

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Кретюк Вадим Володимирович

Прізвище, ім'я, по батькові студента(ки)

На здобуття другого (магістерського) ступеня вищої освіти

Вдосконалення конструкції побутового холодильника

Назва теми

Галузь знань 14 Електрична інженерія  
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
Освітня програма Електропобутова техніка

Шифр МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Виконав студент(ка) 2 курсу група ЕТМ-24-1  
Шифр

  
Підпис

Вадим КРЕТЮК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник канд. техн. наук, доцент  
Науковий ступінь, вчене звання

  
Підпис

Павло МАЙДАН  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер канд. техн. наук, доцент  
Посада

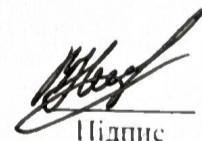
  
Підпис

Сергій ПУНДИК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:

Завідувач кафедри МАЕЕС

Назва

  
Підпис

Віталій НЕЙМАК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

10.12.2025  
Дата

# ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем  
Рівень вищої освіти другий (магістерський)  
Галузь знань 14 Електрична інженерія  
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
Освітня програма Електропобутова техніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

Неймак В.С.

Неймак 10. 12 2025 р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Кретюк Вадим Володимирович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Вдосконалення конструкції побутового холодильника

Керівник роботи Майдан Павло Сергійович, канд. техн. наук, доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 23 08 2025 р. № 65

2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи на кафедру 10.12.2025

3. Вихідні дані до роботи електричні та енергетичні характеристики обладнання

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень конструкцій побутових холодильників. Моделювання теплових втрат побутового холодильника. Вдосконалення конструкції побутового холодильника. Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції побутового холодильника. Висновки

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

1. Аналіз видів холодильного обладнання (ДО, А1). 2-3. Теплові втрати моделі побутового холодильника (РР1, А1). 4. Моделювання теплових втрат в ущільнювачі побутового холодильника (РР2, А1) 5-6. Дослідження вдосконаленого ущільнювача побутового холодильника (ДД, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв


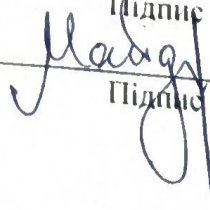
7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень конструкцій побутових холодильників		
2. Моделювання теплових втрат побутового холодильника		
3. Вдосконалення конструкції побутового холодильника		
4. Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції побутового холодильника		
5. Написання наукової статті за результатами досліджень		
6. Оформлення пояснювальної записки до кваліфікаційної роботи		
7. Оформлення графічного матеріалу		

Студент(ка)

Керівник роботи

  
 Підпис  
  
 Підпис

Вадим КРЕТЮК  
 Ім'я, ПРІЗВИЩЕ  
 Павло МАЙДАН  
 Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем  
Рівень вищої освіти другий (магістерський)  
Галузь знань 14 Електрична інженерія  
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
Освітня програма Електропобутова техніка

## АНОТАЦІЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Кретюк Вадим Володимирович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

Тема роботи Вдосконалення конструкції побутового холодильника

1. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання рецензента \_\_\_\_\_

2. Обсяг магістерської роботи: креслень 6 арк, сторінок записки 106

3. Характеристика розділів пояснювальної записки:

В першому розділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень конструкцій побутових холодильників. Виконано аналіз маркування енергоспоживання та особливості нового маркування електропобутової техніки. В другому розділі виконано моделювання теплових втрат побутового холодильника. Було побудовано модель побутового холодильника, визначено теплові втрати в його конструктивних елементах. В третьому розділі вдосконалення конструкції побутового холодильника. Розроблено проєкт вдосконаленої конструкції корпусу побутового холодильника, а також запропоновано дві моделі ущільнювача для холодильника, яким характерні менші теплові втрати. В четвертому розділі виконано розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції побутового холодильника. Проведено аналіз теплових навантажень та енергоспоживання вдосконаленої конструкції побутового холодильника.

Підпис студента

" 10 " 12 20 25 р.

### РІШЕННЯ ЕКЗАМЕНАЦІЙНОЇ КОМІСІЇ:

Протокол 3 від 24 12 2025 р.

Оцінка роботи ЕК добре / В / 86

Рекомендації ЕК —

Особливі відмітки —

Технічний секретар

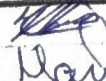
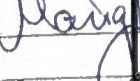
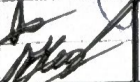

Підпис

Кретюк А.В  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

" 24 " 12 20 25 р.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ КОНСТРУКЦІЙ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИКІВ.....	8
1.1 Огляд та аналіз існуючих видів холодильного обладнання .....	8
1.2 Огляд та аналіз існуючих конструкцій побутових холодильників .....	12
1.3 Аналіз маркування енергоспоживання побутових холодильників відповідно до Європейських стандартів.....	17
Висновки до першого розділу .....	29
2 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА	31
2.1 Моделювання процесу теплопередачі в побутовому холодильнику .....	31
2.2 Моделювання ламінарного потоку в побутовому холодильнику .....	37
2.3 Побудова моделі побутового холодильника та розрахунок теплових втрат	39
2.4 Моделювання теплових втрат в ущільнювачі побутового холодильника ...	47
Висновки до другого розділу .....	55
3 ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА .....	56
3.1 Розробка проєкту конструкції корпусу побутового холодильника .....	56
3.2 Вдосконалення ущільнювача побутового холодильника .....	66
3.2.1 Ущільнювач з круглими камерами.....	66
3.2.2 Ущільнювач із ромбоподібними камерами .....	73
Висновки до третього розділу .....	80
4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА .....	82
4.1 Розрахунок впливу конденсатора на теплові втрати конструкції.....	82
4.2 Оцінка моделей конденсаторів .....	92

<b>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</b>				
Зм.	Арк.	Нодокум.	Підпис	Дата
Виконав		Кретюк В.В.		
Перевір.		Майдан П.С.		
Н.контр.		Пундик С.І.		
Затвер.		Неймак В.С.		
Вдосконалення конструкції побутового холодильника			Літера	Аркуш
			у	Аркушів
			4	106
ХНУ гр. ЕТМ-24-1				

4.3 Аналіз теплових навантажень та енергоспоживання вдосконаленої конструкції побутового холодильника.....	96
Висновки до четвертого розділу .....	101
ВИСНОВКИ.....	102
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	105
ДОДАТКИ.....	107

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		5

## ВСТУП

В сучасному світі холодильне обладнання набуло широкого поширення і використовується у вигляді різних видів та конструкцій. До сфер використання холодильного обладнання відносяться не тільки його побутове використання, але і використання в галузі виготовлення харчової продукції, її транспортування, в галузі хімічної промисловості, а також в готельно-ресторанному секторі.

Холодильне обладнання призначене для охолодження та зберігання не тільки харчових продуктів, але й в хімічній промисловості при зберігання прекурсорів та інших видів хімічної продукції з метою забезпечення норм зберігання та підвищення безпеки.

Холодильне обладнання потребує використання великої кількості електроенергії, тому зменшення енергоспоживання холодильного обладнання має важливе значення з ряду причин. Окрім заощадження коштів в результаті меншого споживання електричної енергії, низьке енергоспоживання холодильної техніки зменшує навантаження на електромережу, а також сприяє захисту навколишнього середовища в результаті зменшення потреб у виробництві електроенергії, а отже і зменшуються викиди шкідливих речовин у навколишнє середовище.

Найбільш поширеним видом холодильного обладнання є саме побутові холодильники, які встановлені у кожній квартирі або будинку. Енергоспоживання таких холодильників достатньо велике, в результаті чого левова частка збільшення навантаження на енергомережу від холодильного обладнання припадає саме на побутові холодильники.

Метою роботи є зменшення енергоспоживання побутового холодильника до його відповідності класу А за новим стандартом енергоефективності шляхом вдосконалення його конструкції.

В роботі запропоновано вдосконалення конструкції побутового холодильника шляхом перенесення компресора із нижньої частини до верхньої, в

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

результаті чого значно зменшується енергоспоживання і незначним чином зменшується об'єм холодильної камери, але збільшується об'єм морозильної камери. Крім того, запропоновано нову конструкцію ущільнювача, завдяки якому теплові втрати зменшуються на 38%, а загальні тепловтрати зменшуються на 47%.

За результатами кваліфікаційної роботи було написано наукову статтю «Вдосконалення конструкції побутового холодильника з метою зменшення теплових втрат» (див. додаток А) у науковому журналі Вісник Хмельницького національного університету, секція Технічні науки, том 357, №5, 2025 року, який є фаховим науковим журналом категорії Б за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		7

# 1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ КОНСТРУКЦІЙ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИКІВ

## 1.1 Огляд та аналіз існуючих видів холодильного обладнання

Температурний режим зберігання важливий при зберіганні харчової продукції та великої кількості хімікатів при їх використанні та зберіганні у сфері хімічної промисловості. Дотримання температурного режиму при зберіганні харчової продукції є критично важливим фактором, який впливає на якість продукції, їх поживних властивостей, а також сприяє безпеці зберігання продукції та мінімізує ризик виникнення плісняви, тощо.

Низька температура при зберіганні харчової продукції сповільнює процес псування, мінімізує та запобігає розмноженню бактерій, зберігає поживні речовини, оскільки деякі продукти втрачають вітаміни та інші корисні речовини при недотриманні теплового режиму зберігання.

Безперебійна робота холодильного устаткування є ключовим фактором для забезпечення якості виготовлення та зберігання харчової продукції як у промислових, так і у побутових сферах життєдіяльності людини.

В залежності від сфери застосування існують наступні види холодильного обладнання (ХО) [1]:

- холодильні камери (рис. 1.1, а);
- холодильні вітрини (рис. 1.1, б);
- холодильні шафи (рис. 1.1, в);
- бонети (рис. 1.1, г);
- холодильні столи (рис. 1.1, д);
- льодогенератори (рис. 1.1, е).

Холодильні камери використовуються в основному як джерело холоду в приміщеннях промислових підприємств та торговельних точок для зберігання готової продукції або заготовок.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.1 – Види холодильного обладнання:

а – холодильна камера; б – холодильна вітрина; в – холодильна шафа;

г – бонета; д – холодильний стіл; е - льодогенератор

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

9

В торгівлі одним із найбільш поширених видів холодильного обладнання є холодильні вітрини [2]. Холодильні шафи використовуються в основному в павільйонах, супермаркетах та закладах громадського харчування не тільки для зберігання продукції в умовах належного температурного режиму, але й для презентації наявної продукції, наприклад, кондитерських виробів.

Бонети поділені на два відділення із двома різними температурними режимами. Використовуються бонети не лише для зберігання, але й для презентації продукції. Холодильні столи представляють собою професійне кухонне обладнання закладів громадського харчування. Їх використовують як багатофункціональну холодильну техніку призначену для зберігання в площині столу напівфабрикатів та готової продукції [3].

Льодогенератори набули широкого поширення не тільки в закладах харчування, але й у кав'ярнях та кафе, особливо в літній період при приготуванні холодильних напоїв.

Залежно від завдань та рівня температурного режиму виділяється обладнання для [4]:

- зберігання продукції в свіжому вигляді без заморозки;
- тривалого утримання продукції в охолоджену стані;
- довгострокового зберігання замороженої продукції.

В загальному залежно від температурних показників ХО поділяється на:

- середньотемпературне;
- низькотемпературне.

Сфери застосування ХО достатньо широкі. Побутове застосування передбачає використання у звичайному житті ХО для зберігання продукції. Найчастіше в побутовій сфері використовуються морозильні камери та холодильники.

Комерційне або торговельне ХО використовується в закладах громадського харчування, супермаркетах та торгових точках. Таке ХО може містити в своїй конструкції власне джерело холоду (вбудоване), або ж виносне.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Стратегічно важливим для промислового виготовлення харчової продукції є промислове ХО, яке використовується не у вигляді окремих одиниць обладнання, а у вигляді цілих систем. Прикладом такого ХО може бути компресійні холодильні машини, холодильні установки та інші категорії спеціального обладнання [5].

Ключовими характеристиками ХО є [6]:

- корисний об'єм камери зберігання;
- споживча потужність;
- тип холодильного агрегату – вбудований або виносний;
- температурний режим;
- системи відтавання.

Також наявні деякі види спеціального ХО. До такого ХО можна віднести, наприклад, салат-бари (рис. 1.2, а), суші-кейси (рис. 1.2, б), холодильні шафи для вина (рис. 1.2, в), шафи шокової заморозки (рис. 1.2, г), тощо.

Салат-бари представляє собою відкриті вітрини для презентації або організації лінії роздачі. Це ХО працює в температурному режимі від +2 до +10 °С. Холодильні шафи для зберігання вина можуть мати мультитемпературний режим роботи від +5 до +21 °С, але найбільш оптимальними є температури від +10 до +15 °С. Такі шафи мають окремі секції, які спрощують зберігання вина в площині шафи [7].

Суші-кейси – це підвид холодильних вітрин, які використовуються в основному для короткочасного зберігання інгредієнтів для суші. Підтримка заданої температури та вологості передбачена завдяки випарнику, який встановлений у верхній частині такого кейсу.

Шафи шокової заморозки характеризуються посиленою холодопродуктивністю, при цьому в конструкції таких шаф обов'язковою є наявність примусової вентиляції. Температура в шафі доводиться до -18 °С менш ніж за 4 години. Найчастіше використовується для зберігання готових страв, свіжих овочів та фруктів, а також морепродуктів.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.2 – Спеціальне холодильне обладнання:  
а – салат-бар; б – суші-кейс; в – холодильна шафа для вина;  
г – шафа шокової заморозки

## 1.2 Огляд та аналіз існуючих конструкцій побутових холодильників

Побутові холодильники мають багато варіантів виконань. Існують однокамерні холодильники (рис. 1.3, а) [МРМА 25.00.00.000 ДО], конструкція яких передбачає наявність лише одних дверцят. В площині камери можуть містити частину для замороження продуктів [7].

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
12



а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 1.3 – Види побутових холодильників:

а – однокамерний; б – двокамерний; в – side-by-side; г – з французькими дверцятами; д – той, що вбудовується

Двокамерні холодильники (рис. 1.3, б) – це найбільш поширений тип ХО, який використовується в побутовій сфері. Такий холодильник поділений на дві камери із різними температурними режимами, одна з яких призначена для зберігання продуктів, а інша – для замороження. Розташування морозильної камери може знаходитись у верхній або нижній частині.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
13

Side-by-side (рис. 1.3, в) – це холодильники, в яких наявні двоє дверцят. Одна половина відкриває доступ до холодильної камери, а інша – до морозильної камери. Такі холодильники достатньо габаритні, тому використовуються лише на кухнях великої площі.

Холодильник із французькими дверцятами (рис. 1.3, г) – це фактично трикамерний холодильник, де на холодильну частину відведено дві камери, а на морозильну – одна внизу.

Холодильники, що вбудовуються (рис. 1.3, д) можуть бути як однокамерними, так і двокамерними. Такі холодильники передбачаються для їх подальшого обшивання меблями з метою створення єдиного полотна із кухнею.

Об'єм холодильників може бути різним, але в основному для побутових моделей він лежить в межах від 60 до 280 дм<sup>3</sup>. Витрати електроенергії при дотриманні середньої температури в камері холодильника на рівні 5 °С, а у морозильній камері на рівні -6 °С становить [8]:

- 1,2 кВт·год/добу при внутрішньому об'ємі 60 дм<sup>3</sup>;
- 1,35 кВт·год/добу при внутрішньому об'ємі 100 дм<sup>3</sup>;
- 1,72 кВт·год/добу при внутрішньому об'ємі 200 дм<sup>3</sup>;
- 1,9 кВт·год/добу при внутрішньому об'ємі 240 дм<sup>3</sup>;
- 2,1 кВт·год/добу при внутрішньому об'ємі 280 дм<sup>3</sup>.

Сучасні побутові холодильники (ПХ) можуть мати ряд функцій, завдяки яким їх використання стає більш зручним, а також зростає енергоефективність. До таких функцій відносяться [9]:

- No Frost – запобігає утворенню на стінках ПХ льоду;
- зона свіжості – наявність спеціальних відділень для овочів, м'яса та риби, із власним температурним режимом на рівні дещо вищим за 0 °С;
- охолодження багатьма потоками – система, яка відповідає за рівномірний розподіл потоку холодного повітря в площині камери ПХ, завдяки чому температура на полицях має незначну різницю;

– інверторний компресор – більш ефективна та плавна робота ПХ, завдяки чому зменшується рівень шуму, продовжується термін експлуатації та зменшуються витрати електроенергії;

– віддалене керування через додатки по мережі Wi-Fi.

ПХ представляє собою замкнену система, яка складається із випарника, мотора-компресора, конденсатора та трубки. Випарник знаходиться всередині холодильника, в основному під обшивкою або ж під полицями у морозильній камері [9]. Конденсатор знаходиться зовні холодильника, найчастіше розташовується по задній стінці, але в сучасних моделях зустрічається розташування під днищем холодильника (рис. 1.4). Конструктивно конденсатор виконаний у вигляді решітки із тонких трубок.



Рисунок 1.4 – Конструкція побутового холодильника

Холодоагентом у ПХ виступає фреон, який при кімнатній температурі знаходиться у газоподібному стані. В конденсаторі фреон під тиском

накопичується, в результаті чого змінює свій агрегатний стан на рідину. В процесі зміни агрегатному стані фреон віддає тепло.

Холодоагент проходить по трубкам конденсатора та охолоджується під впливом температури повітря у навколишньому середовищі до значень на рівні кімнатної температури. Після охолодження фреон перетікає до випарника через капілярну трубку. Ця трубка має значно звужений діаметр отвори, в результаті чого при протіканні у фреону різко зменшується тиск. Таке зменшення тиску призводить до закипання фреону, після чого він випаровується та повертається до початкового газоподібного стану.

Оскільки фреони при закипанні утворюють ендотермічну реакцію із поглинанням тепла, при його проходженні по трубках випарника він забирає тепло з холодильної камери. Завдяки цьому процесу відбувається охолодження повітря в камері побутового холодильника.

В більшості сучасних холодильниках встановлений також фільтр-осушувач повітря, який використовується для осушення фреону. Також конструкція ПХ може передбачати наявність блоку керування наряду із блоками індикації температури, режимом заморожування та лампочками індикації.

В конструкції ХО може бути наявне наступне електричне обладнання [10]:

- електричні нагрівачі;
- електродвигун компресора;
- контакти для з'єднання обмоток;
- вентилятори;
- освітлення камери холодильника.

В побутових холодильниках зустрічається також використання приборів автоматики, а саме:

- датчики-реле температури;
- захисне реле;
- реле запуску для автоматичного включення;
- прилади для автоматичного видалення льоду зі стінок.



Як видно з рисунку 1.5, окрім енергоефективності на етикетці вказується ще ряд характеристик техніки, які можуть бути цікавими та корисними користувачу. До таких характеристик для побутових холодильників відносяться:

- обсяг камери в літрах;
- рівень шуму в децибелах;
- приблизне річне енергоспоживання;
- QR-код із доступом до більшої кількості інформації про прилад.

Вперше схема енергоспоживання в ЄС була запроваджена у 1995 році. На той час класи енергоефективності маркувались від G, що відповідало мінімальній енергоефективності, до A – максимальна енергоефективність. Але побутова техніка, а особливо побутові холодильники, у 2000-х роках почали стрімко вдосконалювати показники енергоефективності. Тому у 2010 році в ЄС було введено нові показники, такі як A+, A++ та A+++. Наприклад, A+ означає, що ПХ споживає на 10% менше енергії, ніж ПХ класу A.

Для кращого розуміння щодо споживання енергії побутовими приладами було введено поняття індексу енергоефективності, який позначається EER (Energy Efficiency Ratio). Цей показник дає інформацію щодо кількості корисної роботи, виконаної приладом, при заданій витраті енергії. Тобто, чим вищий індекс енергоефективності, тим менше енергії витрачається для виконання певної заданої роботи.

Існує також інший вид індексу енергоефективності, який базується на річному споживанні електроенергії  $AE$  відносно стандартного еталонного енергоспоживання  $SAE$ . Еталонне споживання для побутових холодильників базується на об'ємі відсіку для зберігання та типу ПХ. Цей індекс позначається  $EEl$ .

Індекс енергоефективності  $EEl$  визначається за наступною формулою:

$$EEl = \frac{AE}{SAE} \cdot 100\%, \quad (1.1)$$

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		18

де  $AE$  – річне енергоспоживання, кВт·год/рік;

$SAE$  – стандартне еталонне енергоспоживання, кВт·год/рік.

Річне споживання енергії  $AE$  у кВт·год/рік розраховується наступним чином:

$$AE = E_{24год} \cdot 365, \quad (1.2)$$

де  $E_{24год}$  – це вимірне енергоспоживання за певних умов роботи ПХ, кВт·год/день.

Стандартне еталонне енергоспоживання  $SAE$  у кВт·год/рік розраховується наступним чином:

$$SAE = C_h + N + M \cdot V_{eq}, \quad (1.3)$$

де  $C_h$  - стандартне значення для ПХ, яке становить 50 кВт·год/рік у випадку холодильника, в якому вбудована морозильна камера з корисним об'ємом понад 15 літрів;

$N$  і  $M$  – це параметри моделювання, які змінюються відповідно до кожної камери (табл. 1.1);

$V_{eq}$  – еквівалентний об'єм холодильника, л.

Значення еквівалентного об'єму холодильника  $V_{eq}$  розраховується за наступною формулою:

$$V_{eq} = BI \cdot CC \cdot \left( \sum_{c=1}^{c=n} FF_c \cdot V_c \cdot \frac{(25-T_c)}{20} \right), \quad (1.4)$$

де  $BI$ ,  $FF_c$  і  $CC$  – коефіцієнти корекції об'єму, які визначаються за таблицею 1.2;

$n$  – це кількість відсіків побутового холодильника, штук;



Таблиця 1.3 – Значення номінальної температури відсіків  $T_c$ 

Відсік в побутовому холодильнику	$T_c, ^\circ\text{C}$
Відсік морозильної камери (3 зірки)	-18
Відсік морозильної камери (2 зірки)	-12
Відсік морозильної камери (1 зірка)	-6
Відсіки холодильників та морозильних камер без позначок енергоефективності	0
Відсік для зберігання свіжих продуктів	+5
Холодильне обладнання для вин	+12

За допомогою формул 1.1-1.4 можна розрахувати клас енергоефективності ПХ відповідно до Директиви ЄС 2010/30. В таблиці 1.4 наведено відповідність EEI класам енергоспоживання.

Таблиця 1.4 – Відповідність класу енергоефективності до індексу енергоефективності EEI

Клас енергоефективності	Індекс енергоспоживання
G	$EEI < 150$
F	$125 < EEI \leq 150$
E	$110 < EEI \leq 125$
D	$95 < EEI \leq 110$
C	$75 < EEI \leq 95$
B	$55 < EEI \leq 75$
A	$42 < EEI \leq 55$
A+	$33 < EEI \leq 42$
A++	$22 < EEI \leq 33$
A+++	$EEI \leq 22$

Оскільки показники енергоефективності побутової техніки з 2010 року продовжували зростати, виникла необхідність створення нових класів, які б з старою Директивою енергоефективності відповідали б класу A++++ та A+++++. В зв'язку з цим в Європейському Союзі було прийнято рішення вдосконалити шкалу класів енергоефективності побутової техніки.

