

**СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
Інститут транспорту та логістики
Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-
транспортних машин**

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня магістр**

напряму підготовки 274 Автомобільний транспорт
спеціальності 8.07010601 Автомобілі та автомобільне господарство
на тему: «Підвищення характеристик системи охолодження двигуна
внутрішнього згорання автомобіля шляхом удосконалення установки
вентилятора»

Виконав: студент групи АТ-16дм
Кушнір В.О.

.....
(підпис)

Керівник: доц. Шевченко С.І.

.....
(підпис)

Завідувач кафедри: проф. Горбунов М.І.

.....
(підпис)

Рецензент:

.....
(підпис)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Огляд конструкцій і результати попередніх досліджень.....	8
1.1 Огляд конструкцій охолоджуючих пристроїв.....	8
1.2 Результати попередніх досліджень	21
1.3. Виводи й постановка завдань.....	31
Розділ 2. Теоретичні дослідження аеродинамічного тракту автомобіля математична модель системи охолодження	33
2.1 Математична модель теплового й аеродинамічного розрахунків системи охолодження.	33
2.2. Аеродинамічний опір елементів повітряного тракту автомобіля.....	38
2.3. Висновки	45
Розділ 3. Експериментальні дослідження вентилятора системи охолодження автомобіля	47
3.1 Програма й методика досліджень.....	47
3.1.1 Ціль і завдання експерименту.....	47
3.1.2 Об'єкт досліджень і його характеристика.....	47
3.2 Експериментальна установка для дослідження моделей і натурних зразків вентиляторів і вентиляторних установок.	48
3.3 Методика проведення випробувань.	50
3.4. Методика обробки досвідчених даних аеродинамічних випробувань блоку «радіатор – вентилятор» і вентиляторної установки.....	51
3.5 Результати експериментальних досліджень.....	53
Розділ 4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	59
4.1. Дослідження шкідливих і небезпечних чинників при експлуатації автомобіля	59

4.2. Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів.	61
4.3. Оптимальні й припустимі норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в кабіні транспортного засобу.	64
4.4. небезпечні та шкідливі фактори в дослідницькій лабораторії при проведенні досліджень	66
Висновки	73
Література	75

ВСТУП

В області автомобілебудування великий комплекс експериментальних і теоретичних досліджень спрямований на розвиток силових установок і їх систем, які повинні сприяти підвищенню ефективності автомобіля шляхом зниження витрат потужності на привод допоміжного устаткування. Зокрема, що прохолоджує пристрій повинне забезпечувати економічну й надійну роботу двигуна внутрішнього згоряння автомобіля за рахунок зменшення витрат потужності на привод вентилятора. Цього можна досягнути створенням охолоджуючих пристроїв нагнітального типу з поліпшеними характеристиками.

Актуальність теми. Охолоджуючий пристрій повинен забезпечувати економічну й надійну роботу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобіля. Існуючі конструкції охолоджуючих пристроїв ДВЗ автомобілів з усмоктувальної аеродинамічною схемою не повною мірою відповідають вимогам, пропонуваним до них. При переході до нагнітальної схеми охолоджуючого пристрою методи розрахунків залишилися колишніми, як і в охолоджуючих пристроях усмоктувального типу. У зв'язку із цим виникають труднощі при моделюванні різних режимів роботи охолоджуючих пристроїв. Застосування охолоджуючого пристрою нагнітального типу дозволяє підвищити ефективність роботи автомобіля за рахунок роботи вентилятора на холодному повітрі, що підвищує його економічність, значно зменшити динамічні втрати з вихідною швидкістю повітря (збільшено перетин на виході із пристрою) і зменшити нерівномірність поля швидкості перед радіатором, у зв'язку, із чим поверхня теплообміну працює більш ефективно.

Завдання вдосконалювання охолоджуючих пристроїв нагнітального типу й розробка методики розрахунків є актуальними. Для її розв'язку необхідно теоретично й експериментально досліджувати роботу охолоджуючого пристрою нагнітального типу й на підставі результатів досліджень розробити методику розрахунків і рекомендації із впровадження.

Ціль і завдання досліджень. Метою досліджень є підвищення ефективності роботи автомобіля шляхом застосування охолоджувального пристрою нагнітального типу. Досягнення поставленої мети вимагає розв'язку наступних завдань:

- обґрунтувати науковий напрямок по вдосконалюванню охолоджувальних пристроїв ДВЗ автомобілів;

- продовжити теоретичні дослідження й розробити математичну модель охолоджувального пристрою з урахуванням застосування нагнітальної аеродинамічної схеми;

- оцінити вплив ефективності роботи охолоджувального пристрою нагнітального типу відповідно до застосовуваного пристрою усмоктувального типу;

- експериментально досліджувати енергетичні характеристики охолоджувального пристрою ДВЗ і її основних елементів (радіатора, вентиляторної установки й ін.) і вентиляторні установки охолоджувального пристрою ДВЗ нагнітального типу для одержання аеродинамічних характеристик;

- провести аеродинамічні випробування з метою оцінки впливу нерівномірності поля швидкостей повітряного потоку на теплорозсіючу здатність радіатора в охолоджувальному пристрої ДВЗ нагнітального типу з кожухом, що повністю охоплює радіатор;

- вибрати раціональні параметри елементів конструкції й режимів роботи охолоджувального пристрою ДВЗ;

- розробити рекомендації для забезпечення ефективної експлуатації автомобілів з нагнітальною аеродинамічною схемою охолоджуючого пристрою ДВЗ;

- на основі теоретичних і експериментальних досліджень розробити методику розрахунків охолоджуючого пристрою нагнітального типу й рекомендації з її впровадження.

Об'єкт дослідження. Процес руху повітряного потоку в аеродинамічному тракті охолоджуючого пристрою нагнітального типу.

