

Ministry of Education and Science of Ukraine
**ODESSA NATIONAL ACADEMY OF
FOOD TECHNOLOGIES**

International Competition of
Student Scientific Works

BLACK SEA SCIENCE 2018

PROCEEDINGS



April, 4, 2018
ODESSA, ONAFT 2018

Ministry of Education and Science of Ukraine
Odessa National Academy of Food Technologies

International Competition of Student Scientific Works

BLACK SEA SCIENCE 2018

Proceedings

April 4, 2018

Odessa, ONAFT 2018

Міністерство освіти і науки України
Одеська національна академія харчових технологій

Міжнародний конкурс студентських наукових робіт

BLACK SEA SCIENCE 2018

Матеріали

4 квітня 2018 року

Одеса, ОНАХТ 2018

UDC 001(262.5):378.4.091.27(08)
BBC 421D221
B64

Editorial board:

Prof. B. Yegorov, D.Sc., Rector of the Odessa National Academy of Food Technologies, Editor-in-chief

Prof. M. Mardar, D.Sc., Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work and International Relations, Editor-in-chief

Dr. I. Solonytska, Ph.D., Assoc. Professor, Director of the M. V. Lomonosov Technological Institute of Food Industry, Head of the jury of «Food Science and Technology»

Dr. O. Kalaman, Ph.D., Assoc. Professor, Director of the G. E. Weinstein Institute of Applied Economics and Management, Head of the jury of «Economics and Administration»

Prof. V. Volkov, D.Sc., Head of the Department of Applied Mathematics and Programming, Head of the jury of «Automation»

Prof. S. Artemenko, D.Sc., Head of the Department of Computer Engineering, Head of the jury of «IT Technologies and Cybersecurity»

Prof. B. Kosoy, D.Sc., Director of the V. S. Martynovsky Institute of Refrigeration, Cryotechnology and Ecoenergetics, Head of the jury of «Renewable Energy Sources and Environmental Protection»

Prof. L. Morozyuk, D.Sc., Professor of the Department of Cryogenic Engineering, Head of the jury of «Refrigerating Machines and Equipment»

Dr. V. Kozhevnikova, Ph.D., Assistant Professor of the Department of Hotel and Catering Business, ONAFT, Technical Editor

Black Sea Science 2018: Proceedings of the International Competition of Student Scientific Works, April 4, 2018, Odessa / Odessa National Academy of Food Technologies; B. Yegorov, M. Mardar (editors-in-chief.) [*et al.*]. – Odessa: ONAFT, 2018. – 827 p.

Proceedings of International Competition of Student Scientific Works «Black Sea Science 2018» contain the works of winners of the competition.

The author of the work is responsible for the accuracy of the information.

ISBN 978-966-289-181-2

Odessa National Academy of Food Technologies

УДК 001(262.5):378.4.091.27(08)
ББК 421D221
В64

Редакційна колегія:

Єгоров Б.В. – д.т.н., професор, ректор Одеської національної академії харчових технологій, відповідальний редактор

Мардар М.Р. – д.т.н., професор, проректор з науково-педагогічної роботи та міжнародних зв'язків, відповідальний редактор

Солоницька І.В. – к.т.н., доцент, директор технологічного інституту харчової промисловості ім. М.В. Ломоносова, голова журі напрямку «Харчова наука і технологія»

Каламан О.Б. – к.е.н., доцент, директор інституту прикладної економіки та менеджменту ім. Г.Е. Вейнштейна, голова журі напрямку «Економіка і управління»

Волков В.Е. – д.т.н., професор, зав. кафедри прикладної математики і програмування, голова журі напрямку «Автоматизація»

Артеменко С.В. – д.т.н., професор, зав. кафедри комп'ютерної інженерії, голова журі напрямку «ІТ технології та кібербезпека»

Косой Б.В. – д.т.н., професор, директор інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, голова журі напрямку «Відновлювані джерела енергії та охорона навколишнього середовища»

Морозюк Л.І. – д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки, голова журі напрямку «Холодильні машини і установки»

Кожевнікова В.О. – к.т.н., асистент кафедри готельно-ресторанного бізнесу, технічний редактор

Black Sea Science 2018: Матеріали Міжнародного конкурсу студентських наукових робіт, 4 квітня 2018 р., Одеса / Одеська національна академія харчових технологій; Б. В. Єгоров, М. Р. Мардар (відп. ред.) [та ін.]. – Одеса: ОНАХТ, 2018. – 827 с.

Збірник включає матеріали робіт переможців Міжнародного конкурсу студентських наукових робіт «Black Sea Science 2018».

За достовірність інформації відповідає автор публікації.

Organizing committee:

Prof. Bogdan Yegorov, D.Sc., Rector of Odessa National Academy of Food Technologies, Head of the Committee

Prof. Maryna Mardar, D.Sc., Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work and International Relations of Odessa National Academy of Food Technologies, Deputy Head of the Committee

Prof. Stefan Dragoev, D.Sc., Vice-Rector on Research and Business Partnerships of University of Food Technologies (Bulgaria)

Prof. Baurzhan Nurakhmetov, D.Sc., First Vice-Rector of Almaty Technological University (Kazakhstan)

Prof. Andrzej Kowalski, Dr. habil., Director of Institute of Agricultural and Food Economics (Poland)

Dr. Olivera Djuragic, Ph.D., Director of Scientific Institute of Food Technology of University of Novi Sad (Serbia)

Prof. Mircea Bernic, Dr. habil., Vice-Rector on Research and Doctorate of Technical University of Moldova (Moldova)

