

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Калінкевич М.В.

**ВАРІАНТНИЙ РОЗРАХУНОК
ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА**

*Рекомендовано вченою радою
Сумського державного університету
як навчальний посібник*

Суми
Вид-во СумДУ
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

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП	4
1 АНАЛІЗ ЗАВДАННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ	7
2 КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ	11
3 ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ СЕКЦІЙ	14
4 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВАРІАНТІВ	17
5 КОМП'ЮТЕРНІ ПРОГРАМИ	24
5.1 Інструкція з роботи із програмами VDC (real)	26
5.2 Інструкція з роботи із програмами VDC (ideal)	31
6 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКУ І ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРІАНТА	34
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	35
ДОДАТОК А Конструкції компресорів	36
ДОДАТОК Б Методика розрахунку теплофізичних властивостей газу методом узагальнених залежностей ...	49
ДОДАТОК В Приклад файлу "vdcr rez" – Результати розрахунку варіантів	54

ВСТУП

Відцентровий компресор - турбокомпресор, у якому потік в обертових решітках лопаток у меридіональній площині спрямований від центра до периферії.

Турбокомпресори, зокрема відцентрові компресори, належать до компресорів динамічної дії.

Компресор динамічної дії (згідно з ГОСТом 28567-90 – “Компрессоры. Термины и определения”) - це компресор, у якому робочий процес здійснюється шляхом динамічного впливу на безперервний потік газу, що стискується.

Відцентрові компресори (ВК) застосовуються у всіх базових галузях промисловості, вони забезпечують стиснення різноманітних газів, тому у різних технологічних процесах використовуються машини, які відрізняються за розмірами та масою. Потужності компресорів також істотно різняться, при цьому компресори, які застосовуються у газовій, нафтовій та хімічній галузях промисловості, у холодильних установках, мають значну одиничну потужність (десятки МВт).

Областю економічно доцільного застосування для відцентрових компресорів вважають область середніх продуктивностей і невеликих або середніх степенів підвищення тиску (рис. 1). Відцентрові і осьові компресори не пристосовані для стиснення невеликих об'ємів газу, а також для стиснення газу до високих тисків.

Габарити і маса турбокомпресорів значно менші, ніж поршневих, що пояснюється швидкохідністю турбокомпресорів. У турбомашинах немає стикання рухомих деталей ротора з нерухомими деталями корпусу, за винятком підшипників. Це дозволяє досягати високих значень частот обертання роторів.

У турбомашинах немає частин, які рухаються поступально, динамічні навантаження, що передаються на фун-

дамент, є значно меншими, ніж у поршневих машин, тому для турбомашин не потрібно будувати масивні фундаменти.

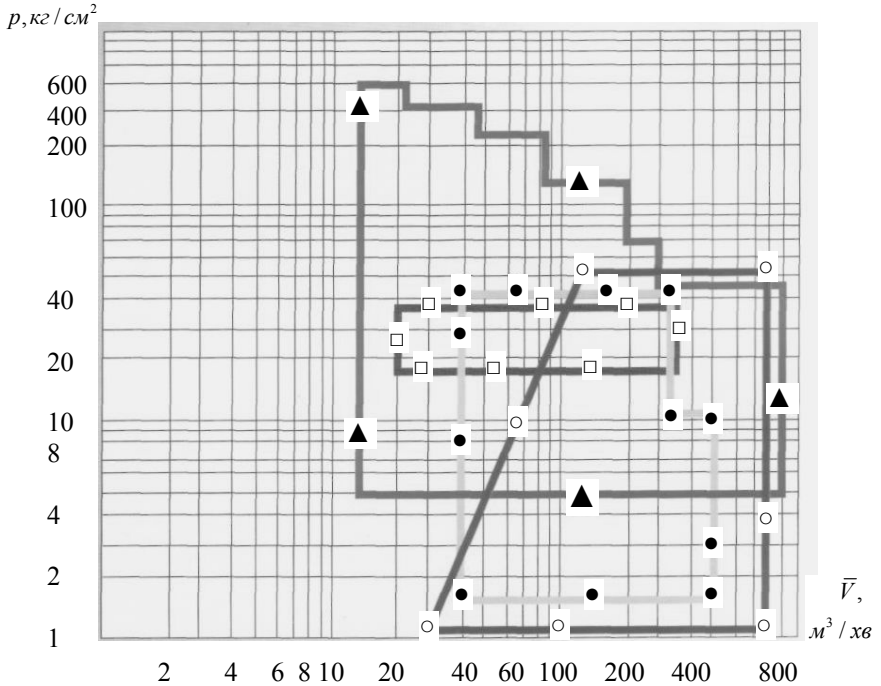


Рисунок 1 – Поле параметрів відцентрових компресорів:

- | | |
|---|---|
| ○ – компресори мультиплікаторні; | □ – детандер - компресорні турбоагрегати; |
| ● – корпуси з горизонтальним розніманням; | ▲ - корпуси з вертикальним розніманням |

У відцентрових і осьових компресорах газ, який стискають, не контактує з мастильними матеріалами і тому не забруднений маслом, що є особливо важливим для технологічних процесів у харчовій, медичній і хімічній промисловості.

У турбокомпресорах немає вузлів, що швидко зношуються, і деталей, таких, як сальники і клапани у поршневих компресорах, тому вважається, що завдяки простоті обслуговування експлуатаційні витрати для відцентрових і осьових компресорів менші, ніж для поршневих.

Розвиток існуючих технологічних процесів і створення нових приводять до необхідності постійної модернізації відцентрових компресорів.

Технічне завдання на проектування компресора містить, як правило, основні експлуатаційні параметри машини, склад робочого середовища, параметри газу на вході у компресор і ряд технічних вимог, які пропонують до машини. Це вимоги до економічності, терміну служби, діапазону стійкої роботи, регулювання, монтажу, матеріалів деталей і технології виготовлення, габаритів, маси, уніфікації, рівня шуму і т. ін.

Основними експлуатаційними параметрами компресора є продуктивність, відношення тисків (ступінь підвищення тиску), коефіцієнт корисної дії (к.к.д.), потужність.

Необхідні експлуатаційні параметри компресора можна забезпечити машинами з різними конструктивними схемами, з різними габаритами, масою та частотою обертання. У загальному випадку необхідно прямувати до досягнення найбільшої ефективності (к.к.д.), найменших габаритів і маси, високої надійності, герметичності, використання економічних матеріалів, простих технологій (конструкцій). Потрібно зазначити, що одночасне забезпечення цих вимог є неможливим через їх суперечливість. Тому проектування є творчим процесом, який ґрунтується на глибокому аналізі вимог технічного завдання у кожному конкретному випадку.

1 АНАЛІЗ ЗАВДАННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ

Завдання до курсового проекту відцентрового компресора містить основні експлуатаційні параметри машини, склад робочого середовища, параметри газу на вході у компресор і низку технічних вимог, які висуваються до машини [1, 2].

Завдання містить такі дані:

- склад робочого середовища;
- масова (або об'ємна) продуктивність компресора;
- тиск і температура газу на вході у компресор;
- кінцевий тиск газу або відношення тисків у компресорі.

У деяких завданнях вказується потужність і частота обертання приводу (наприклад, газової турбіни), в такому випадку продуктивність не зазначається.

Об'ємна продуктивність визначається із співвідношення

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

де ρ_n - густина газу на вході у компресор.

Якщо відома потужність приводу N_{np} , то масову продуктивність можна визначити за формулою

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

де N_k - потужність на валу компресора;

$\sum_{j=1}^X (i_{kc}^* - i_{nc}^*)$ - питома енергія, яка передається газу у компресорі, визначається сумою питомих енергій секцій.

Питання про визначення кількості секцій буде розглянуте далі.

Питома енергія секції дорівнює зміні ентальпії адиабатично загальмованого потоку:

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

де i_{kc}, i_{nc} - ентальпії на виході та вході секції відповідно.

Швидкості газу на вході та виході секції розрізняються незначно, і тому динамічним напором $\frac{c_{kc}^2 - c_{nc}^2}{2}$, як правило, можна знехтувати, оскільки його величина значно менша за різницю ентальпій.

Потужність на валу компресора

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

де ΔN_{mex} - потужність, яка витрачається на подолання механічного тертя і на роботу допоміжних механізмів; ΔN_q - втрати потужності, пов'язані із зовнішнім теплообміном.

Для визначення ΔN_{mex} та ΔN_q використовуються коефіцієнти:

- η_{mex} - механічний к.к.д.;
- η_q - коефіцієнт зовнішнього теплообміну.

Тоді $N_k = N_{np} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_q$.

Для компресорів з великою потужністю можна прийняти

$$\eta_{\text{мех}} = 0,97 - 0,98;$$

для невеликих компресорів

$$\eta_{\text{мех}} = 0,91 - 0,95.$$

Коефіцієнт зовнішнього теплообміну знаходиться у межах

$$\eta_q = 0,95 - 0,99.$$

Різниця ентальпій у секції визначається за формулою

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

де η_s - ізоентропійний к.к.д. секції; $i_{\text{кск}}$ - ентальпія на виході із секції для ізоентропійного процесу; $i_{\text{кк}}, i_{\text{нс}}$ - ентальпії на виході і на вході у секції відповідно.