Предмет дослідження. Аеродинамічні характеристики повітряного потоку в аеродинамічному тракті охолоджуючого пристрою.

Методи дослідження. Методологічну основу проведених досліджень становить системний підхід до моделювання аеродинамічних процесів в аеродинамічному тракті охолоджуючого пристрою.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- одержала подальший розвиток математична модель руху повітряного потоку в аеродинамічному тракті охолоджуючого пристрою нагнітального типу ДВЗ автомобіля.

Практичне значення отриманих результатів

- розроблена методика та програма розрахунків параметрів конструкції й режимів роботи охолоджуючого пристрою нагнітального типу;

- підвищена ефективність роботи охолоджуючого пристрою за рахунок роботи вентилятора на холодному повітрі.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох глав, виводів, списку використаних джерел. Повний обсяг роботи містить – 77 сторінок, презентація магістерської роботи містить – 12 слайдів.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ І РЕЗУЛЬТАТИ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Огляд конструкцій охолоджуючих пристроїв

На території країн СНД найбільше поширення одержали охолоджувальні установки (ОУ) усмоктувального типу, тому їх аеродинамічні характеристики вивчені найбільше повно в порівнянні з ОУ нагнітального типу. Перші найбільш широкі й точні дослідження теплотехнічних і аеродинамічних характеристик секцій тепловозів, а також дослідження ОУ були проведені під керівництвом проф. Н.І. Панова.

Використовуючи ознаки, що класифікують, ОУ можна розділити на три головні типи: усмоктувальні – радіатор установлений з усмоктувальної сторони вентилятора; нагнітальні – вентилятор нагнітає повітря в радіатор; змішані – панелі радіатора розташовані по обидві сторони вентиляторної установки.

Переважає більшість вітчизняних тепловозів оснащено ОУ усмоктувального типу. Охолоджуючий пристрій усмоктувального аркового типу тепловоза ТЭЗ є прототипом пристроїв більшості вітчизняних магістральних тепловозів [14]. Панелі радіатора розташовані в них вертикально із двох сторін уздовж бічних стінок кузова. ОУ мають жалюзі з поворотними горизонтальними стулками, призначені для регулювання витрати повітря й ізоляції внутрішнього приміщення від атмосферних впливів, крім того, тепловози обладнуються верхніми жалюзі із плоскими паралельними й радіальними стулками. Недоліком зазначеної аеродинамічної схеми є значна нерівномірність поля швидкостей повітряного потоку по висоті секцій радіатора, що збільшує їхній аеродинамічний опір.

Відносна ширина фронту $B=D$ виявляє на величину втрат менш істотний вплив, однак мінімальні втрати відповідають значенням B , близьким до одиниці. У цьому випадку у входному перетині шахти забезпечується практично безвідривний плин. Найбільші втрати в шахті мають місце при звуженні потоку на вході у вентиляторну установку. Тому в охолоджуючих пристроях пра-

гнуть застосовувати колектор із плавним входом, який має найменший аеродинамічний опір ($\zeta_k = 0,05$) і щонайкраще формує потік перед вентиляторним колесом. Однак при установці плавного колектора можуть збільшуватися втрати енергії, пов'язані з утвором вихрових зон (так званих повітряних мішків) у просторі між колектором, радіатором і бічними стінками кузова. Чим менше відстань між колектором і панеллю радіатора, тем менше частка цих втрат, і ефект від установки колектора із плавним входом збільшується.

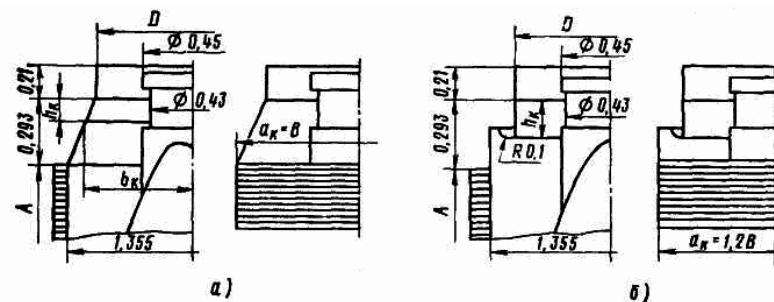


Рис. 1.1 Аеродинамічні схеми проточної частини шахти ОУ з колектором а – чотиригранним; б – плоскоовальним (розміри в частках від D)

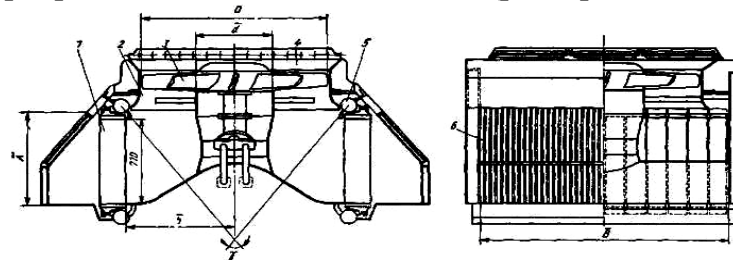


Рис. 1.2 Блок холодного пристрою тепловоза: 1 – секції радіаторів; 2 – колектор; 3 – вентилятор; 4 – дифузор; 5 – усмоктувальний канал; 6 – жалюзі з вертикальними втулками

При застосуванні вентиляторних установок із плавним вхідним колектором (рис. 1.1. б) залежно від умов компонування, типу привода й інших факторів робоче колесо може розміщатися на різній висоті h_k [3].

Аеродинамічні характеристики шахт охолоджуючих пристроїв дахового типу визначаються глибиною розташування й кутом установки радіаторів, місцем розташування й розмірами повітрязабірних вікон [3].