Prof. Jacek Wrobel, Dr. habil., Rector of West Pomeranian University of Technology (Poland)

Prof. Michael Zinigrad, D.Sc., Rector of Ariel University (Israel)

Dr. Mei Lehe, PhD, Vice-President of Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University (China)

Prof. Plamen Kangalov, Ph.D., Vice-Rector on Education of “Angel Kanchev” University of Ruse (Bulgaria)

Dr. Alexander Sychev, Ph.D., Assoc. Professor of Sukhoi State Technical University of Gomel (Belarus)

Dr. Hanna Lilishentseva, Ph.D., Assoc. Professor, Head of the Department of Merchandise of Foodstuff of Belarus State Economic University (Belarus)

Prof. Heinz Leuenberger, Ph.D., University of Applied Sciences and Arts Northwestern Switzerland (Switzerland)

Організаційний комітет:

Сторов Богдан Вікторович – д.т.н., професор, ректор – Одеська національна академія харчових технологій – голова оргкомітету

Мардар Марина Ромиківна – д.т.н., професор, проректор з науково-педагогічної роботи та міжнародних зв'язків – Одеська національна академія харчових технологій – заступник голови оргкомітету

Драгоєв Стефан Георгієв – д.т.н., професор, проректор з наукової роботи і бізнес партнерства – Університет харчових технологій (Болгарія)

Нурахметов Бауржан Кумаргалієвич – д.т.н., професор, перший проректор – Алматинський технологічний університет (Казахстан)

Ковальські Анджей – доктор-хабілітат, професор, директор інституту економіки сільськогосподарської та харчової промисловості – Інститут сільськогосподарської та продовольчої економіки (Польща)

Дюрагіц Олівера – доктор, директор інституту харчових технологій – Університет в м. Нові Сад (Сербія)

Бернік Мірча – доктор-хабілітат, професор, проректор з наукової роботи та докторантури – Технічний університет Молдови (Молдова)

Вробель Яцек – доктор-хабілітат, професор, ректор – Західнопоморський технологічний університет (Польща)

Зініград Михайл – доктор наук, професор, ректор – Аріельський університет (Ізраїль)

Лехе Мей – доктор, віце-президент – Технологічний інститут Нінбо Чжэцзянського університету (Китай)

Кангалов Пламен – професор, доктор, проректор з навчальної роботи – Русенський університет «Ангел Канчев» (Болгарія)

Сичев Олександр Васильович – к.т.н, доцент, проректор з навчальної роботи – Гомельський державний технічний університет ім. П. Й. Сухого (Білорусь)

Лілішенцева Анна Миколаївна – к.т.н, доцент, зав. кафедрою товарознавства продовольчих товарів – Білоруський державний економічний університет (Білорусь)

Леунбергер Хайнц – доктор, професор – Університет прикладних наук і мистецтв Північно-західної Швейцарії (Швейцарія)

**INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE
PAROCOMPRESSION REFRIGERATING MACHINE FOR THE
ENERGY EFFICIENCY OF THE RECEIPT OF A COLD UNIT**

Author – Yemelianenko A.
Supervisor – Kozin A.
Sumy State University

Obviously, in a refrigerating machine, the lower the temperature of evaporation and the higher the temperature of condensation, the more should be the degree of compression, and hence the necessary work. However, the greater the degree of compression, the higher the final compression temperature, therefore, the greater the chance of decomposition of oil. At the same time, the volumetric efficiency decreases and, consequently, the cold productivity decreases.

Multi-stage compression machines are also used if the installation consists of several evaporators with different evaporation temperatures or if the use of automatic regulating valves at constant pressure does not allow to provide economical working conditions

The calculation of the comparison for types of cooling and throttling was performed. Comparing the main energy two-stage PCMs, it was discovered that the most efficient machine is a two-stage refrigerating machine with incomplete intermediate cooling, parallel to the Throttle and supercooled liquid (circuit with economizer), which operates on freon R142.

This work is devoted to the study of the influence of schemes of a steam-compression refrigeration machine on the energy efficiency of obtaining a unit of cold.

The work completed:

- research of various schemes of steam compressor refrigeration machine;
- comparison of the coefficients of transformation of the COP refrigerator;
- definition of the most efficient refrigerating machine.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СХЕМИ ПАРОКОМПРЕССІЙНОЇ
ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ
ЕФЕКТИВНІСТЬ ОТРИМАННЯ ОДИНИЦІ ХОЛОДУ**

Автор – Смельяненко А.Л.
Керівник – Козін А.М.
Сумський державний університет

Вихідні дані і завдання

- Холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;
- Температура кипіння $t_0 = -40^\circ\text{C}$;
- температура конденсації $t_k = 45^\circ\text{C}$;
- холодильний агент – R134a;
- відносний внутрішній ККД компресорів 1 і 2 ступені $\eta_{oi} = 0,85$;
- параметри навколишнього середовища $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$; $T_0 = 273 \text{ К}$;
- температура повітря на вході в повітроохолоджувач $t_{a1} = -25^\circ\text{C}$ та на виході $t_{a2} = -30^\circ\text{C}$;
- теплота конденсації направляється в систему опалення "тепла підлога"; температура води на вході в конденсатор $t_{w1} = 35^\circ\text{C}$, на виході з нього $t_{w2} = 40^\circ\text{C}$

Завдання:

Виконати порівняльний розрахунок двоступеневих схем ПКХМ і каскадної схеми (холодильний агент нижнього каскаду R13). Порівняння виконати за коефіцієнтом термотрансформації циклу і ексергетичної ККД на заданому розрахунковому режимі (вихідні дані).

