ	0,0100
30	N20	АЗОТА ЗАКИСЬ	0,0000
31	NE	НЕОН	0,0000
32	O2	КИСЛОРОД	0,0000
33	O2S	СЕРЫ ДИОКСИД	0,0000
34	O3	ОЗОН	0,0000
35	O3S	СЕРЫ ТРИОКСИД	0,0000
36	XE	КСЕНОН	0,0000
37	СВRF3	ТРИФТОРБРОММЕТАН	0,0000
38	СCLF3	ХЛОРИФТОРМЕТАН	0,0000
39	СCL2F2	ДИХЛОРИДФТОРМЕТАН(ФРЕОН-12)	0,0000
Всего компонентов в смеси			Сумма концентраций
3			1,0000

Характеристики состояния смеси

Название	Значение
Давление Рначальное в МПа	4,500
Давление Рконечное в МПа	6,000
Температура Тначальная в К	293,0
Полигруппный КПД	0,850
Результаты расчетов	
Название	Значение
Газовая постоянная, к.Дж/кгК	509,9868
Плотность, кг/м ³	32,8236 .. 40,2827
Коэффициент сжимаемости	0,9175 .. 0,9225
Разность энтропий, к.Дж/кг	44,6669
Разность энтропий, к.Дж/кгК	0,0156
Конечная температура, К	316,6000
Изобарная теплоемкость, к.Дж/кгК	2,3742 .. 2,4638
Идеальногазовая теплоемкость, к.Дж/кгК	2,1773 .. 2,2596
Показатель адиабаты k (Ср/Сv)	1,2455 .. 1,2360

Рисунок 5 – Окно программы DRG (eff)

5.1 Инструкция по работе с программой VDC (real)

Вариантный расчет компрессора с учетом реальных свойств газа можно выполнить, используя файл "vdcr.exe". После загрузки этого файла на экране дисплея появляется таблица исходных данных (рис. 6).

Ввод цифровых значений производится с помощью клавиши "ENTER". Часть исходных заносится в таблицу в соответствии с заданием, часть данных выбирается с использованием рекомендаций методических указаний.

Значения выходного угла лопаток рабочего колеса задаются последовательно : 22,5; 32; 45; 60 и 90 °С. Значения коэффициента расхода $\varphi_{r,2}$ и коэффициента потерь на дисковое трение и перетечки $1 + \beta_{TP} + \beta_{PP}$, количество лопаток z_2 и значение политропного к.п.д. η_{II} принимаются по данным таблицы 1 в зависимости от значения $\beta_{Л2}$.

По результатам расчета термодинамических свойств газа задаются средние значения коэффициента сжимаемости z , изобарной теплоемкости c_p , показателя адиабаты k . Задаются величина газовой постоянной, значение температуры на выходе секции T_k и разности энтальпий $\Delta i = \dot{i}_k - \dot{i}_n$.

Отношение давлений, значение температуры на входе в секцию, производительность и частота вращения ротора задаются согласно заданию.

Окружная скорость рабочего колеса, ограниченная прочностью, составляет $u_{2\sigma} \leq 320 \text{ м/с}$ для стальных рабочих колес закрытого типа. Для рабочих колес полуоткрытого типа и для колес, изготавливаемых из титановых или алюминиевых сплавов, допускаются окружные скорости более 350 м/с (до 450 м/с).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВАРИАНТНОГО РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА UDC (real)	
СТРЕЛКИ — управление курсором	INSERT — вставка символа
ENTER — переход к следующему данному	DELETE — удаление символа
	ESC — конец ввода данных
Выходной угол лопатки	Bt12= 32.000 град
Коэффициент расхода	Fir2= 0.170
Разность энтальпий	Dell= 44500.000 Дж/кг
Коэффициент потерь на трение и протечки	Kp = 1.050
Количество лопаток	z2 = 15.000
Температура на выходе	Tk = 317.000 К
Отношение давлений	Pi = 1.330
Температура на входе	Tn = 293.000 К
Коэффициент сжимаемости	Zn = 0.920
Газовая постоянная	R = 510.000 Дж/(кг·К)
Теплоемкость	Ср = 2420.000 Дж/(кг·К)
Показатель адиабаты	k = 1.250
Окружная скорость раб.колеса,огр. прочностью	u2s = 310.000 м/с
Число Маха по относительн. скорости на входе	Mw1m = 0.900
Число Маха по абсолютной скорости на выходе	Mc2m = 0.900
Производительность компрессора	Uп = 200.000 м ³ /мин
Частота вращения (=0, если не задана)	n = 5500.000 об/мин
Полиτροпный КПД	кпд = 0.850

Рисунок 6 – Окно программы VDC (real) для ввода исходных данных

После ввода всех данных нажимается "ESC"- для начала расчета.

В процессе расчета на экране дисплея появляется информация о количестве ступеней в секции.

При ответе на запрос "Желаете изменить количество ступеней" нажмите клавишу "N", если оно вас удовлетворяет, или клавишу "D", если вы желаете изменить количество ступеней (рис. 7).

При нажатии клавиши "D" высвечивается строка "Задайте новое значение Y" (т.е. новое количество ступеней).

После его ввода нажимается клавиша "ENTER".

На экране дисплея появляются результаты вычислений (при заданном новом значении Y).

Если же количество ступеней вас устраивает, то при нажатии "ENTER" на экране дисплея появляются результаты, соответствующие первоначально указанному значению Y (рис. 8).

После окончания расчета варианта на экране дисплея появляется запрос "Желаете повторить расчет?", - вы отвечаете утвердительно нажатием клавиши "D", если вы желаете повторить расчет, и нажатием клавиши "N", если не желаете.

Следует учитывать, что при продолжении расчета (нажата клавиша "D") результаты расчета следующего варианта будут располагаться в следующем столбце таблицы файла "vdcr rez" (или файла "vdcid rez"). При этом в таблице исходных данных сохраняются все ранее введенные значения параметров.

При нажатии клавиши "N" – в таблице исходных данных все значения параметров обнуляются, а файл "vdcr rez" (или "vdcid rez") закрывается.