Випробування моделі шахти дахового усмоктувального типу показали, що коефіцієнт опору значною мірою визначається глибиною b розташування панелей радіатора (рис. 1.2). Так, при розташуванні останніх у бічних стінок

шахти безпосередньо за жалюзі ($b = 0,88$) $\zeta_{\text{ш}}=2,1$, а при $b=0,55$ (розташування радіатора в охолоджуючому пристрої тепловоза ТЭП70) $\zeta_{\text{ш}}=1,56$, тобто зменшується приблизно на 30%.

Кут установки γ панелей радіатора суттєво впливає на опір шахти. Його раціональне значення перебуває в діапазоні 80 - 100. При цьому коефіцієнт опору не перевищує 1,35. Конструкція обтічника й форма внутрішнього обводу впливають на характеристики шахти. Установка жалюзі з горизонтальними стулками збільшує коефіцієнт опору шахти на 7 - 10%, що пов'язане з виникненням додаткових втрат за рахунок повороту повітряного потоку в стулках.

Коефіцієнт аеродинамічного опору вихідного варіанта шахти двох'ярусного ВВО рівний 1,6 (рис 1.3) [3]. При цьому середні значення швидкості повітря в панелях радіатора верхнього й нижнього ярусів приблизно однакові. Опір шахти такого типу можна зменшити за рахунок розташування панелей радіатора паралельно стінкам кузова й збільшення висоти повітрязабірних вікон до $A=0,41D$. Істотним недоліком цього варіанта слід вважати можливість влучення продуктів випуску дизеля в панелі радіатора верхнього ярусу.

Шахта ВВО нагнітального типу характеризується порівняно більшим значенням коефіцієнта опору ($\zeta=2,1$), який може бути зменшено до 1,7 у результаті організації плавного нижнього обводу при збільшенні відстані l між зрізом колектора й обводом (рис 1.4) [3].

Порівняння результатів випробувань блоків ВВО з результатами випробувань аналогічних пристроїв усмоктувального й нагнітального типів для охолодження води й масла дизеля дозволяє зробити вивід про те, що в пристроях для охолодження наддувочного повітря атмосферним можуть використовуватися раціональні варіанти шахт, вентиляторних установок і жалюзі пристроїв для охолодження води й масла дизеля. Це дозволяє застосувати в охолоджуючих пристроях дизелів єдині уніфіковані пристрої блокового типу для охолодження води, масла й наддувочного повітря [3].

На тепловозах з гідропередачею типу ТГ102, ТГ106, ТГ16 за умовами компоновки встаткування панелі радіатора не можна встановити уздовж біч-

них стінок кузова [3]. Ці тепловози мають ОУ усмоктувального типу, що займають частину даху кузова. Принципово ОУ дахового типу відрізняється від аркового тільки меншою довжиною секції радіатора.

Охолоджуючий пристрій тепловоза GT-22 американської фірми "Дженерал Моторс" являє собою конструкцію, що полягає із двох шахт нагнітального типу, що містять ґрати фільтри на вході в шахту ОУ, вертикально розташовані бічні жалюзі, мотор-вентилятор із плавним регулюванням числа обертів. За ним установлені дифузори й панелі радіаторів із шатровим розташуванням секцій. На вході встановлені верхні жалюзі.

Охолоджуючий пристрій найпоширенішого тепловоза G16U американської фірми "Дженерал Моторс" являє собою конструкцію, що полягає із двох шахт нагнітального типу, що містять ґрати-фільтри на вході в шахту ОУ, вертикально розташовані бічні жалюзі, мотор-вентилятори із плавним регулюванням числа обертів. За ними встановлені дифузори й панелі радіаторів із шатровим розташуванням секцій. На виході встановлені верхні жалюзі.

Дуже близька до конструкції GT-22 ОУ тепловоза G18U фірми "Хеншель" (ФРН). Основна відмінність – розташування панелей радіатора в горизонтальній площині.

Французький тепловоз типу МТЧ, що випускається фірмою "Франкорейл", має ОУ нагнітального типу [17]. Його шахта містить вертикально розташовані жалюзі, вентилятор-вентилятор-мотор-вентилятор, установлений за колектором із плавним ходом, дифузор і горизонтально розташовані секції радіатора. На виході з відсіку ОУ встановлені верхні жалюзі.

Одна зі спроб застосування ОУ нагнітального типу у вітчизняному локомотивобудуванні була почата на дизель-поїзді серії ДР-1.

Дизель-поїзд серії ДР1 обладнається ОУ, яке по своїй конструкції відрізняється від застосовуваних на тепловозах. Використання одноконтурної схеми охолодження, розміщення конструктивних елементів ОУ в одному блоці, застосування вискоелективних радіаторів охолодження води, а також оригінальної конструкції водомасляного теплообмінника дозволили створити холодильник з високими техніко-економічними

показниками. Радіатори охолодження дизель-поїзда в півтора раза ефективніше тепло-возних секцій, а їх загальна вага майже в три рази менше ваги секції охолодження, наприклад, тепловоза ТГ102.