Вибрати цикл, що має найкращі показники, і досліджувати його на предмет впливу:

- 1) холодильного агента (R22; R134a; R600a; R142; R410A; R407C; R717);
- 2) проміжного тиску в циклі (досягнення однаковою мірою підвищення тиску в кожному ступені $p_{np1} = \sqrt{p_k / p_0}$; досягнення однакової об'ємної продуктивності обох ступенів; тиск, певне за середнім $p_{np2} = 0,5 \cdot (p_k + p_0)$; довільний вибір тиску: ступінь підвищення тиску в першій ступені менше, ступеня підвищення тиску в другому ступені $p_{np}^* = 0,5 p_{np1}$; ступінь підвищення тиску в першій ступені більше, ступеня підвищення тиску в другому ступені $p_{np}^* = 2 p_{np1}$);
- 3) температури перегріву пари в першій ступені $\Delta t_{nep} = t_1 - t_0 = 0; 5; 10; 15; 20; 30^\circ\text{C}$;
- 4) температура конденсації $t_k = 0; 10; 20; 30; 40; 50^\circ\text{C}$.

1. Розрахунок регенеративної холодильної машини

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ\text{C}$;

температура конденсації: $t_k = 45^\circ\text{C}$;

холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142b.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{mv} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{np} = 10^\circ\text{C}$

Ефективний ККД $\eta_c = 0,9$

На малюнку 1.1 представлена схема регенеративної холодильної машини.

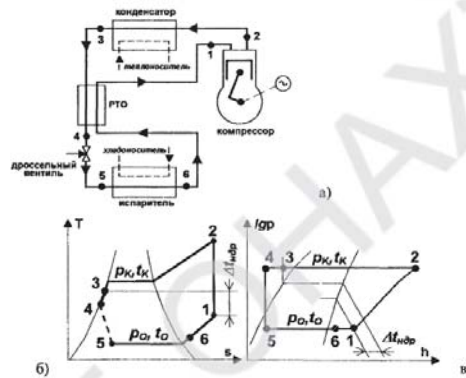


Рис. 1.1. Одноступенева холодильна машина (тепловий насос):
а) Схема; б) цикл в діаграмі T-s; в) цикл в діаграмі lgr-h

1.1 Розрахунок циклу для холодильного агента R22

Побудову циклу в діаграмі lgr-h виконуємо за допомогою програмного продукту COOLPACK.

Температура холодильного агента на всмоктуванні в компресор:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{np} = -40 + 10 = -30^\circ\text{C}$$

У таблиці 1.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 1.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки					
	1	2	3	4	5	6
p, бар	1,05	17,29	17,29	17,29	1,05	1,05
t, °C	-30	122	45	40,2	-40	-40
i, кДж/кг	394,7	485,5	256,4	250	250	388,3
v, м ³ /кг	0,2158	-	-	-	-	-

Рівняння балансу для регенеративного теплообмінника:

$$\dot{m}_a \cdot (i_3 - i_4) = \dot{m}_a \cdot (i_1 - i_6)$$

$$i_4 = i_3 + i_6 - i_1 = 244 + 388,3 - 394,7 = 250 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на випарник:

$$q_0 = i_6 - i_5 = 388,3 - 250 = 138,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{pm} = i_3 - i_4 = 256,4 - 250 = 6,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = i_2 - i_3 = 485,5 - 256,4 = 229,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ефективна робота компресора:

$$l_k = \frac{i_2 - i_1}{\eta_e} = \frac{485,5 - 394,7}{0,85} = 100,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{20}{138,3} = 0,145 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Повне теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_a \cdot q_k = 0,145 \cdot 229,1 = 33,21 \text{ кВт}$$

Повне теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$\dot{Q}_{pm} = \dot{m}_a \cdot q_{pm} = 0,145 \cdot 6,4 = 0,9 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність компресора:

$$N_k = \dot{m}_a \cdot l_k = 0,145 \cdot 100,9 = 14,6 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення холодильної машини:

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_k} = \frac{20}{14,6} = 1,371$$

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою.

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 1.2-1.8 Додаток А

1.2 Розрахунок циклу для холодильного агента R717

На малюнку 1.2 представлена схема і цикл в lgr-h координатах холодильної машини.

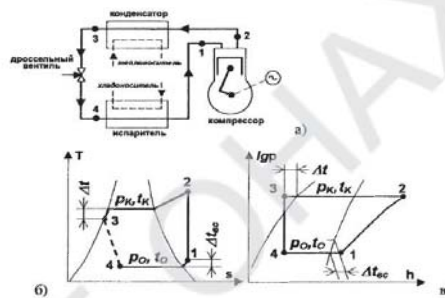


Рис. 1.2. Одноступінчата холодильна машина (тепловий насос):
а) Схема; б) цикл в діаграмі T-s; в) цикл в діаграмі lgr-h

Побудова циклу в діаграмі lgr-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

Температура холодильного агента на всмоктуванні в компресор:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{np} = -40 + 10 = -30^\circ\text{C}, \text{ где}$$

У таблиці 6 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 6 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки			
	0,717	17,82	17,82	17,82
p, бар	-30	260	45	-45
t, °C	1429,4	2076,9	410,5	410,5
i, кДж/кг	1,6244	-	-	-
v, м ³ /кг	0,717	17,82	17,82	17,82