При тисках газу p , істотно менших за критичний тиск $p_{\text{кр}}$, та температурах T , істотно більших за критичну температуру $T_{\text{кр}}$, можна вважати газ ідеальним. Це дозволяє використовувати для розрахунків рівняння стану Менделєєва-Клапейрона

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

Вважається, що теплоємність ідеального газу c_p не залежить від тиску, тобто є функцією температури $c_p^{i0} = f(T)$.

Формули для розрахунку термічних і калоричних параметрів ідеального газу мають просту форму (наприклад,

ентальпія ідеального газу $i^{id} = \int c_p^{id} \cdot dT$ є функцією тільки температури), тому використання рівняння Менделєєва-Клапейрона для випадків, коли забезпечується прийнятна точність розрахунків, є зручним.

Для ідеального газу температуру на виході із секції можна визначити, вважаючи процес стискання політропним:

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

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

Значення к.к.д. η_s знаходиться в діапазоні 0,8 - 0,86.

Властивості реального газу значно відрізняються від властивостей ідеального, тому розрахунок термічних і калоричних параметрів реального газу потрібно виконувати з використанням одного з рівнянь стану реального газу, наприклад, метод узагальнених залежностей, рівняння Загорюченко або рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна [3, 4].

Методика та довідкові дані для розрахунку теплофізичних властивостей газу методом узагальнених залежностей наведені у додатку Б.

Розрахунок теплофізичних властивостей газу за рівнянням Бенедикта-Вебба-Рубіна методом Лі-Кеслера можна виконати, використовуючи програму **DPG (eff)**.

2 КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ

Створення високого ступеня підвищення тиску у одному ступені обмежується насамперед міцністю, оскільки, як правило, відцентрові компресори є багатоступеневими.

Мащини можуть бути спроектовані одновальними і багатовальними (рис. 2). Найпоширенішою є одновальна багатоступенева схема (рис. 2а).

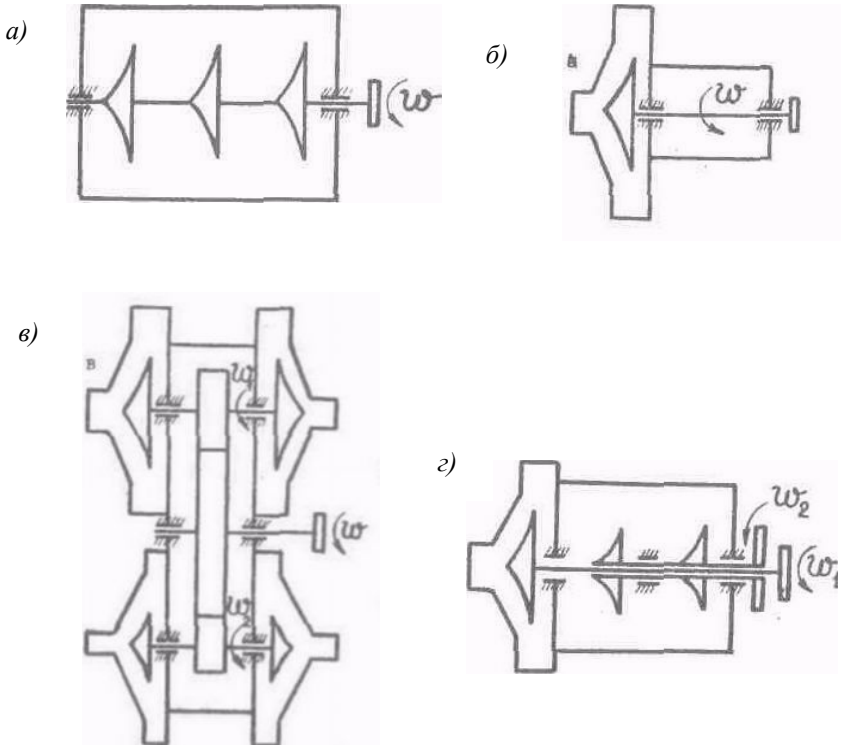


Рисунок 2 - Конструктивні схеми відцентрових компресорів

За даною схемою сконструйована більшість вітчизняних і закордонних машин для різних галузей промисловості, зокрема, повітряні компресори загального призначення, компресори для газової, хімічної, металургійної та холодильної промисловості з кількістю ступенів від двох до восьми продуктивністю (за умовами усмоктування) від $100 \text{ м}^3/\text{хв}$ до $1000 \text{ м}^3/\text{хв}$, степенями підвищення тиску від 1,2 (легкі гази) до 10, кінцевим тиском до 100 МПа.

Одновальні одноступеневі конструкції з консольним розміщенням робочого колеса (рис. 2б) застосовуються у відцентрових компресорах із порівняно невеликими степенями підвищення тиску $\Pi \approx 2,5$ у автомобільній промисловості для наддування двигунів внутрішнього згорання та в авіаційній промисловості. За такою самою схемою виконані деякі компресори для газоперекачувальних агрегатів, повітряні компресори, вентилятори.

На рисунку А.1 показаний двокорпусний відцентровий компресор. Корпус низького тиску - трисекційний шести-ступеневий, корпус високого тиску (на передньому плані) - двосекційний чотириступеневий. Корпуси виконані з горизонтальним розніманням, оскільки тиски газу в цьому компресорі менші за 6 МПа.

На рисунку А.2 показаний компресор двосекційний, перша секція (у правій частині корпуса) виконана двопотокова із двома ступенями стискання. Друга секція однопотокова двоступенева. Корпус литий, чавунний з горизонтальним розніманням.

При тисках, більших за 6 МПа, корпус компресора виконується без горизонтального рознімання (корпус типу «барель») (рис. А.4 і А.5).

Одновальні одноступеневі конструкції з консольним розміщенням робочого колеса (рис. 2б) застосовуються у відцентрових компресорах із порівняно невеликими степенями підвищення тиску $\Pi \approx 2,5$ у автомобільній промисло-

вості для наддування двигунів внутрішнього згоряння та в авіаційній промисловості. За такою схемою виконані деякі компресори для газоперекачувальних агрегатів, повітряні компресори, вентилятори.

На рисунку А.6 показаний зовнішній вигляд одноступеневого компресора. Компресори виконуються одно- або двоступеневими (рис. А.7 і А.8), безмультиплікаторними або мультиплікаторними (рис. А.9). Компресори з мультиплікатором мають істотно менші габарити і більші тиски нагнітання порівняно з безмультиплікаторними компресорами.

Двовальні компресори типу "DEMAG" (рис. 2в) є конструктивно і технологічно більш складними машинами. За рахунок вбудованого у корпусі компресора мультиплікатора вони забезпечують менші габарити і масу установки.

Зовнішній вигляд двовального компресора типу «DEMAG» показаний на рисунку А.10. Компресор триступеневий, робочі колеса напіввідкритого типу з вісерадіальними лопатками.

На рис. А.11 наведене креслення чотириступеневого компресора типу «DEMAG».

Двовальна схема "вал у валу" (рис. 2г) практично не застосовується, оскільки вона є технологічно досить складною.

Оригінальною конструкцією багатовальних компресорів є конструкція «CENTAC» із трьома або чотирма роторами (кожний з яких має власну частоту обертання), які обертаються центральною шестірнею, убудованою у корпусі компресора.

Схема компресора «CENTAC» із чотирма роторами наведена на рисунку А.12. На рисунку А.13 показаний тривальний триступеневий компресор «CENTAC». У компресорах цього типу застосовуються убудовані охолоджувачі газу оригінальної конструкції.

3 ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ СЕКЦІЙ

При степенях підвищення тиску компресора $\Pi > 3,5$ (при $k > 1,3$) економічно обґрунтованим є проміжне охолодження стиснутого газу. Виграш від охолодження отримуємо за рахунок зниження питомої роботи стискання. При цьому зменшується енергія, споживана компресором. У цьому випадку наявність теплообмінників приводить до збільшення собівартості компресорної установки, її габаритів і маси, з'являються експлуатаційні витрати на воду, яка охолоджує газ.

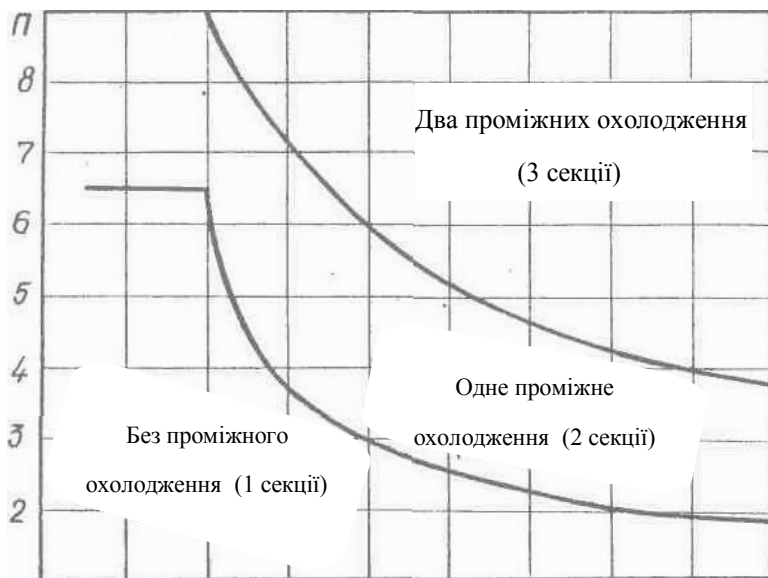


Рисунок 3 - Номограма до вибору кількості проміжних охолоджень

При виборі оптимальної кількості проміжних охолоджень і розрахунку степенів підвищення тиску за секціями також потрібно враховувати особливості технологічного процесу, який обслуговується компресором, властивості робочого середовища і т. ін. Докладніше дане питання розглянуте в [5, 6, 7].