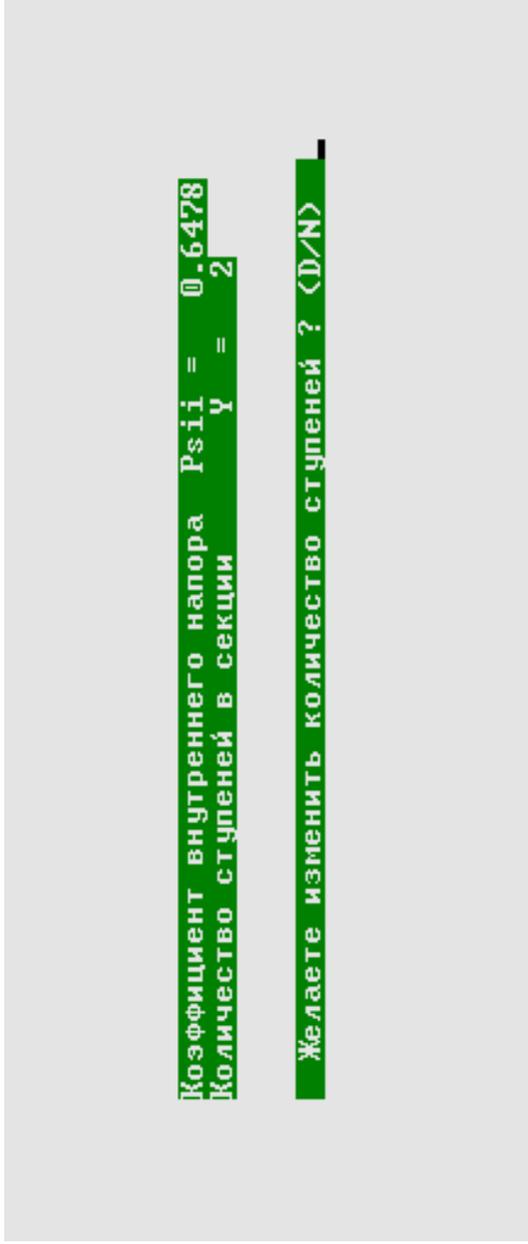


Рисунок 7 – Окно программы VDCt для изменения количества ступеней

РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЙ

Sigma=	4.2500	dTst =	12.0 К
DelI =	44500.0 Дж/кг	Psit2=	0.617
Psii =	0.648	Alfa2=	15.4 град
Azvn =	414.5 м/с	U2w1 =	559.6 м/с
U2c2 =	583.00 м/с	γ =	2
U2 =	185.33 м/с	C2 =	118.60 м/с
dTs =	24.000 К	D2 =	0.6436 м
Mw11 =	0.2980	Mc21 =	0.2818
	n =		5500.0 об/мин
1 -я ступень :		Eps2 =	1.1044
T2 =	302.094К	b2o =	0.082
2 -я ступень :		Eps2 =	1.2535
T2 =	314.094К	b2o =	0.072

Желаете повторить расчет ? <d/n>

Рисунок 8 – Окно программы VDC – «Результаты вычислений»

При продолжении расчета задаются исходные данные для следующего варианта, и расчет повторяется. Файлы "vdcg rez" и "vdcid rez" могут содержать до 10 вариантов расчета.

В программе предусмотрена проверка правильности ввода значений некоторых параметров: отношения давлений, показателя адиабаты, теплоемкости, количества лопаток. На экране дисплея появляется сообщение «Ошибка в исходных данных!», и указывается неправильное значение параметра.

Например, на рисунке 9 показано сообщение о неправильно заданном значении теплоемкости.

Пример файла "vdcg rez" приведен в приложении В.

5.2 Инструкция по работе с программой VDC (ideal)

В тех случаях, когда сжимаемый газ можно считать идеальным, вариантный расчет можно выполнить с использованием программы VDC (ideal). Теплофизические свойства идеального газа определяются более простым способом, чем для реального газа.

Исходные данные, которые нужно задать при использовании программы VDC (ideal), показаны на рисунке 10.

Интерфейс программ VDC (real) и VDC (ideal) практически одинаков, но имеются некоторые различия при вводе исходных данных.

Коэффициент стеснения потока на выходе из рабочего колеса τ_2 задается из диапазона значений 0,9 - 0,92.

Если частота вращения не задана, то задается относительная ширина рабочего колеса первой ступени из диапазона значений $0,04 \leq \bar{b}_2 \leq 0,08$. Чем больше отношение давлений, тем большее значение \bar{b}_2 нужно задать для первой ступени.

Ошибка в исходных данных !
Теплоемкость Ср = 2.4
Эта величина должна быть больше 40 !

Желаете повторить расчет ? (d/n)

Рисунок 9 – Окно программы VDC – ошибка в исходных данных

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВАРИАНТНОГО РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА

СТРЕЛКИ	– управление курсором	INSERT	– вставка символа
ENTER	– переход к следующему данному	DELETE	– удаление символа
ESC	– конец ввода данных		
Выходной угол лопатки		Bt12=	32.0000 град
Коэффициент расхода		Fir2=	0.170
Политропный КПД		kpd =	0.850
Коэффициент потерь на трение и протечки		kp =	1.050
Количество лопаток		z2 =	15.0000
Коэффициент стеснения потока		Iay2=	0.900
Отношение давления		Pi =	1.330
Температура на входе		In =	293.0000 К
Коэффициент сжимаемости		Zn =	1.0000
Газовая постоянная		R =	287.0000 Дж/(кг·К)
Теплоемкость		Ср =	1010.0000 Дж/(кг·К)
Показатель адиабаты		k =	1.400
Окружная скорость раб. колеса, огр. прочностью		u2s =	300.0000 м/с
Число Маха по относительн. скорости на входе		Mw1m=	0.900
Число Маха по абсолютной скорости на выходе		Mc2m=	0.900
Производительность компрессора		Qn =	300.0000 м ³ /мин
Частота вращения (<=0, если не задана)		n =	0.00 об/мин
Отн. ширина р.к. 1 ст. (<=0, если не задана)		b2 =	0.060

Рисунок 10 – Окно программы VDC (ideal) для ввода исходных данных

6 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА

Для рассчитанных вариантов рассматриваются следующие параметры: $\beta_{Л2}$, $\sum Y$ (число ступеней компрессора), D_2 , \bar{v}_{2i} , n , u_2 , M_{w1} , M_{C2} , α_2 . Оптимальный вариант выбирается на основе сравнительного анализа указанных параметров, исходя из технических требований, предъявляемых к компрессору.

Габариты и масса компрессора будут тем меньше, чем меньше диаметр рабочих колес D_2 и число ступеней. Габариты и масса многовальных конструкций с встроенным мультипликатором будут меньше, чем габариты и масса одновальных при прочих равных условиях.

Частота вращения определяет тип подшипников и привода. При $n \leq 3000$ об/мин можно применять подшипники качения, при n до 20000 об/мин - подшипники скольжения с жидкостной смазкой, при $n > 20000$ об/мин - опоры с газовой смазкой.