Питоме теплове навантаження на випарник::

$$q_0 = i_6 - i_5 = 1429,4 - 410,5 = 1018,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = i_2 - i_3 = 2076,9 - 410,5 = 1666,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ефективна робота компресора:

$$l_k = \frac{i_2 - i_1}{\eta_e} = \frac{2076,9 - 1429,4}{0,85} = 719,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{20}{1018,9} = 0,02 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Повне теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_a \cdot q_k = 0,02 \cdot 1666,4 = 32,7 \text{ кВт}$$

Споживча потужність компресора:

$$N_k = \dot{m}_a \cdot l_k = 0,02 \cdot 719,4 = 14,1 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення COP:

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_k} = \frac{20}{14,1} = 1,416$$

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 2.1-2.8

2. Розрахунок двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одноразовим дроселюванням

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ \text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ \text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142;

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$;

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$;

Робоче тіло проміжного теплообмінника – повітря;

Температура недорекуперація в проміжному теплообміннику $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$;

Приймаємо, що холодильний агент охолоджується на $\Delta t = 10^\circ\text{C}$;

Ефективний КПД $\eta_e = 0,9$;

На малюнку 2.1 представлена схема регенеративної холодильної машини (теплого насоса).

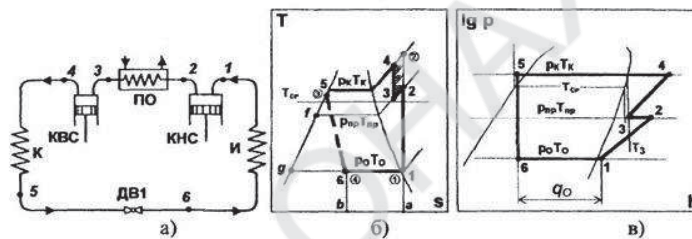


Рис. 2.1. Схема двоступенєвої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одноразовим дроселюванням:
а) схема; б) цикл в діаграмі T-s; в) цикл в діаграмі lg p-h

На рис. 2.2 представлений графік зміни температур в міжступенчатому проміжному теплообміннику в координатах t-F.

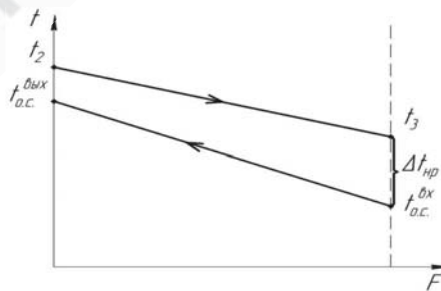


Рис. 2.2. Зміна температур в t-F координатах в міжступенчатому проміжному теплообміннику

2.1 Розрахунок циклу для холодильного агента R22

Температура холодильного агента на всмоктуванні в компресор:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{np} = -40 + 10 = -30^\circ \text{C}$$

Проміжний тиск:

$$p_{np} = \sqrt{p_0 \cdot p_k} = \sqrt{1,05 \cdot 17,29} = 4,26 \text{ бар}$$

Проміжна температура:

$$t_{np}(p_{np}) = -4,7^\circ \text{C}$$

Температура в точці 3:

$$t_3 = t_{oc} + \Delta t_{np} = 21 + 10 = 31^\circ \text{C}, \text{ где}$$

t_{oc} – температура повітря на вході в проміжний теплообмінник;

Δt_{np} – температура недорекупірації в проміжному теплообміннику;

В таблиці 2.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 2.1 – параметри в характерних точках циклу для R22

Параметри	Характерні точки					
	1	2	3	4	5	6
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26
t, °C	-30	41	31	113	45	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	429	478,2	256,4	256,4
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0647	-	-	-

Питома ефективна робота стиснення першого ступеня:

$$l_{к1} = \frac{i_2 - i_1}{\eta_e} = \frac{436,1 - 394,7}{0,85} = 46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ефективна робота в другому щаблі:

$$l_{к2} = \frac{i_4 - i_3}{\eta_e} = \frac{478,2 - 429}{0,85} = 54,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома навантаження на випарник:

$$q_0 = i_1 - i_6 = 394,7 - 256,4 = 138,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = i_4 - i_5 = 478,2 - 256,4 = 221,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{20}{138,3} = 0,145 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Повна теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_a \cdot q_k = 0,145 \cdot 221,8 = 32,1 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність компресора:

$$N_{K1} = \dot{m}_a \cdot l_{K1} = 0,145 \cdot 46 = 6,7 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність компресора:

$$N_{K2} = \dot{m}_a \cdot l_{K2} = 0,145 \cdot 54,7 = 7,9 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення циклу:

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_{K1} + N_{K2}} = \frac{20}{6,7 + 7,9} = 1,374$$

Розрахунки для інших х / а (R134а, R600а, R410А, R407С, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 2.2-2.8

3. Розрахунок двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням.

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ \text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ \text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134а, R600а, R410А, R407С, R142, R717.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{int} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{пр} = 10^\circ C$

Частка службового потоку $y = 0,1$

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

На малюнку 3.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і паралельним Дроселювання і цикл в T-s і lnp-h діаграмах.

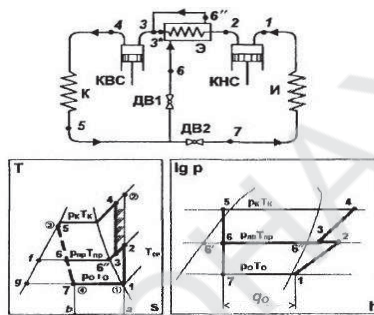


Рис. 3.1. Двухступенчатая холодильная машина с неполным промежуточным охолождением и параллельным Дроселювання

3.1 Розрахунок циклу для холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lnp-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 3.1-3.8

4 Розрахунок двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ C$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ C$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{int} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{np} = 10^\circ\text{C}$

Частка службового потоку $y = 0,07$

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

На малюнку 4.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням цикл в T-s і lnp-h діаграмах.