В ЄС було прийнято рішення повернутись до першочергової шкали, в якій значення маркуються від G до A, але змінити значення *EEI* для кожного із класів [14]. Це маркування почало діяти з 1 березня 2021 року. Якщо за старою Директивою прилад відповідав класу енергоефективності A+++ , то за новим стандартом це буде приблизно клас C або D. Приклад такої етикетки енергоефективності наведено на рисунку 1.6.

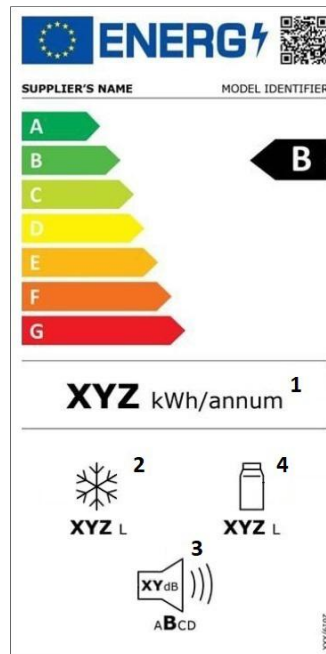


Рисунок 1.6 – Етикетка енергоефективності ЄС з 2021 року

Як видно з рисунку 1.6, залишились значення річного енергоспоживання, чистого об'єму морозильних камер, рівню шуму у децибелах, тощо.

Енергоефективність побутової техніки також буде розраховуватись за індексом енергоспоживання *EEI*. *EEI* побутового приладу розраховується за формулою:

$$EEI = \frac{AE}{SAE} \cdot 100\%. \quad (1.5)$$

Формули 1.1 та 1.5 ідентичні, але при цьому змінився підхід у розрахунку річного споживання ПХ. Він визначається шляхом проведення експериментів за умов, що температура навколишнього середовища становить 16 і 32 °С.

Такий підхід не стосується малощумних побутових приладів. Для них встановлюються експерименти при 25 °С. Такими малощумними побутовими приладами вважаються холодильні апарати без парового компресора, в яких рівень шуму, що поширюється повітрям, становить менше 27 дБ [15].

При визначенні енергоспоживання ПХ важливою умовою є те, щоб середня температура повітря в кожному із відсіків була рівна або менша цільової температури. Цільові температури наведені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Цільові температури та умови зберігання для кожного типу відсіку холодильного обладнання

Група	Тип відсіку	$T_c, ^\circ\text{C}$	$T_{min}, ^\circ\text{C}$	$T_{max}, ^\circ\text{C}$
Із заморожуванням	Морозильна камера 4 зірки	-18	не застосовується	-18
	Морозильна камера 3 зірки	-18		-18
	Морозильна камера 2 зірки	-12		-12
	Морозильна камера 1 зірка	-6		-6
	без зірок та льодогенератор	0		0
Холодильна камера	Холод	+2	-3	+3
Без заморожування	Свіжі продукти	+4	0	+8
	Нижні відсіки	+4	+2	+8
	Відсік для вина	+12	+5	+12
	Десертний відсік	+20	+14	+20

Тобто, річне енергоспоживання  $AE$  розраховується за формулою:

$$AE = \frac{E_{\text{доба}}}{L} \cdot 365 + E_{\text{аих}}, \quad (1.6)$$

де  $E_{\text{доба}}$  – енергоспоживання за 24 години, кВт/доба;

$L$  – коефіцієнт навантаження;

$E_{\text{аих}}$  - енергоспоживання антиконденсаційного нагрівача з контролем температури навколишнього середовища, кВт/год.

Коефіцієнт навантаження  $L$  становить 0,9 для приладів, які мають тільки морозильні камери, а для всіх інших – 1,0. Енергоспоживання антиконденсаційного нагрівача з контролем температури навколишнього середовища визначається за енергоспоживанням антиконденсаційного нагрівача з контролем температури навколишнього середовища при різних температурах і вологості навколишнього середовища.

$E_{\text{доба}}$ , тобто енергоспоживання протягом доби, вимірюється при температурах навколишнього середовища, які становлять 16 і 32 °С відповідно до стандартів випробувань Регламенту (ЄС) 2017/1369 Європейського Парламенту [16]. Енергоспоживання протягом доби  $E_{\text{доба}}$  визначається за наступною формулою:

$$E_{\text{доба}} = \frac{E_{32^{\circ}\text{C}} + E_{16^{\circ}\text{C}}}{2}, \quad (1.7)$$

де  $E_{32^{\circ}\text{C}}$  і  $E_{16^{\circ}\text{C}}$  – це щоденне споживання енергії при температурах 32 і 16 °С відповідно.

У випадку розрахунку енергоспоживання малошумних холодильних установок, в яких рівень шуму становить менше 27 дБ, визначається при температурі 25 °С. Тобто,

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		24

$$E_{\text{доба}} = E_{25^{\circ}\text{C}}. \quad (1.8)$$

Тоді стандартне еталонне споживання енергії  $SAE$  розраховується за наступною формулою:

$$SAE = D \cdot C \cdot \sum_{c=1}^n B_c \cdot A_c \cdot \frac{V_c}{V} \cdot (M_c \cdot r_c \cdot V + N_c), \quad (1.9)$$

де  $c$  – це номер індексу для типу відсіку ПХ, який лежить в діапазоні від першого до загальної кількості відсіків  $n$ ;

$V_c$  – це об'єм відсіку, л;

$V$  – це сума об'ємів всіх відсіків холодильника, л, тобто:

$$V = \sum_{c=1}^n V_c, \quad (1.10)$$

де  $C$  – це параметр моделювання, який становить 1,56 для приладів, в яких комбінуються відсіки із 4 і 3 зірками, і 1,15 для інших комбінованих приладів. Це значення для установок із 4 та 3 зірковими відсіками визначається за допомогою частки об'єму морозильної камери  $frzf$ :

$$frzf = \frac{V_{\text{відсіку}}}{V}, \quad (1.11)$$

де  $V_{\text{відсіку}}$  – об'єм морозильної камери холодильника, л;

$V$  – сума об'ємів всіх камер, л.

Тобто, параметр моделювання  $C$  для буде наступним:

якщо  $frzf \leq 0,3$ , тоді

$$C = 1,3 + 0,87 \cdot frzf; \quad (1.12)$$

якщо  $0,3 < frzf < 0,7$ , тоді:

$$C = 1,87 - 1,0275 \cdot frzf; \quad (1.13)$$

якщо  $frzf \geq 0,7$ , тоді:

$$C = 1,15. \quad (1.14)$$

Параметри  $M_c$ ,  $N_c$  та  $r_c$  представляють собою коефіцієнт компенсації, значення яких наведені в таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 – Значення коефіцієнтів компенсації  $M_c$ ,  $N_c$  та  $r_c$  для кожного із типів відсіку

Тип відсіку	Коефіцієнт компенсації		
	$M_c$	$N_c$	$r_c$
Морозильна камера 4 зірки	0,15	75	2,1
Морозильна камера 3 зірки			2,1
Морозильна камера 2 зірки			1,8
Морозильна камера 1 зірка			1,5
Морозильна камера без зірок та льодогенератор			1,2
Охолодження	0,12	138	1,1
Свіжі продукти	0,12	138	1,0
Нижні відсіки			0,6
Відсік для вина			0,6
Десертний відсік			0,35

Отже, класи енергоспоживання залежно від індексу енергоспоживання відповідно до нової Директиви ЄС від 2021 року наведені у таблиці 1.7.







проведено аналіз конструкцій побутових холодильників, їх функціональних можливостей та процесу утворення холоду в площині камери.

В розділі проведено аналіз змін у стандартах енергоспоживання в Європейському Союзі. Станом на вересень 2025 року на території України ще діє стандарт енергоефективності, який відповідає стандарту ЄС від 2014 року. Але у жовтні 2025 року в Україні починає діяти стандарт енергоефективності побутової техніки, який буде відповідати стандарту ЄС 2019 року.

Було проведено аналіз змін у показниках енергоефективності за цими стандартами. Аналіз проводився на прикладі побутового холодильника, який за стандартом ЄС 2014 року відносився до класу енергоефективності A+++ . Було встановлено, що після запровадження нового стандарту в Україні, який відповідатиме стандарту ЄС 2019 року, клас енергоефективності розглянутого у прикладі побутового холодильника зміниться з найвищого A+++ до одного із найнижчих – класу D. Зменшення класу енергоефективності буде спостерігатись для всіх видів побутових холодильників.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

## 2 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

### 2.1 Моделювання процесу теплопередачі в побутовому холодильнику

В якості програмного забезпечення для моделювання роботи побутового холодильника було обрано платформу COMSOL Multiphysics. Ця програма базується на використанні методу скінченних елементів при імітації та розв'язуванні різноманітних інженерних та фізичних додатків, особливо для спарених явищ фізики. За допомогою цієї платформи можна виконати введення кількох систем диференціальних рівнянь [17].

Для моделювання процесу теплопередачі в побутовому холодильнику в програмному забезпеченні COMSOL використовувався модуль теплопередачі. За допомогою цього модулю було виконано моделювання температури стінок ПХ та теплового потоку внаслідок теплопровідності, випромінювання та конвекції. Для моделювання теплопередачі в рідинах та твердих тілах використовується наступна формула [18]:

$$Q = \nabla \cdot q + \nabla T \cdot \rho C_p u + \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (2.1)$$

де властивості матеріалу наступні:  $Q$  – джерело тепла, Дж;

$q$  – густина,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$t$  – час, с.;

$T$  – температура, К;

$C_p$  – питома теплоємність при постійному тиску, Дж /  $\text{кг} \cdot \text{К}$ ;

$u$  – швидкість потоку рідини, м/с.

В модулях теплопередачі наряду із іншими вузлами використовується вузол теплоізоляції. Він представляє собою граничну умову для всіх інтерфейсів теплопередачі, тобто це означає, що існує певний розрив у температурі. Якщо

тепловий потік проходить через цей розрив, це можна представити у наступному вигляді:

$$q \cdot n = \nabla T \cdot k = 0. \quad (2.2)$$

За допомогою цієї граничної умови можна визначити, де область приладу є ідеально ізольованою.

Наступним вузлом для моделювання є вузол початкового значення. За допомогою значення початкової температури відбувається перехідний етап у моделюванні від початкового припущення до нелінійного вирішувача. Початкова температура  $T_i$  можна спростити за рахунок чого відбудеться скорочення часу обчислення, але при цьому вона повинна задовільняти наступну умову:

$$T_c \leq T_i < T_e, \quad (2.3)$$

де  $T_c$  – температура в приміщенні, К;

$T_e$  – температура навколишнього середовища, К.

Наступний вузол – це вузол відкритої межі. Він додає граничну умову для моделювання теплового потоку через відкриту межу відповідно до наступних рівнянь:

$$T = T_0, \text{ якщо } u \cdot n < 0, \quad (2.4)$$

$$-n \cdot q = 0, \text{ якщо } u \cdot n \geq 0, \quad (2.5)$$

де  $T_0$  – задана зовнішня температура, К.

Такий відкритий граничний вузол при моделюванні теплопередачі забезпечує моделювання процесу надходження тепла в певну область із заданою температурою або ж виведення тепла із цієї ж області.

Останній вузол, який використовується в модулі теплопередачі – це гранична умова теплового потоку. Цей вузол враховує моделювання процесу природної конвекції, яка відбувається поблизу корпусу ПХ. Таке явище виникає за наявності різниці температур між холодним корпусом ПХ та теплим повітрям навколишнього середовища. Така різниця викликає різницю в густині повітря, оскільки більш тепле повітря є менш густим, ніж більш холодне повітря.

Більш холодне повітря на поверхні корпусу ПХ рухається зверху донизу відносно більш теплого, тобто менш густого повітря. Гранична умова теплового потоку для вільного конвективного теплообміну із зовнішнім повітряним простором записується наступним чином:

$$q = (T_e - T) \cdot h, \quad (2.6)$$

де  $h$  - це коефіцієнт конвективного теплообміну, тобто приблизне значення всіх локальних змін повітряних потоків. Значення коефіцієнту лежить в межах від 2 до 25 Вт/м<sup>2</sup>·К. Цей коефіцієнт залежить від властивостей рідини та фізичних явищ, але в загальному обчислюється за формулою:

$$h = Nu \cdot \frac{k}{L}, \quad (2.7)$$

де  $k$  – це теплопровідність стінки ПХ, Вт/м·К;

$L$  – характерна довжина, м;

$Nu$  – число Нуссельта, тобто безрозмірне число, яке описує відношення конвективного теплообміну до теплопровідного теплообміну, нормального до поверхні. Число Нуссельта виражається як функція числа Рейлі ( $Ra$ ) та числа Прандтля ( $Pr$ ), а саме [19]:

$$Nu = f(Ra, Pr). \quad (2.8)$$

Число Рейлі – це безрозмірна величина, яка описує відношення часової шкали теплового перенесення внаслідок теплової дифузії до часової шкали теплового перенесення внаслідок падіння рідини зі швидкістю  $u$  під дією гравітації. Розраховується воно за наступною формулою:

$$Ra_L = \frac{g\beta}{\alpha\nu} \Delta T \cdot L^3, \quad (2.9)$$

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\nu$  – кінематична в'язкість, м/с<sup>2</sup>;

$\alpha$  – температуропровідність, м/с<sup>2</sup>;

$L$  – характерна довжина, м;

$\beta$  – коефіцієнт теплового розширення;

$\Delta T$  – різниця температур між температурою поверхні пластини та температурою навколишнього середовища, К.

Під характерною довжиною  $L$  мається на увазі розмір, що визначає масштаб фізичної системи, а саме:

$$L = \frac{A_s}{P}, \quad (2.10)$$

де  $P$  – це периметр плити, м;

$A_s$  – площа поверхні, м<sup>2</sup>.

Число Прандтля – це безрозмірна величина, яка описує відношення дифузійності імпульсу до теплової дифузійності. Обчислюється число Прандтля наступним чином [19]:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{c_p \rho}} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad (2.11)$$

де  $\mu$  – це динамічна швидкість, м/с.

Число Нуссельта виражається як функція чисел Рейлі та Прандтля, але залежить від різних геометричних форм. Ці залежності наведені у рівняннях 2.12-2.16.

Наприклад, середнє число Нуссельта вздовж вертикальної пластини описується рівняннями 2.12 та 2.13. У випадку ламінарного потоку обчислення середнього числа Нуссельта виконується за наступною формулою:

$$\overline{Nu}_L = \left( \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left( \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} + 1 \right)^{\frac{4}{9}}} + 0,68 \right). \quad (2.12)$$

Перехід від ламінарного потоку до турбулентного відбувається у випадку, коли значення числа Рейлі перевищує для вертикальної пластини значення, яке становить  $10^9$ . У випадку, якщо середнє число Нуссельта менше або дорівнює  $10^{12}$ , тобто  $10^9 < Ra_L \leq 10^{12}$ , використовується наступна формула:

$$\overline{Nu}_L = \left( \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left( \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} + 1 \right)^{\frac{8}{27}}} + 0,825 \right)^2. \quad (2.13)$$

Для горизонтальних площин у випадку значення числа Рейлі, яке лежить в межах  $10^5 < Ra_L \leq 10^7$ , для обрахунку середнього числа Нуссельта для ламінарного потоку вздовж горизонтальної площини з холодною поверхнею, використовується наступна формула:

$$\overline{Nu}_L = 0,54 Ra_L^{\frac{1}{4}}. \quad (2.14)$$

Якщо число Рейлі знаходиться в межах  $10^7 < Ra_L \leq 10^{11}$ , середнє число Нуссельта для турбулентного потоку, який спрямований донизу, на горизонтальній пластині з холодною поверхнею описується формулою:

$$\overline{Nu}_L = 0,15Ra_L^{\frac{1}{3}}. \quad (2.15)$$

Якщо число Рейлі знаходиться в межах  $10^5 < Ra_L \leq 2 \cdot 10^{10}$ , середнє число Нуссельта для турбулентного потоку, який спрямований вгору, на горизонтальній пластині з холодною поверхнею, описується формулою:

$$\overline{Nu}_L = 0,52Ra_L^{\frac{1}{5}}. \quad (2.16)$$

Як видно з рівняння 2.7, загальна кількість теплопередачі розраховується за допомогою коефіцієнта теплопередачі, а коефіцієнт теплопередачі розраховується за допомогою числа Нуссельта.

ПХ складається із різних пластин, які в навколишнє повітря передають теплову енергію шляхом конвекції. Геометрія кожної із зазначених пластин відрізняється одна від одної, також може відрізнитись і матеріал, з якого виготовлені ці пластини. Таким чином, число Нуссельта, а отже і кількість теплопередачі кожної із пластин побутового холодильника, необхідно обраховувати окремо, враховуючи не тільки геометрію пластини, а й її розташування.

Загальна кількість теплопередачі побутового холодильника в подальшому можна обрахувати шляхом сумування значень кількості теплопередачі кожної із пластин. Кореляції природної або вільної конвекції в моделях припускають наявність нескінченного зовнішнього або внутрішнього резервуара рідини, наприклад, рідини всередині холодильника або навколишнього повітряного

простору поза холодильником. Тобто, холодна стінка поза камери холодильника не буде впливати на температуру повітря навколо ПХ.

## 2.2 Моделювання ламінарного потоку в побутовому холодильнику

Для моделювання потоку всередині області, де протікає рідина, також використовувався COMSOL Multiphysics. Моделювання потоку в області рідини виконується через рівняння імпульсу, а саме:

$$\rho(\nabla \cdot u)u = \rho g + F + \left( -\frac{2}{3}\mu I(\nabla \cdot u) - pI + \mu((\nabla u)^T + \nabla u)^T \right) \cdot u, \quad (2.17)$$

$$\nabla \cdot (\rho u) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0, \quad (2.18)$$

де властивості рідини наступні:  $u$  – поле швидкості;

$I$  – одинична матриця;

$F$  – об'ємна сила, Н;

$p$  – тиск, Па, який розраховується за формулою:

$$p = (p_{hydro} + p_0), \quad (2.19)$$

де  $p_{hydro}$  – гідростатичний тиск, Па;

$p_0$  – абсолютний тиск, який задається в COMSOL як обмеження значення тиску.

Аналогічно до моделювання теплопередачі в COMSOL для моделювання ламінарного потоку використовується ряд вузлів. Один із таких вузлів – це вузол початкових значень для тиску  $p$  та поля швидкості  $u$ . Початкові значення для тривимірної моделі, що містить повітря, яке піднімається в результаті впливу нагрівання об'єкту в холодній області наведені у таблиці 2.1. Значення поля швидкості базуються на припущенні для нелінійного вирішувача.

Таблиця 2.1 – Початкові значення тиску та поля швидкості

Параметр	Одиниці вимірювання	Початкове значення
По осі x	м/с	0
По осі y		0
По осі z		0,01
Тиск	атм.	1

Наступний вузол отримав назву стіна і представляє собою граничну умову, яка описує умови потоку рідини поблизу стінок області. В еталонних моделях умови стінок не мають внесених параметрів ковзання. Відсутність ковзання є граничною умовою при виконанні моделювання потоку поблизу твердої стінки, якою в даному випадку виступає стінка холодильника. За умови відсутності ковзання гранична умова записується наступним чином:

$$u = 0. \quad (2.20)$$

Тобто, швидкість рідини для нерухомої стінки ПХ становить нуль. Вузол гравітації визначає сили тяжіння базуючись на значенні прискорення сили тяжіння. Напрямок сили тяжіння може встановлюватись в трьох напрямках і його вибір залежить від орієнтації моделі в тривимірному просторі.

Наступний вузол – це вузол відкритої межі, який використовується для моделювання потоку рідини через відкриту межу. Умова відкритої межі передбачає, що рідина може виходити з області або ж входити в неї. Для моделювання потоку на відкритій межі використовується наступна формула:

$$n(p_{hydro} + f_0) = n \left( -\frac{2}{3} \mu I (\nabla \cdot u) - pI + \mu ((\nabla u)^T + \nabla u)^T \right). \quad (2.21)$$

В такому випадку гідростатичний тиск визначається як:

$$p_{hydro} = g \cdot \rho_{ref} \cdot (z - z_{ref}), \quad (2.22)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини, Па · с;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$I$  – одинична матриця;

$f_0$  – нормальне напруження, яке діє на рідину, Па;

$(z - z_{ref})$  – різниця висоти, м.

Вищенаведені формули та залежності були закладені при моделюванні теплопередачі побутового холодильника та ламінарного потоку рідини в холодильнику.

### 2.3 Побудова моделі побутового холодильника та розрахунок теплових втрат

Першим етапом при створенні двовимірної моделі ПХ є визначення його параметрів. Ці параметри, які використовувались як приклад ПХ, наведені у таблиці 2.2. Поперечний переріз такого ПХ наведено на рисунку 2.1. В якості прикладу холодильника було обрано двокамерний ПХ, в якому одна із камер – це морозильна камера, а також найбільш поширених розмірів, із висотою 1,8 м і глибиною 0,6 м.

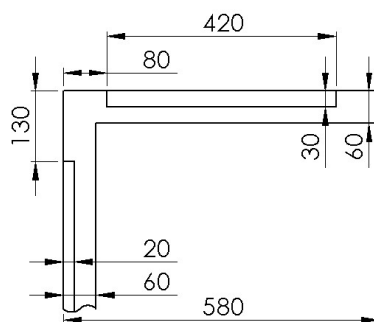


Рисунок 2.1 – Поперечний переріз верхньої частини ПХ

Таблиця 2.2 – Параметри побутового холодильника

Опис	Позначення	Значення
Товщина стінки	$T_{wall}$	0,05 – 0,08 м
Товщина дверцят	$T_{door}$	0,08 м
Глибина ПХ без врахування дверцят	$D_{fridge}$	0,58 м
Ширина ПХ	$W_{fridge}$	0,6 м
Висота ПХ	$H_{fridge}$	1,8 м
Температура навколишнього середовища	$T_e$	32 °C
Температура камери морозильника	$T_i^{***}$	-18 °C
Температура камери холодильника	$T_i$	4 °C

Наступним етапом є створення геометрій еталонних моделей. Перша геометрія – це поперечний переріз передньої площини (рис. 2.2, а), друга геометрія – поперечний переріз верхньої площини (рис. 2.2, б), третя геометрія – поперечний переріз правої площини (рис. 2.2, в) [МРМА 25.00.00.000 РР1].