В качестве приводов ЦК используются электродвигатели, паровые и газовые турбины. С точки зрения экономичности компрессорной установки предпочтение следует отдавать электродвигателям. Применение асинхронных электродвигателей ($n = 3000$ об/мин) требует, как правило, использования мультипликатора.

Окружная скорость рабочих колес определяет уровень напряжений в деталях ротора. Меньшие значения u_2 позволяют использовать более дешевые материалы для изготовления ротора.

К.п.д. компрессора зависит от уровня чисел Маха M_{w1} и M_{C2} , значений \bar{v}_2 , и $\beta_{Л2}$. Уменьшение значений $\beta_{Л2}$ часто приводит к росту к.п.д. Оптимальным диапазоном значений \bar{v}_2 является 0,07 - 0,04.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пospelов Г.А. и др. Руководство по курсовому и дипломному проектированию по холодильным и компрессорным машинам. - М.:Машиностроение,1986.-264 с.
2. Анисимов С.А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров поэлементным методом (метод ЛПИ): Учебно-методическое пособие. – Л.: ЛПИ, 1974. – 133 с.
3. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. - Л.: Химия, 1982.-582с.
4. Игнатенко В.М., Калинин Н.В. Анализ методов определения термодинамических свойств многокомпонентных газовых смесей // Компрессорное и энергетическое машиностроение.- 2006. №3 (5), - с. 82-87.
5. Селезнев К.П. и др. Теория и расчет турбокомпрессоров.-Л.: Машиностроение, 1986.-392 с.
6. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. - Л.: Машиностроение, 1980.-232 с.
7. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. - М.; Л.: Машгиз, 1963. – 335 с.

**Приложение А
(справочное)
Конструкции компрессоров**

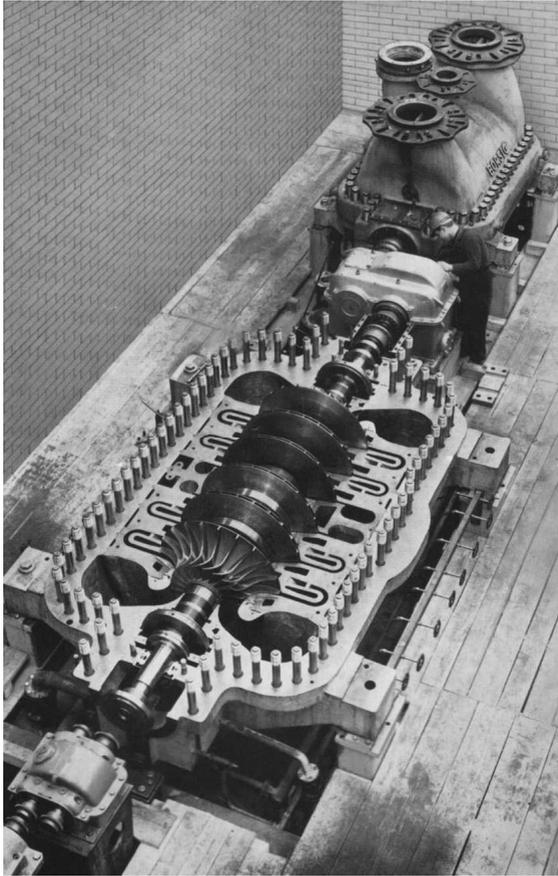


Рисунок А.1 - Двухкорпусный центробежный компрессор

Центробежный компрессор имеет два корпуса. Корпусы выполнены с горизонтальным разъемом, что облегчает сборку компрессора. Корпус низкого давления шести-ступенчатый, двухсекционный (на переднем плане).

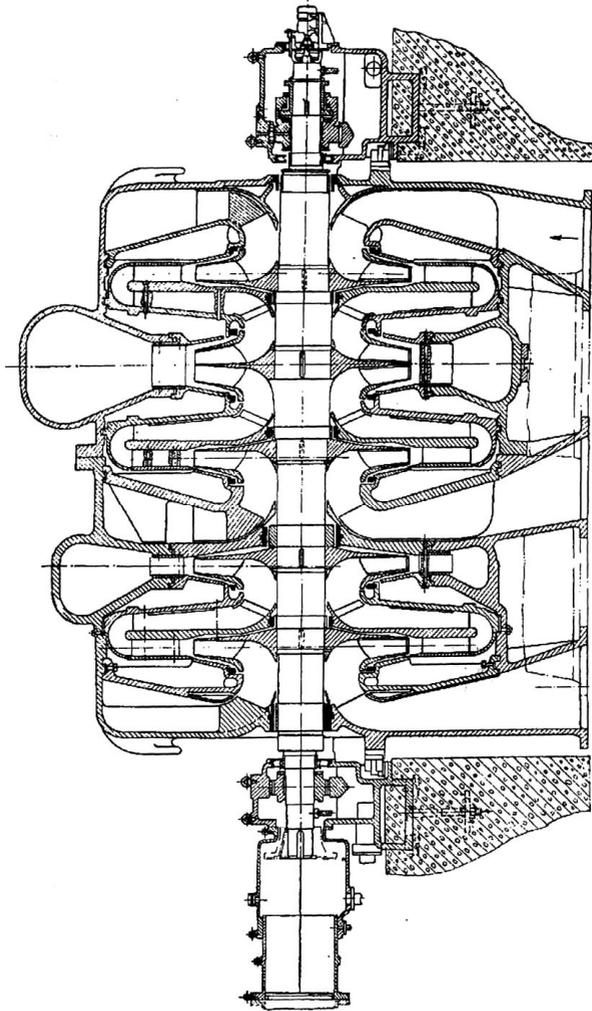


Рисунок А.2 - Компрессор К-5500-41-1

Компрессор двухсекционный, первая секция (в правой части корпуса) выполнена двухпоточной с двумя ступенями сжатия. Вторая секция однопоточная двухступенчатая. Корпус литой, чугунный с горизонтальным разъемом.