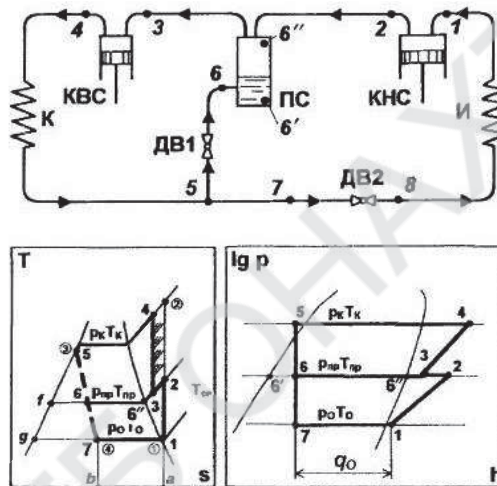


Рис. 4.1. Двухступенчатая холодильная с промпосудом

4.1 Розрахунок циклу холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lnp-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 4.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 4.1 – параметри х / а в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки								
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	1,05
t, °C	-30	41	12,2	93	45	-4,7	-4,7	-4,7	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	415,4	460,8	256,4	256,4	194,4	403,6	256,4
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0585	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 4.2-4.8

5 Розрахунок двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одноразовим дроселюванням

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ\text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ\text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142;

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$;

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$;

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$;

На малюнку 5.1 представлена схема регенеративної холодильної машини.

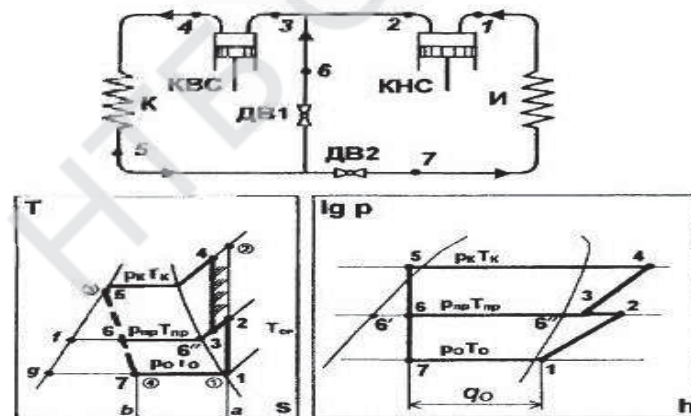


Рис. 5.1. Схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одноразовим дроселюванням (схема з вприском) а) Схема; б) цикл в діаграмі T-s; в) цикл в діаграмі lg p-h

5.1 Розрахунок циклу холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lgr-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 5.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 5.1 – Параметри х / а в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки					
	1	2	3	4	5	6
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26
t, °C	-30	41	5,3	86	45	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	410,7	454,5	256,4	256,4
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0576	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 5.2-5.8 Додаток Д.

6 Двоступенева холодильна машина з повним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням.

Холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ \text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ \text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ \text{C}$

Частка службового потоку $y = 0,1$

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

На малюнку 6.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням і цикл в T-s і lnp-h діаграмах.

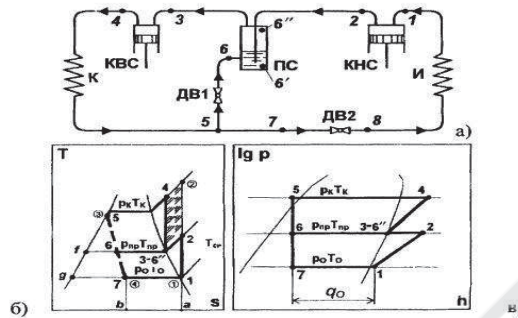


Рис. 6.1. Двоступенева холодильна машина з повним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням

6.1 Розрахунок циклу холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі $\lg p$ - h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 6.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 6.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки								
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7
p , бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	1,05
t , °C	-30	41	-4,7	75	45	-4,7	-4,7	-4,7	-40
i , кДж/кг	394,7	436,1	403,6	445,2	256,4	256,4	194,4	403,6	256,4
v , м ³ /кг	0,2158	-	0,0548	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 7.2-7.8

7 Розрахунок двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини (схема з економайзером)

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ \text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ \text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{np}} = 10^\circ\text{C}$

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

Температура недорекуперації в змійовику економайзера $\Delta t_{\text{np}} = 2^\circ\text{C}$

На малюнку 7.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини за рахунок використання економайзера і цикл в T-s і lnp-h діаграмах.

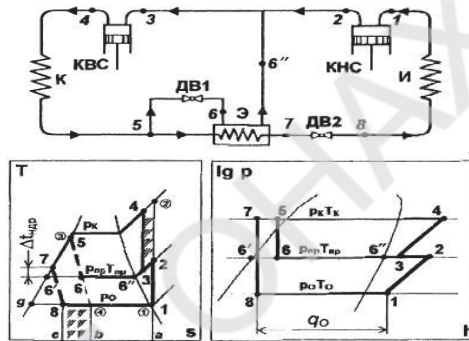


Рис. 7.1. Двоступенева холодильна машина з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини (схема з економайзером)

7.1 з використанням холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lgp-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 7.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 7.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки									
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7	8
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	1,05	1,05
t, °C	-30	41	27,8	110	45	-4,7	-4,7	-4,7	-2,7	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	426,7	475	256,4	256,4	194,4	403,6	196,8	196,8
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0638	-	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 7.2-7.8