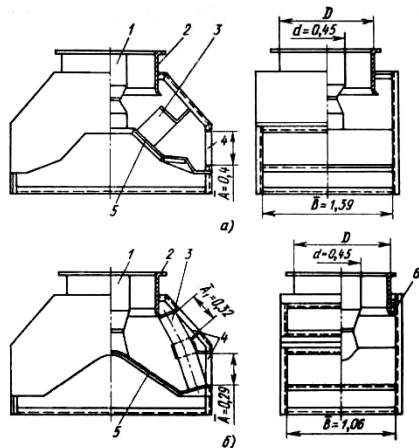


Рис. 1.3 Модель шахти ВВО усмоктувального типу з різним розташуванням секцій радіаторів
а – одноярусним; б – двох'ярусним; 1 – втулка вентилятора; 2 – обичайка; 3 – секція ВВО; 4 – бічні жалюзі; 5 – внутрішній обвід; 6 – колектор

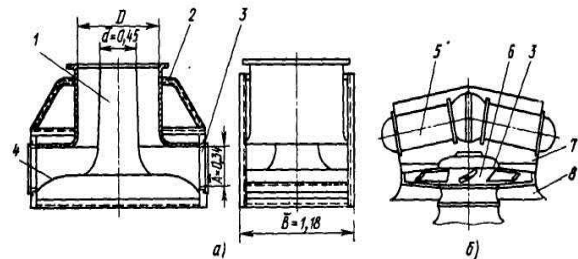


Рис. 1.4. ВВО нагнітального типу
а – усмоктувальний канал; б – вентиляторна установка з радіаторами; 1 – втулка вентилятора; 2 – обичайка; 3 – жалюзі; 4 – внутрішній обвід; 5 – секції радіатора; 6 – колесо вентилятора; 7 – дифузор; 8 – колектор вентилятора

Основні вузли охолоджуючого пристрою дизель-поїзди скомпоновані в одному блоці. Блокова конструкція дозволяє проводити складання й ремонт ОУ в цеху депо, а в машинному відділенні в цей час виконувати інші роботи. Розташування охолоджуючого блоку в даху кузова забезпечує вільний прохід через машинне відділення й гарні умови доступу до основних елементів для огляду й обслуговування агрегатів силової установки.

Повітря для охолодження засмоктується вентилятором через бічні жалюзі, проходить через дифузор, установлений у шахті, і нагнітається у водоповітряні радіатори. Водоповітряні радіатори встановлені горизонтально в прямокутній рамі. Розташування радіаторів на лінії нагнітання вентиляторного колеса зменшує втрати енергії з вихідним повітрям і знижує питому потужність привода. Для обдува частини фронту радіаторів, розташованих над ободом вентиляторного колеса, у дифузорі встановлений спеціальний напрямний апарат. Його форма та

розташування забезпечують ефективне використання всієї поверхні радіаторів. Повітряний потік створюється вентилятором серії КК-2М діаметром 1500 з рівномірно закрученими лопатами.

Конструкція охолоджуючого пристрою тепловоза ТЭРА1 (Росія) являє собою блоки усмоктувального типу з V-Образним розташуванням радіаторів (рис. 1.5). Для розсіювання необхідної кількості теплоти використовується тип вентилятора із приводом від електродвигунів змінного струму, кожний з яких регулюється автономно. Жалюзі, установлені на бічних стінках кузова напроти радіаторів, відкриваючись пропускають усмоктуваний вентиляторами навколишнє повітря, яке обдуває радіаторні секції. Жалюзі приводяться в дію пневмоциліндрами керованими електромагнітним клапаном MV-SH. Керування вентиляторами й жалюзі повністю автоматичне. Тепловоз оснащений двошвидкісними охолоджуючими вентиляторами. Під час роботи тепловоза вмикнення кожного вентилятора здійснюється комп'ютерною системою керування залежно від потреб охолодження дизеля. Система призначена для підтримки температури охолоджуючої рідини в необхідних межах. Правильність роботи охолоджуючих вентиляторів і їх контактів слід перевіряти шляхом проведення відповідного випробування самонавантаженням.

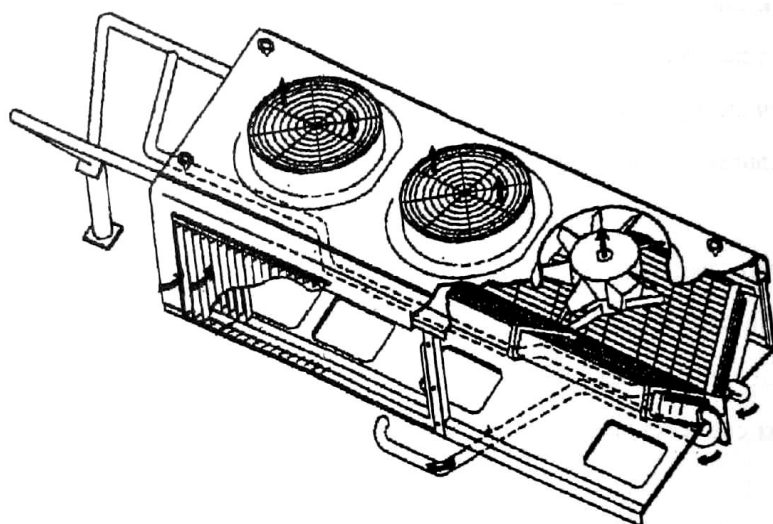


Рис. 1.5 Охолоджуючий пристрій усмоктувального типу з V-Образним розташуванням радіаторів

Стосовно до конструкції шахти охолоджуючого пристрою радіально-кільцевий дифузор розбитий на кілька сегментів для зручності монтажу й экс-

платуації секцій радіатора. На даний вид компоунвання отримані патенти України №33241А МПК 6В 61 С5/02 і №62898А МПК 7.В 61 С5/02 [11, 12].