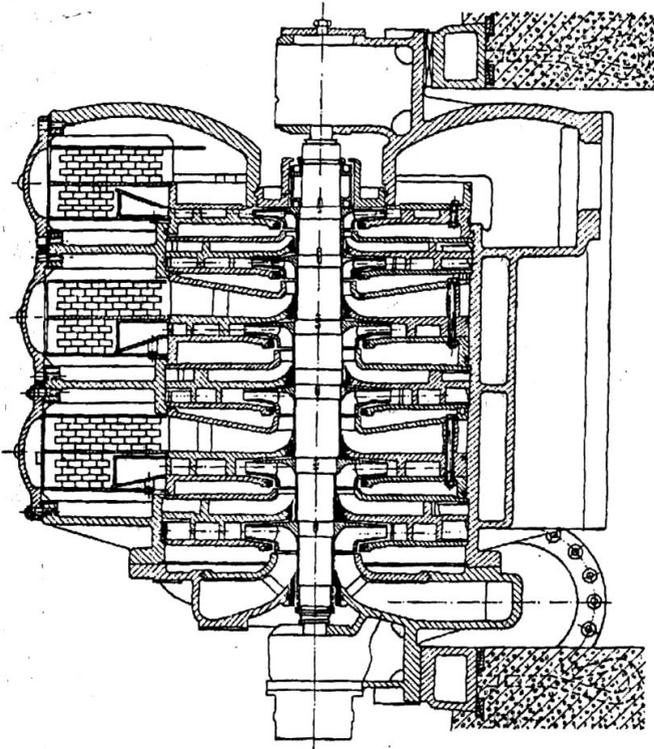
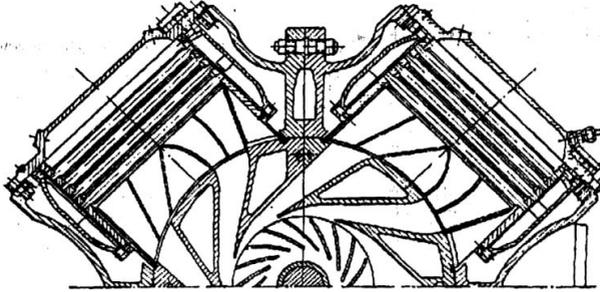


Рисунок А.3 - Компрессор К-100-61-2

Данный шестиступенчатый компрессор выполнен со встроенными охладителями газа.

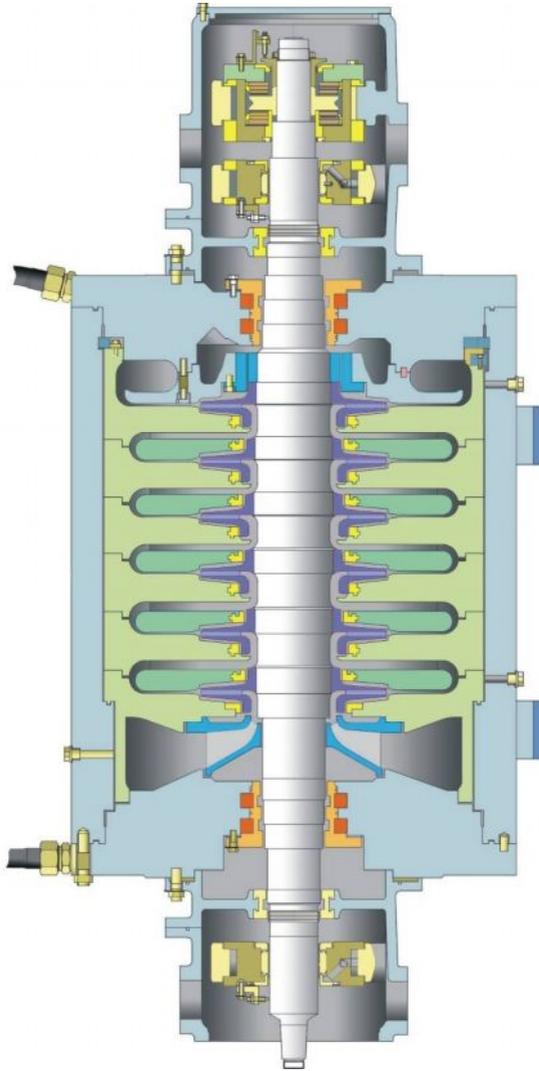


Рисунок А.4 – Компрессор для ГПА

Компрессор шестиступенчатый с корпусом типа «баррель»

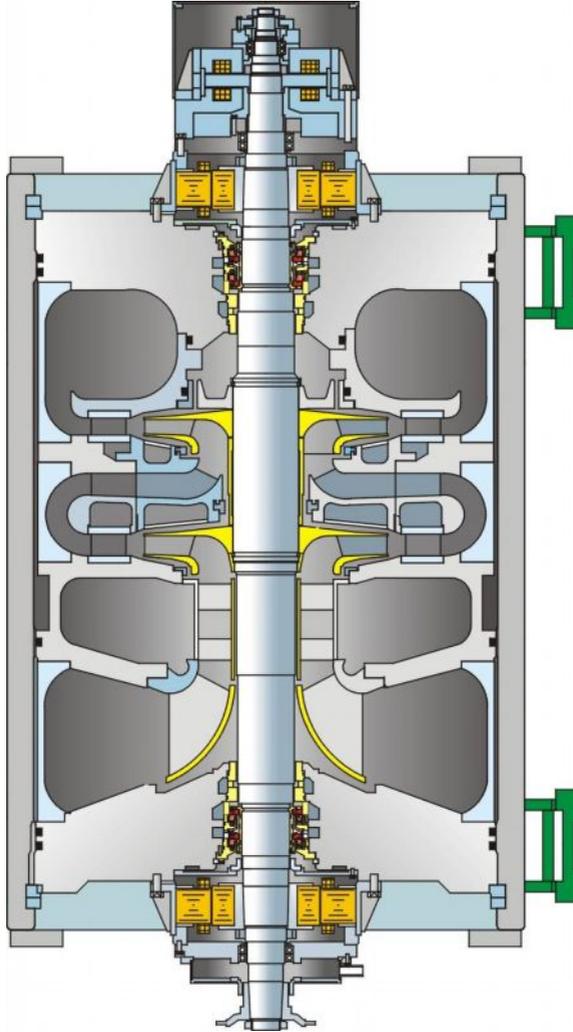


Рисунок А.5 – Компрессор для ГПА

Двухступенчатый компрессор с магнитным подвесом и сухими уплотнениями. Компрессор имеет унифицированный корпус, позволяющий устанавливать сменную проточную часть с тремя ступенями.