8 Розрахунок двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням

Холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ\text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ\text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$

Ефективний ККД $\eta_c = 0,9$

Температура недорекуперації в змішувачу промпосудин $\Delta t_{\text{пр}} = 2^\circ\text{C}$

На малюнку 8.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини за рахунок використання промпосудин і цикл в T-s і ln p-h діаграмах

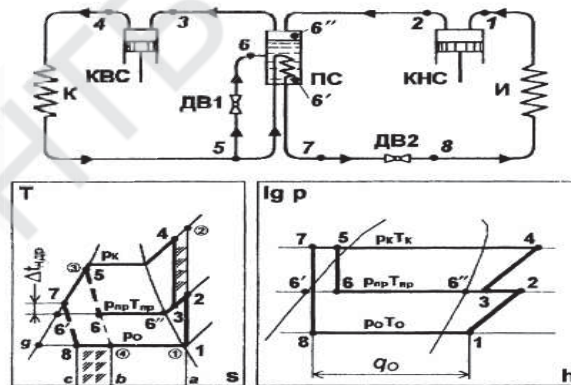


Рис. 8.1. Двоступенева холодильна машина з повним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини (схема з промпосудин).

Побудова циклу в діаграмі lgr-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

В таблиці 8.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 8.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки									
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7	8
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	1,05	1,05
t, °C	-30	41	27,8	110	45	-4,7	-4,7	-4,7	-2,7	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	426,7	475	256,4	256,4	194,4	403,6	196,8	196,8
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0638	-	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 8.2-8.8

9. Розрахунок двоступеневої холодильної машини з повним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ \text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ \text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ \text{C}$

Температура недорекуперації в змійовику промпосудин $\Delta t_{\text{пр}} = 2^\circ \text{C}$

ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

На рис. 9.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з повним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини цикл в T-silnp-h діаграмах.

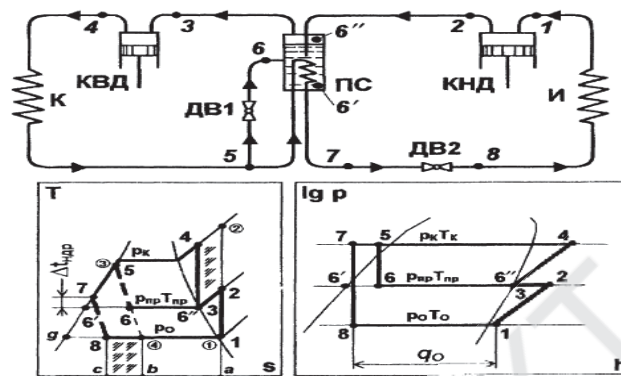


Рис. 9.1. Двоступенева холодильна машина з повним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини

9.1 Розрахунок циклу холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі $\lg p$ - h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 9.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 9.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки									
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7	8
p , бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	1,05	1,05
t , °C	-30	41	-4,7	75	45	-4,7	-4,7	-4,7	-2,7	-40
i , кДж/кг	394,7	436,1	403,6	445,2	256,4	256,4	194,4	403,6	196,8	196,8
v , м ³ /кг	0,2158	-	0,0638	-	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 9.2-9.8

10 Двоступенева холодильна машина з неповним проміжним охолодженням і послідовним дроселюванням

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ\text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ\text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

Температура недорекуперації в змійовику промпосудин $\Delta t_{\text{пр}} = 2^\circ\text{C}$

На малюнку 10.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням, послідовним дроселюванням і цикл в T-s і lnp-h діаграмах.

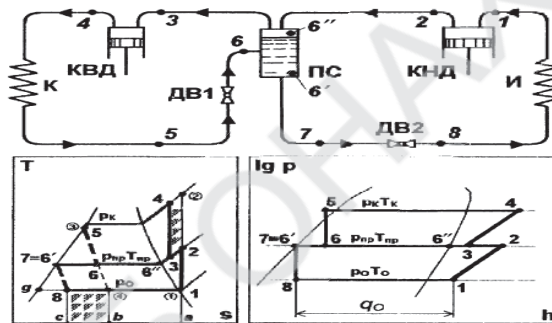


Рис. 10.1. Двоступенева холодильна машина з неповним проміжним охолодженням, послідовним дроселюванням

10.1 Розрахунок циклу холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lnp-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 10.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 10.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки									
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7	8
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	4,26	1,05
t, °C	-30	41	-4,7	75	45	-4,7	-4,7	-4,7	-4,7	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	426,5	474,9	256,4	256,4	194,4	403,6	194,4	194,4
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0637	-	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 10.2-10.8

11 Двоступенева холодильна машина з повним проміжним охолодженням і послідовним дроселюванням

Холодопродуктивність: $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ\text{C}$;

Температура конденсації: $t_k = 45^\circ\text{C}$;

Холодильний агент: R22, R134a, R600a, R410A, R407C, R717, R142.

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{\text{вн}} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$

Ефективний ККД $\eta_c = 0,9$

Температура недорекуперації в змішувачу промпосудин $\Delta t_{\text{пр}} = 2^\circ\text{C}$

На малюнку 11.1 представлена схема двоступеневої холодильної машини з повним проміжним охолодженням, послідовним дроселюванням і цикл в T-s і ln p-h діаграмах.