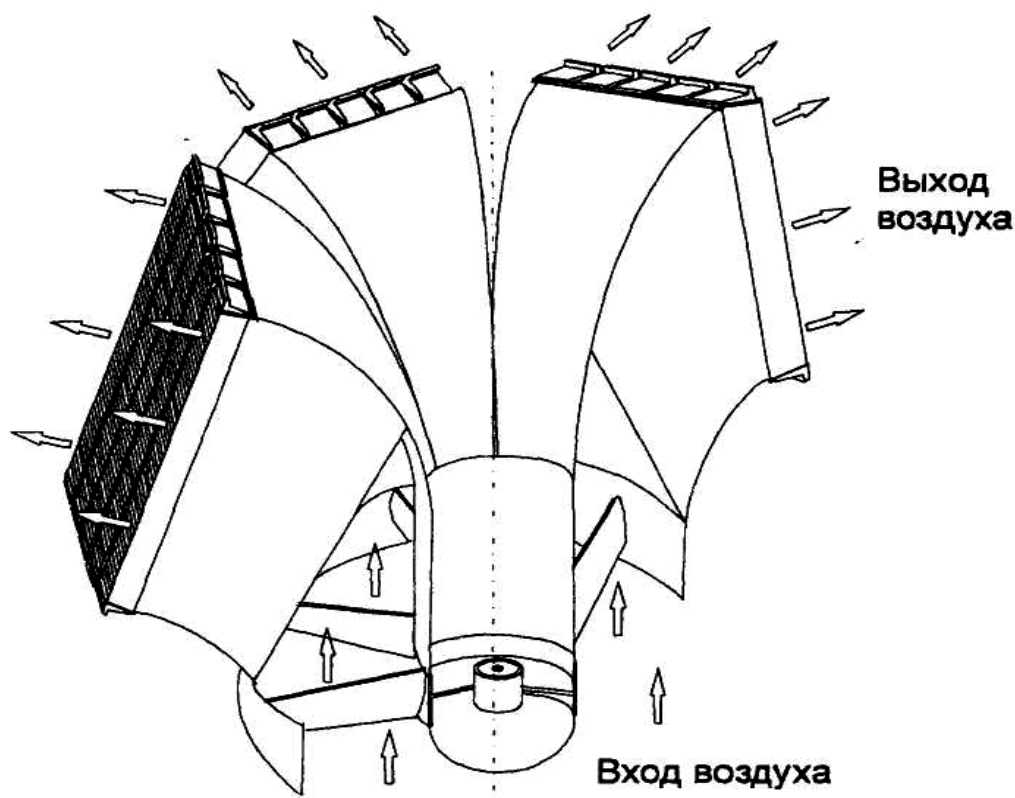


Рис. 1.6 Схема шахти охолоджуючого пристрою (патенти України №33241А, №62898А)

Використання радіально-кільцевого дифузора дозволяє одержати більший ступінь дифузорності ($n=2/3$) і як супроводжуючий результат розвигий фронт вихідного вікна для встановки достатньої кількості секцій радіатора. Даний дифузор до того ж має велику осьову довжину й осьовою симетрією, що сприяє усунення вихрового шнура за лопатами вентилятора й найкращому формуванню повітряного потоку на вході в секції радіаторів.

На ефективність роботи теплорозсіюванного вузла значний вплив виявляють такі фактори, як швидкість руху теплоносіїв (охолоджуючої води й повітря) через радіатор і деякі конструктивні фактори, основними з яких є: співвідношення площі, захопленої вентилятором, і фронтальної площі радіатора, компоунвання охолоджуючої поверхні радіатора (розміри фронтальної поверхні; глибина й ширина серцевини радіатора; форма, матеріал, кількість і розташування трубок радіатора, матеріал, форма й кількість охолоджуючих пластин

або стрічок радіатора), конструкція вентилятора, його кожуха, жалюзі або шторки, а також розташування вентилятора щодо радіатора й двигуна.

Велика різноманітність схем розташування й компонування систем охолодження спостерігається не тільки на автомобілях різних фірм, але й для однієї фірми й навіть у рамках однієї моделі автомобіля при установці двигунів різних типів.

Система охолодження автомобіля Daewoo Lanos (ЗАЗ) (рис. 1.7) являє собою рідинну систему охолодження, закритого типу, із примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини [21].

У рамках однієї моделі система охолодження має різне компонування, залежно від комплектації автомобіля. До складу системи охолодження входить: радіатор, розширювальний бачок, насос охолоджуючої рідини, термостат, електровентилятор (рис. 1.7 – 1.9). При комплектації автомобіля системою кондиціонування повітря встановлюється додатковий електровентилятор (рис. 1.7, 1.9). На автомобілях з автоматичною коробкою передач у лівий бачок радіатора вбудований маслоохолоджувач (рис. 1.7).



Рис. 1.7 Система охолодження автомобіля Daewoo Lanos

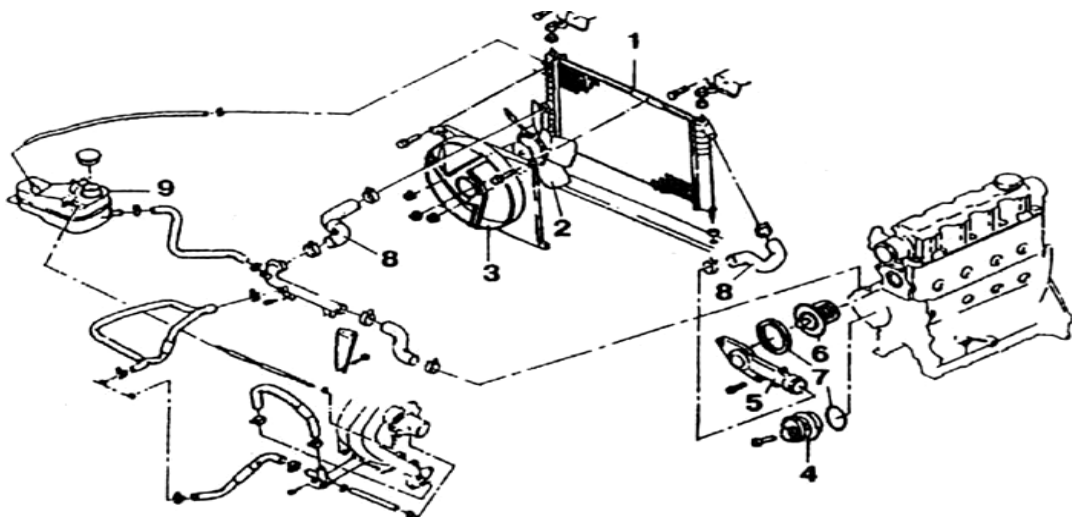


Рис. 1.8 Система охолодження автомобіля Daewoo Lanos (двигун SOHC)
 1 – радіатор; 2 – електровентилятор; 3 – кожух вентилятора; 4 – насос охолоджуючої рідини; 5 – корпус термостата; 6 – термостат; 7 – ущільнювальне кільце; 8 – патрубок; 9 – розширювальний бачок