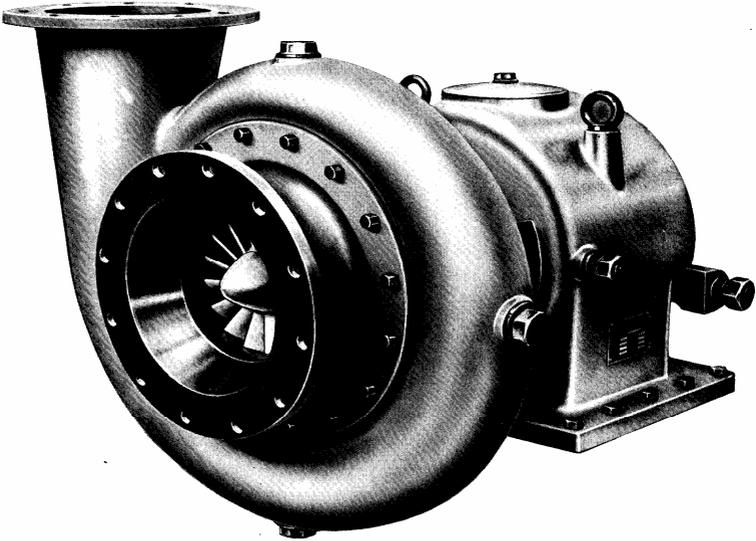


Рисунок А.6 - Внешний вид одноступенчатого компрессора

Рабочее колесо компрессора расположено консольно на вале электродвигателя. Тип выходного устройства – улитка. Компрессор безмультипликаторный (тихоходный), степень повышения давления невысокая ($\Pi \leq 1,2$).

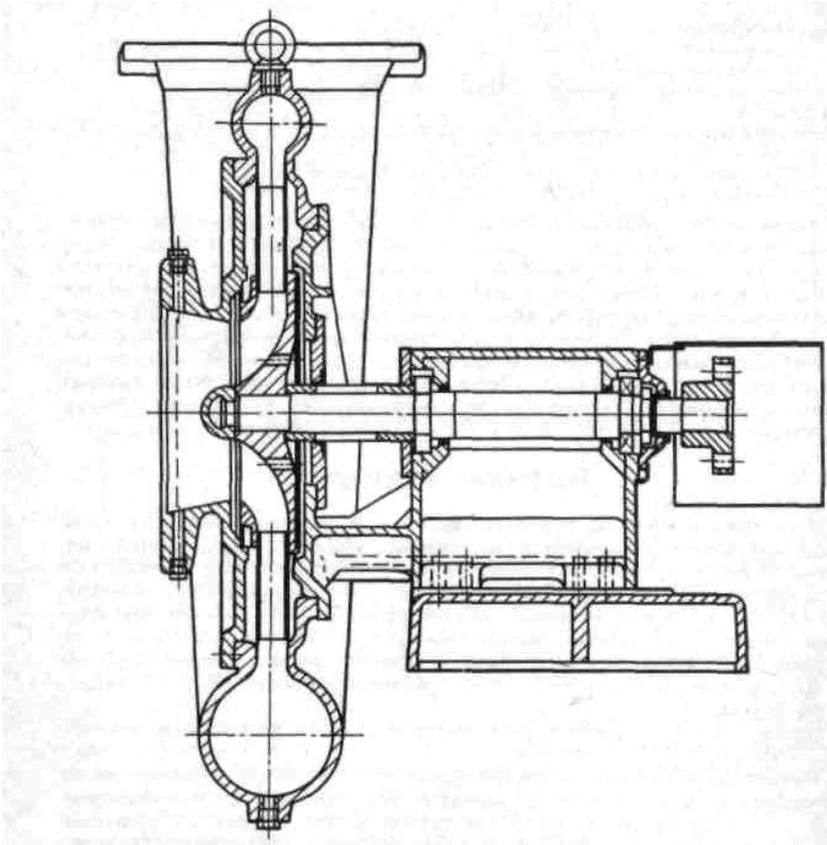


Рисунок А.7 – Одноступенчатый центробежный компрессор типа GRF предприятия «VEB Pumpen und Verdichter»

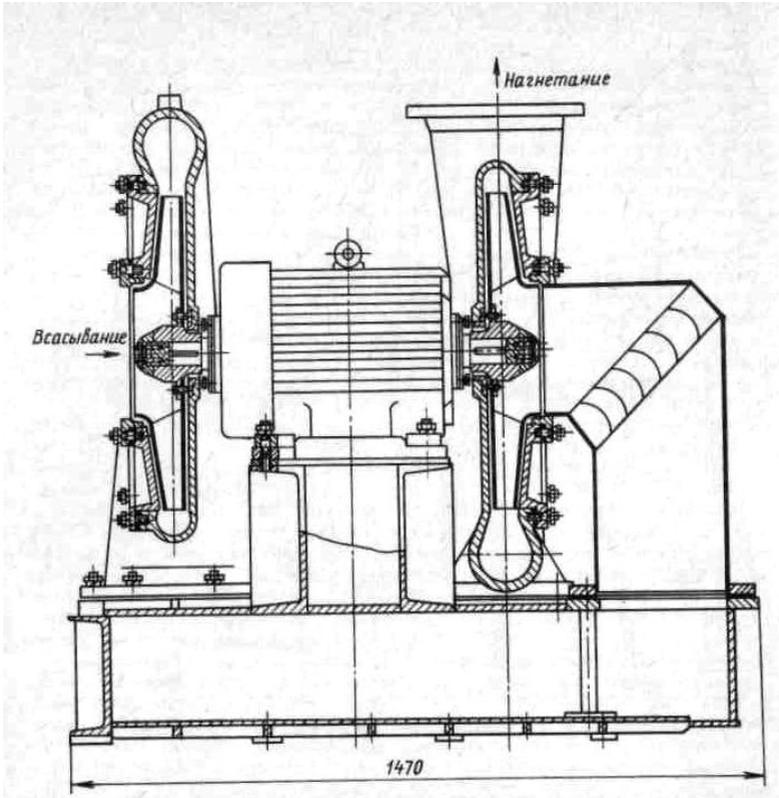


Рисунок А.8 – Продольный разрез консольного двухступенчатого центробежного компрессора завода «Дальэнергомаш»

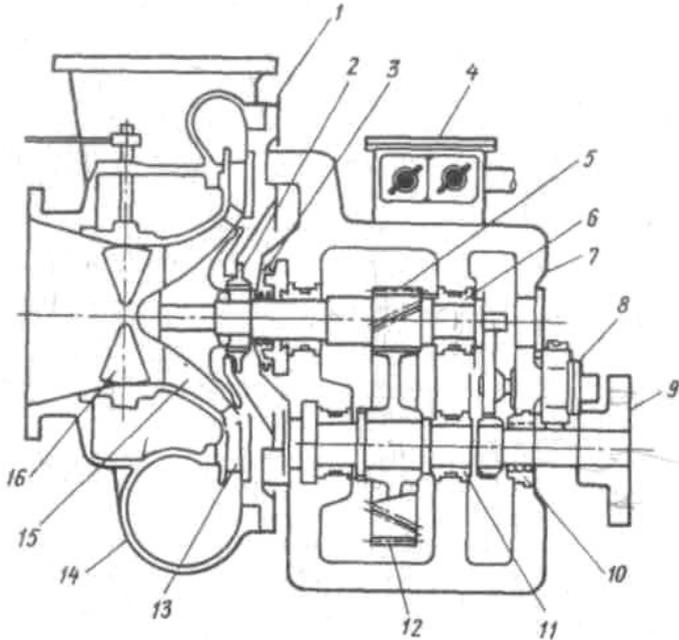


Рисунок А.9 – Компрессор фирмы «Kawasaki»:

1 - присоединительный фланец; 2 – лабиринтное уплотнение; 3, 10 – масляные уплотнения; 4 – масляный фильтр; 5 – шестерня; 6, 11 – подшипники скольжения; 7 – корпус мультипликатора; 8 – маслонасос; 9 – муфта; 12 – зубчатое колесо; 13 – лопаточный диффузор; 14 – корпус компрессора; 15 - рабочее колесо; 16 – входной направляющий аппарат

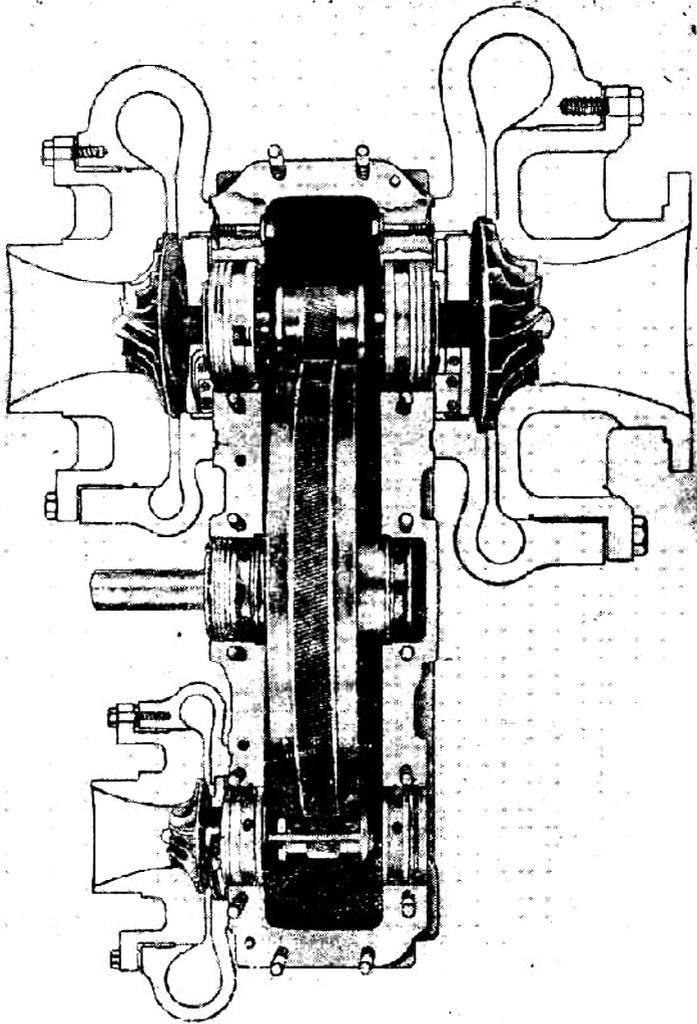


Рисунок А.10 – Внешний вид двухвального компрессора типа “DEMAG”

В представленной конструкции рабочие колеса полуткрытого типа с осерadiальными лопатками, диффузоры – безлопаточные, выходные устройства-улитки с круглым сечением.

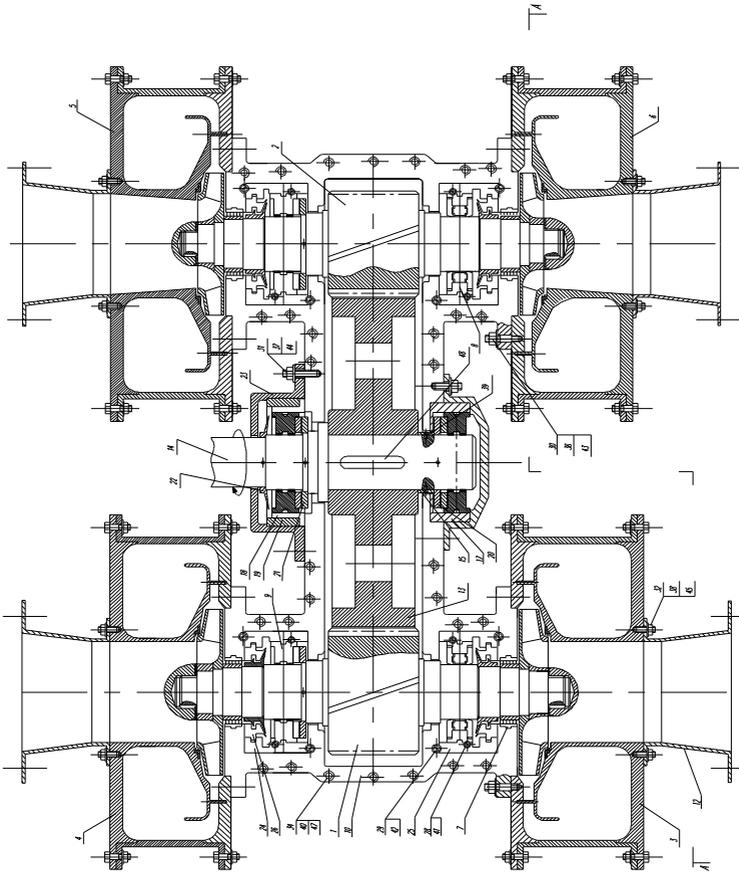


Рисунок А.11 - Центробежный компрессор
типа DEMAG



Рисунок А.12 – Схема «CENTAC»

Центральная шестерня, соединенная с двигателем, вращает четыре ротора. Каждый ротор имеет свою частоту вращения.