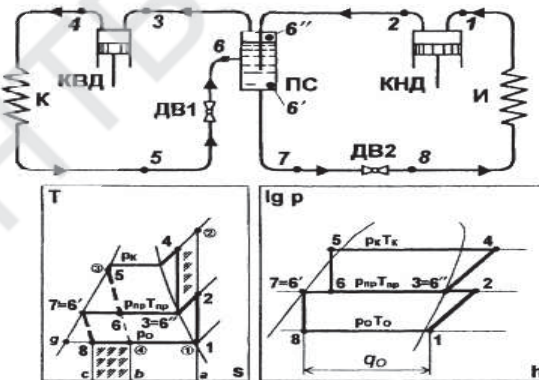


Рис. 11.1. Двоступенева холодильна машина з повним проміжним охолодженням, послідовним дроселюванням

11.1 Розрахунок циклу холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lgr-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

У таблиці 11.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 11.1 – Параметри х / а в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки									
	1	2	3	4	5	6	6'	6''	7	8
p, бар	1,05	4,26	4,26	17,29	17,29	4,26	4,26	4,26	4,26	1,05
t, °C	-30	41	-4,7	75	45	-4,7	-4,7	-4,7	-4,7	-40
i, кДж/кг	394,7	436,1	403,6	445,2	256,4	256,4	194,4	403,6	194,4	194,4
v, м ³ /кг	0,2158	-	0,0548	-	-	-	-	-	-	-

Розрахунки для інших х / а (R134а, R600а, R410А, R407С, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 2.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 11.2-11.8

12 Розрахунок каскадної холодильної машини

Холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 20 \text{ кВт}$;

Температура кипіння: $t_0 = -40^\circ \text{C}$;

температура конденсації: $t_k = 45^\circ \text{C}$;

Холодильний агент верхнього каскаду: R22, R134а, R600а, R410А, R407С, R717, R142.

Холодильний агент нижнього каскаду: R13

Відносний внутрішній ККД компресорів: $\eta_{int} = 0,85$

Температура перегріву холодильного агента на всмоктуванні в компресор $\Delta t_{np} = 10^\circ \text{C}$

Ефективний ККД $\eta_e = 0,9$

На малюнку 12.1 представлена схема регенеративної холодильної машини.

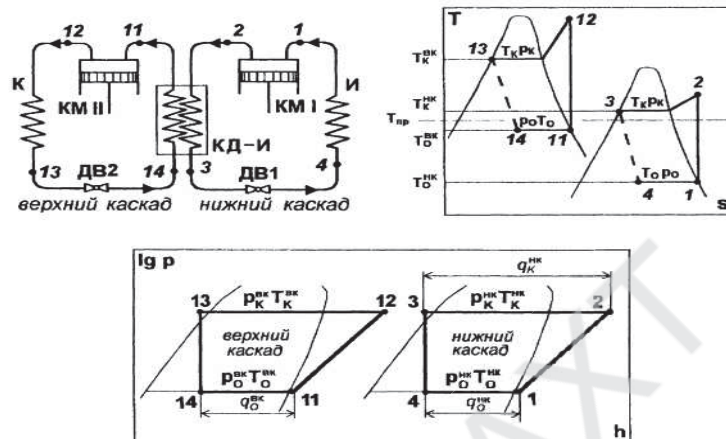


Рис. 12.1. Каскадна холодильна машина
(Схема і цикли в діаграмі T-s і lg p-h)

Проміжна температура в конденсаторі-випарнику:

$$t_{np} = \sqrt{(273 + t_0) \cdot (273 + t_k)} = \sqrt{(273 - 40) \cdot (273 + 45)} = -1^\circ \text{C}$$

Температура конденсації нижнього каскаду:

$$t_{к,н} = t_{np} + 5 = -1 + 5 = 4^\circ \text{C}$$

Температура кипіння верхнього каскаду:

$$t_{0,в} = t_{np} - 5 = -1 - 5 = -6^\circ \text{C}$$

12.1 Нижній каскад з використанням холодильного агента R13

Побудова циклу в діаграмі lg p-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

Температура холодильного агента на всмоктуванні в компресор:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{np} = -40 + 10 = -30^\circ \text{C}$$

У таблиці 12.1 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 12.1 – Параметри в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки			
	1	2	3	4
p, бар	1	2	3	4
t, °C	6,1	21,8	21,8	6,1
i, кДж/кг	-30	31,5	4	-40
v, м ³ /кг	287,6	314,3	204,9	204,9

Питоме теплове навантаження на випарник:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 287,6 - 204,9 = 82,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = i_2 - i_3 = 314,3 - 204,9 = 109,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ефективна робота компресора:

$$l_k = \frac{i_2 - i_1}{\eta_c} = \frac{314,3 - 287,6}{0,85} = 29,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{20}{82,7} = 0,242 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Повне теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_a \cdot q_k = 0,242 \cdot 109,4 = 26,5 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність компресора:

$$N_{KI} = \dot{m}_a \cdot l_k = 0,242 \cdot 29,7 = 7,2 \text{ кВт}$$

12.2 Верхній каскад з використанням холодильного агента R22

Побудова циклу в діаграмі lgr-h виконується за допомогою програмного продукту COOLPACK.

Холодопродуктивність для верхнього каскаду дорівнює тепловому навантаженню на конденсатор нижнього каскаду, тоді $\dot{Q}_0 = \dot{Q}_k = 26,5 \text{ кВт}$.

Температура холодильного агента на всмоктуванні в компресор:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{np} = -6 + 10 = 4^\circ \text{C}, \text{ где}$$

У таблиці 12.2 представлені параметри в характерних точках циклу.