При виконанні курсового проекту оптимальну кількість проміжних охолоджень можна визначити, використовуючи рис. 3, залежно від значень Π (відношення тисків) і k (показник адіабаты робочого середовища).

Відношення тисків у секціях потрібно визначати з урахуванням втрат тиску у газоохолоджувачах:

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

де Π_C - степінь підвищення тиску у секції компресора; Π_K - степінь підвищення тиску компресора; X - кількість секцій; $e = 1 - \sum_{j=1}^X \bar{\Delta p}_{холj}$, $\bar{\Delta p}_{холj}$ - відносні втрати тиску у газоохолоджувачі, знаходяться в межах 0,05 - 0,10.

Розраховані таким способом степені підвищення тиску у секціях наближено відповідають максимальній економії споживаної компресором енергії за рахунок проміжного охолодження.

З метою удосконалення компоновання машини можна здійснювати вибір неоднакових ступенів підвищення тиску для різних секцій.

Об'ємна продуктивність на вході у секцію визначається за формулою

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

де \bar{m} - масова продуктивність на вході у компресор;
 ρ_n - густина газу на вході у компресор; ε_j - відношення
 густин.

Відношення густин

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

де ρ_{nj} - густина газу на вході у j -ту секцію.

Для ідеального газу відношення густин можна ви-
 значити за формулою

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

де T_{nj} - температура на вході у j -ту секцію; T_n - тем-
 пература на вході у компресор.

Температура на вході у j -ту секцію

$$T_{nj} = T_{ос} + \Delta t_{но}, \quad (12)$$

де $T_{ос}$ - температура охолоджуючої води; $\Delta t_{но}$ - вели-
 чина недоохолодження в газоохолоджувачі, приймається в
 межах $5 - 10^{\circ}C$.

4 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВАРІАНТІВ

Із заданими параметрами можна спроектувати різні відцентрові компресори, які відрізняються конструктивною схемою та розмірами. На параметри машини істотно впливає обраний для робочих коліс вихідний кут лопаток $\beta_{л2}$. Схема проточної частини з позначенням геометричних параметрів наведена на рисунку 4. При проведенні варіантних розрахунків доцільно виконати обчислення при декількох значеннях кута $\beta_{л2}$ (не менше трьох). Розрахунки можна виконати для декількох конструктивних схем.

Розрахунок виконується послідовно для кожної із секцій. Значення коефіцієнтів витрати φ_{r2} , політропних к.к.д. $\eta_{л}$, $1 + \beta_{mp} + \beta_{np}$, кількості лопаток z_2 залежно від $\beta_{л2}$ визначаються з таблиці 1.

Таблиця 1 - Оптимальні значення параметрів для різних $\beta_{л2}$

$\beta_{л2}, \text{град.}$	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 виконання термогазодинамічних розрахунків потрібно визначити значення газової сталої R , коефіцієнта стисливості z , ізобарної теплоємності c_p , показника адиабати k . Фізичні параметри для деяких газів наведені в таблиці Б.1.

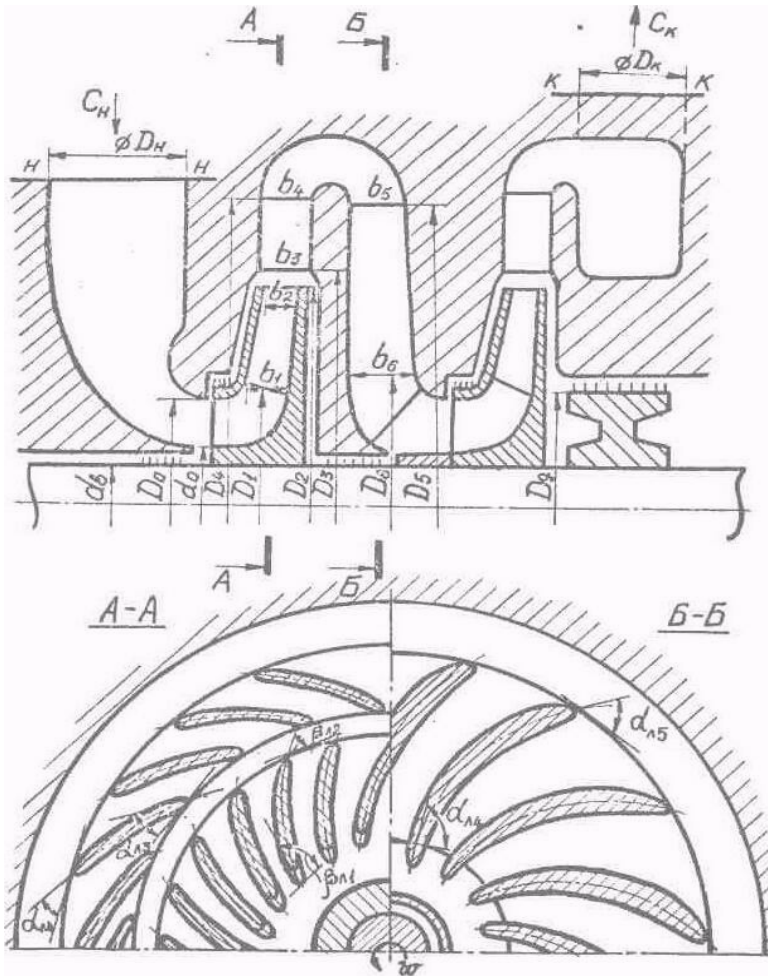


Рисунок 4 - Схема проточної частини однолобного відцентрового компресора

Оскільки для реальних газів значення теплофізичних параметрів змінюються у процесі стискання, потрібно ви-

значати їх на вході і на виході секцій, а для подальших розрахунків використовувати середні значення коефіцієнтів стисливості $z = \frac{z_{nc} + z_{kc}}{2}$, ізобарних теплоємностей

$$c_p = \frac{c_{pnc} + c_{pkc}}{2} \text{ і показників адіабати } k = \frac{k_{nc} + k_{kc}}{2}.$$

При визначенні теплофізичних властивостей газу розраховуються значення густин, ентальпій і температур на вході і на виході секцій.

Послідовність розрахунку наводиться нижче.

1 Коефіцієнт теоретичного напору

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

Коефіцієнт теоретичного напору для робочих коліс напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході визначається за формулою 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 Кут потоку на виході з робочого колеса в абсолютному русі

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{m2}}. \quad (15)$$

3 Швидкість звуку

$$a_{звн} = \sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_n} . \quad (16)$$

4 Значення колової швидкості обмежене числом Маха M_{w1} :

$$u_{2w1} = 1.5 \cdot a_{звн} \cdot M_{w1z} . \quad (17)$$

Як правило, значення чисел Маха на вході у робочі колеса не повинні перевищувати швидкість звуку. Тому граничне значення числа Маха M_{w1z} береться не більшим за 0,9.

5 Значення колової швидкості, обмежене числом Маха M_{c2} :

$$u_{2c2} = \frac{\sin \alpha_2}{\varphi_{r2}} \cdot a_{звн} \cdot M_{c2z} . \quad (18)$$

Значення чисел Маха на виході з робочих коліс теж не мають перевищувати швидкість звуку. Тому граничне значення числа Маха M_{c2z} береться не більшим за 0,9.

6 Значення колової швидкості, яке обмежене міцністю, залежить від матеріалу і технології виготовлення робочих коліс. Для сталевих р.к. закритого типу із суцільно-фрезерованими лопатками $u_{2\sigma} \leq 320 \text{ м/с}$.

7 Береться менше зі значень колової швидкості, отримане за пп. 4, 5 і 6:

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

8 Кількість ступенів у секції

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

$Y = [Y' + 0.95]$ - ціла частина числа.

9 Колова швидкість

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

10 Абсолютна швидкість потоку газу на виході з робочого колеса

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

11 Зміна температури у ступені

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

12 Температура на виході з робочого колеса

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

i - номер ступеня у секції.

13 Політропна функція

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

14 Відношення густин

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

15 Число Маха M_{w1}

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

16 Число Маха M_{c2}

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

Якщо частота обертання ротора компресора не задана, то вибирається значення відносної ширини на виході робочого колеса першого ступеня секції \bar{b}_{21} з діапазону оптимальних значень $0,04 \leq \bar{b}_2 \leq 0,08$. Потім визначаються діаметр робочого колеса і частота обертання:

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

де τ_2 коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

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

Можно взяти $\tau_2 = 0,9 - 0,92$.

Кількість обертів ротора за 1 хвилину

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

Для одновальних компресорів визначаються діаметр робочого колеса і частота обертання для першого ступеня першої секції. Для інших секцій частота обертання буде такою самою.

Якщо частота обертання ротора задана, то визначаються діаметри робочих коліс секцій, а потім значення відносної ширини робочого колеса:

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

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

Термогазодинамічні розрахунки варіантів компресора потрібно виконувати з використанням комп'ютерних програм VDC (real) і VDC (ideal).

5 КОМП'ЮТЕРНІ ПРОГРАМИ

Для виконання термогазодинамічних варіантних розрахунків компресорів можна рекомендувати комп'ютерні програми **VDC (real)** і **VDC (ideal)**.