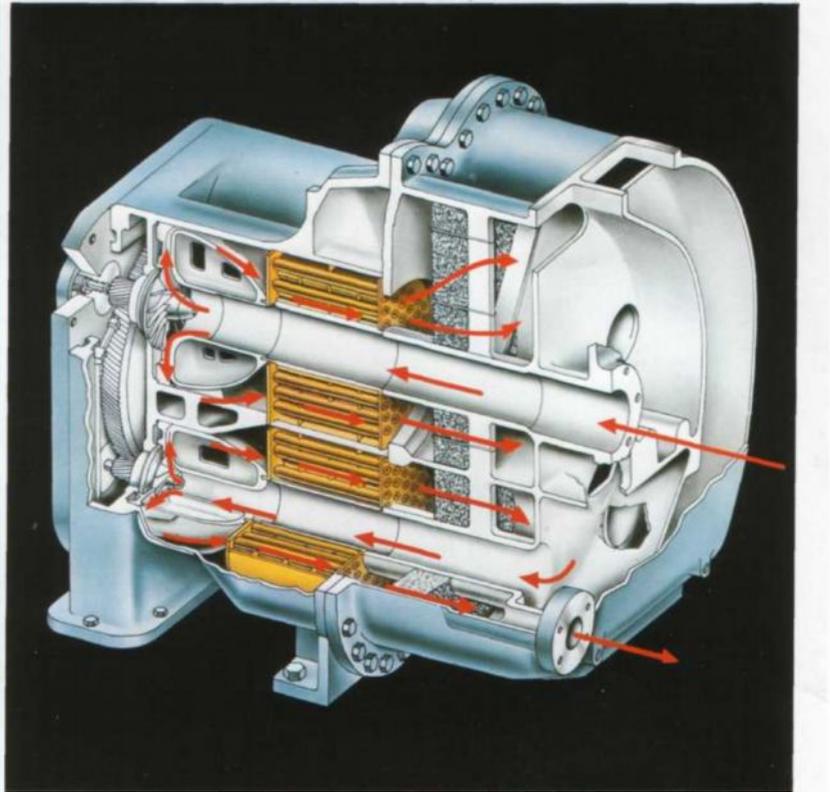


Рисунок А.13 – Компрессор «СЕНТАС»

Трехвальный трехступенчатый компрессор со встроенными охладителями газа. На рисунке показаны направления потоков газа.

Приложение Б
(справочное)
Методика расчета теплофизических свойств газа
методом обобщенных зависимостей

При использовании метода обобщенных зависимостей значения коэффициентов сжимаемости определяются в зависимости от значений приведенных давлений $p_{np} = \frac{p}{p_{кр}}$ и приведенных температур $T_{np} = \frac{T}{T_{кр}}$.

Значения коэффициента сжимаемости находятся с использованием рис. Б.1.

Изобарная теплоемкость определяется по формуле

$$c_p = c_p^{uo} + \Delta c_p,$$

где $c_p^{uo} = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3$.

Значения коэффициентов a_0, a_1, a_2, a_3 приведены в таблице Б.1.

Поправка к теплоемкости находится в зависимости от p_{np} и T_{np} по рис. Б.2.

Теплоемкость при постоянном объеме определяется по формуле

$$c_v = c_p - R \cdot z \cdot \frac{(1+x)^2}{y},$$

где x и y - функции сжимаемости, которые определяются в зависимости от p_{np} и T_{np} по рис. Б.3 и Б.4.