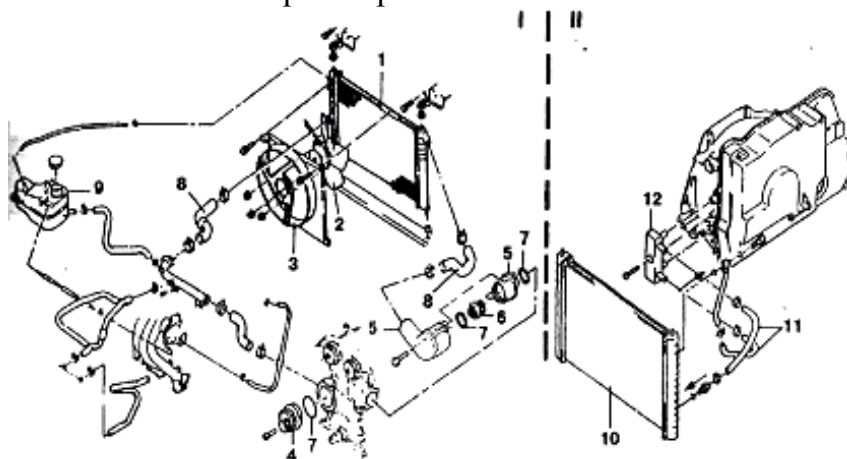


Рис. 1.9 Система охолодження автомобіля Daewoo Lanos (двигун DOHC):
 I – на автомобілях з механічної КПП; II – на автомобілях з автоматичної КПП; 1, 10 – радіатор; 2 – електровентилятор; 3 – кожух вентилятора; 4 – насос охолоджуючої рідини; 5 – корпус термостата; 6 – термостат; 7 – ущільнювальне кільце; 8 – патрубок; 9 – розширювальний бачок; 11 – трубки підведення й відводу масла; 12 – блок штуцерів

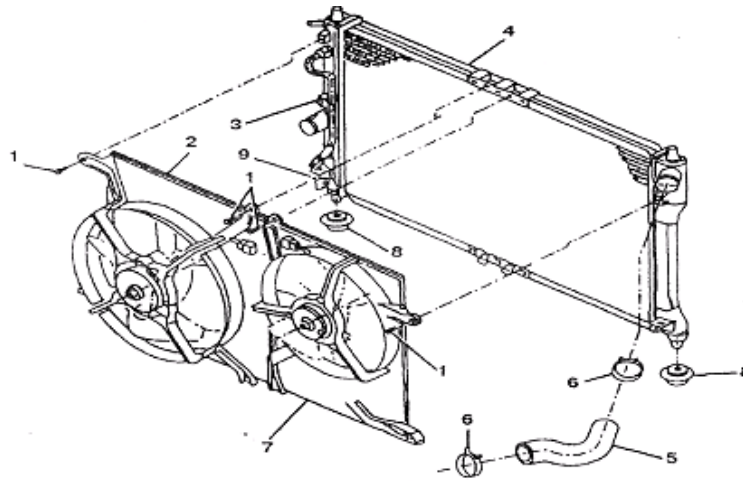


Рис. 1.10 Радіатор і вентилятори системи охолодження двигуна автомобіля Daewoo Lanos: 1 – кріпильний болт; 2 – електровентилятор (основний); 3 – тримач шлангів (на автомобілі з автоматичної КПП); 4 – радіатор; 5 – верхній патрубок радіатора; 6 – хомут; 7 – електровентилятор (додатковий, тільки на автомобілі із системою кондиціонування повітря); 8 – подушка радіатора; 9 – зливальний кран

Радіатор у системі охолодження автомобіля Daewoo Lanos трубчато-стрічковий із плоскими овальними трубками, алюмінієвий, із пластмасовими бачками (на правій і лівій стороні радіатора). Вентилятор 5-ти лопатевий, електродвигун якого кріпиться на кожусі, що має прямокутну форму.



Рис. 1.11 Система охолодження автомобіля Daewoo Sens

На відміну від автомобіля Daewoo Lanos на автомобілі Daewoo Sens установлений двигун Мемз-301 [58]. У системі охолодження цього автомобіля радіатор трубчато-пластинчастий із круглими трубками, алюмінієвий. Вентилятор 8-ми лопатевої (рис. 1.10 – 1.11). Однак замість кожуха застосована просто обичайка, що значно зменшує площу обдування радіатора вентилятором.

У системі охолодження автомобіля «Таврія» застосовується два види радіаторів. Це алюмінієвий трубчато-пластинчастий радіатор із круглими труб-

ками й більш ефективний – мідний трубчасто-стрічковий із плоскими овальними трубками, який застосовується на автомобілях «Таврія» і «Славути» із двигуном обсягом 1299 см³ і інжекторною системою живлення [11]. Разом з алюмінієвим радіатором застосовується 4-х лопатевий вентилятор, установлений в обичайці (рис. 1.12), аналогічно автомобілю Daewoo Sens. А разом з мідним радіатором застосовується більш ефективний 7-ми лопатевий вентилятор, який кріпиться в кожусі, що охоплює майже всю площу радіатора.