Програма VDC (real) призначена для розрахунку варіантів компресора з урахуванням реальних властивостей газу. Для використання цієї програми потрібно попередньо визначити термодинамічні властивості реального газу, зокрема ентальпію на вході і на виході секцій. Наприклад, можна використати програму **DPG (eff)**, у якій властивості газу визначаються відповідно до рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна методом Лі-Кеслера.

Робоче вікно програми DPG (eff) наведене на рис. 5.

База даних програми містить відомості для більше 400 газів. При виконанні розрахунків задається склад суміші (масова концентрація). Для цього у відповідних рядках у списку компонентів суміші задаються масові частки компонентів. Сума концентрацій повинна дорівнювати 1,0000.

Задаються значення початкового і кінцевого тисків газу (у МПа), значення початкової температури (у К) і значення коефіцієнта корисної дії.

Для виконання розрахунку потрібно встановити курсор на кнопку «START» і натиснути ліву клавішу «миші». Отримані значення параметрів наводяться у розділі «Результати розрахунку» для вхідних умов у першому стовпці, для вихідних умов - у другому.

Якщо можна вважати газ ідеальним, то теплофізичні властивості газу визначаються більш простим способом. У цьому випадку для розрахунку варіантів компресора пропонується програма 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	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 – Вікно програми DPG (eff)

5.1 Інструкція з роботи із програмою VDC (real)

Варіантний розрахунок компресора з урахуванням реальних властивостей газу можна виконати, використавши файл "vdc.exe". Після завантаження цього файлу на екрані дисплея з'являється таблиця вихідних даних (рис. 6).

Введення цифрових значень виконується за допомогою клавіші "ENTER". Частина вихідних даних заноситься у таблицю відповідно до завдання, частина даних вибирається з використанням рекомендацій методичних вказівок.

Значення вихідного кута лопаток робочого колеса задаються послідовно : 22,5; 32; 45; 60 і 90 °С. Значення коефіцієнта витрати φ_{r2} і коефіцієнта втрат на дискове тертя і перетікання $1 + \beta_{TP} + \beta_{PP}$, кількість лопаток z_2 і значення політропного к.к.д. η_{II} визначаються з таблиці 1 залежно від значення $\beta_{Л2}$.

За результатами розрахунку термодинамічних властивостей газу задаються середні значення коефіцієнта стисливості z , ізобарної теплоємності c_p , показника адіабати k . Задається величина газової сталої, значення температури на виході секції T_k і різниці ентальпій $\Delta i = \dot{i}_k - \dot{i}_n$.

Відношення тисків, значення температури на вході у секцію, продуктивність і частота обертання ротора задаються відповідно до завдання.

Колова швидкість робочого колеса, яка обмежена міцністю, є $u_{2\sigma} \leq 320 \text{ м/с}$ для сталевих робочих коліс закритого типу. Для робочих коліс напіввідкритого типу і для коліс, що виготовляються з титанових або алюмінієвих сплавів, допускаються колові швидкості, більші за 350 м/с (до 450 м/с).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВАРИАНТНОГО РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА UDC <real>	
СТРЕЛКИ	– управление курсором
ENTER	– переход к следующему данному
ESC	– конец ввода данных
Выходной угол лопатки	Fir2= 32.000 Град
Коэффициент расхода	DeII= 0.170
Разность энтальпий	kp = 44500.000 Дж/кг
Коэффициент потерь на трение и протечки	z2 = 1.050
Количество лопаток	Tk = 317.000 К
Температура на выходе	Pi = 1.330
Отношение давлений	Tn = 293.000 К
Температура на входе	Zn = 0.920
Коэффициент сжимаемости	R = 510.000 Дж/(кг.К)
Газовая постоянная	Cp = 2420.000 Дж/(кг.К)
Теплоемкость	k = 1.250
Показатель адиабаты	u2s = 310.000 м/с
Окружная скорость раб.колеса,огр. прочностью	Mw1m= 0.900
Число Маха по относительн. скорости на входе	Mc2m= 0.900
Число Маха по абсолютной скорости на выходе	Un = 200.000 м3/мин
Производительность компрессора	n = 5500.000 об/мин
Частота вращения (<=0, если не задана>	кпд = 0.850
Политропный КПД	

Рисунок 6 – Вікно програми VDCr(real) для занесення вихідних даних

Після введення всіх даних натискається "ESC" для початку розрахунку.

У процесі розрахунку на екрані дисплея з'являється інформація про кількість ступенів у секції. При відповіді на запит "Бажаєте змінити кількість ступенів -?" натисніть клавішу "N", якщо вона вас задовольняє, або клавішу "D", якщо ви бажаєте змінити кількість ступенів (рис. 7).

При натисканні клавіші " D " на екрані дисплея з'являється рядок "Задайте нове значення Y" (тобто нову кількість ступенів).

Після його введення натискається клавіша "ENTER". На екрані дисплея з'являються результати обчислень (рис. 8) (при заданому новому значенні Y). Якщо кількість ступенів вас влаштовує, то при натисканні "ENTER" на екрані дисплея з'являються результати, що відповідають спочатку зазначеному значенню Y.

Після закінчення розрахунку варіанта на екрані дисплея з'являється запит " Бажаєте повторити розрахунок ?", - ви відповідаєте натисканням клавіші "D", якщо ви бажаєте повторити розрахунок, і натисканням клавіші "N", якщо не бажаєте.

Варто враховувати, що при продовженні розрахунку (натиснута клавіша "D") результати розрахунку наступного варіанта будуть розміщені в наступному стовпці таблиці файлу "vdcr rez" (або файлу "vdcid rez"). При цьому в таблиці вихідних даних зберігаються усі раніше введені значення параметрів.

При натисканні клавіші "N" у таблиці вихідних даних всі значення параметрів обнуляються, а файл "vdcr rez" (або "vdcid rez") закривається.

Коеффициент внутреннего напора $P_{s11} = 0.6478$
Количество ступеней в секции $\gamma = 2$

Желаете изменить количество ступеней ? (D/N)

Рисунок 7 – Вікно програми VDCr для зміни кількості ступенів

РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЙ

Sigma=	4.2500	dTst =	12.0 K
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 K	D2 =	0.6436 м
Mw11 =	0.2980	Mc21 =	0.2818
	n =		5500.0 об/мин
1 -я ступень :		Eps2 =	1.1044
T2 =	302.094K	b2o =	0.082
2 -я ступень :		Eps2 =	1.2535
T2 =	314.094K	b2o =	0.072

Желаете повторить расчет ? <d/n>

Рисунок 8 – Вікно програми VDC - «Результаты обчислень»

При продовженні розрахунку задаються вихідні дані для наступного варіанта, і розрахунок повторюється.

Файли "vdcg rez" і "vdcid rez" можуть містити до 10 варіантів розрахунку.

У програмі передбачена перевірка правильності введення значень деяких параметрів: відношення тисків, показника адіабати, теплоємності, кількості лопаток. На екрані дисплея з'являється повідомлення «Помилка у вихідних даних!» і вказується неправильне значення параметра.

Наприклад, на рисунку 9 показані повідомлення про неправильно задане значення теплоємності.

Приклад файлу "vdcg rez" наведений у додатку В.

5.2 Інструкція з роботи із програмами VDC (ideal)

У тих випадках, коли газ, який стискається, можна вважати ідеальним, варіантний розрахунок можна виконати з використанням програми VDC (ideal). Теплофізичні властивості ідеального газу визначаються більш простим способом, ніж для реального газу.

Вихідні дані, які потрібно задати при використанні програми VDC (ideal), показані на рисунку 10.

Інтерфейс програм VDC (real) і VDC (ideal) практично однаковий, але є деякі розбіжності при введенні вихідних даних.

Коефіцієнт стисливості потоку на виході з робочого колеса τ_2 задається з діапазону значень 0,9 - 0,92.

Якщо частота обертання не задана, то задається відносна ширина робочого колеса першого ступеня з діапазону значень $0,04 \leq \bar{b}_2 \leq 0,08$. Чим більше відношення тисків, тим більші значення \bar{b}_2 потрібно задати для першого ступеня.

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

Желаете повторить расчет ? (д/п)

Рисунок 9 – Вікно програми VDC - помилка у вихідних даних

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВАРИАНТНОГО РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА	
СТРЕЛКИ	– управление курсором
ENTER	– переход к следующему данному
ESC	– конец ввода данных
INSERT	– вставка символа
DELETE	– удаление символа
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	Tau2= 0.900
Отношение давлений	Pi = 1.330
Температура на входе	Tn = 293.0000 К
Коэффициент сжимаемости	Zn = 1.0000
Газовая постоянная	R = 287.0000 Дж/(кг.К)
Теплоемкость	Cp = 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	Up = 300.0000 м3/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 – Вікно програми VDC (ideal) для введення вихідних даних

6 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКУ ТА ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРІАНТА

Для розрахованих варіантів розглядаються такі параметри: $\beta_{Л2}, \sum Y$ (кількість ступенів компресора), $D_2, \bar{v}_{2i}, n, u_2, M_{w1}, M_{C2}, \alpha_2$. Оптимальний варіант вибирається на основі порівняльного аналізу зазначених параметрів, виходячи з технічних вимог, які висуваються до компресора.

Габарити та маса компресора будуть тим меншими, чим меншими є діаметр робочих коліс D_2 і кількість ступенів. За інших рівних умов габарити і маса багатовальних конструкцій з убудованим мультиплікатором будуть меншими за габарити і масу одновальних.