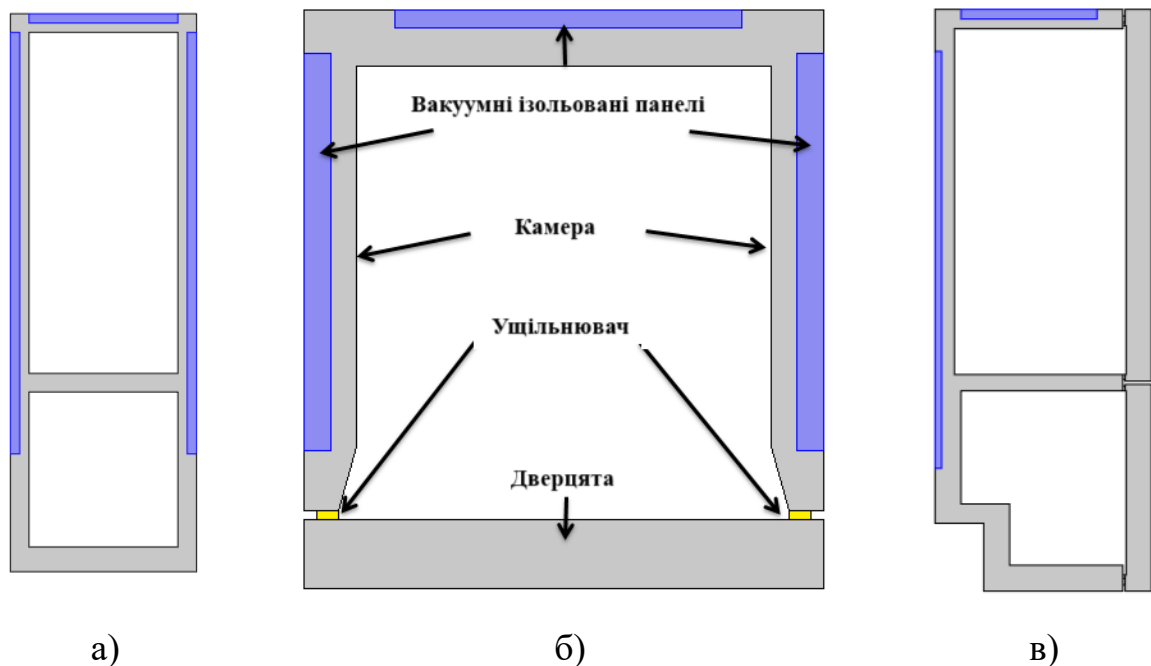


Рисунок 2.2 – Поперечні перерізи побутового холодильника:  
а – передня площина; б – верхня площина; в – права площина

Побудова моделей, наведених на рисунку 2.2 виконувалась в програмному комплексі SolidWorks, після чого файли були збережені із розширенням .dvh, яке зчитується програмним комплексом COMSOL Multiphysics.

У побутовому холодильнику, який зображений на рисунку 2.2 та розглядається як приклад для моделювання процесів, наявно три типи матеріалів. Дверцята холодильника та корпус виготовлені із пінополіуретанової піни (ППП). Панелі, які зображені на рисунку 2.2 синім кольором, виготовлені із вакуумних ізоляційних панелей (ВІП). Ці панелі обгорнуті тонким шаром алюмінієвої фольги. Ущільнювачі, позначені жовтим кольором, виготовлені з ПВХ. Металева зовнішня стінка і пластикова внутрішня стінка холодильника не враховуються, оскільки вони мають мінімальний вплив на теплове навантаження холодильника.

Властивості вищезазначених матеріалів ПХ наведені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Властивості матеріалів побутового холодильника

Властивість	Матеріал				
	Повітря	Алюмінієва фольга	ПВХ	ППП	ВІП
$C_p$ , Дж/кг · К	1005 - 1007	900	850	2996	1000
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1,394 – 1,145	2700	2300	30	210
$k$ , Вт/м · К	0,02211 – 0,02625	201	0,19	0,025	0,0028
$\gamma$	1	-	-	-	-
$\mu$ , 10 <sup>-5</sup> Па · с	1,630-1,895	-	-	-	-

На наступному етапі була створена сітка, яка використовувалась для процесу моделювання. Ця сітка контролюється користувачем, а розміри елементів

дуже дрібні, мінімальний розмір елемента сітки становить 13,4 мкм. Такий підхід дозволяє виконати точне моделювання процесів ПХ. Розподіл елементів та сітку верхньої площини наведено на рисунку 2.3 [МРМА 25.00.00.000 РР1].

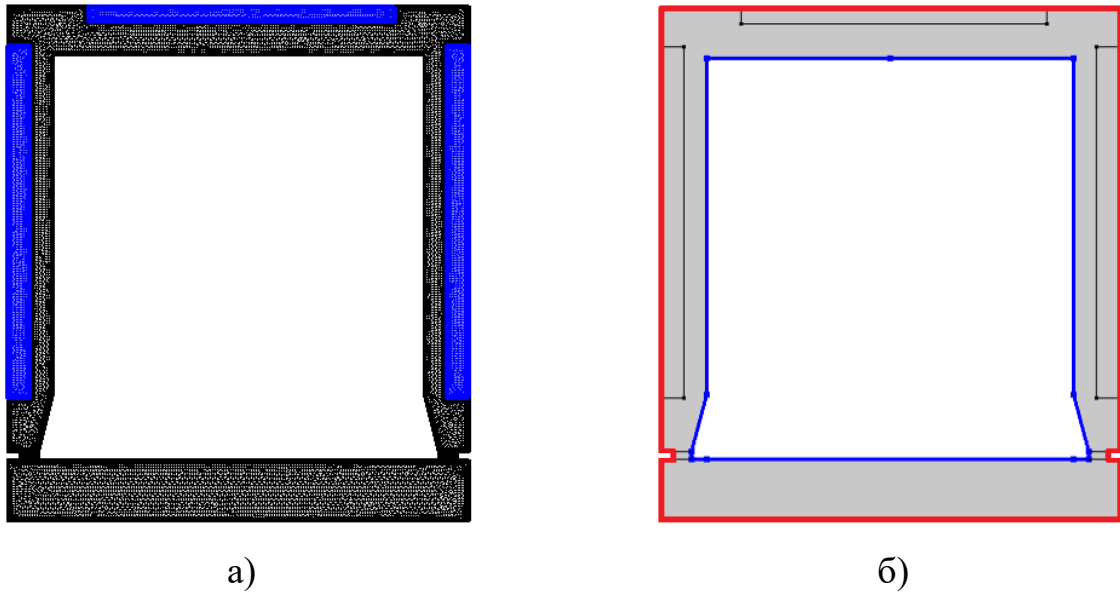


Рисунок 2.3 – Модель теплових потоків:

а – сітка для моделювання; б – конвективні потоки (червоний – теплий, синій – холодний)

На рисунку 2.3, б показано конвективні теплові потоки на верхній площині ПХ. Тепловтрати вказуються у Вт/м. Синій колір позначає холодний тепловий потік, а червоний – відносно теплий тепловий потік. Відповідно для холодного теплового потоку параметр  $T_e$  позначає температуру всередині камери холодильника, а для теплого – температуру навколишнього повітря.

Кількість переданого тепла при моделюванні ПХ наведена у таблиці 2.4 із наступними параметрами кількості переданого тепла:

- тепло морозильної камери  $q_{3star}$ , Вт/м;
- тепло відсіку для продуктів  $q_{fresh}$ , Вт/м;
- тепло дверцят морозильної камери  $q_{doorfr}$ , Вт/м;
- тепло дверцят холодильника  $q_{door}$ , Вт/м;



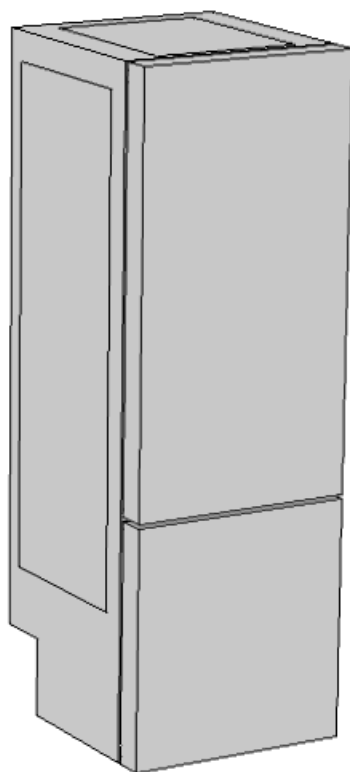
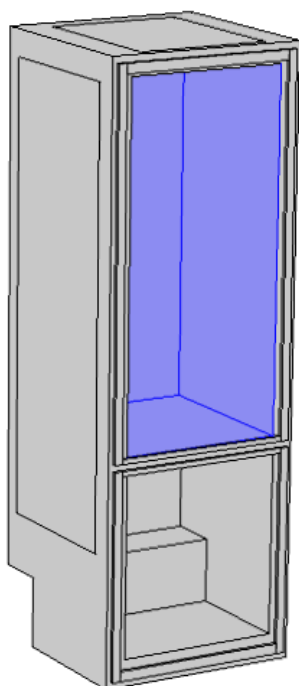
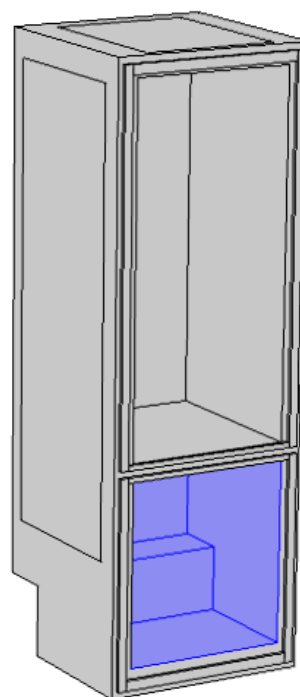


Рисунок 2.4 – Тривимірна модель холодильника



а)



б)

Рисунок 2.5 – Відсіки холодильника:

а – для свіжих продуктів; б – для заморожених продуктів

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
44

Для моделювання використовувалась сітка, в якій вільна тетраедрична форма та яка є контрольованою. Розміри елементів, як і у випадку для двовимірної моделі, була заздалегідь встановлені, а мінімальний розмір становить 0,36 мм. При цьому, максимальний розмір елемента сітки становить 3,6 см. Розподіл елементів та сітки тривимірної моделі ПХ наведено на рисунку 2.6 [МРМА 25.00.00.000 РР1].

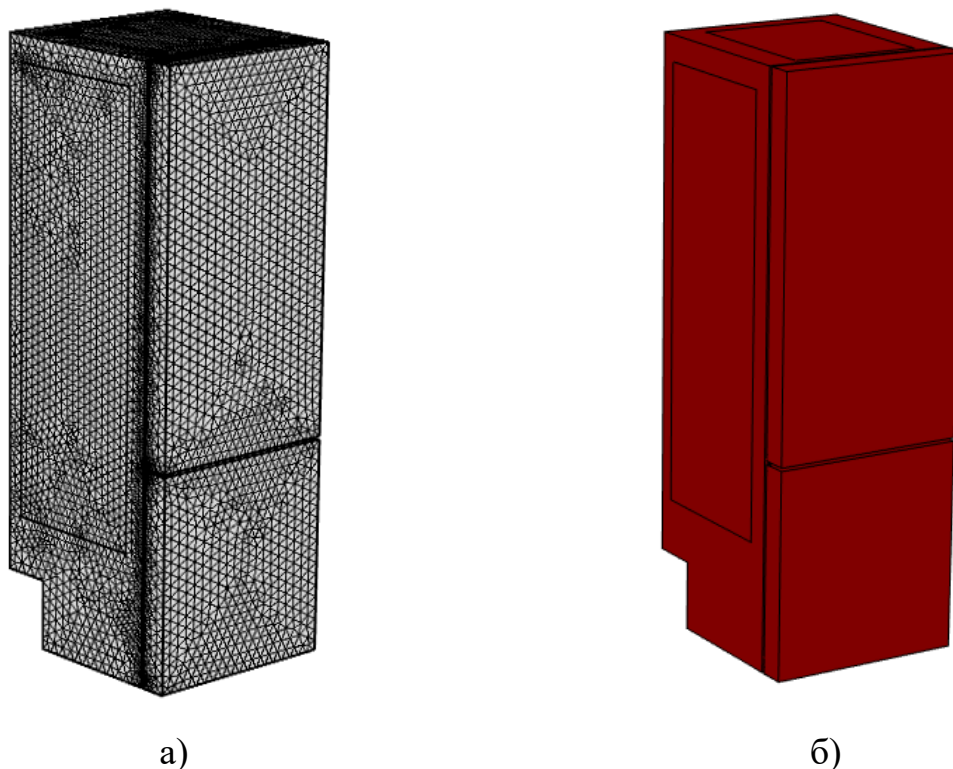


Рисунок 2.6 – Моделювання тривимірної моделі холодильника:

а – сітка для моделювання; б – конвективні потоки на зовнішній поверхні

З рисунку 2.6 видно, що щільність елементів між шафою та дверцятами набагато менша, ніж елементів між дверцятами та шафою. Це пов'язано із особливостями шафи, дверцят та поверхні ущільнювача у цьому зазорі.

Зовнішня поверхня холодильника піддається впливу внутрішнього теплового потоку через наступні параметри:

- температуру всередині відсіку для свіжих продуктів  $T_i$ , °С;
- температура всередині морозильного відсіку  $T_i^{***}$ , °С;
- температура навколишнього середовища  $T_e$ , °С.

На рисунку 2.7 [МРМА 25.00.00.000 РР1] показано розподіл температури на поверхні ПХ у випадку, якщо температура навколишнього середовища становить 32 °С. По кольорам з рисунку 2.7 можна зрозуміти різницю в температурі. Вищу температуру поверхні має вакуумно-ізолювана панель, тобто тепловий потік в ній нижчий, ніж в піні навколо панелі. Це пояснюється тим, що теплопровідність вакуумно-ізолюваної панелі приблизно в 10 разів нижча, за теплопровідність ППП, що видно з таблиці 2.4.

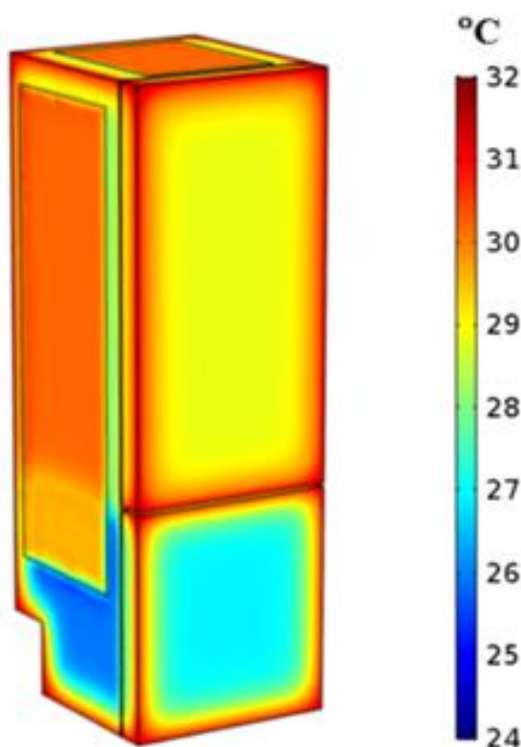


Рисунок 2.7 – Розподіл температур по тривимірній моделі ПХ

Аналогічно до двовимірної моделі було пораховано кількість переданого тепла, тобто тепловтрати. Параметри тепловтрат такі ж, як і для двовимірної моделі (табл. 2.4). Результати наведені у таблиці 2.5.

Як видно з даних у таблиці 2.5, тепловтрати морозильної камери втричі більші за тепловтрати відсіку для свіжих продуктів. Якщо порівнювати значення тепловтрат морозильного відсіку із загальними тепловтратами ПХ, то вони



що негативно впливає на загальний тепловий опір ущільнювача. Властивості всіх матеріалів, які використані в ущільнювачі, наведені у таблиці 2.6.

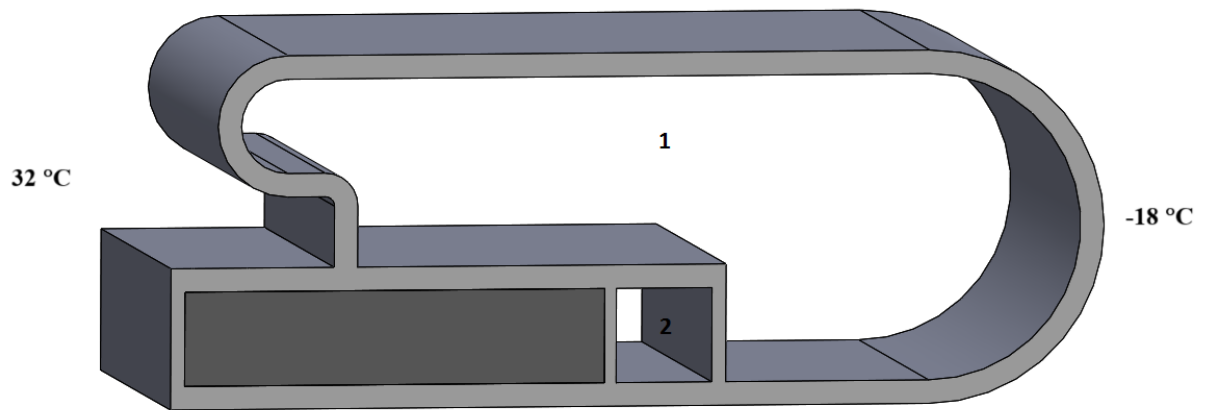


Рисунок 2.8 – Ущільнювач побутового холодильника

Таблиця 2.6 – Властивості матеріалів ущільнювача

Властивість	Матеріал		
	Повітря	ПВХ	ПВХ з феритом стронцію
$C_p$ , Дж/кг · К	1005- 1007	850	750
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1,394 – 1,145	2300	3800
$k$ , Вт/м · К	0,02211 – 0,02625	0,19	2,9
$\gamma$	1	-	-
$\mu$ , 10 <sup>-5</sup> Па · с	1,630 – 1,895	-	-

Геометрія та розміри ущільнювача наведені на рисунку 2.9 [МРМА 25.00.00.000 РР2]. На рисунку 2.10 наведено граничні умови ущільнювача. Синій колір відповідає за позначення теплового потоку зсередини ПХ назовні, а червоним – ззовні ПХ всередину. Ідеально ізольована гранична умова виділена пунктиром.

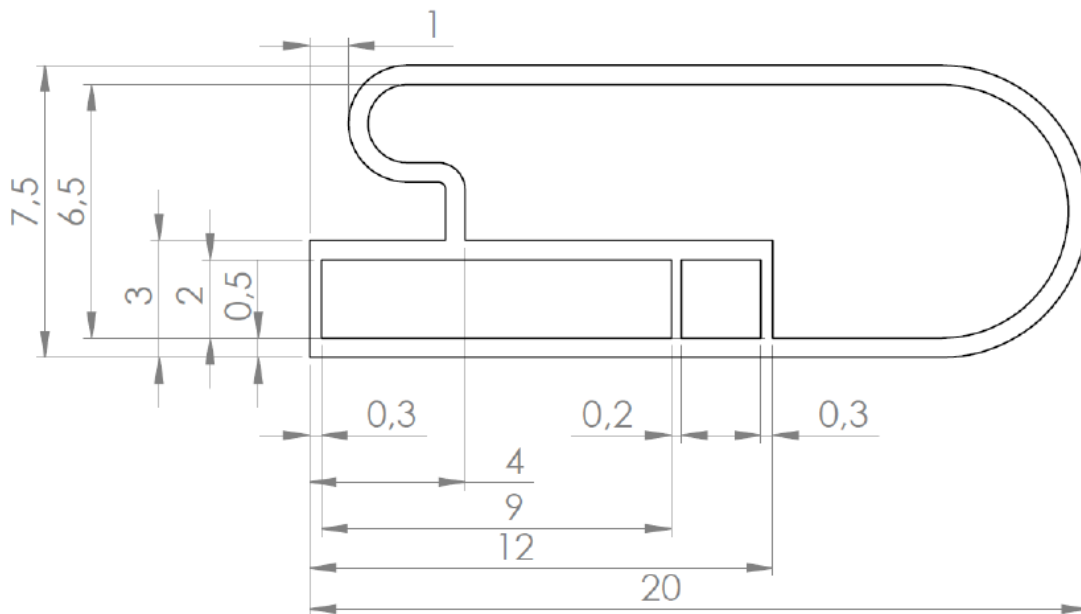


Рисунок 2.9 – Геометрія ущільнювача

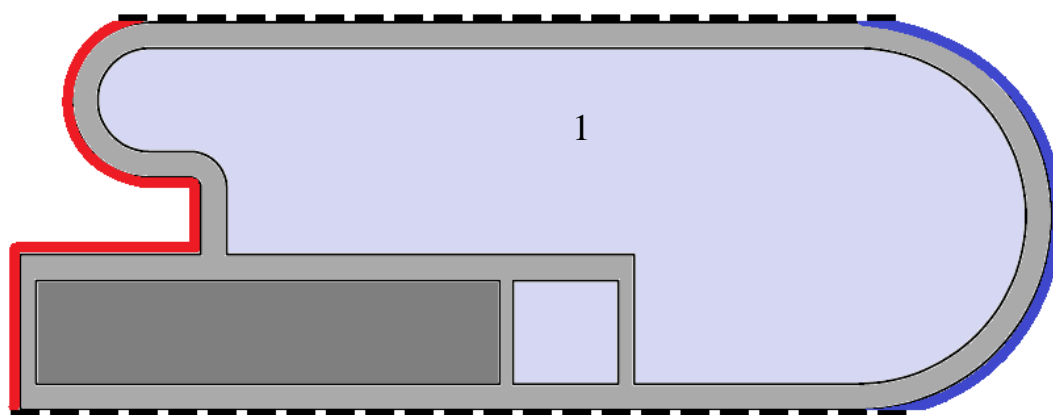


Рисунок 2.10 – Граничні умови ущільнювача

Площа поперечного перерізу 1 (рис. 2.10) становить 31,15 мм<sup>2</sup>. Параметри ущільнювача наведені у таблиці 2.7.

Граничні умови (рис. 2.10) представляють собою природні конвективні потоки, які виникають ззовні та всередині ПХ. Вони визначаються за формулами:

$$q_{0cold} = (T_i - T) \cdot h, \quad (2.23)$$

$$q_{0hot} = (T_a - T) \cdot h, \quad (2.24)$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

де  $h$  - коефіцієнт конвективного теплообміну, тобто середнє і приблизне значення всіх локальних змін повітряних потоків. Цей коефіцієнт визначається за формулами 2.7-2.16.

Таблиця 2.7 – Параметри ущільнювача

Опис	Позначення	Значення
Товщина ущільнювача	$T_{gasket}$	7,5 мм
Ширина ущільнювача	$W_{gasket}$	20 мм
Температура навколишнього середовища	$T_e$	32 або 16 °C
Температура камери холодильника	$T_i$	-18 або 4 °C

На рисунку 2.10 чорними пунктирними лініями показана гранична умова теплоізоляції. Вона передбачає, що градієнт температури перетікає через зазначену межу, а отже, тепловий потік рівний нулю. Ця умова теплової ізоляції використовується лише для порівняння кількості тепла, яке передається через ущільнювач.

Остання тепла умова, яка використовується при моделюванні – це умова теплової симетрії. Вона застосовується для кінцевих поперечних перерізів (рис. 2.11). Ця гранична умова рівна граничній умові теплоізоляції. Симетрична гранична умова стверджує, що тепловий потік через граничну умову дорівнює нулю.