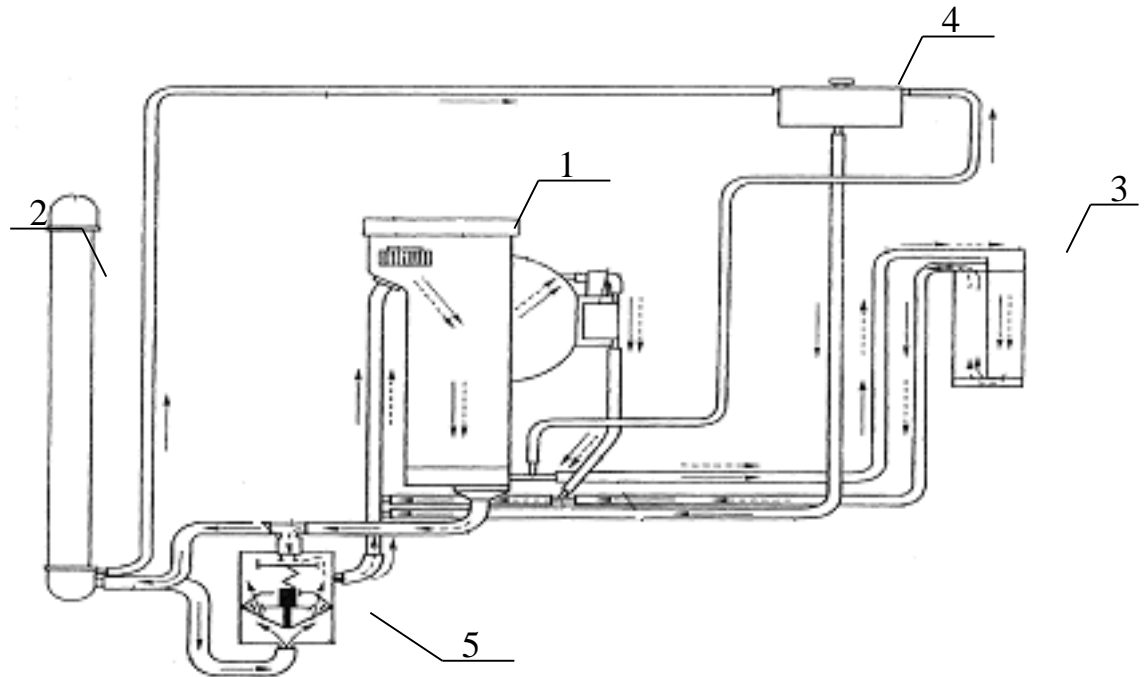


Рис. 1.12 Схема системи охолодження двигуна Мемз-301:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – радіатор системи охолодження двигуна; 3 – радіатор нагрівника салону; 4 – розширювальний бачок; 5 – термостат

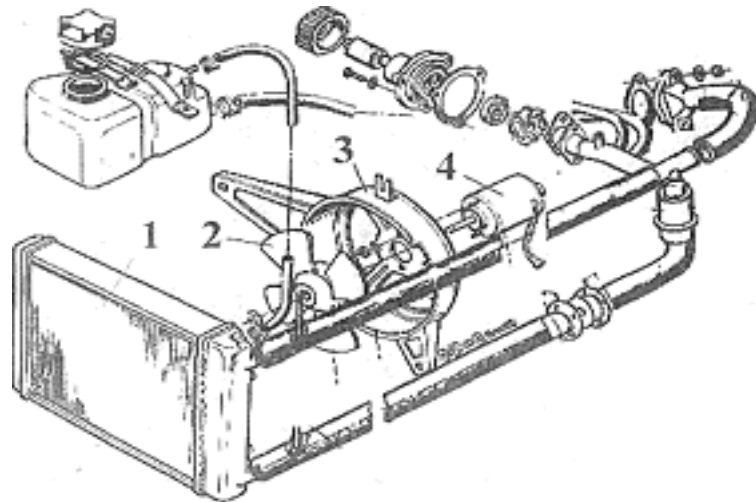


Рис. 1.13 Система охолодження автомобіля «Таврія»:
1 – радіатор; 2 – крильчатка; 3 – обичайка вентилятора; 4 – електродвигун вентилятора