Частота обертання визначає тип підшипників і привода. При $n \leq 3000$ об/хв можна застосовувати підшипники кочення, при n до 20000 об/хв - підшипники ковзання з рідинним змащенням, при $n > 20000$ об/хв - опори з газовим змащенням.

Як приводи ВК використовуються електродвигуни, парові і газові турбіни. З погляду економічності компресорної установки перевага віддається електродвигунам. Застосування асинхронних електродвигунів ($n = 3000$ об/хв) вимагає, як правило, використання мультиплікатора.

Колова швидкість робочих коліс визначає рівень напруг у деталях ротора. Менші значення u_2 дозволяють використовувати більш економічні матеріали для виготовлення ротора.

К.к.д. компресора залежить від рівня чисел Маха M_{w1} і M_{C2} , значень \bar{v}_2 і $\beta_{Л2}$. Зменшення значень $\beta_{Л2}$ часто приводить до збільшення к.к.д. Оптимальним діапазоном значень $\bar{v}_2 \in 0,04 - 0,07$.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Поспелов 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., Калинкевич Н.В. Анализ методов определения термодинамических свойств многокомпонентных газовых смесей // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - Сумы. – 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.

**Додаток А
(довідковий)
Конструкції компресорів**

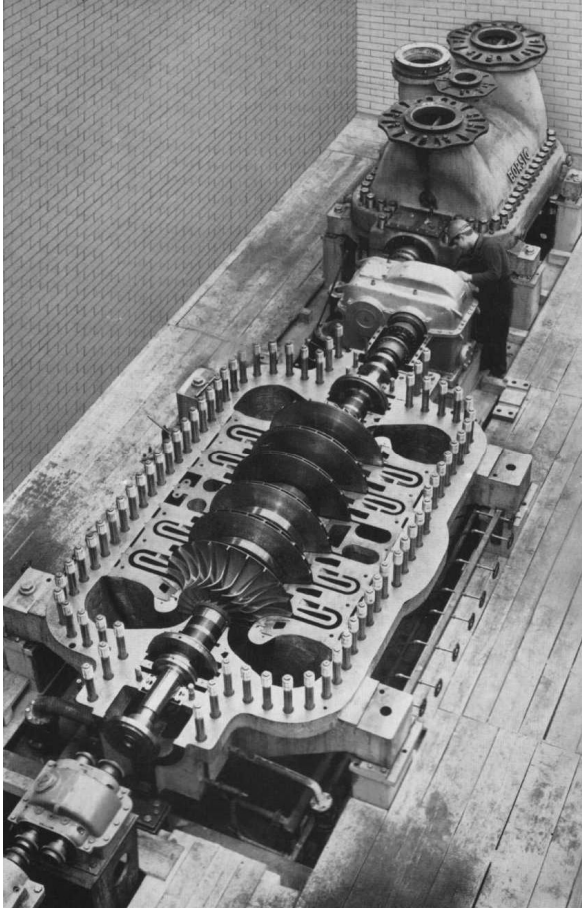


Рисунок А.1 - Двокорпусний відцентровий компресор

Відцентровий компресор має два корпуси. Корпуси виконані з горизонтальним розніманням, що полегшує збирання компресора. Корпус низького тиску шестиступеневий двосекційний (на передньому плані).

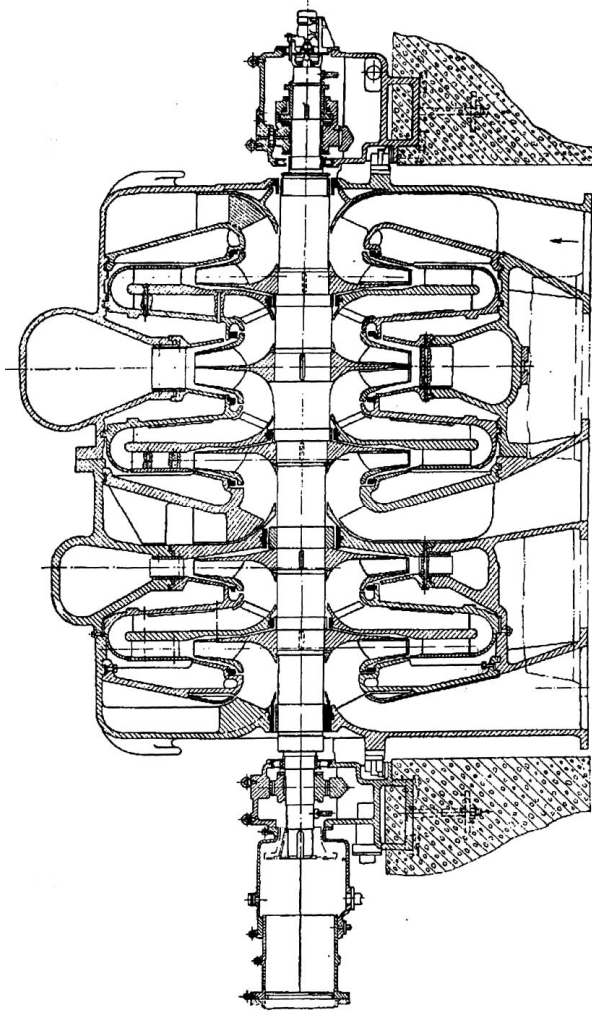


Рисунок А.2 - Компрессор К- 5500-41-1

Компрессор двосекційний, перша секція (у правій частині корпусу) виконана двопотоковою із двома ступенями стискання. Друга секція однопотокова двоступенева. Корпус литий, чавунний з горизонтальним розніманням.

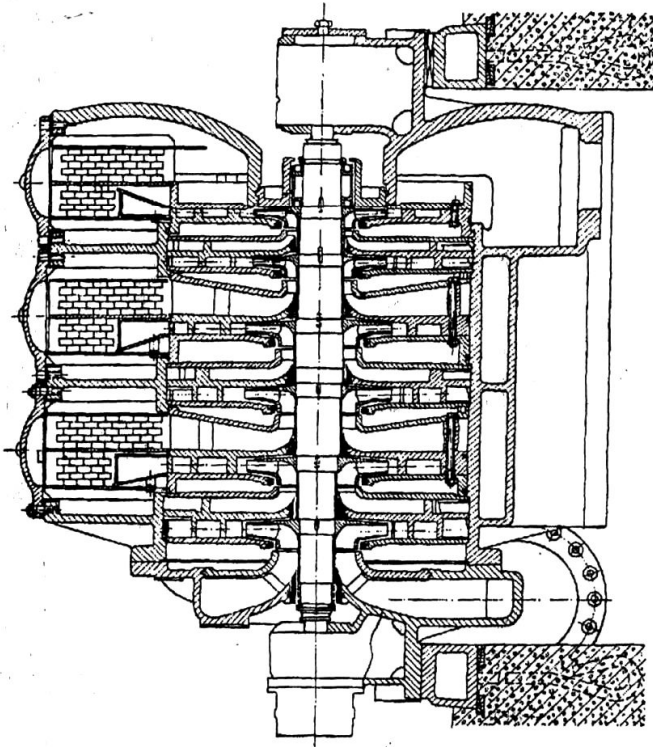
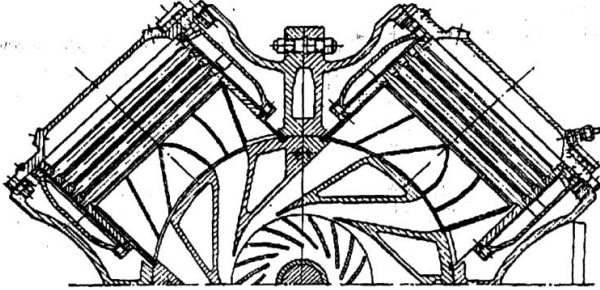


Рисунок А.3 - Компрессор К- 100-61-2

Даний шестиступеневий компресор виконаний з убудованими охолоджувачами газу.

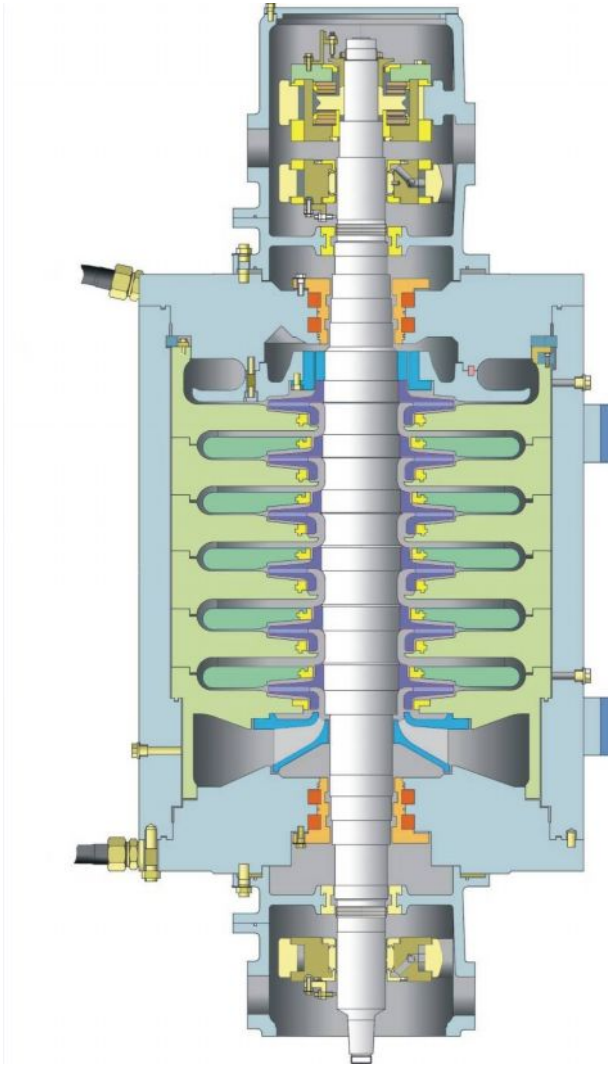


Рисунок А.4 – Компрессор для ГПА

Компрессор шестиступеневый з корпусом типу «барель»