Стінки на кінцях ущільнювача (рис. 2.12) створюють закритий об'єм регульованого потоку, оскільки умови без ковзання передбачають, що швидкість рідини для нерухокої стінки без ковзання відносно швидкості стінки дорівнює нулю (див. розділ 2.2).

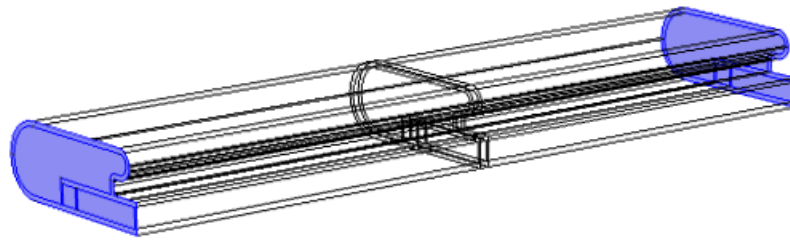
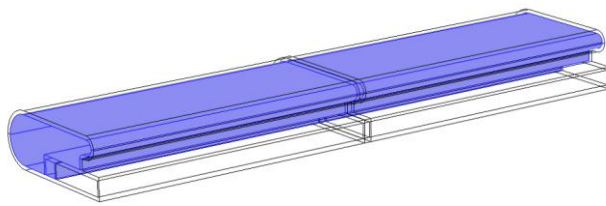
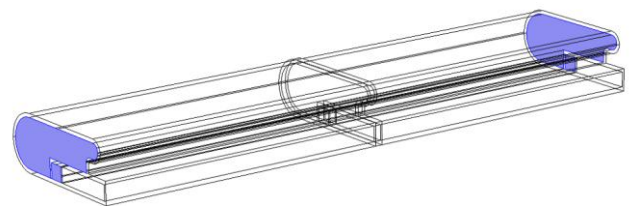


Рисунок 2.11 – Симетрична гранична умова



а)



б)

Рисунок 2.12 – Стінки ущільнювача:

а – ковзання відсутнє на стінках; б – ковзання відсутнє на кінцях

Теоретично найбільш оптимальною конструкцією ущільнювача був би ущільнювач із нерухомим повітрям всередині кишень. Однак, оскільки максимальна швидкість повітряного потоку в ущільнювачі залежить від висоти ущільнювача, то нерухомого повітря можна досягнути лише за умови нескінченної висоти ущільнювача.

В реальних умовах неможливо забезпечити ущільнювач із такими параметрами, тому для моделювання використовувалось значення, яке становить 95% від максимальної швидкості потоку, тобто висота всіх ущільнювачів буде становить 95%.

За результатами моделювання було встановлено залежність максимальної швидкості потоку від висоти ущільнювача (рис. 2.13) [МРМА 25.00.00.000 РР2].

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

В точці перетину ліній  $V_{95}$  та  $V_{max}$  значення висоти ущільнювача відповідає 0,08 м. Ця висота була обрана як еталонне значення.

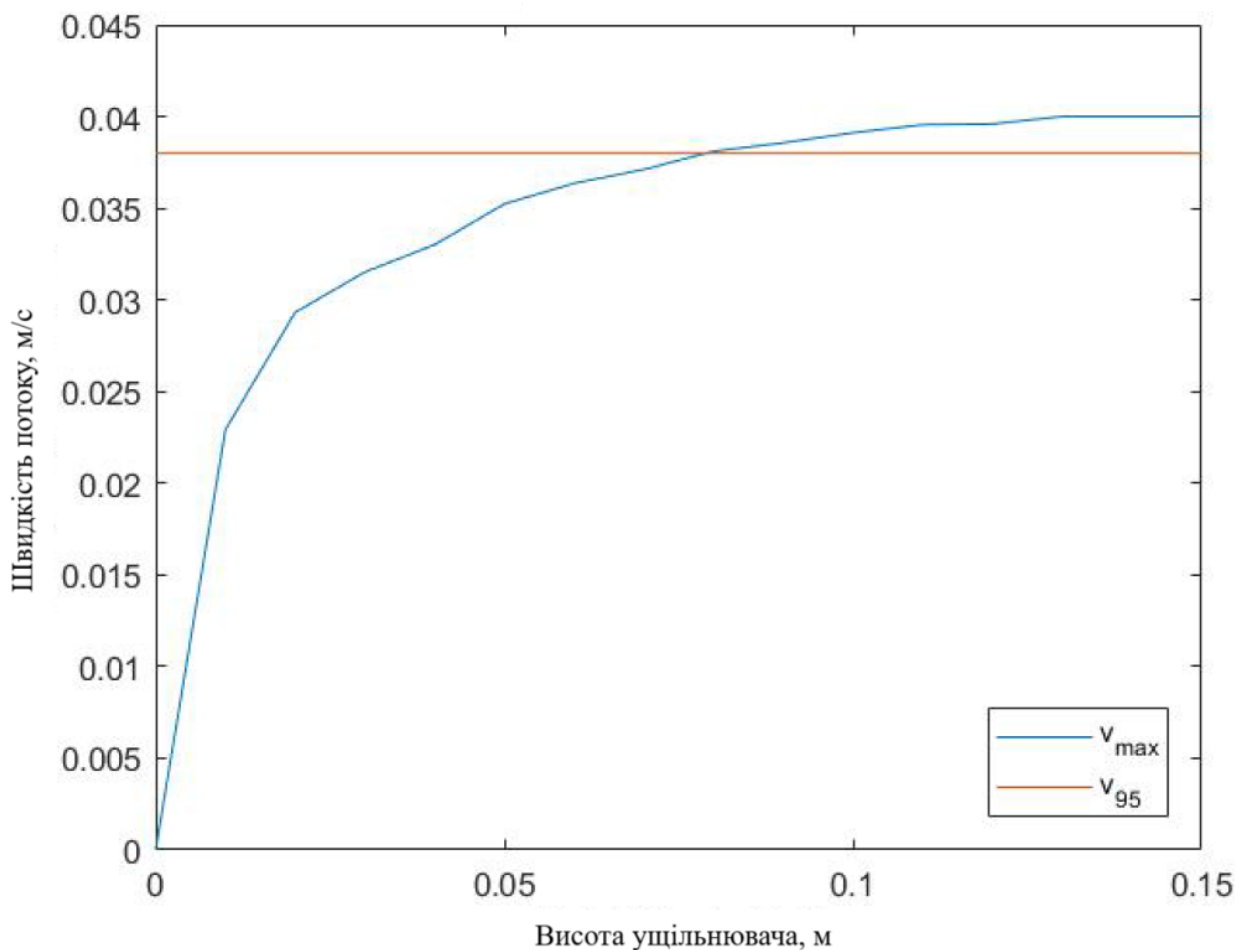
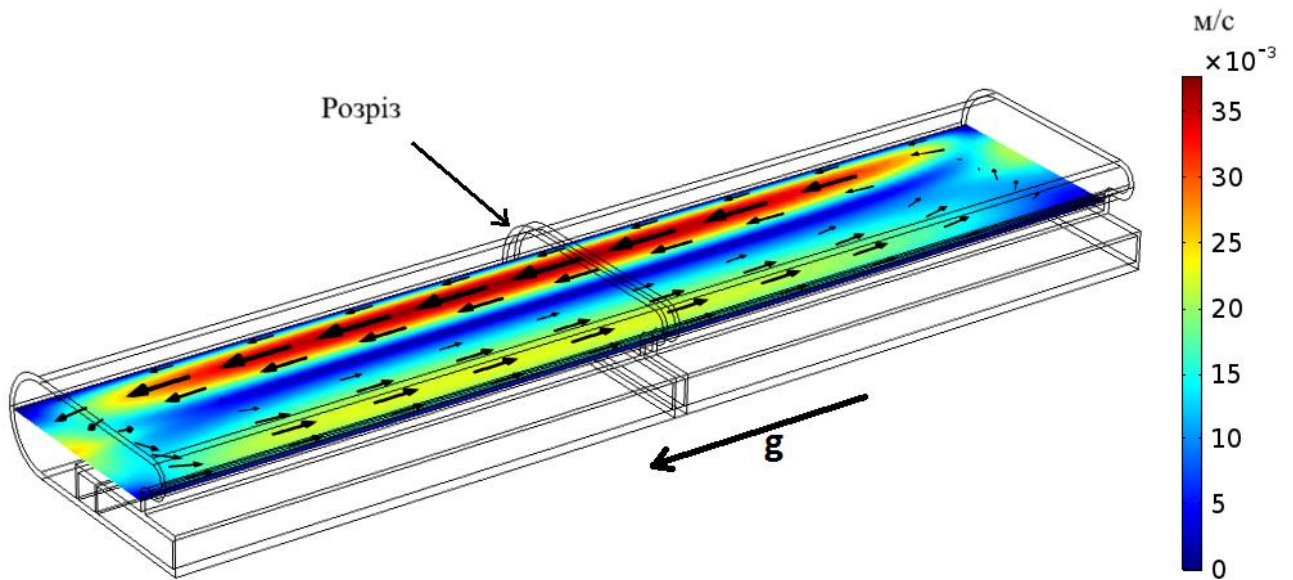


Рисунок 2.13 – Залежність між висотою ущільнювача та швидкістю потоку

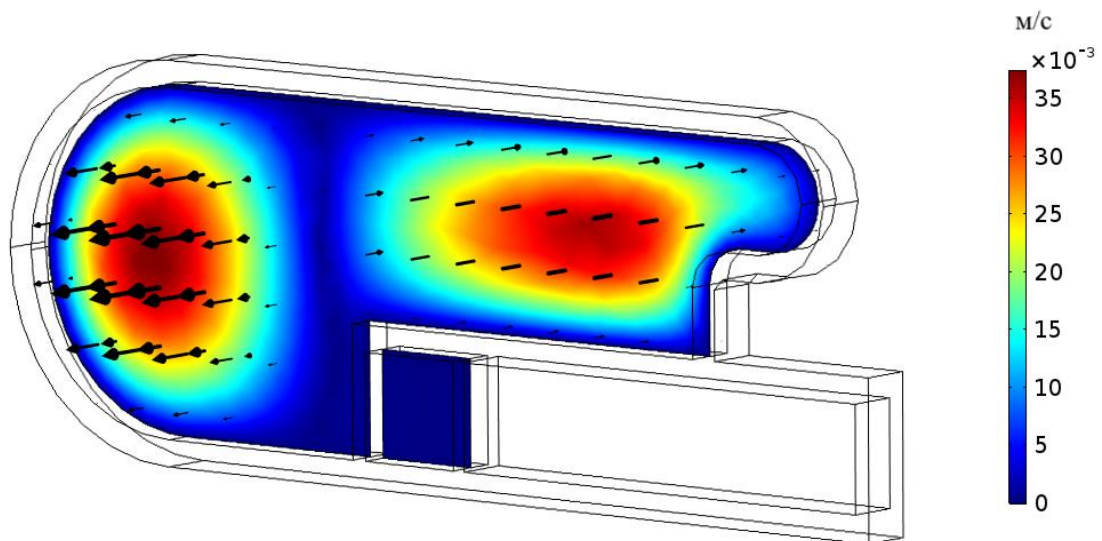
Схему руху повітря всередині ущільнювача висотою 0,08 м показано на рисунку 2.14, а [МРМА 25.00.00.000 РР2]. Максимальний потік повітря відповідає висоті 0,04 метра. Ущільнювач в розрізі наведено на рисунку 2.14, б. Абсолютна швидкість потоку всередині ущільнювача коливається в межах від 0 до 0,035 м/с.

Втрати теплової енергії в розрізненій області ущільнювача визначаються для чотирьох різних конфігурацій шляхом інтегрування нормального сумарного теплового потоку по поверхні. Кожна конфігурація має різну температурну різницю. Кількість переданого тепла через ущільнювач для чотирьох різних конфігурацій наведена в таблиці 2.8.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата



а)



б)

Рисунок 2.14 – Схема потоку всередині ущільнювача:

а – потік по площині ущільнювача; б – в розрізі

В першому рядку таблиці 2.8 описано кількість тепла, яке було передано через ущільнювач без потоку. В такому випадку потік повітря всередині повітряних кишень ущільнювача рівний нулю. Приклад таких умов наведено на рисунку 2.15. Кількість тепла, яке передається в такому випадку через ущільнювач

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

MPMA 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

53

без потоку на 5% менший у порівнянні із варіантом, коли використовується ущільнювач із тими самими параметрами але із потоком, який був утворений конвекцією.

Таблиця 2.8 – Передачі тепла через ущільнювач на метр довжини

Температура навколишнього середовища, °С	Температура відсіку, °С	Тепло, що передається, Вт/м
32	-18	0,558
32	-18	0,586
16	-18	0,371
32	4	0,294
16	4	0,111

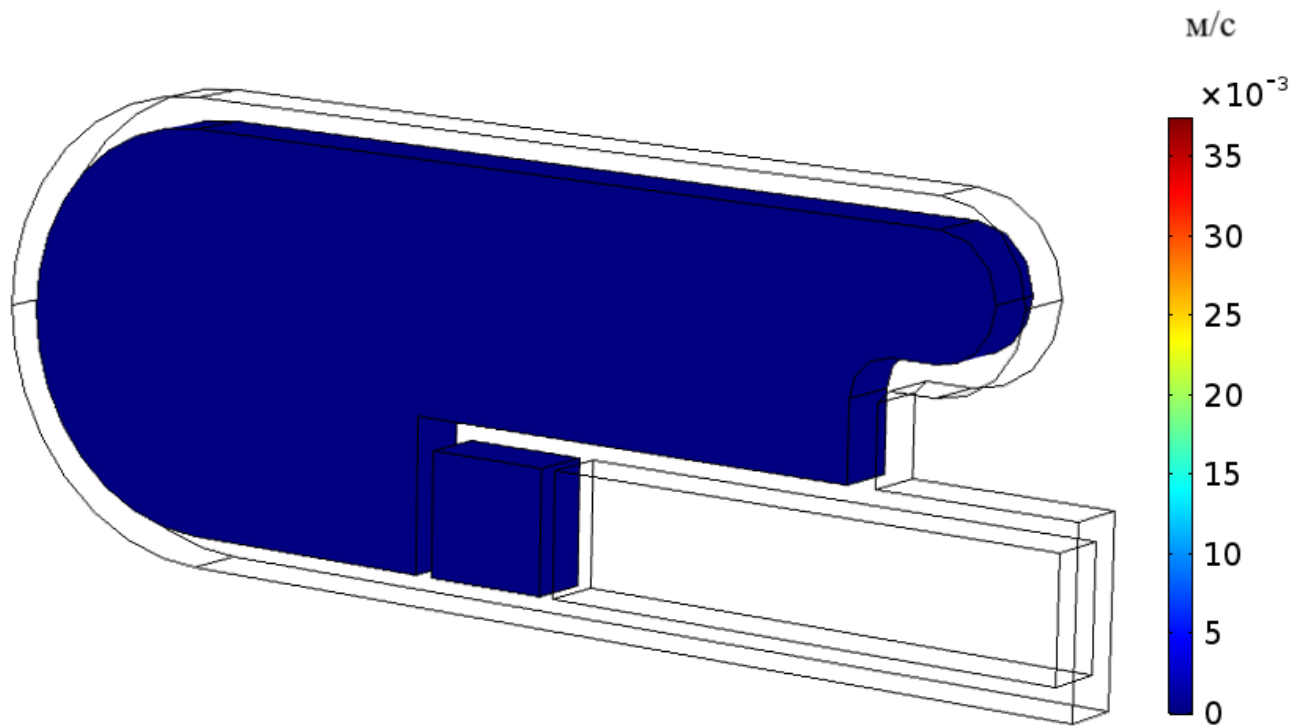


Рисунок 2.15 – Швидкість руху повітря в кишнях ущільнювача без потоку

## Висновки до другого розділу

В другому розділі було проведено моделювання теплових втрат та ламінарного потоку в площині холодильника. Для моделювання було побудовано двовимірну та тривимірну модель у програмному комплексі SolidWorks, після чого отримані моделі побутового холодильника були завантаженні у програмний комплекс COMSOL Multiphysics. В цьому програмному комплексі було визначено теплові втрати в конструктивних елементах холодильника, а саме у дверцятах холодильного відсіку, в самому холодильному відсіку, у дверцятах морозильного відсіку та в самому морозильному відсіку.

Крім того, всі вищенаведені моделювання теплових втрат були також проведені для ущільнювача. За результатами побудованих моделей встановлено, що найбільші теплові втрати відбуваються в площині ущільнювача, який розташований між морозильної камерою та холодильною камерою побутового холодильника. Ці втрати становлять 60% від загальних теплових втрат ПХ.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		55

## 3 ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

### 3.1 Розробка проєкту конструкції корпусу побутового холодильника

В будь-якому двокамерному побутовому холодильнику можна виділити три основні перерізи, а саме: правий, передній та верхній. Для вдосконалення енергоспоживання ПХ необхідно вдосконалити конструкцію холодильника з огляду на його тепловтрати, які були змодельовані у розділі 2.

Вдосконалення в межах верхнього перерізу можна провести шляхом вдосконалення конструкції поперечного перерізу з метою зменшення тепловтрат, тобто покращення теплового бар'єру дверцят, а також конструкцією, в якій збільшено товщину теплоізоляційного шару із поліуретанової піни (ППП) в задній частині холодильника. На рисунку 3.1 наведено варіанти виконання поперечного перерізу.

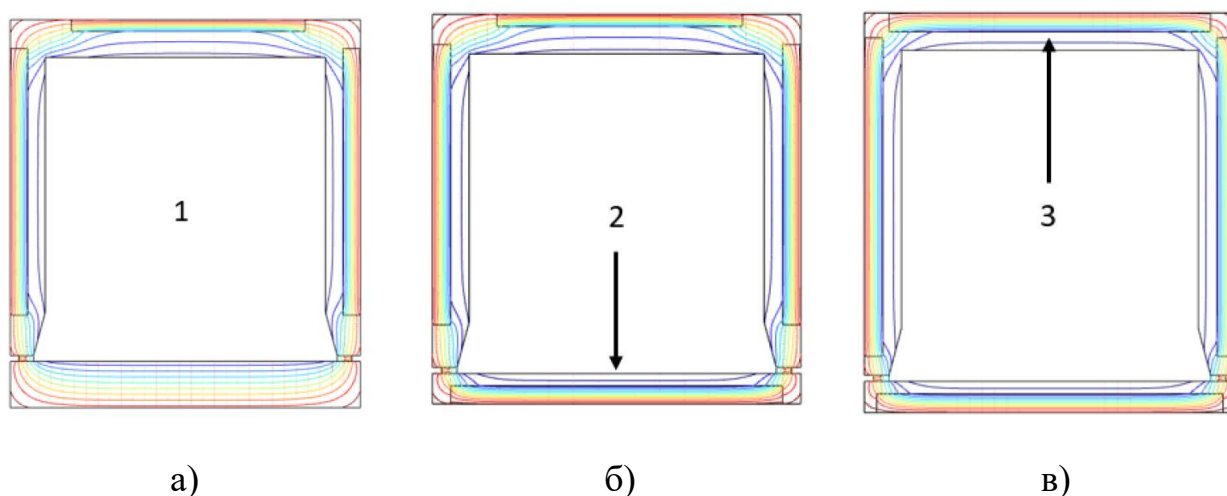


Рисунок 3.1 – Вдосконалення конструкції перерізу холодильника:  
а – початкова конструкція; б – із ізоляційною панеллю по передній стінці,  
товщиною 20 мм; в – із ізоляційною панеллю по задній стінці,  
товщиною 30 мм

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
56

При вдосконаленні поперечного перерізу шляхом додавання вакуумної ізоляційної панелі в дверцята, визначення теплового мосту було відповідно до рисунку 3.2. Тепловий міст представляє собою приклад теплопровідного теплообміну через різні шари матеріалу. Швидкість такого обміну залежить від товщини шару матеріалу та коефіцієнту теплопровідності. Тепло завжди обирає шлях з найвищою теплопровідністю, і цей шлях представляє собою тепловий міст.

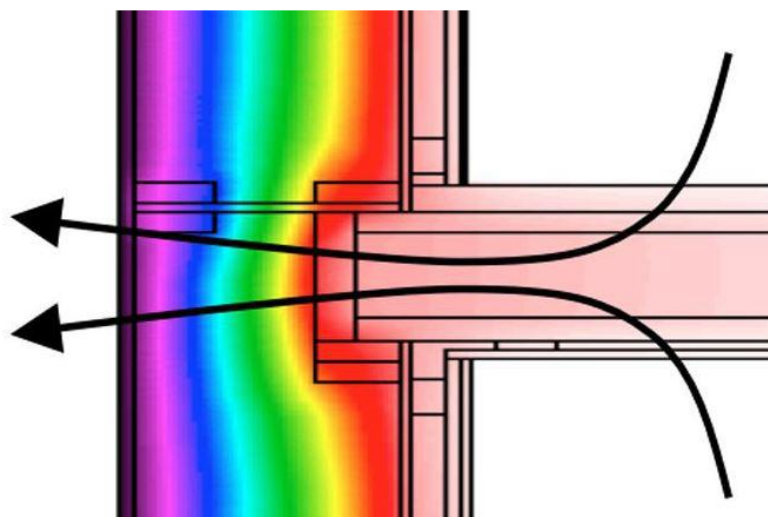


Рисунок 3.2 – Тепловий міст дверцят холодильника

Окрім запропонованого на рисунку 3.1, б варіанту вдосконалення конструкції ПХ шляхом додавання вакуумної ізоляційної панелі товщиною 30 мм, другий варіант вдосконалення (рис. 3.1, в) передбачає збільшення товщини цієї панелі до 30 мм. Крім того, з метою збереження об'єму відсіків холодильної та морозильної камер, пропонується виконати зменшення товщини задньої стінки із 80 мм до 60 мм. З метою зменшення розмірів теплових мостів у кутках конструкції ПХ, пропонується також збільшити довжину всіх вакуумно ізольованих панелей, окрім тих, що розташовуються всередині дверцят.

В подальшому пропонується вдосконалити конструкцію, наведену на рисунку 3.1, б, тобто другий варіант вдосконалення, до третього варіанту. Вдосконалення передбачено шляхом зменшення зазору між стінкою холодильника та вакуумними ізоляційними панелями (рис. 3.3).



Таблиця 3.1 – Порівняння тепловтрат вдосконаленої конструкції верхньої площини перерізу у порівнянні із початковою конструкцією ПХ

Етап вдосконалення конструкції	Тепловтрати, Вт/м		Зміна тепловтрат, %
	$q_{door}$	$q_{total}$	
Початкова модель	4,18	10,94	-
Конструкція 2	2,3	8,87	19
Конструкція 3	2,03	7,5	31
Конструкція 4	1,99	6,92	37
Конструкція 5	1,52	6,66	39

Отже, при вдосконаленні конструкції у верхній площині перерізу можна досягнути зменшення тепловтрат на 39% шляхом застосування наступних змін:

- додавання теплоізоляційної панелі по передній стінці, товщина 20 мм;
- додавання теплоізоляційної панелі по задній стінці, товщина 30 мм та зменшення товщини стінки з 80 до 60 мм;
- зменшення зазору між стінкою ПХ та ізоляційною панеллю;
- зміна геометрії в районі розміщення ущільнювача;
- збільшення довжини теплоізоляційної панелі.