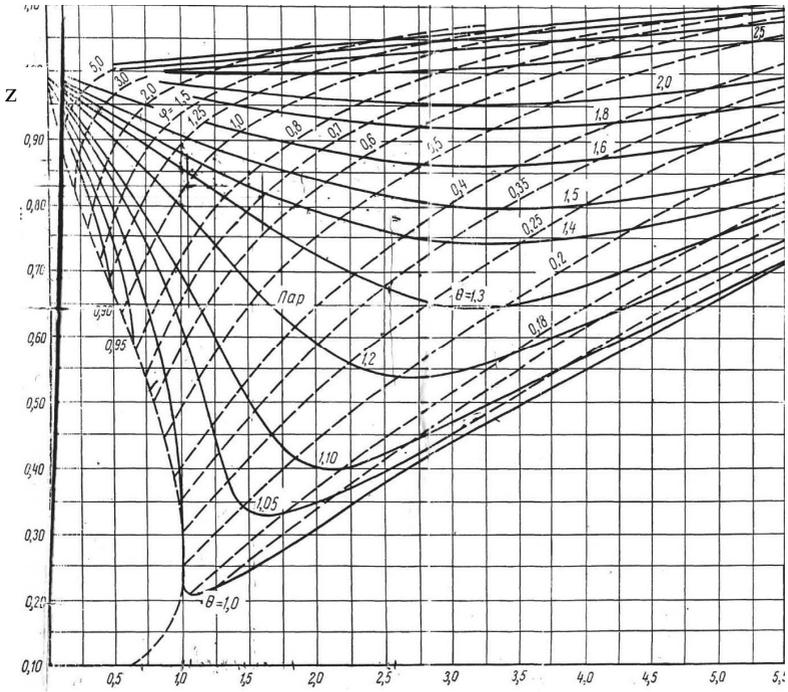
 $p_{пр}$

Рисунок Б.1 – Номограмма для определения значений коэффициента сжимаемости z

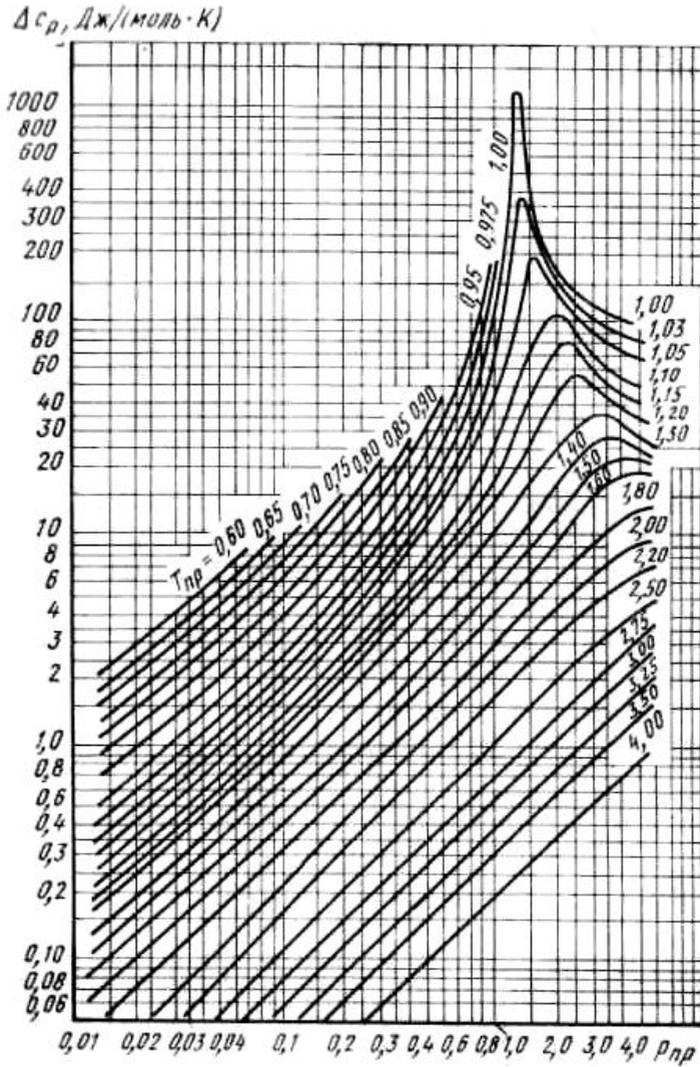
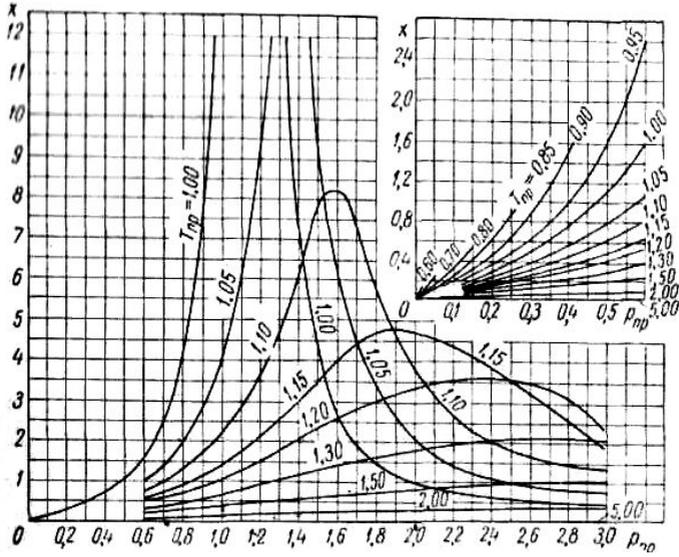
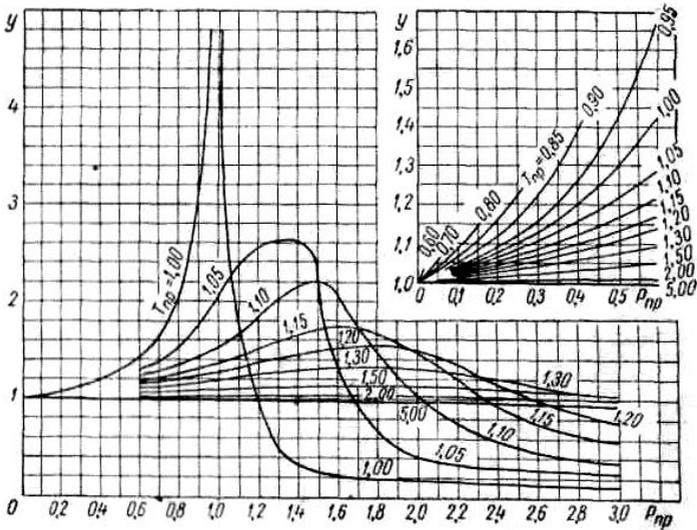


Рисунок Б.2 – Поправка к теплоемкости Δc_p

Рисунок Б.3 – Функция сжимаемости x Рисунок Б.4 – Функция сжимаемости y

Приложение В (справочное)

Пример файла "vdsr rez" – Результаты расчета вариантов

ВАРИАНТНЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Betal2 ,град.	32.00	45.00	60.00	90.00
Fir2	0.170	0.210	0.270	0.300
kpd	0.850	0.850	0.850	0.850
Kp	1.050	1.040	1.030	1.025
Z2	15	20	25	30
Tк	317.0	317.0	317.0	317.0
RPi	1.330	1.330	1.330	1.330
Tn ,К	293.00	293.00	293.00	293.0
Zn	0.920	0.920	0.920	0.920
R ,Дж/(кг.К)	510.0	510.0	510.0	510.0
Ср,Дж/(кг.К)	2400.0	2400.0	2400.0	2400.0
RK	1.250	1.250	1.250	1.250
U2p ,м/с	310.0	310.0	310.0	310.0
Mw1m	0.900	0.900	0.900	0.900
Mc2m	0.900	0.900	0.900	0.900
Vвх ,м3/мин	200.0	200.0	200.0	200.0
RN ,об/мин	5500.0	5500.0	5500.0	5500.0
Sigma	4.250	4.250	4.250	4.250
DelTs , К	24.0	24.0	24.0	24.00
DelI ,Дж/кг	44700.	44700.	44700.	44700.
PsiT2	0.617	0.679	0.735	0.895
Psii	0.648	0.706	0.757	0.918
Alfa2 ,град.	15.41	17.19	20.16	18.53
Azvp ,м/с	414.5	414.5	414.5	414.5
U2w1 ,м/с	559.6	559.6	559.6	559.6
U2c2 ,м/с	583.0	525.0	476.3	395.1
ГУ	2	2	2	1
C2 ,м/с	118.9	126.4	134.6	208.4
U2 ,м/с	185.7	177.9	171.8	220.7
DelTst ,К	12.0	12.0	12.0	24.0
Mw11	0.299	0.286	0.276	0.355
Mc21	0.282	0.301	0.320	0.490
D2 ,м	0.645	0.618	0.596	0.766
1-я ступень:				
T21 ,К	302.1	301.7	301.2	307.9
Eps21	1.104	1.099	1.094	1.175
B21	0.081	0.075	0.065	0.026
2-я ступень:				
T22 ,К	314.06	313.67	313.23	0.00
Eps22	1.2530	1.2480	1.2423	0.000
B22	0.0716	0.0662	0.0575	0.000

Навчальне видання

Калінкевич Микола Васильович

ВАРІАНТНИЙ РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРО- ВОГО КОМПРЕСОРА

Навчальний посібник
(Російською мовою)

Дизайн обкладинки В.М. Ігнатенко
Редактор Н.В. Лисогуб
Комп'ютерне верстання М.В. Калінкевич

Підп. до друку 22.02.2008.
Формат 60x84/16. Папір офс. Гарнітура Times New Roman Суг. Друк офс.
Ум. друк. арк. Обл. – вид. арк
Тираж пр. Вид. №
Зам. №

Видавництво СумДУ при Сумському державному університеті
40007, м. Суми, вул. Р.-Корсакова, 2
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного
реєстру ДК № 3062 від 17.12.2007.
Надруковано у друкарні СумДУ
40007, Суми, вул. Р.-Корсакова, 2