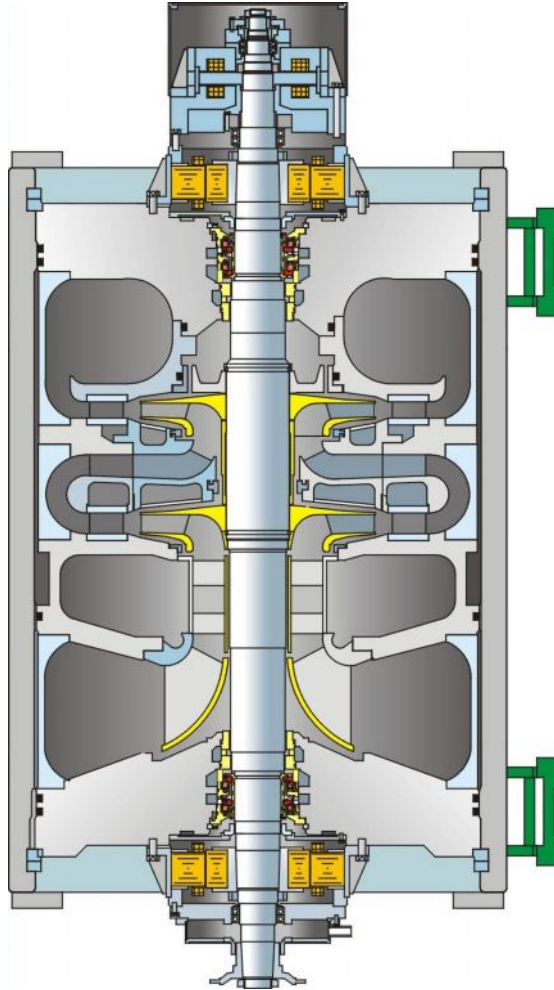


Рисунок А.5 - Компресор для ГПА

Двоступеневий компресор з магнітним підвісом і сухими ущільненнями. Компресор має уніфікований корпус, який дозволяє встановлювати змінну проточну частину із трьома ступенями.

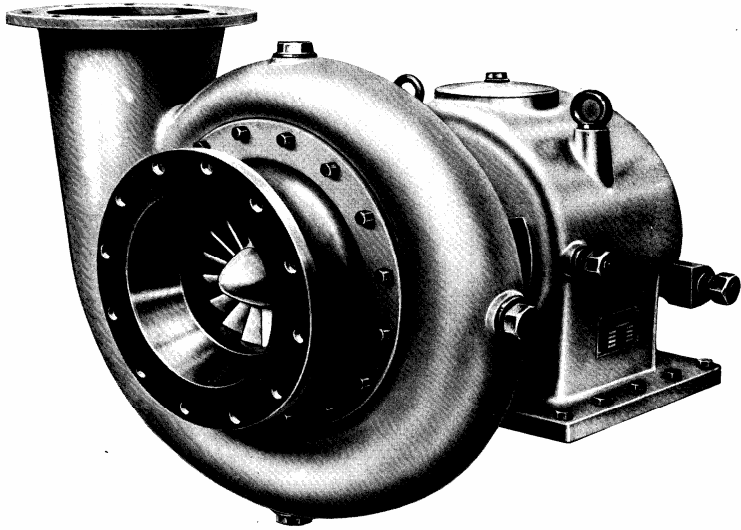


Рисунок А.6 - Зовнішній вигляд одноступеневого компресора

Робоче колесо компресора розміщене консольно на валу електродвигуна. Тип вихідного пристрою – завиток. Компресор безмультіплікаторний (тиххідний), степінь підвищення тиску невисокий ($\Pi \leq 1,2$).

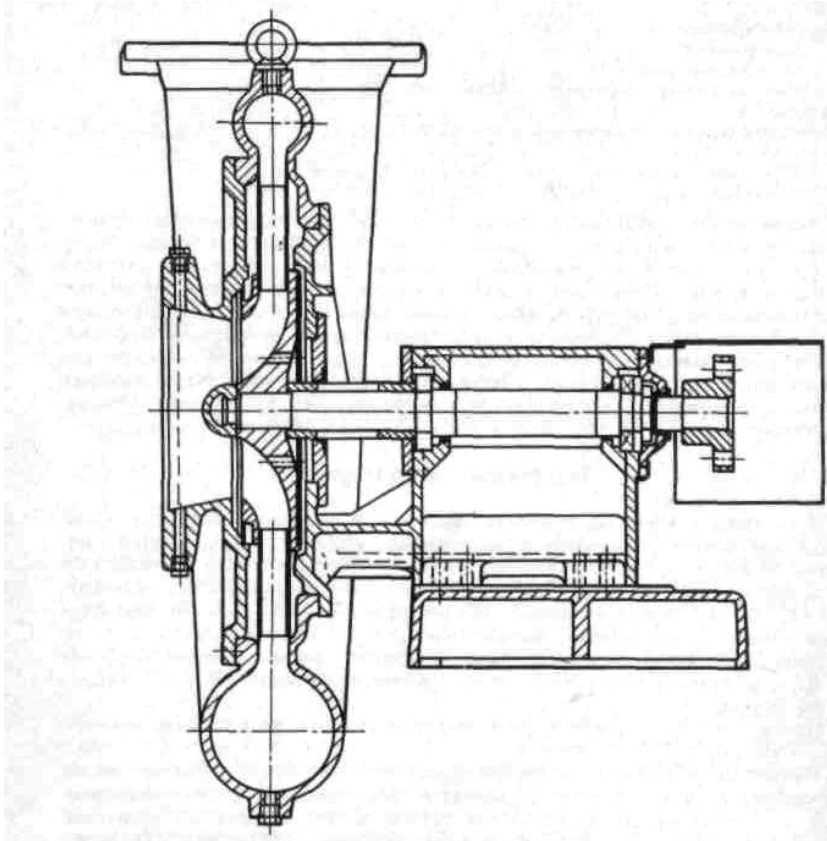


Рисунок А.7 - Одноступеневий відцентровий компресор типу GRF підприємства «VEB Pumpen und Verdichter»

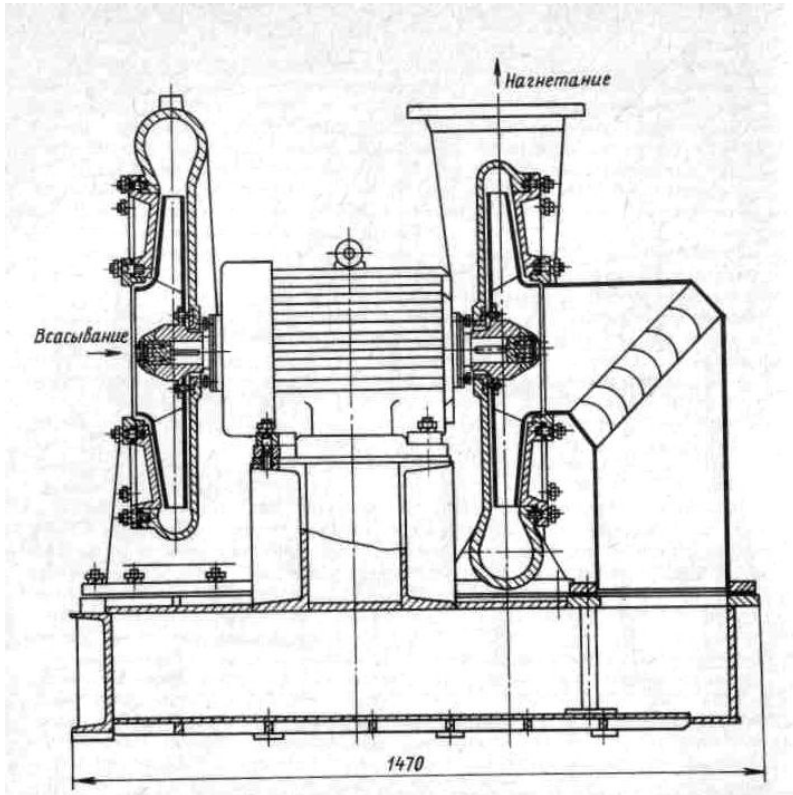


Рисунок А.8 - Поздовжній розріз консольного двоступеневого відцентрового компресора заводу «Дальэнергоаш»