При вдосконаленні конструкції в передній площині перерізу передбачається три етапи, які наведені на рисунку 3.4. Перший етап вдосконалення (рис. 3.4, б) полягає у збільшенні розміру вакуумних ізоляційних панелей, завдяки чому досягається зменшення розміру теплового мосту та збільшення довжини теплового шляху в кутах камери ПХ. За результатами моделювання, описаного у розділі 2, на цьому етапі досягається зменшення теплових втрат на 28%.

Наступний етап передбачає додавання вакуумної ізоляційної панелі (ВІП) в нижній частині ПХ, товщина панелі складає 30 мм (рис. 3.4, в). Аналогічно до вдосконалення холодильної камери, у морозильній камері також пропонується зменшити товщину стінки ПХ з 80 до 60 мм з метою збереження об'єму камери.





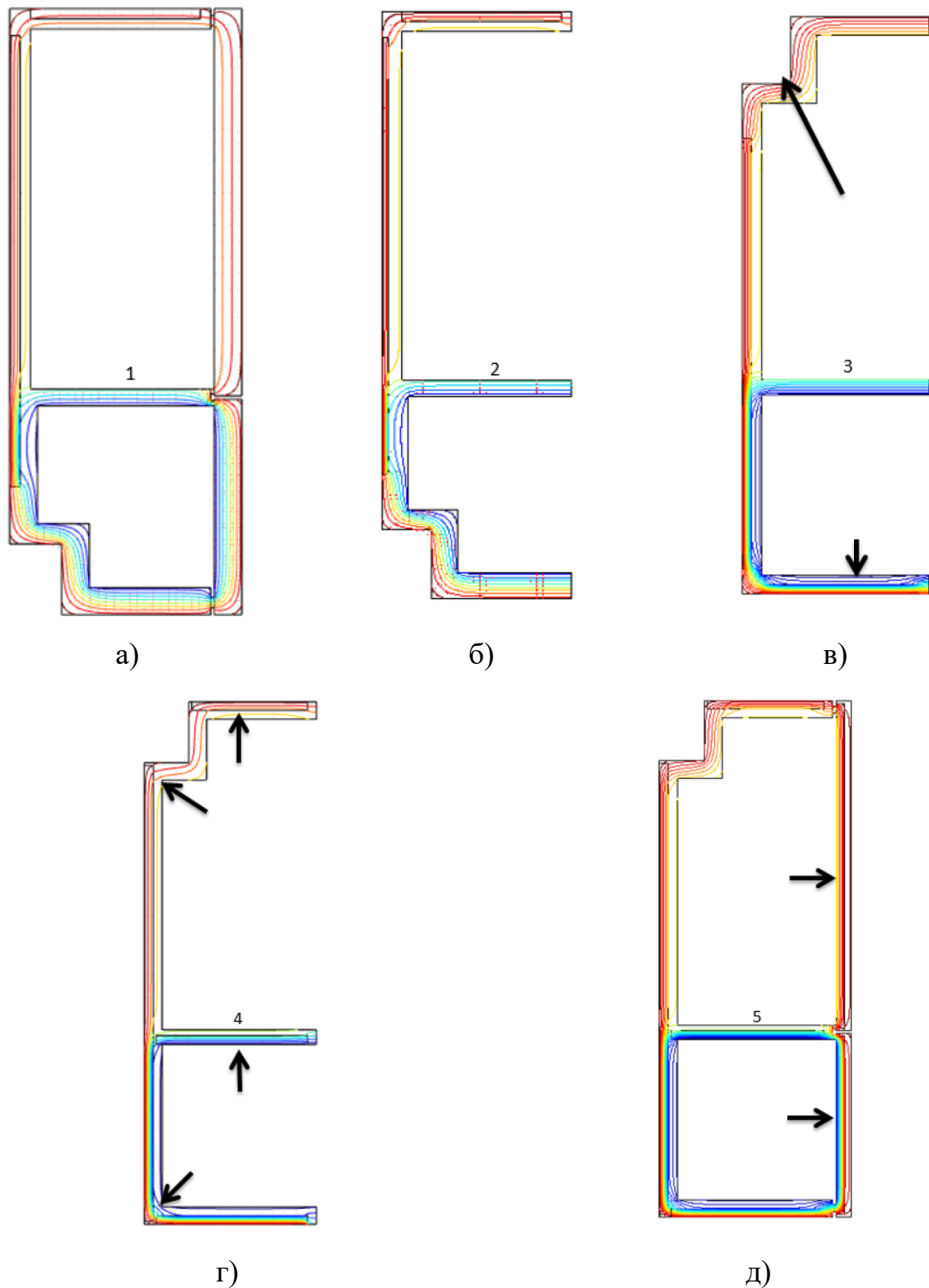


Рисунок 3.5 - Вдосконалення конструкції ПХ в правій площині перерізу:  
 а – початкова конструкція; б – початкова конструкція без дверцят; в – зміна  
 розташування компресора; г – розміщення ВІП між холодинною та  
 морозильною камерами; д – остаточна конструкція

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
62







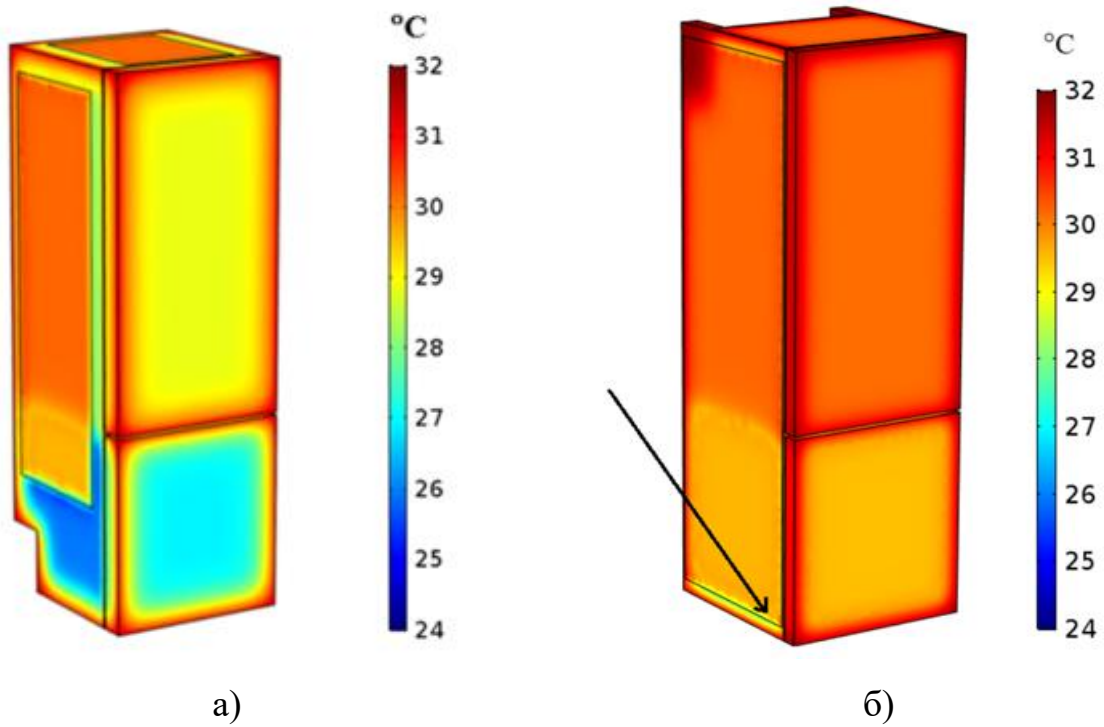


Рисунок 3.7 – Розподіл температур по тривимірній моделі ПХ:  
а – початкова конструкція; б – вдосконалена конструкція

Таблиця 3.5 – Порівняння тепловтрат вдосконаленої конструкції тривимірної моделі у порівнянні із початковою конструкцією ПХ

Конструкція	Тепловтрати, Вт/м					Зміна тепловтрат, %
	$q_{door}$	$q_{doorfr}$	$q_{fresh}$	$q_{zstar}$	$q_{total}$	
Початкова	5,19	5,44	13,35	21,91	35,26	-
Вдосконалена	2,04	2,15	9,34	11,15	20,5	42%

### 3.2 Вдосконалення ущільнювача побутового холодильника

#### 3.2.1 Ущільнювач з круглими камерами

Як це описувалось у розділі 2.3, найбільша кількість тепла втрачається в ущільнювачі між холодильною та морозильною камерою. Окрім запропонованого вдосконалення конструкції ПХ, яке полягає у додаванні ВІП у верхню частину



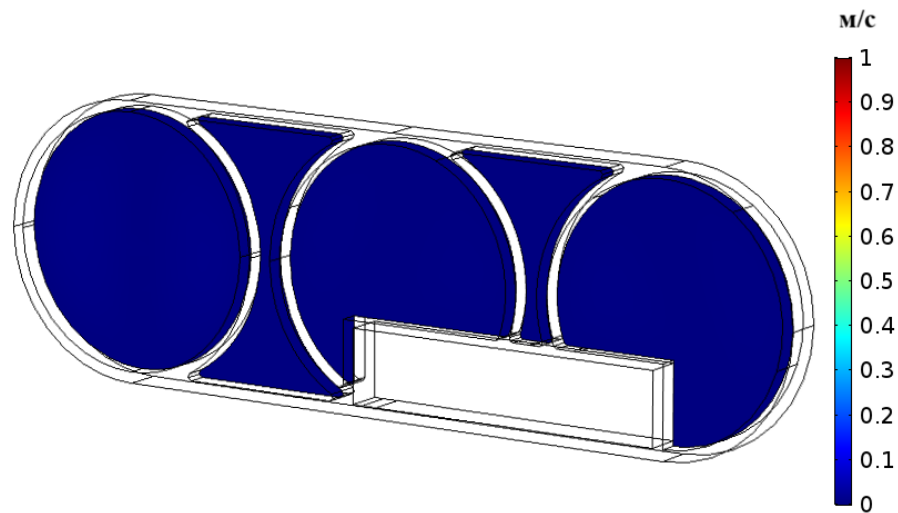


Рисунок 3.9 – Моделювання руху повітря в ущільнювачі в умовах відсутності потоку

Таблиця 3.6 – Тепловтрати в ущільнювачі

Температура навколишнього середовища, °С	Температура камери, °С	Тепловтрати, Вт/м	Зміна тепловтрат відносно початкової конструкції, %
32	-16	0,465	-17

В реальних умовах в ущільнювачі відбувається потік повітря із певною швидкістю. Швидкість потоку в ущільнювачі з круглою камерою наведено на рисунку 3.10.

Як видно з рисунку 3.10 [МРМА 25.00.00.000 ДД], за результатами моделювання залежності швидкості потоку від висоти ущільнювача, найбільш оптимальною була висота у 0,014 м. Було проведено моделювання потоку повітря в камерах ущільнювача, результати якого наведені на рисунку 3.11 [МРМА 25.00.00.000 ДД].

За результатами моделювання встановлено, що найвища швидкість спостерігається в першій камері зліва зі сторони холодного відсіку. В зв'язку з

цим в цій камері спостерігається найвища теплопровідність та різниця температур між правою та лівими частинами камери ущільнювача.

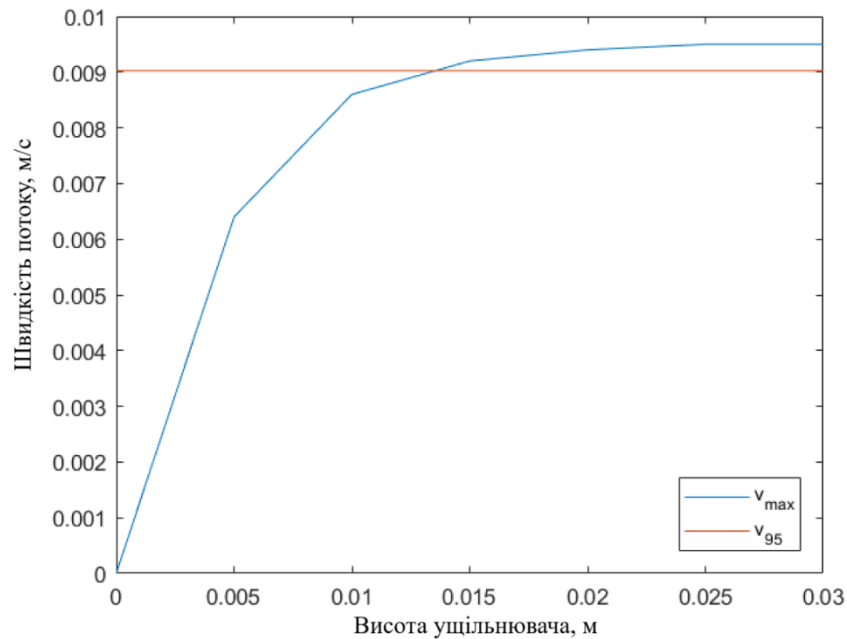


Рисунок 3.10 – Залежність швидкості повітряного потоку від висоти ущільнювача (три круглі камери)

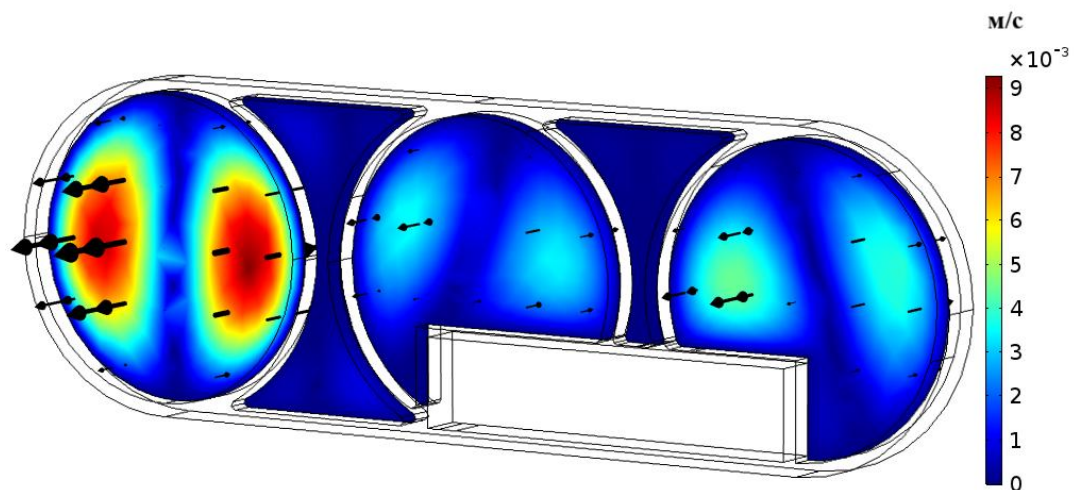


Рисунок 3.11 – Швидкість потоку в круглих камерах ущільнювача

Значна різниця температур в камері пояснюється високою теплопровідністю. В інших камерах ущільнювача спостерігається низька різниця температур та низька швидкість потоку (рис. 3.12).

Тепловтрати через ущільнювач із круглими камерами у порівнянні із початковою формою ущільнювача наведені у таблиці 3.7.

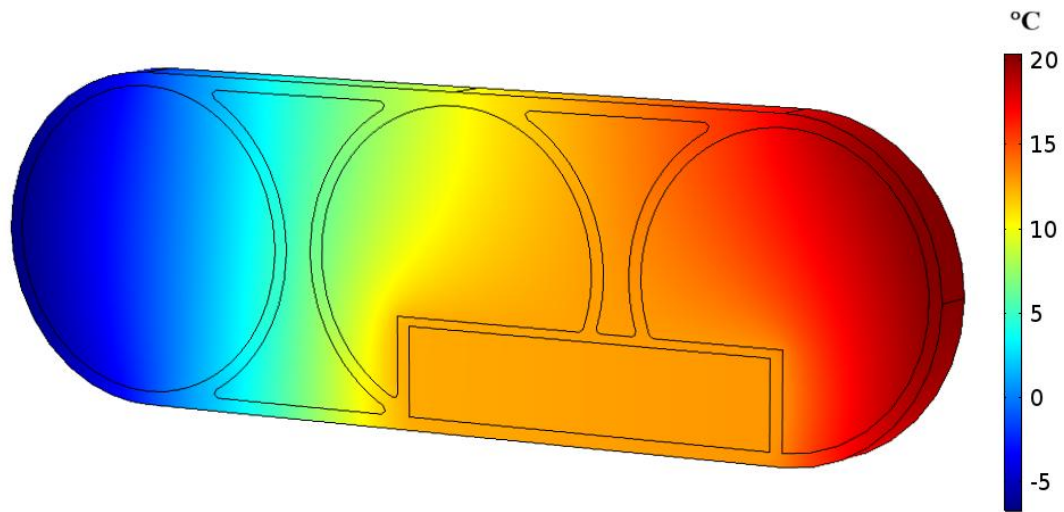


Рисунок 3.12 – Розподіл температур в круглих камерах ущільнювача

Таблиця 3.7 – Порівняння тепловтрат в ущільнювачі із трьома круглими камерами у порівнянні із ущільнювачем початкової форми

Температура навколишнього повітря, °C	Температура відсіку, °C	Тепло, що передається, Вт/м	Різниця тепловтрат у порівнянні із початковою формою, %
16	4	0,094	-15
32	4	0,246	-16
16	-18	0,303	-18
32	-18	0,469	-20
32	-18	0,465	

Як видно з таблиці 3.7, використання такої вдосконаленої конструкції ущільнювача забезпечить зменшення тепловтрат через ущільнювач на 20%.



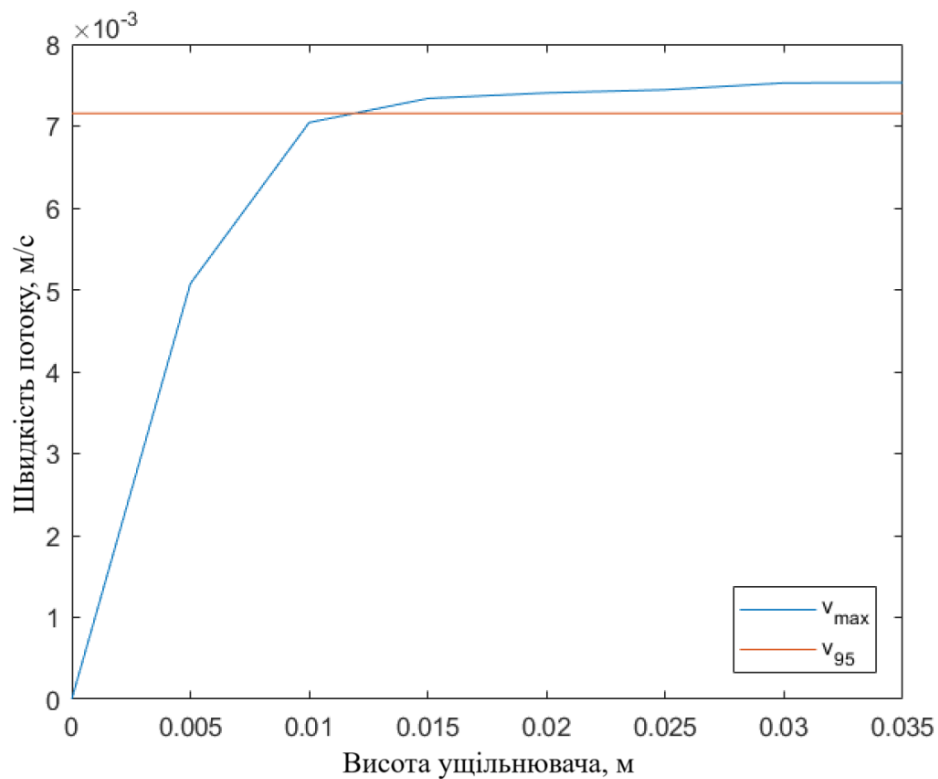


Рисунок 3.14 – Залежність швидкості повітряного потоку від висоти ущільнювача (чотири круглі камери)

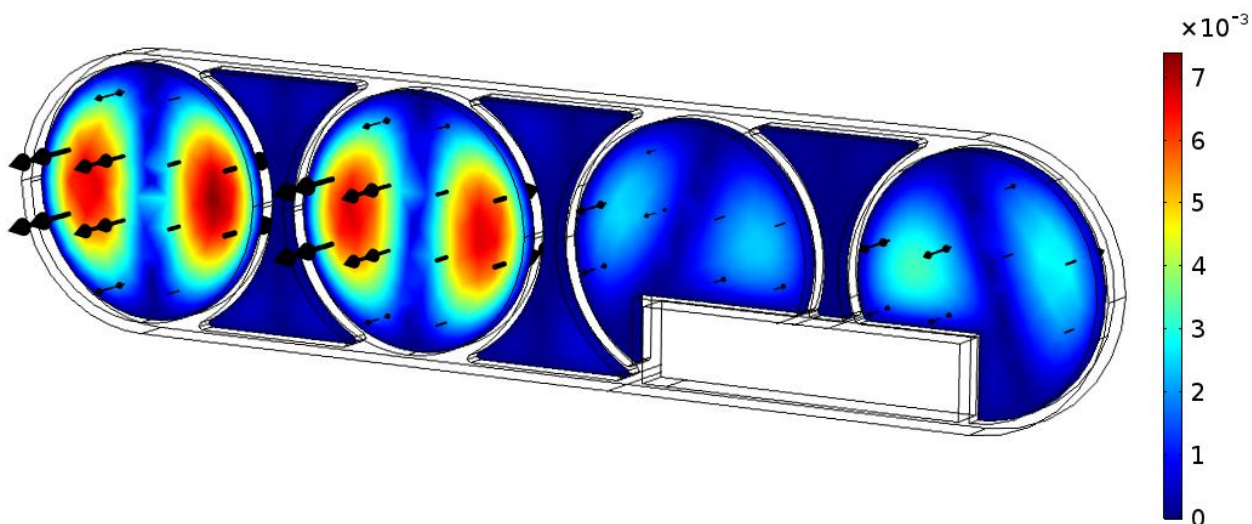


Рисунок 3.15 – Швидкість потоку в камерах ущільнювача (чотири камери)

В таблиці 3.8 наведено значення тепловтрат в ущільнювачі із чотирма камерами у порівнянні із початковою конструкцією ущільнювача.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
72

Таблиця 3.8 – Порівняння тепловтрат в ущільнювачі із чотирма круглими камерами у порівнянні із ущільнювачем початкової форми

Температура навколишнього повітря, °С	Температура відсіку, °С	Тепло, що передається, Вт/м	Різниця тепловтрат у порівнянні із початковою формою, %
16	4	0,074	-33
32	4	0,19	-36
16	-18	0,231	-38
32	-18	0,355	-39

Отже, у випадку використання ущільнювача із трьома круглими камерами, досягається зменшення тепловтрат на 20% та зменшення витрат матеріалу на 7% при виготовленні ущільнювача. У випадку використання ущільнювача із чотирма круглими камерами можна досягнути зменшення тепловтрат приблизно на 36%, але при цьому на 27% збільшується витрата матеріалу на виготовлення ущільнювача.