Таблиця 12.2 – Параметри х / а в характерних точках циклу

Параметри	Характерні точки			
	1	2	3	4
p, бар	1,2	6	6	1,2
t, °C	4	66	45	-6
i, кДж/кг	640	686	472	472
v, м ³ /кг	0,06	-	-	-

Питоме теплове навантаження на випарник:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 640 - 472 = 168 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = i_2 - i_3 = 686 - 472 = 214 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ефективна робота компресора:

$$l_k = \frac{i_2 - i_1}{\eta_c} = \frac{686 - 640}{0,85} = 51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{26,5}{168} = 0,157 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Повне теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_a \cdot q_k = 0,157 \cdot 214 = 33,7 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність компресора:

$$N_{кш} = \dot{m}_a \cdot l_k = 0,157 \cdot 51 = 8 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення циклу:

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_{KI} + N_{KH}} = \frac{20}{7,2+8} = 1,318$$

Розрахунки для інших х / а (R134a, R600a, R410A, R407C, R142b, R717) виконуємо за аналогічною методикою (п. 12.1).

Результати вибору параметрів у характерних точках циклів і основні енергетичні характеристики заносимо в відповідні таблиці: 12.2-12.8

Висновок

У даній роботі був виконаний розрахунок різних холодильних машин з допоміжними елементами, які як підвищували енергоефективність холодильної машини, так і в деяких випадках погіршували. На рисунку 13.1 представлена гістограма, що складається з 12 секцій (відповідних розрахованим циклам) кожна з яких в свою чергу складається з 7 значень коефіцієнтів енергоефективності COP для кожного холодильного агента.

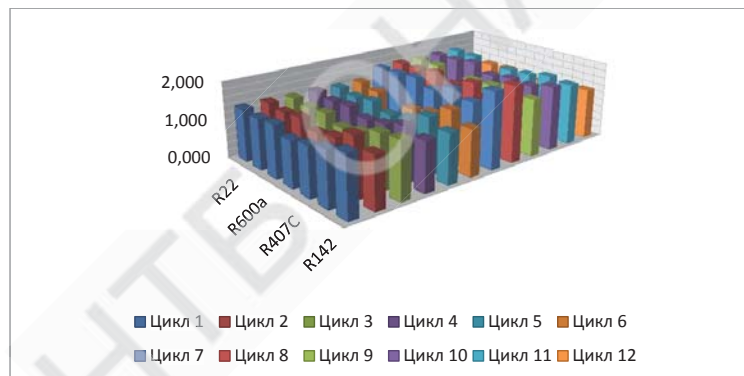


Рис. 13.1. COP циклів із застосуванням різних холодильних агентів

На рисунку 13.1 представлена гістограма, в якій наведено максимальні значення COP і кращий для даного циклу холодильний агент, завдяки якому і досягається максимальне значення.

Було виконано розрахунок порівняння за типами охолодження і дроселювання. Порівнюючи основні енергетичні двоступеневих ПКХМ, було виявлено що найбільш ефективною машиною являється двоступенева холодильна машина з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселювання і переохолодженням рідини (схема з економайзером), яка працює на фреоні R142.

Список літератури

1. Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун и др. Холодильные машины. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.
2. Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987 – 424 с.
3. Н.М. Чернавский. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1989.
5. Техника низких температур под редакцией И.П. Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977 – 244 с.
6. Холодильные компрессоры. Справочник под ред. А.В. Быкова и др. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981 – 279 с.
7. Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др. «Теплообменные аппараты холодильных установок» – Л.: Машиностроение, 1986 – 303 с.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. «Основы теплопередачи» – М.: Энергия, 1973 – 320 с.
9. Идельчик И.Е. «Справочник по гидравлическим сопротивлениям» – М.: Машиностроение, 1975 – 560 с.
10. Ястребова Н.А. Технология машиностроения: Учебник для студентов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.: ил.
11. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів і дипломних робіт із спеціальностей 090520 «Холодильні машини та установки» та 090508 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» для студентів денної форми навчання. Укладач доцент Ю.М.Вертепов, СумДУ 2005, 10 с.

6. REFRIGERATING MACHINES AND EQUIPMENT	734
THE REFCONTAINER REFRIGERATING MACHINE FOR A TRANSPORTATION OF THE FROZEN BLUEFIN TUNA CARCASSES Author – Yerema V., Supervisor – Sokolovska-Yefymenko V.....	734
A NOVEL TWO-STAGE EJECTOR REFRIGERATOR WITH MIXED REFRIGERANTS Author – Xuehui Wang, Yifan Zhou, Yini Pan, Guangming Chen, Supervisor – Wang Xuehui	747
USE OF COOLING POTENTIAL ABSORPTION-ELECTRIC REFRIGERATING MACHINE Author – Bohza L., Bodu D., Supervisor – Radchenko A.....	758
SAFETY ASPECTS OF THE RETROFIT OF R404A IN A WALK-IN COOLER Author – Radosław Paweł Szczakowski, Supervisor – Tomasz Łokietek.....	785
INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE PAROCMPRESSION REFRIGERATING MACHINE FOR THE ENERGY EFFICIENCY OF THE RECEIPT OF A COLD UNIT Author – Yemelienko A., Supervisor – Kozin A.	796

Наукове видання

Міжнародний конкурс студентських наукових робіт

BLACK SEA SCIENCE 2018

Матеріали

Верстка – Н.М. Ковальчук

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman.
Умовно-друк. арк. 48,07. Тираж 300. Замовлення № 0518-105.

Видавництво і друкарня – Видавничий дім «Гельветика»
73034, м. Херсон, вул. Паровозна, 46-а, офіс 105
Телефон +38 (0552) 39 95 80
E-mail: mailbox@helvetica.com.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 4392 від 20.08.2012 р.