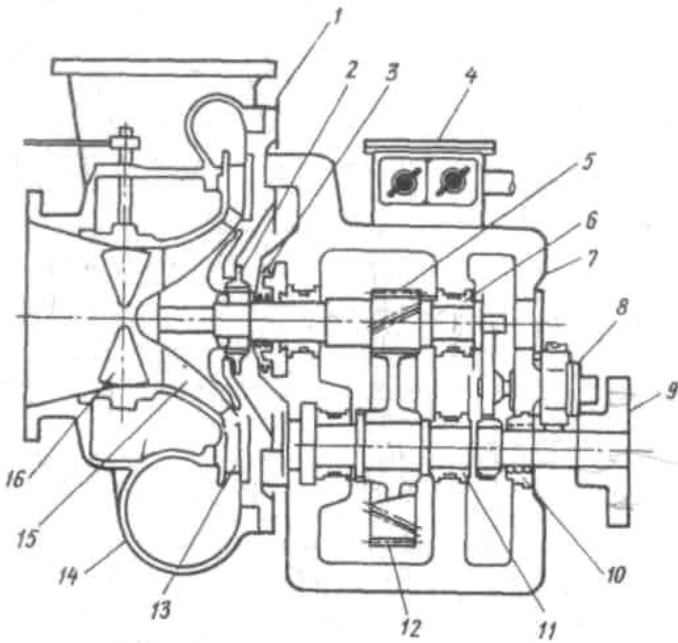


Рисунок А.9 - Компресор фірми «Kawasaki»:
 1 - приєднувальний фланець; 2 - лабіринтове ущільнення; 3, 10 - масляні ущільнення; 4 - масляний фільтр; 5 - шестірня; 6, 11 - підшипники ковзання; 7 - корпус мультиплікатора; 8 - маслонасос; 9 - муфта; 12 - зубчасте колесо; 13 - лопатковий дифузор; 14 - корпус компресора; 15 - робоче колесо; 16 - вхідний напрямний апарат

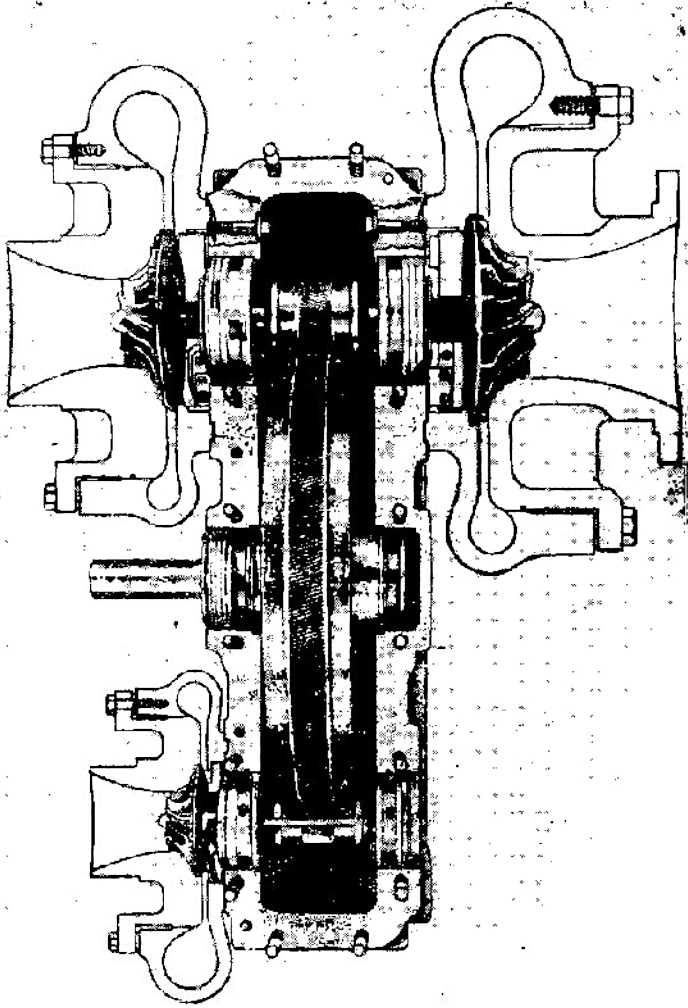


Рисунок А.10 - Зовнішній вигляд двовального компресора типу "DEMAG"

У представленій конструкції робочі колеса напіввідчиненого типу з вісерадіальними лопатками, дифузори - безлопаткові, вихідні пристрої - завиток із круглим перерізом.

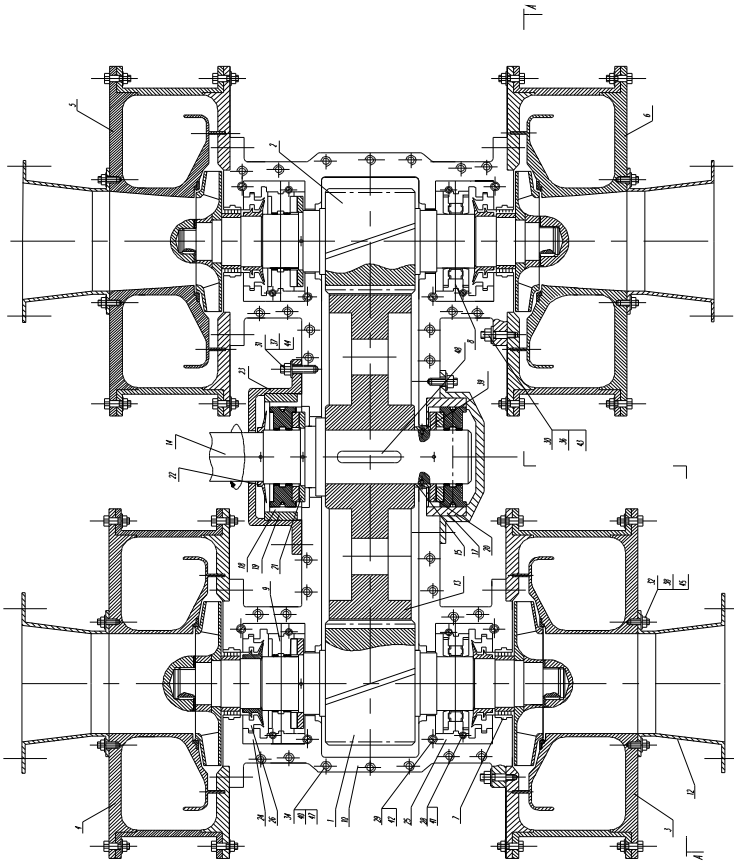


Рисунок А.11 - Відцентровий компресор типу DEMAG

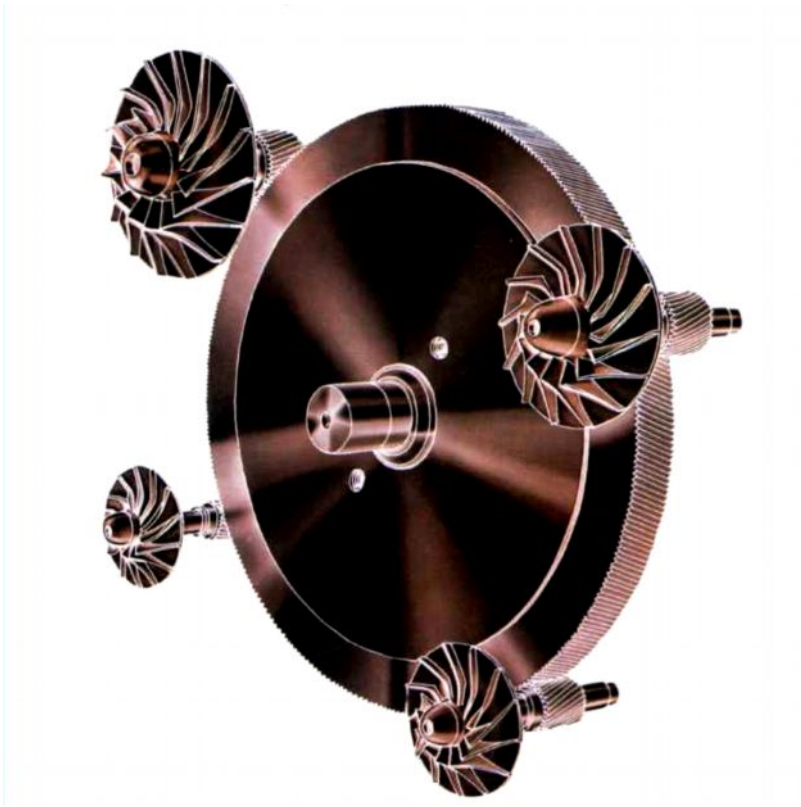


Рисунок А.12 - Схема «CENTAC»

Центральна шестірня, з'єднана з двигуном, обертає чотири ротори. Кожний ротор має свою частоту обертання.