### 3.2.2 Ущільнювач із ромбоподібними камерами

В якості одного із варіантів вдосконалення ущільнювача також розглядається варіант ущільнювача із ромбоподібними камерами (рис. 3.16) [МРМА 25.00.00.000 ДД]. У порівнянні із початковою формою ущільнювача, в якого поперечний переріз становив 31,15 мм<sup>2</sup>, поперечний переріз такого варіанту ущільнювача становить 23,29 мм<sup>2</sup>. В такому випадку різниця в кількості матеріалу для виготовлення такого ущільнювача складає на 25% менше.

У порівнянні із ущільнювачем з круглими камерами, у випадку ущільнювача із ромбоподібними камерами запропоновано зменшити товщину

стінок з 0,5 мм до 0,2 мм, за рахунок чого можна збільшити кількість ребер (ромбів) всередині ущільнювача та зменшити площу теплового контакту.

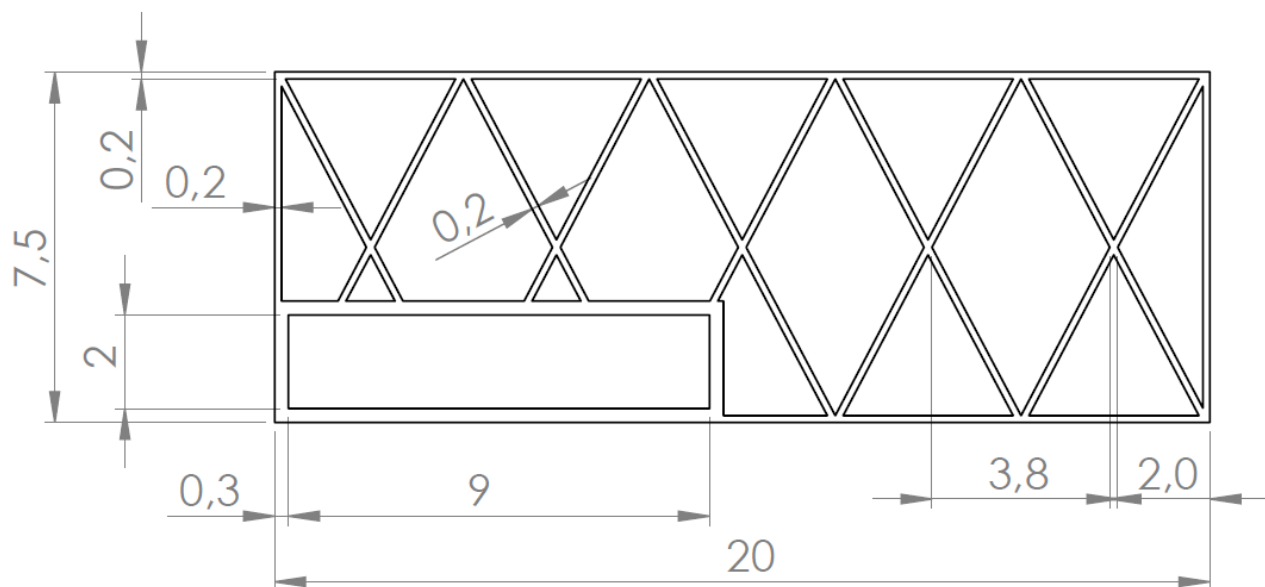


Рисунок 3.16 – Конструкція ущільнювача із ромбоподібними камерами

У порівнянні із повітрям, стінки корпусу ущільнювача мають вищу теплопровідність. З метою зменшення теплового мосту над корпусом рекомендується зменшити товщину стінок з 0,5 мм або 0,3 мм до мінімально можливої товщини при виготовленні методом екструзії, тобто до 0,2 мм.

Також, такому ущільнювачу характерне ще одне вдосконалення, яке полягає у зміні геометрії, тобто переходу від круглих до плоских бічних стінок ущільнювача. Теоретично в такому випадку відбудеться зменшення поверхні, яка контактує з повітрям зовні та всередині ПХ. Зменшення контактної поверхні ( $R_{cont}$ ) у порівнянні із ущільнювачем з круглими камерами становить 36,3 % відповідно до формули:

$$R_{cont} = \frac{\pi \frac{x}{2} - x}{\pi \frac{x}{2}} \cdot 100, \quad (3.1)$$

де  $x$  – це товщина ущільнювача, мм.

У конструкції ущільнювача, що пропонується, товщина становить 7,5 мм. Але слід відзначити, що зменшення товщини стінок ущільнювача може призвести до зменшення його міцності. Такий недолік буде характерним для ущільнювача із круглими камерами. У випадку ущільнювача із ромбоподібними камерами, камери будуть виступати ребрами жорсткості конструкції і, теоретично, міцність ущільнювача не зменшиться при зменшенні товщини стінок.

Зменшення камер призводить до зменшення швидкості потоку повітря. Аналогічно до початкової конструкції ущільнювача, для цього варіанту ущільнювача було виконано моделювання теплового потоку (рис. 3.17) [МРМА 25.00.00.000 ДД].

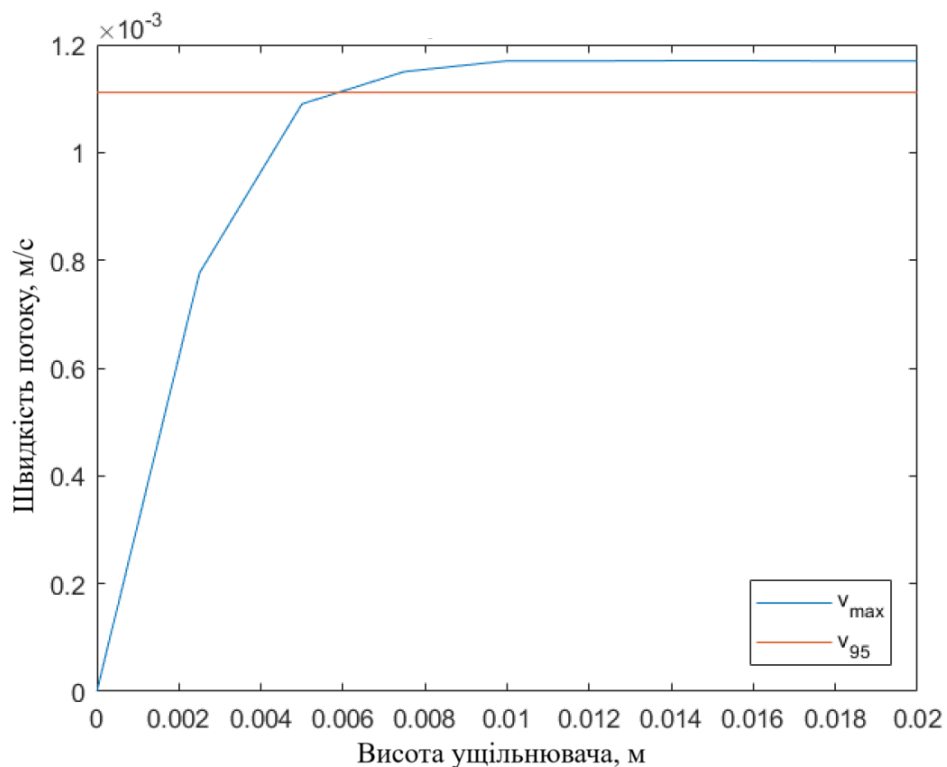


Рисунок 3.17 - Залежність швидкості повітряного потоку від висоти ущільнювача (ромбоподібні камери)

Відповідно до рисунку 3.17, для визначення теплового опору ущільнювача встановлено на значенні 0,006 м. Швидкість потоку повітря в ромбоподібних камерах ущільнювача наведено на рисунку 3.18 [МРМА 25.00.00.000 ДД].



спостерігається загальна тенденція до зменшення тепловтрат при збільшенні кількості камер в ущільнювачі та зменшенні товщини стінок цих камер.

Таблиця 3.9 – Порівняння тепловтрат в ущільнювачі із ромбоподібними камерами у порівнянні із ущільнювачем початкової форми

Температура навколишнього повітря, °С	Температура відсіку, °С	Тепло, що передається, Вт/м	Різниця тепловтрат у порівнянні із початковою формою, %
16	4	0,069	-38
32	4	0,185	-37
16	-18	0,228	-39
32	-18	0,355	-39

Аналогічно до ущільнювача із круглими камерами, при моделюванні ущільнювача із ромбоподібними камерами також розглядалось дві конструкції. Друга конструкція ущільнювача наведена на рисунку 3.19 [МРМА 25.00.00.000 ДД].

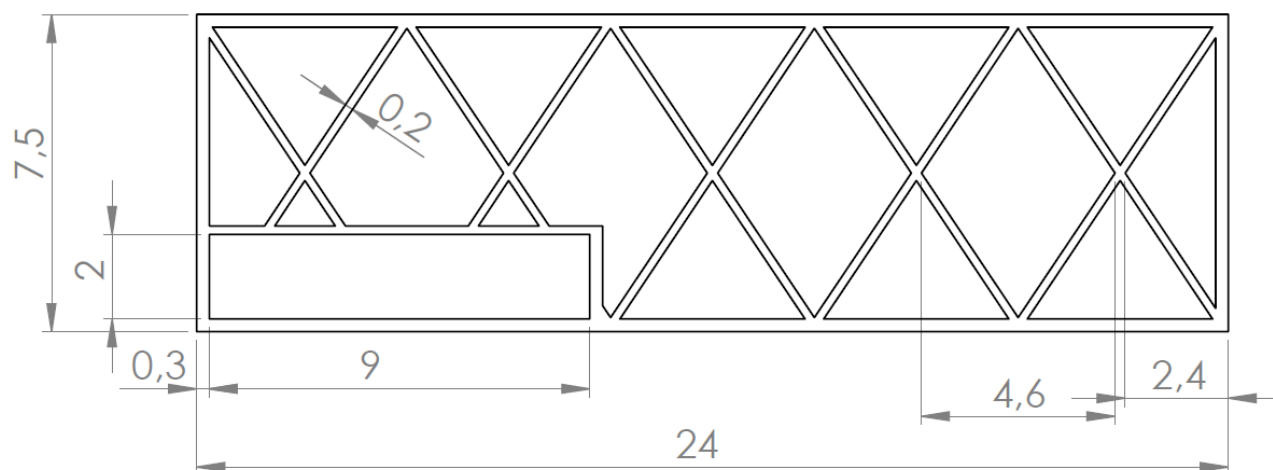


Рисунок 3.19 – Другий варіант конструкції ущільнювача із ромбоподібними камерами (збільшена відстань між камерами)

В цій конструкції розглядаються менш витягнуті по висоті ромби, тобто відбувається збільшення кроку між бічними поверхнями камер. В такому випадку поперечний переріз ущільнювача становить 35,48 мм<sup>2</sup>, в результаті чого витрата матеріалу при виготовленні збільшується на 14% на кожен метр у порівнянні із початковою конструкцією ущільнювача.

При зміні геометрії камер з круглої та пласкої форми зменшується довжина поверхні, що контактує з повітрям ззовні та в площині ПХ. Зменшення контактної поверхні ( $x$ ) становить 36,3% відповідно до формули:

$$x = \frac{\pi \cdot \frac{D}{2} - D}{\pi \cdot \frac{D}{2}} \cdot 100, \quad (3.1)$$

де  $D$  – це ширина ущільнювача, мм. Шириною ущільнювача є відстань між центрами зовнішніх кіл у випадку ущільнювача із чотирма круглими камерами (рис. 3.13).

Залежність швидкості повітряного потоку від висоти ущільнювача (із збільшеною відстанню між камерами) наведено на рисунку 3.20 [МРМА 25.00.00.000 ДД]. Діапазон швидкості потоку повітря в площині ущільнювача лежить в межах від 0 до 0,0014 м/с (рис. 3.21) [МРМА 25.00.00.000 ДД].

Завдяки такій геометрії повітряних камер в ущільнювачі забезпечується нижча швидкість потоку повітря, в результаті чого зменшується тепловий опір в камерах.

Тепловтрати в такій конструкції ущільнювача наведені у таблиці 3.10. Як видно з таблиці 3.10, при такій конструкції забезпечуються ще менші тепловтрати тепла, але при цьому зростає кількість матеріалу, необхідного для виготовлення такого ущільнювача.

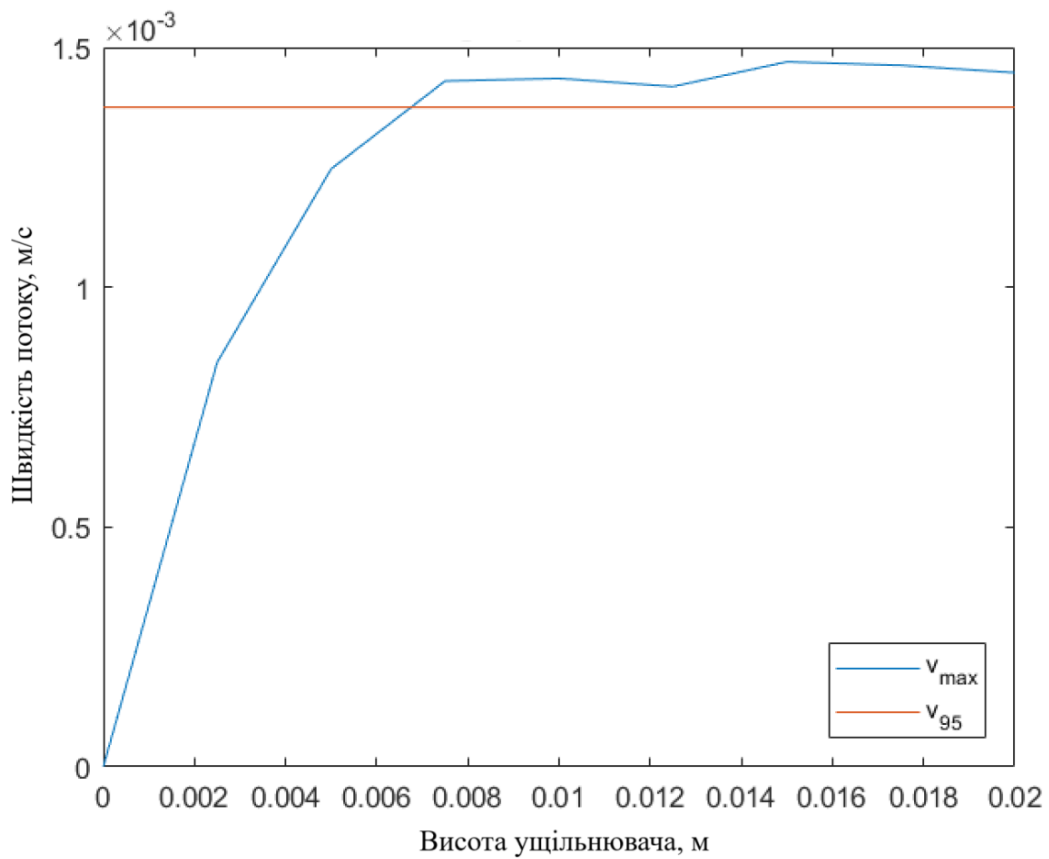


Рисунок 3.20 - Залежність швидкості повітряного потоку від висоти ущільнювача (із збільшеною відстанню між камерами)

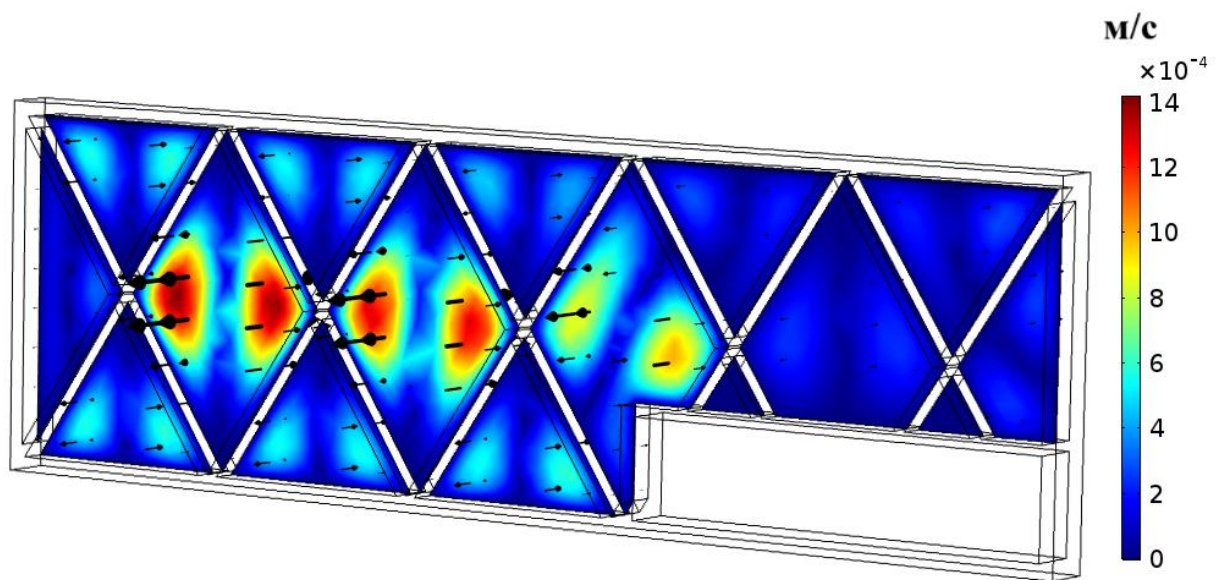


Рисунок 3.21 – Швидкість потоку в ущільнювачі із ромбоподібними камерами (із збільшеною відстанню між камерами)

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
79



використанні вдосконаленої конструкції ущільнювача досягається наступне зменшення тепловтрат:

- ущільнювач із трьома круглими камерами – на 20%;
- ущільнювач із чотирма круглими камерами – на 38%;
- ущільнювач із ромбоподібними камерами – на 38%;
- ущільнювач із ромбоподібними камерами (із збільшеною відстанню між камерами) – на 44%.

Отже, найбільш оптимальним з точки зору зменшення тепловтрат є ущільнювач із ромбоподібними камерами (із збільшеною відстанню між камерами), але в такому випадку на 25% зростає кількість матеріалу, необхідного для виготовлення такого ущільнювача. У випадку ущільнювача із звичайними ромбоподібними камерами зберігається зменшення тепловтрат на 38% та зменшується кількості матеріалу, необхідного на виготовлення такого ущільнювача, на 25%.

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		81

## 4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

### 4.1 Розрахунок впливу конденсатора на теплові втрати конструкції

В початковій конструкції ПХ конденсатор розміщується на задній панелі (рис. 4.1). В загальному при проектуванні побутових холодильників спостерігається тенденція до розміщення конденсаторів по задній стінці ПХ, тобто по тій конструктивній частині холодильника, яка розташовується біля стіни кухні. При цьому стандартна відстань від конденсатора до стіни кухні повинна становити 10 см, а отже загальна відстань між задньою стінкою ПХ та стіною кухні становить 12 см.

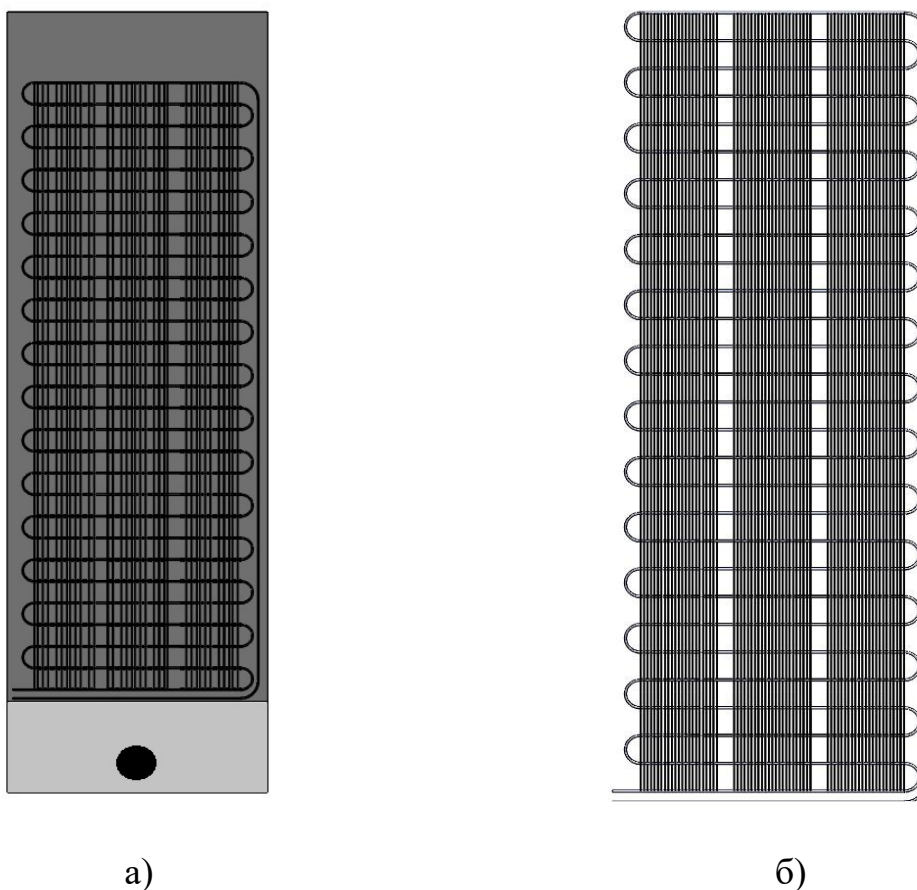


Рисунок 4.1 – Конденсатор побутового холодильника:

а – загальний вигляд; б – конструкція

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
82

Конденсатор – це теплообмінник, призначений для перетворення холодоагенту в рідкий стан із газоподібного. Тепло, яке утворюється конденсатором, передається у навколишнє середовище шляхом конвекції. В результаті підвищується температура повітря та зменшується його густина. Таке явище призводить до утворення над конденсатором висхідного потоку повітря.

Висхідне повітря з трубок, що розташовані в нижній частині конденсатора (рис. 4.1, б) протікає над ребрами та трубками конденсатора, за рахунок чого відбувається посилення конвективного теплообміну. В моделі, що розглядається, відсутні вертикальні стрижні, але наявні горизонтальні.

Компресор, який розташований в нижній частині ПХ під конденсатором (рис. 4.1, а), також має вищу температуру, ніж температура повітря в навколишньому середовищі. За рахунок різниці температур також збільшується конвективний потік повітря, який може збільшити кількість тепла, що передається конденсатором. Слід відзначити, що відносно теплий потік повітря призводить до зменшення різниці температур між трубками конденсатора та потоками повітря.

Конструктивне розташування компресора ПХ є важливим елементом при зменшенні теплового навантаження на корпус. В розділі 3 пропонується змінити розміщення компресора з нижньої частини ПХ у верхню.

Також слід перевірити, чи вплине розташування компресора на кількість тепла, яке передається конденсатором. Крім того, необхідно перевірити важливість геометрії конденсатора. Для цього було створено двовимірну (рис. 4.2) та тривимірну моделі повітряної області.

Предметом дослідження в цьому розділі є рідинна область навколо конденсатора з метою визначення можливості переміщення компресора в ПХ без втрати ефективності та можливості покращення теплообміну конденсатора.

На рисунку 4.2, б наведено граничні умови при моделюванні. Жовтим кольором позначена стіна кухні, червоним – конденсатор та компресор, синім – стінка ПХ, а помаранчевим – відкрита межа з навколишнім повітрям.

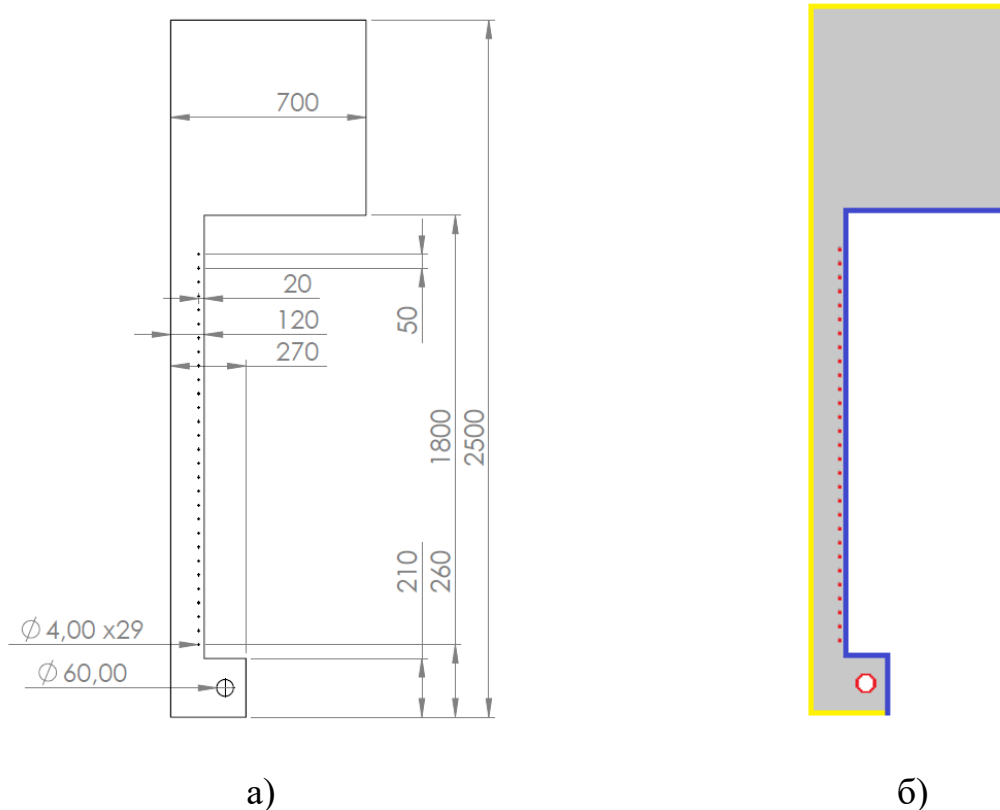


Рисунок 4.2 – Модель для визначення теплообміну конденсатора  
а – кресленик; б – граничні умови моделі

Область, в якій виникає циркуляція холодоагента має висоту 2,5 м. Конденсатор розташовується на відстані 20 мм від задньої стінки ПХ, а відстань між трубками конденсатора становить 50 мм. Інші параметри моделі наведені в таблиці 4.1.

Слід враховувати, що температура задньої стінки залежить від розташування холодильника в площині кухні. При моделюванні це значення для кожного окремого положення були отримані в COMSOL Multiphysics.

Відстань між центральною лінією конденсатора та стіною кухні становить щонайменше 10 см відповідно до інструкції використання ПХ. При цьому відстань від конденсатора до стінки ПХ може бути різною в залежності від конкретної моделі ПХ, але в основному вона становить від 1 до 3 см.

Наявні в моделі граничні умови показані на рисунку 4.2, б. Перша з них – це відкрита гранична для модуля теплопередачі в рідинах. Вона задається для

помаранчевої та жовтої ліній. Ця умова моделюється відповідно до рівнянь 2.4 та 2.5. Для червоної та синьої лінії відповідно компресора та конденсатора і стінки холодильника також використовується гранична умова, яка передбачає, що температура  $T$  завжди рівна заздалегідь визначеній температурі  $T_0$ , тобто:

$$T = T_0. \quad (4.1)$$

Таблиця 4.1 – Параметри двовимірної моделі

Опис	Позначення	Значення
Діаметр компресора	$d_{comp}$	0,06 м
Кількість трубок конденсатор	$N_{tubes}$	29
Відстань між конденсатором та ПХ	$D_{cond}$	0,01 – 0,03 м
Зовнішній діаметр трубок конденсатора	$d_{cond}$	0,004 м
Відстань між стіною кухні та центральною лінією конденсатора	$D_{wall}$	0,10 м
Висота холодильника	$H_{ref}$	1,8 м
Глибина холодильника	$D_{ref}$	0,58 м
Висота рідинної області	$H_{fl}$	2,5 м
Глибина рідинної області	$D_{fl}$	0,7 м
Температура компресора	$T_{comp}$	60 °С
Температура конденсатора	$T_{cond}$	35 °С
Температура навколишнього середовища	$T_a$	20 °С
Температура задньої стінки холодильника	$T_{ref}$	16 – 19 °С

Для елементів ПХ значення  $T_0$  становить:

- 60 °С для компресора;
- 35 °С для конденсатора;
- 16-19 °С для стінок холодильника.

Така гранична умова виникає на межі, яка позначена помаранчевою лінією. Відкрита гранична умова в модулі потоку базується на рівнянні 2.21 для моделювання потоку над границею. Остання гранична умова – це умова відсутності потоку, яка базується на рівнянні 2.20 і застосовується для моделювання потоку над червоними, синіми та жовтими лініями (рис. 4.2, б).

Для області рідини позаду ПХ виконується дослідження двох геометричних областей. Ці області мають по три варіанти можливих конфігурацій конденсатора. Перша область рідини – це область поблизу компресору у нижній частині ПХ, тобто коли компресор розташований поблизу морозильної камери (рис. 4.3, а). Інша область рідини (рис. 4.3, б) – це геометрична область, коли компресор розташований у верхній частині ПХ, тобто запропоноване вдосконалення з метою зменшення теплових навантажень.

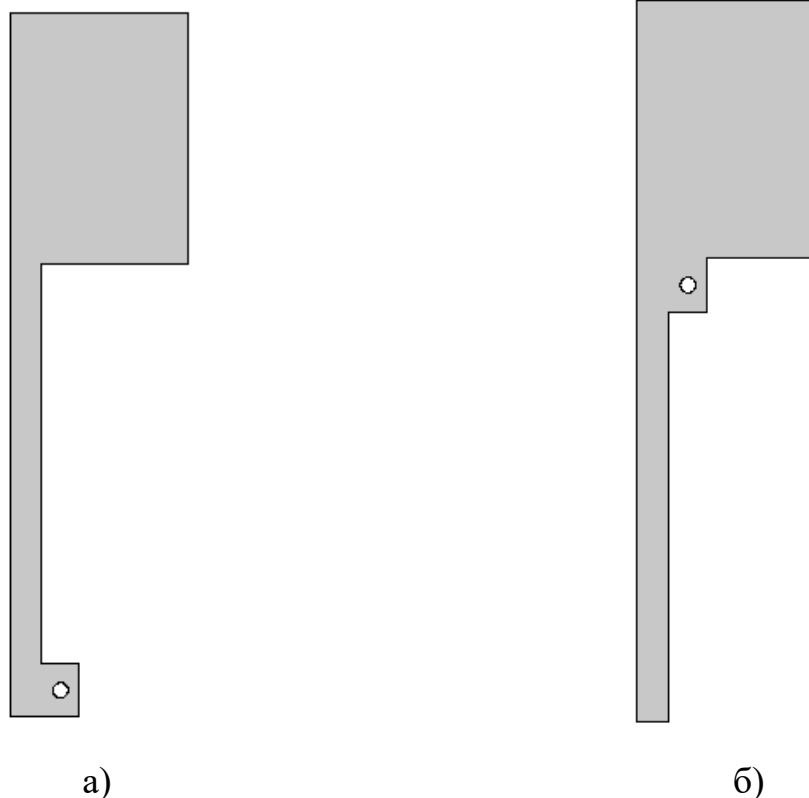


Рисунок 4.3 – Геометрії області двох різних конструкцій ПХ та розміщення компресора:

а – компресор внизу ПХ; б – компресор у верхній частині ПХ

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.  
86



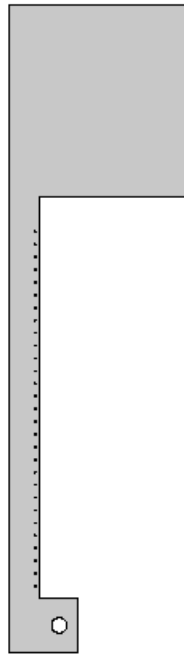


Рисунок 4.5 – Еталонна модель ПХ

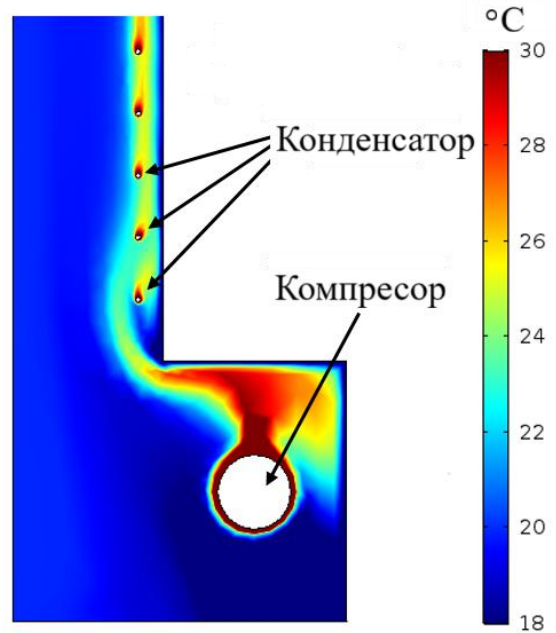


Рисунок 4.6 – Розподіл температур в нижній частині ПХ

З рисунку 4.6 видно, що нагріваються права і верхні стінки поблизу компресора в результаті його роботи. За цими стінками розміщена морозильна камера, температура всередині якої становить  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тепло від відносно теплого потоку повітря, що створюється компресором, є несприятливим для 3-зіркової морозильної камери, однак цей потік повітря проходить над конденсатором і може призвести до кращого теплообміну від конденсатора до навколишнього повітря. Кількість переданого тепла визначається за формулами, наведеними у 2.1.

За результатами моделювання було встановлено, що кількість тепла, яке передається в навколишнє середовище від конденсатора становить  $84,21\text{ Вт/м}$ .

На наступному етапі моделювання розглядається та ж сама область, але з іншою конструкцією конденсатора. Повітряний потік, який утворюється компресором, проходить над конденсатором (рис. 4.6). Вбудованому конденсатору характерні невелика площа передньої поверхні, тобто невелика площу контакту між трубками конденсатора та повітряним потоком.

З метою збільшення площі передньої поверхні а отже і площі контакту та кількості тепла, що обмінюється, було змодельовано тепловтрати у конструкції

ПХ зі зміщеними трубками конденсатора. Збільшення площі передньої поверхні або площі контакту призводить до підвищення загальної теплопередачі.

Існує два підходи до збільшення площі передньої поверхні або площі контакту, які наведені на рисунках 4.7. Перша конструкція передбачає розміщення конденсатора на відстані 1 см від задньої стінки, а в другій – на відстані 3 см. Кількість тепла, що передається конденсаторами у відповідних моделях наведена у таблиці 4.2.

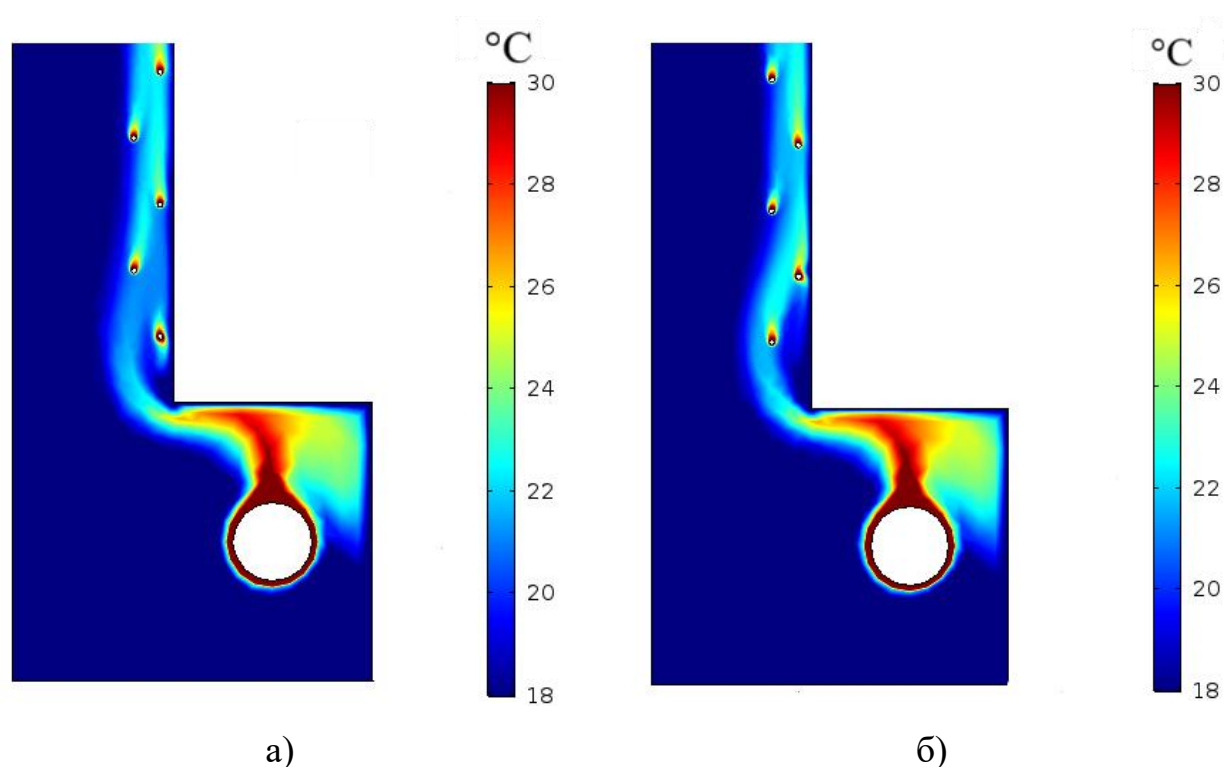


Рисунок 4.7 – Розподіл температур в нижній частині ПХ:

а – конденсатор на відстані 1 см; б – конденсатор на відстані 3 см

Таблиця 4.2 – Кількість тепла, що передається конденсаторами у навколишнє повітря

Модель	Кількість тепла, Вт/м
Еталонна модель	84,21
Конденсатор на відстані 3 см	103,15
Конденсатор на відстані 1 см	101,46

Збільшена кількість тепла, що передається від конденсатора зі зміщеним розташуванням до навколишнього повітря, призводить до зниження температури конденсації. Температура конденсації впливає на енергоспоживання компресора. Зниження температури конденсації призводить до зменшення енергоспоживання.

Як видно з таблиці 4.2, кількість переданого тепла від конденсатора зі зміщеним розташування на 17% вище, ніж у конденсатора еталонної моделі. Тобто, зміна геометрії та розташування конденсатора не є доцільними.

Після того, як було перевірено доцільність зміни геометрії та розташування конденсатора, необхідно провести перевірку впливу зміни розташування компресора в об'ємі ПХ, тобто його перенесення із нижньої частини ПХ у верхню (рис. 4.8). В цій моделі використовується конденсатор із еталонної моделі.

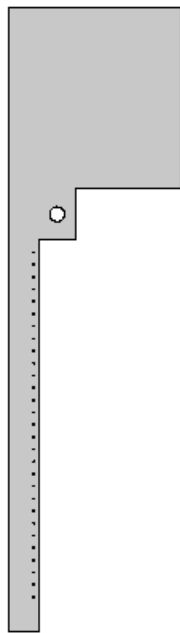


Рисунок 4.8 – Модель із компресором у верхній частині ПХ

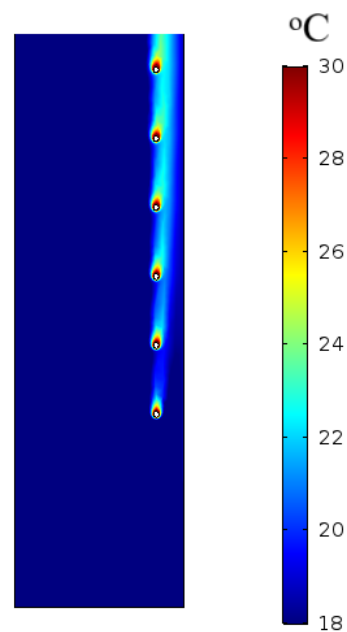


Рисунок 4.9 – Розподіл температур у конденсаторі

Температурний потік рідини в стаціонарному стані показано на рисунку 4.9. По причині різниці густини температура і, як наслідок, потік рухаються вгору. Проте, потік розташований зі зміщенням праворуч від центральної лінії труб

конденсатора (рис. 4.9). Це явище можна пояснити різницею тиску між сторонами труб.

Кількість тепла, яке передається конденсатором у навколишнє повітря наведено у таблиці 4.3. Як видно, кількість тепла від конденсатора більше ніж тепловий потік еталонної моделі (див. 4.1).

Таблиця 4.3 – Порівняння кількості переданого тепла у моделях ПХ

Модель	Кількість тепла, Вт/м
Вбудований конденсатор з передачею тепла	84,21
Конденсатор з прямим теплообміном	89,05

Конденсатори зі зміщеним розташуванням забезпечують кращу швидкість конденсації та більш рівномірний загальний теплообмін. Дві конфігурації конденсаторів, розташованих в шаховому порядку, показані на рисунку 4.10. Результати розрахунків наведені у таблиці 4.4.

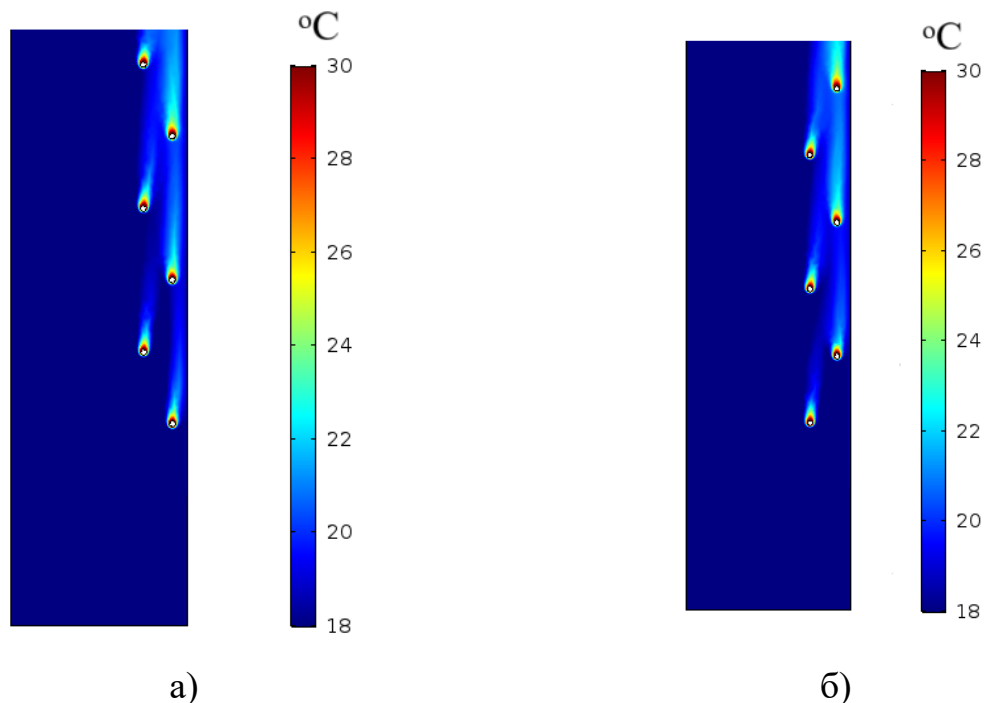


Рисунок 4.10 – Розподіл температур конденсатора:

а – внутрішній; б - зовнішній

Таблиця 4.4 – Кількість переданого тепла ступінчастих конденсаторів

Модель	Кількість тепла, Вт/м
Компресор розташований в нижній частині ПХ	
Вбудований конденсатор	84,21
Зовнішній конденсатор зі зміщеним теплообміном	103,16
Внутрішній конденсатор з переносом тепла	101,46
Компресор розташований у верхній частині ПХ	
Вбудований конденсатор	89,05
Зовнішній конденсатор зі зміщеним теплообміном	104,28
Внутрішній конденсатор з переносом тепла	102,75

Як видно з таблиці 4.4, кількість переданого тепла конденсаторами зі зміщеним розташуванням з компресором, розміщеним зверху, вища, ніж кількість переданого тепла конденсаторами зі зміщеним розташуванням з компресором, розміщеним знизу. Цей результат обумовлений меншою середньою різницею температур між конденсатором і навколишнім повітрям.

#### 4.2 Оцінка моделей конденсаторів

Після виконаних розрахунків теплових втрат у розділі 4.1, необхідно провести аналіз, чи має вплив розташування компресора на кількість тепла, що передається конденсатором, а також встановити важливість конфігурації конденсатора.

Розташування компресора та лінійна конфігурація конденсатора еталонного холодильника мають негативний вплив на ізоляцію холодильника. Відносно теплий потік рідини, що створюється компресором еталонної моделі, тече до стінки над компресором, а потім над конденсатором. Кількість тепла, що передається від конденсатора до навколишнього повітря, зменшується, якщо температура навколишнього повітря підвищується.

Тобто, можна сказати, що з точки зору ізоляції холодильника та ефективності роботи конденсатора найбільш оптимальним розташуванням компресора буде у верхній частині ПХ (рис. 4.8).

В обох конфігураціях розташування компресора були виявлені відмінності у передачі тепла від конденсатора у моделях зі зміщенням та лінійній моделі. Теплообмін від конденсатора зі зміщенням збільшився на 17% за рахунок природної конвекції у випадку його розміщення в нижній частині холодильника та на 14% у випадку його розміщення у верхній частині.

Тобто, найбільш ефективною є модель із конденсатором зі зміщенням, при цьому компресор циліндричної форми (рис. 4.11) розташований у верхній частині ПХ. Використання такої моделі призведе до зменшення як теплового навантаження приладу, так і температури конденсації.



Рисунок 4.11 – Компресор побутового холодильника

Отже, необхідно порівняти результати розрахунків для трьох різних видів компресорів та конденсаторів, а саме:

- вбудований конденсатор, компресор в нижній частині ПХ;
- конденсатор зі зміщенням, компресор в нижній частині ПХ;
- конденсатор зі зміщенням, компресор у верхній частині ПХ.