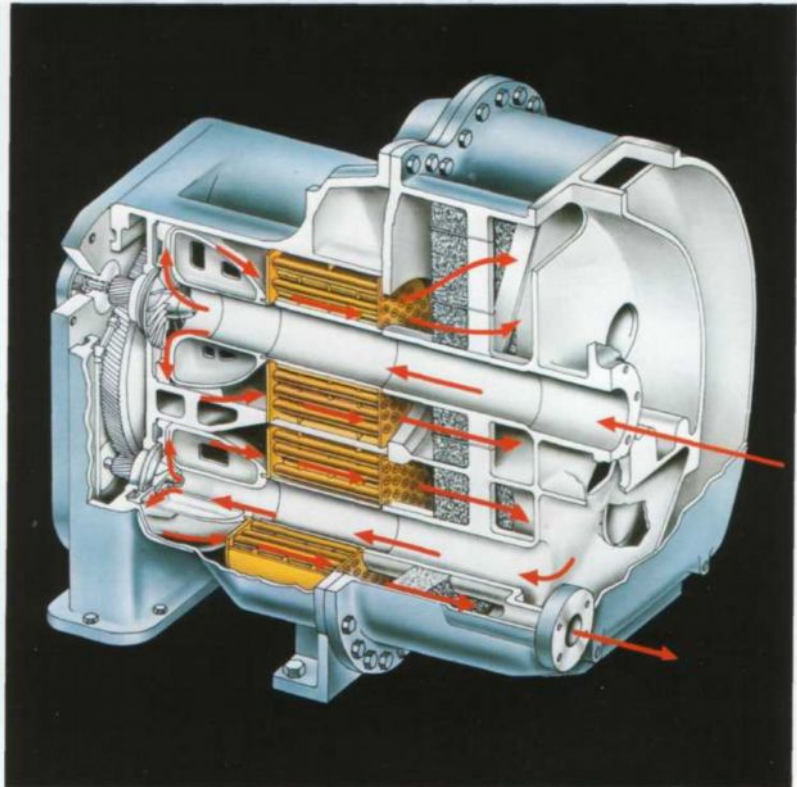


Рисунок А.13 - Компрессор «СЕНТАС»

Тривальний триступеневий компресор з убудованими охолоджувачами газу. На рисунку показані напрямки потоків газу.

Додаток Б
(довідковий)

Методика розрахунку теплофізичних властивостей газу
методом узагальнених залежностей

При використанні методу узагальнених залежностей значення коефіцієнтів стисливості визначаються залежно від значень наведених тисків $p_{np} = \frac{p}{p_{кр}}$ і наведених температур $T_{np} = \frac{T}{T_{кр}}$.

Значення коефіцієнта стисливості визначають із використанням рис. Б.1.

Изобарна теплоємність визначається за формулою

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

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

Значення коефіцієнтів a_0, a_1, a_2, a_3 наведені у таблиці Б1.

Поправка до теплоємності Δc_p залежить від p_{np} і T_{np} згідно з рис. Б.2.

Теплоємність при сталому об'ємі визначається за формулою

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

де x і y - функції стисливості, які визначаються залежно від p_{np} і T_{np} згідно з рис. Б.3 і Б.4.

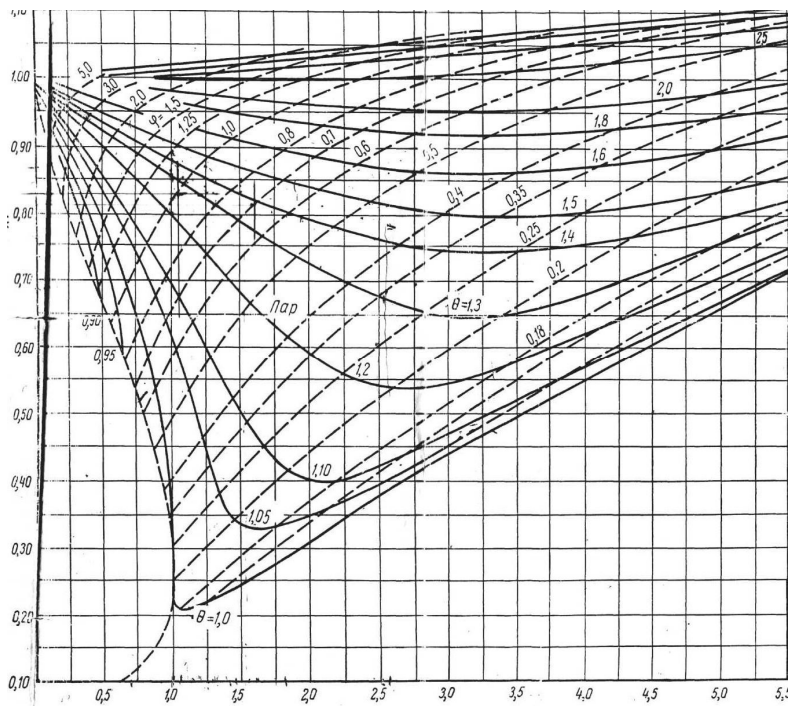


Рисунок Б.1 - Номограма для визначення значень коефіцієнта стисливості z

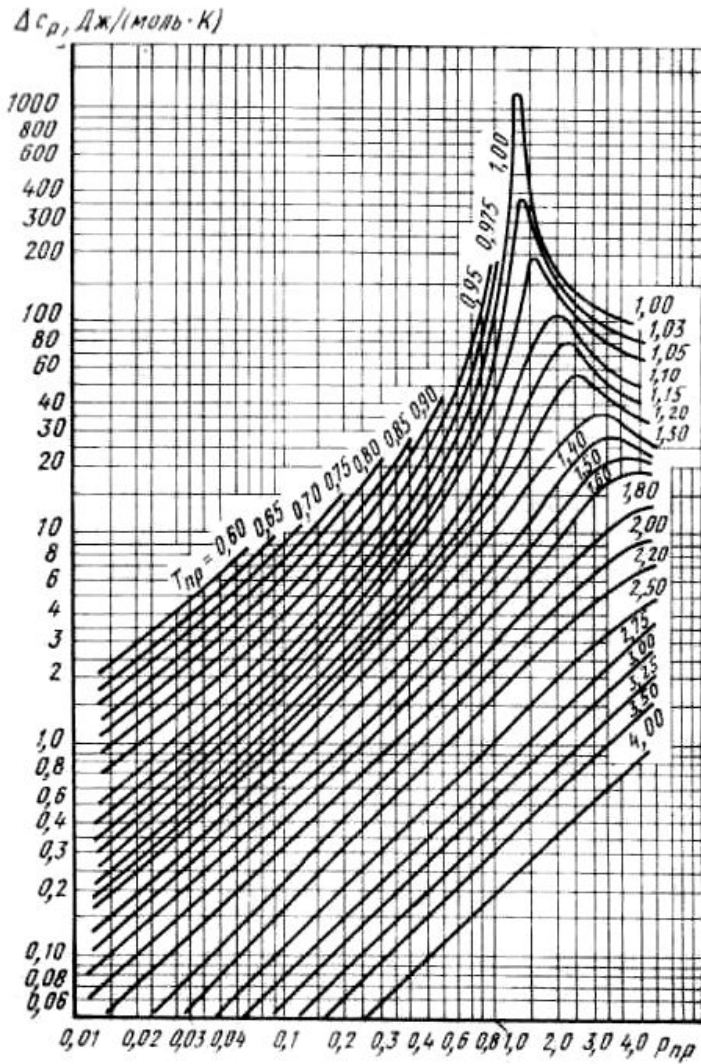
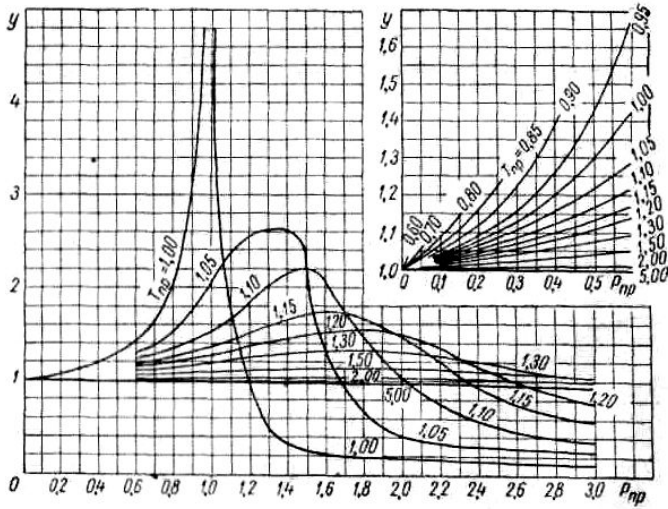
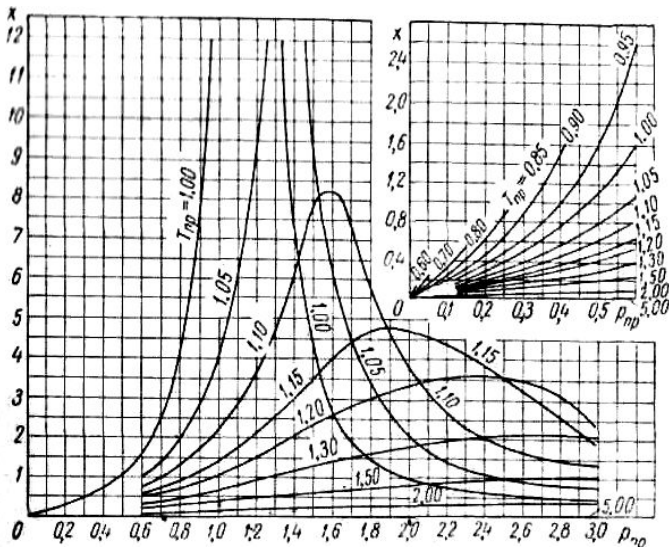


Рисунок Б.2 – Поправка до теплоємності Δc_p

Рисунок Б.3 – Функція стисливості x Рисунок Б.4 – Функція стисливості y

Додаток В
(довідковий)
Приклад файлу "vdcr rez" – Результати розрахунку
варіантів

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
Tп ,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
IY	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
ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА**

Навчальний посібник

Дизайн обкладинки В. М. Ігнатенко
Редактор С.М. Симоненко
Комп'ютерне верстання М.В. Калінкевич

Підп. до друку 28.02.2008.

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