Також, необхідно провести аналіз впливу кількості переданого тепла після зменшення зазору між задньою стінкою ПХ та стіною кухні. За замовченням та за

рекомендаціями виробника, цей зазор становить 10 см. В якості прикладу буде розглядатись зазор між конденсатором та стіною кухні 5 і 3 см.

На рисунку 4.12 показані області рідини зовнішнього ступінчастого конденсатору із компресором, який розміщений у верхній частині ПХ. Параметри цього варіанту вдосконалення наведені у таблиці 4.5.

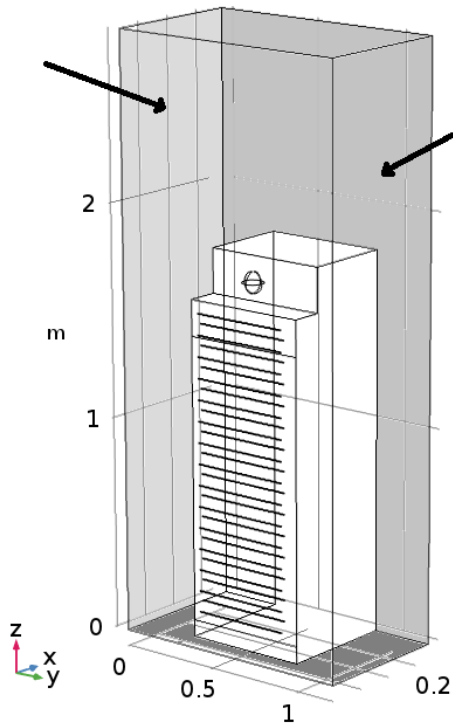


Рисунок 4.12 – Модель ПХ із ступінчастим конденсатором (компресор зверху)

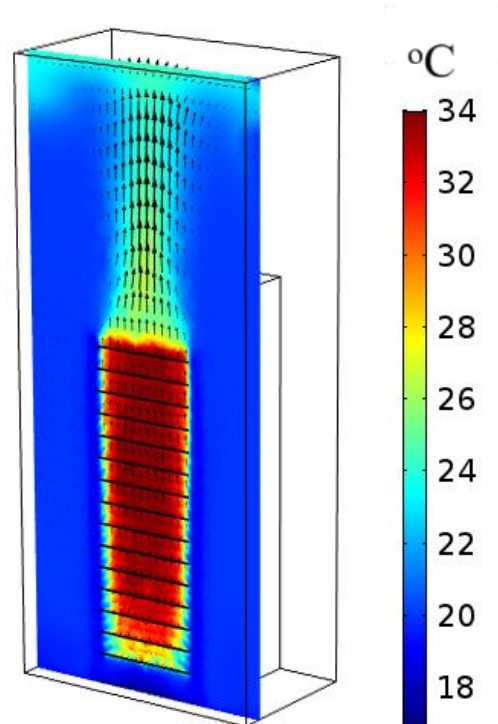


Рисунок 4.13 – Розподіл температури в моделі ПХ із ступінчастим конденсатором (компресор зверху)

Розподіл температури рідини над конденсатором і напрямок руху повітря показані на рисунку 4.13. Дивлячись на поле швидкості можна зробити висновок про теплий висхідний потік повітря над конденсатором. Потік відносно теплого повітря забезпечує заміну цих теплих частинок повітря частинками холодного повітря. Під час цього процесу відносно прохолодне навколишнє повітря поглинається і замінює теплий висхідний потік повітря. За рахунок цього явища виникає збільшення кількості переданого тепла конденсатора (табл. 4.6).

Таблиця 4.5 – Параметри тривимірної моделі

Опис	Позначення	Значення
Діаметр компресора	$d_{comp}$	0,06 м
Кількість трубок конденсатор	$N_{tubes}$	29
Відстань між конденсатором та ПХ	$D_{cond}$	0,01 – 0,03 м
Ширина трубок конденсатора	$W_{cond}$	0,48 м
Зовнішній діаметр трубок конденсатора	$d_{cond}$	0,004 м
Відстань між стіною кухні та центральною лінією конденсатора	$D_{wall}$	0,10 – 0,03 м
Висота холодильника	$H_{ref}$	1,8 м
Глибина холодильника	$D_{ref}$	0,58 м
Ширина холодильника	$W_{ref}$	0,6 м
Висота рідинної області	$H_{fl}$	2,5 м
Глибина рідинної області	$D_{fl}$	0,7 – 0,63 м
Глибина рідинної області	$W_{fl}$	1,2 м
Температура компресора	$T_{comp}$	60 °C
Температура конденсатора	$T_{cond}$	35 °C
Температура навколишнього середовища	$T_a$	20 °C
Температура задньої стінки холодильника	$T_{ref}$	16 – 19 °C

Кількість переданого тепла в конденсаторі зі зміщеним розташуванням порівняно з конденсатором з лінійним розташуванням і компресором, розташованим у нижній частині ПХ, збільшилася на 24 %. Це значення є вищим, ніж збільшення кількості переданого тепла в конденсаторній установці зі зміщеним розташуванням з бажаним розміщенням компресора у верхній частині ПХ, однак, як згадувалося раніше, компресор слід перемістити вгору, щоб зменшити теплове навантаження шафи.

Таблиця 4.6 – Кількість переданого тепла у різних варіантах вдосконалення ПХ

Тип вдосконалення	Кількість тепла, що передається, Вт	Відстань від задньої стінки
Компресор розміщений у верхній частині ПХ	11,5	5
	140,3	7
	158,6	12
Конденсатор зі зміщенням, компресор у нижній частині ПХ	115,5	5
	144,2	7
	160,8	12
Вбудований конденсатор, компресор у нижній частині ПХ	102,9	5
	117,1	7
	129,4	12

Також з таблиці 4.6 видно важливість дотримання відстані від задньої стінки ПХ до стіни кухні. Кількість переданого тепла від ПХ зменшується на 10% у випадку, якщо відстань між стіною кухні та задньою стінкою холодильника зменшується до 7 см, і на 20-29% (в залежності від виду конденсатора), якщо відстань зменшується до 5 см.

#### 4.3 Аналіз теплових навантажень та енергоспоживання вдосконаленої конструкції побутового холодильника

Для більш детальної та обширної оцінки запропонованих вдосконалень конструкції ПХ необхідно розглянути теплове навантаження еталонної моделі та запропонованої вдосконаленої моделі. Вдосконалена модель містить вдосконалену конструкцію шафи, в якій компресор знаходиться у верхній частині ПХ (рис. 4.14) та вдосконаленого ущільнювача із ромбоподібним перерізом (рис. 4.15).

Теплові навантаження вдосконаленого ПХ наведені у таблиці 4.7.

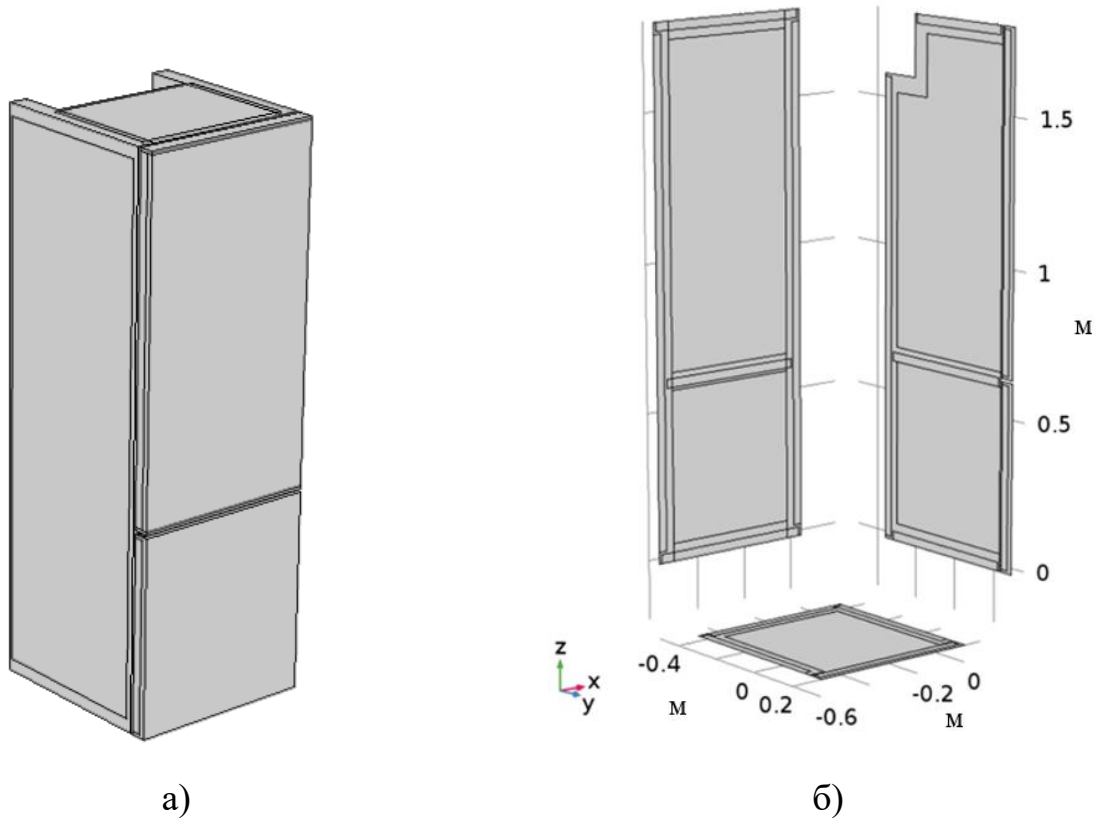


Рисунок 4.14 – Вдосконалена конструкція ПХ:  
 а – зовнішній вигляд; б – площини в розрізі

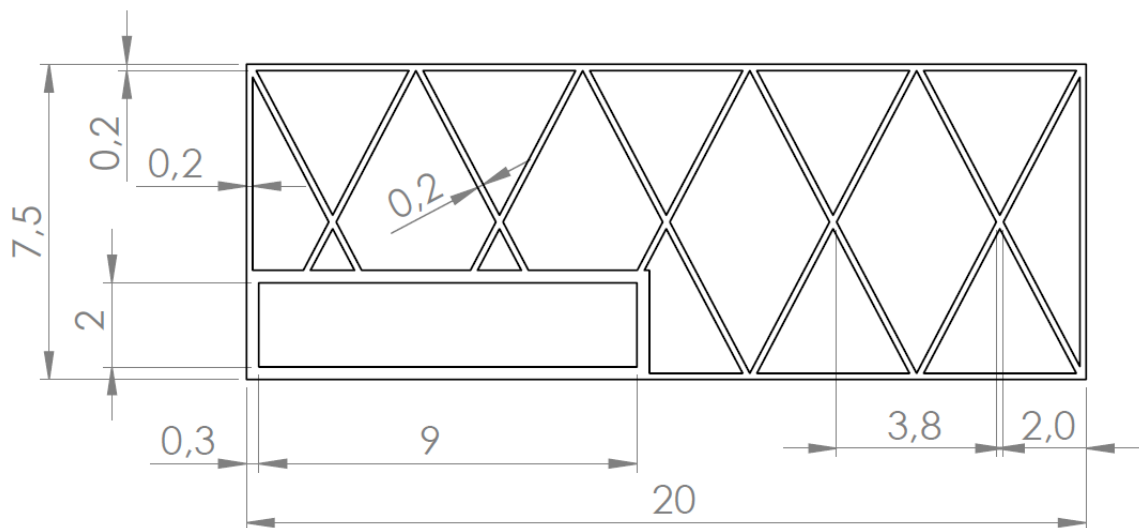


Рисунок 4.15 – Конструкція ущільнювача у вдосконаленій моделі ПХ

Як видно з таблиці 4.7, найбільша відносна різниця у зміні теплових навантажень спостерігається у вдосконалених конструкціях дверцят холодильної

та морозильної камер, які становлять на 64 та 65% менше відповідно. Теплові навантаження в цих дверцятах враховуються без навантажень ущільнювача, в якому, в свою чергу, вдосконалення конструкції призвело до зменшення теплових навантажень на 36%. В загальному спостерігається зменшення теплових навантажень на 47%.

Таблиця 4.7 – Порівняння тепловтрат вдосконаленої конструкції ПХ із еталонною моделлю

Конструкція	Тепловтрати, Вт/м					
	$q_{door}$	$q_{doorfr}$	$q_{fresh}$	$q_{zstar}$	$q_{gasket}$	$q_{total}$
Початкова	5,32	5,58	13,83	21,84	2,04	35,67
Вдосконалена	1,9	1,96	8,62	10,19	1,31	18,81
Відносна різниця, %	64	65	38	53	36	47

Відповідно, на основі отриманих результатів на основі моделювання можна провести оцінку енергоспоживання ПХ та підібрати йому маркування відповідно до Європейського стандарту енергоспоживання побутової техніки.

Нове маркування вдосконаленої конструкції визначається розрахунками, описаними в розділі 1.3 на основі коефіцієнта енергоефективності  $EER$  за наступною формулою:

$$EER = \frac{AE_{heat}}{AE}, \quad (4.1)$$

де  $AE$  – річне споживання електроенергії, Вт;

$AE_{heat}$  – річне споживання теплової енергії, Вт.

Коефіцієнт енергоефективності – це відношення кількості теплової енергії до кількості електричної енергії. Кількість теплової енергії еталонної та

вдосконаленої моделі розраховується при температурі навколишнього середовища 16 °С та 32 °С.

Енергетичне маркування еталонного ПХ відповідно до Європейського стандарту 2019 року наведено у таблиці 4.8, а енергетичне маркування вдосконаленої конструкції ПХ наведено у таблиці 4.9.

Таблиця 4.8 – Енергетичне маркування еталонної конструкції ПХ за стандартом 2019 року

Рік стандарту	2019				
Маркування енергоефективності	D				
$E_{EI}$ , %	79,7	$frz_f$	0,31	$E_{16heat}$ , Вт	19,5
$A_E$ , кВт·год/рік	214,6	$C$	1,549	$E_{32heat}$ , Вт	35,7
$SAE$ , кВт·год/рік	269,3	$BC$	1	$A_{E_{heat}}$ , кВт/рік	241,8
$D$	1	$V_c$ , л	368		
Відсік	Свіжі продукти	Відсік	Морозильна камера 3 зірки	Відсік	Охолодження
$V_c$ , л	203,2	$V_c$ , л	122	$V_c$ , л	32,3
$A_c$	1	$A_c$	1,1	$A_c$	1
$R_c$	1	$R_c$	2,1	$R_c$	1,1
$M_c$	0,12	$M_c$	0,15	$M_c$	0,12
$N_c$	75	$N_c$	138	$N_c$	138

В результаті запроваджених вдосконалень конструктивно у ПХ відбулась зміна об'єму камер, а саме збільшення об'єму морозильної камери з 122 л до



За новим стандартом 2019 року найвищим класом енергоспоживання є клас А, в якому коефіцієнт енергоефективності *EEI* повинен становити менше 41. У вдосконаленій конструкції ПХ показник *EEI* становить 40,9, що менше 41. Тобто, запропоновані вдосконалення збільшують клас енергоефективності ПХ з класу D до класу А.

#### Висновки до четвертого розділу

В четвертому розділі було проведено розрахунки та моделювання, які підтверджують працездатність побутового холодильника. Було виконано розрахунки впливу конденсатора на теплові втрати конструкції ПХ, а також оцінка різних моделей конденсаторів.

За результатами було встановлено, що кількість переданого тепла конденсаторами зі зміщеним розташуванням з компресором, розміщеним зверху, вища, ніж кількість переданого тепла конденсаторами зі зміщеним розташуванням з компресором, розміщеним знизу.

Тобто, вдосконалення конструкції ПХ шляхом перенесення компресора у верхню частину ПХ, а також використання ущільнювача із ромбоподібним перерізом дозволяє значно зменшити споживання електроенергії приладом. Запропоновані вдосконалення змінюють енергетичне маркування ПХ за Європейським стандартом 2019 року з класу D до класу А.

В результаті запроваджених вдосконалень конструктивно у ПХ відбулась зміна об'єму камер, а саме збільшення об'єму морозильної камери з 122 л до 145,7 л та зменшення об'єму холодильної камери з 368 л до 357 л. Ця зміна пояснюється перенесенням компресора з нижньої частини ПХ у верхню.

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						101
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

В першому розділі було проведено огляд та аналіз існуючих типів холодильного обладнання не лише у побутовій сфері, але у сферах харчового, хімічного виробництва та готельно-ресторанного господарства. Також було проведено аналіз конструкцій побутових холодильників, їх функціональних можливостей та процесу утворення холоду в площині камери.

В розділі проведено аналіз змін у стандартах енергоспоживання в Європейському Союзі. Станом на вересень 2025 року на території України ще діє стандарт енергоефективності, який відповідає стандарту ЄС від 2014 року. Але у жовтні 2025 року в Україні починає діяти стандарт енергоефективності побутової техніки, який буде відповідати стандарту ЄС 2019 року.

Було проведено аналіз змін у показниках енергоефективності за цими стандартами. Аналіз проводився на прикладі побутового холодильника, який за стандартом ЄС 2014 року відносився до класу енергоефективності A+++ . Було встановлено, що після запровадження нового стандарту в Україні, який відповідатиме стандарту ЄС 2019 року, клас енергоефективності розглянутого у прикладі побутового холодильника зміниться з найвищого A+++ до одного із найнижчих – класу D. Зменшення класу енергоефективності буде спостерігатись для всіх видів побутових холодильників.

В другому розділі було проведено моделювання теплових втрат та ламінарного потоку в площині холодильника. Для моделювання було побудовано двовимірну та тривимірну модель у програмному комплексі SolidWorks, після чого отримані моделі побутового холодильника були завантаженні у програмний комплекс COMSOL Multiphysics. В цьому програмному комплексі було визначено теплові втрати в конструктивних елементах холодильника, а саме у дверцятах холодильного відсіку, в самому холодильному відсіку, у дверцятах морозильного відсіку та в самому морозильному відсіку.

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						102
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Крім того, всі вищенаведені моделювання теплових втрат були також проведені для ущільнювача. За результатами побудованих моделей встановлено, що найбільші теплові втрати відбуваються в площині ущільнювача, який розташований між морозильної камерою та холодильною камерою побутового холодильника. Ці втрати становлять 60% від загальних теплових втрат ПХ.

В третьому розділі наведено запропоновані зміни у конструкції ПХ, а саме: перенесення компресора із нижньої частини ПХ у верхню, тобто із відсіку морозильної камери до відсіку холодильної камери; додавання теплоізоляційної панелі товщиною 20 мм по передній стінці; додавання теплоізоляційної панелі товщиною 30 мм по задній стінці ПХ та зменшення товщини стінки ПХ на 20 мм з метою збереження корисного об'єму камери; зменшення зазорів між стінками ПХ та ВП.

Для наведених вдосконалень конструкції ПХ було виконано моделювання тепловтрат в двовимірній площині по трьом перерізам (верхній, передній та правий), а також для тривимірної моделі. В результаті встановлено, що загальні тепловтрати зменшуються приблизно на 40% після вдосконалення конструкції.

Крім того, також запропоновано замінити геометрію ущільнювача. Розглянуто геометрію із круглими камерами та ромбоподібними камерами. При використанні ущільнювача із круглими камерами досягається наступне зменшення тепловтрат:

- ущільнювач із трьома круглими камерами – на 20%;
- ущільнювач із чотирма круглими камерами – на 38%;
- ущільнювач із ромбоподібними камерами – на 38%;
- ущільнювач із ромбоподібними камерами (із збільшеною відстанню між камерами) – на 44%.

Отже, найбільш оптимальним з точки зору зменшення тепловтрат є ущільнювач із ромбоподібними камерами (із збільшеною відстанню між камерами), але в такому випадку на 25% зростає кількість матеріалу, необхідного для виготовлення такого ущільнювача. У випадку ущільнювача із звичайними

ромбоподібними камерами зберігається зменшення тепловтрат на 38% та зменшується кількості матеріалу, необхідного на виготовлення такого ущільнювача, на 25%.

В четвертому розділі було проведено розрахунки та моделювання, які підтверджують працездатність побутового холодильника. Було виконано розрахунки впливу конденсатора на теплові втрати конструкції ПХ, а також оцінка різних моделей конденсаторів.

За результатами було встановлено, що кількість переданого тепла конденсаторами зі зміщеним розташуванням з компресором, розміщеним зверху, вища, ніж кількість переданого тепла конденсаторами зі зміщеним розташуванням з компресором, розміщеним знизу.

Тобто, вдосконалення конструкції ПХ шляхом перенесення компресора у верхню частину ПХ, а також використання ущільнювача із ромбоподібним перерізом дозволяє значно зменшити споживання електроенергії приладом. Запропоновані вдосконалення змінюють енергетичне маркування ПХ за Європейським стандартом 2019 року з класу D до класу A.

В результаті запроваджених вдосконалень конструктивно у ПХ відбулась зміна об'єму камер, а саме збільшення об'єму морозильної камери з 122 л до 145,7 л та зменшення об'єму холодильної камери з 368 л до 357 л. Ця зміна пояснюється перенесенням компресора з нижньої частини ПХ у верхню.

					<i>MPMA 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		104

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Холодильне обладнання, види, застосування, характеристики. URL: [https://olteba.com/article/holodilnoe\\_oborudovanie\\_vidi\\_primenenie\\_harakteristiki](https://olteba.com/article/holodilnoe_oborudovanie_vidi_primenenie_harakteristiki) (дата звернення - 10.09.2025)
2. Тітлов О.С., Горикін С.Ф. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості. Навчальний посібник. Львів, «Новий Світ - 2000», 2012. 288 с.
3. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: навчальний посібник. К.: НУХТ, 2007. 335 с.
4. Холодильні установки: підручник / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. 550 с.
5. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С. Холодильні установки спеціального призначення: підручник. Одес. нац. акад. харч. Технологій. Херсон: Вид. Грінв Д.С., 2013. 488 с.
6. Семенюк Д. П., Петренко О. В. Холодильне обладнання: підручник. Харків: ХДУХТ, 2017. 600 с.
7. Сучасне холодильне обладнання та його види. URL: <https://juka.biz/statti/suchasne-holodylne-obladnannya-ta-joho-vydy> (дата звернення - 11.09.2025)
8. Степанов Д.В., Степанова Н.Д. Холодильна техніка та технологія. Вінниця, ВНТУ, 2008. 96 с.
9. Ялпачик В.Ф., Стручаєв М.І., Ялпачик Ф.Ю., Практикум з курсу «Холодильне устаткування»: Навчальний посібник. Мелітополь, 2014. 111 с.
10. Побутові холодильники: електронний підручник. URL: <https://vspkhp.lcloud.in.ua/ebook/223> (дата звернення - 15.09.2025)
11. Directive 2010/30/EU. URL: <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2010/30/oj/eng> (дата звернення - 17.09.2025)
12. Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження технічних регламентів щодо енергетичного маркування». URL:

					<i>МРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						105
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