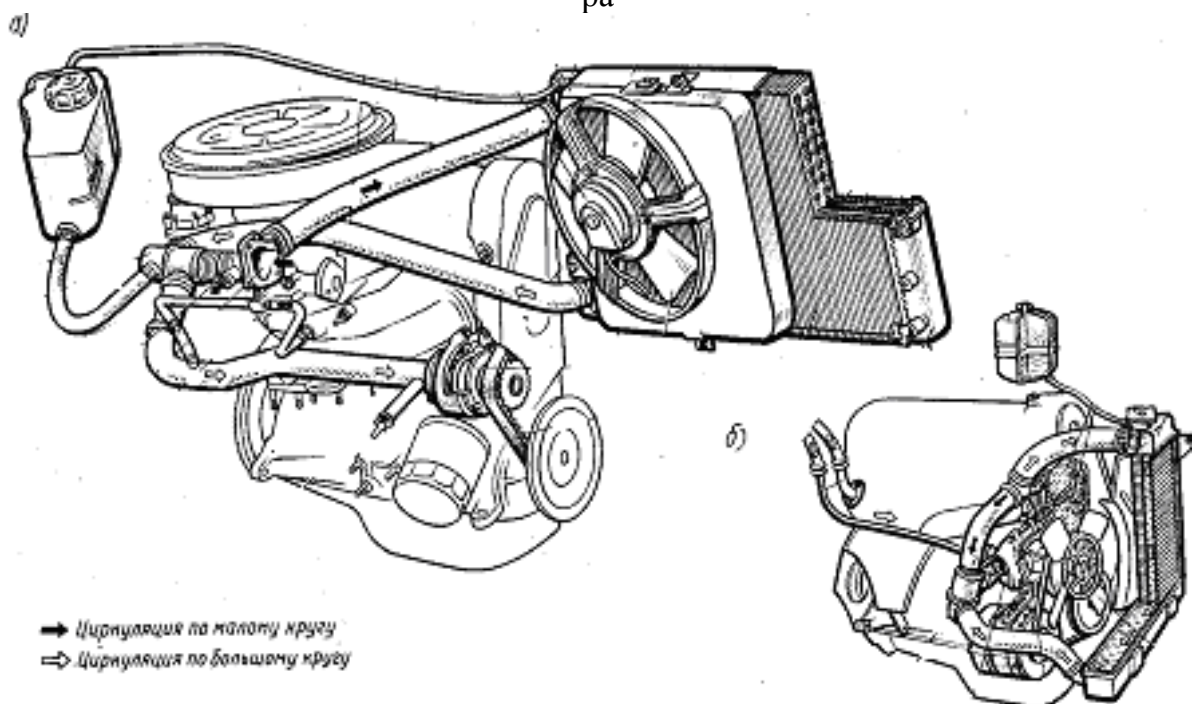


Рис. 1.14 Система охолодження автомобілів VAZ-2108 і VAZ-2105:
а – VAZ-2108; б – VAZ-2105;
1 – термостат; 2 – розширювальний бачок (компенсаційний); 3 – електродвигун вентилятора; 4 – кожух вентилятора; 5 – радіатор; 6 – датчик включення й вимикання вентилятора; 7 – вентилятор; 8 – ремінь привода вентилятора й рідинного насоса

Радіатор, установлений на автомобілі VAZ-2108 (рис. 1.14, а) на відміну від радіатора автомобіля VAZ-2105 (рис. 1.14, б) розбірний [12]. Він складається із двох вертикальних пластмасових бачків, серцевини, виготовленої з ребристих алюмінієвих пластин і горизонтальних трубок. На правому бачку встановлені датчик для вмикання й вимикання електродвигуна вентилятора й зливальна

пробка радіатора. З метою поліпшення циркуляції рідини й тепловіддачі в лівому бачку є перегородка.

У наш час з'явилися автомобілі з розташуванням вентилятора перед радіатором. У цьому випадку вентилятор працює на нагнітання повітряного потоку на радіатор.

Дану схему розташування вентилятора застосували на автомобілях виробництва ВАЗ і PEUGEOT.



Рис. 1.15 Система охолодження автомобіля ВАЗ-21213 (Нива)



Рис. 1.16 Система охолодження автомобіля PEUGEOT 307

Таким чином, проведений огляд існуючих конструкцій охолоджуючих пристроїв ДВЗ автомобілів і тепловозів дозволяє зробити наступний висновок про те, що охолоджуючі пристрої усмоктувального типу одержали найбільш широке застосування. У цей час застосовуються охолоджуючі пристрої нагнітального типу, які вимагають проведення спеціальних досліджень.

1.2 Результати попередніх досліджень

У зв'язку з тим, що в нашій країні немає наукових основ для розрахунків ОУ нагнітального типу автомобілів, тому приводяться дослідження ОУ усмоктувального й нагнітального типу локомотивів.

У дослідження повітропроводів ОУ, у т.ч. шахт, тепловозних дизелів значний внесок внесли вчені А.І. Володин, П.М. Егунова, В.П. Епифанов, А.Н. Коняєв, Ю.А. Куликов, А.А. Ключев, Н.І. Панів, Е.Я. Рогачов, С.А. Рожковський, В.П. Теремильников, А.П.Третьяков, Л.С.Турів, Е.Б. Черток і інші вчені.

Створення тепловозів серії ТЭ10, 2ТЭ10Л, ТЭП60, ТГ106, ТЭ109, М62 зажадало проведення подальших досліджень аеродинамічних характеристик охолоджуючих пристроїв різних типів і конструкцій. Дослідження, проведені на стендах і тепловозах ТГ106, 2ТЭ10Л и М62, дозволили оцінити вплив різних елементів конструкції повітряного тракту шахти на продуктивність вентиляторної установки. Було встановлено, що основні втрати енергії повітряного потоку в шахті відбуваються на вході в колектор вентиляторної установки. Дослідження показали, що коефіцієнт опору шахти $\xi_{ш}$ охолоджуючих пристроїв тепловозів не залежить від Re при зміні продуктивності вентилятора від 50 до 100%. Це свідчить про автономного процесу руху повітря в шахті охолоджуючого пристрою.

Дослідження показали, що існує нерівномірність полів швидкості повітряного потоку перед радіатором і на вході в шахту охолоджуючих пристроїв тепловозів. При цьому ступінь нерівномірності полів швидкості повітря залежить від відносного положення панелей радіатора й вентиляторів, співвідношення висоти й ширини фронту панелей радіатора й інших факторів і впливає на аеродинамічні характеристики шахти охолоджуючого пристрою.

Випробування натурних зразків охолоджуючих пристроїв (на стендах і тепловозах) дозволили розв'язати завдання створення й доведення охолоджуючих пристроїв тепловозів і нагромадити деякі експериментальні дані для наступного проектування. Однак вони характеризувалися значними труднощами й

мали серйозні недоліки. Тому багато подальших досліджень були проведені на моделях охолоджуючих пристроїв. У результаті випробувань перших моделей охолоджуючого пристрою тепловоза ТЭ2 з усмоктувальної (серійної) і нагнітальної аеродинамічними схемами встановлене, що в охолоджуючому пристрої нагнітального типу при однакових із серійним пристроєм витратах потужності на привод вентилятора середня швидкість повітря в радіаторі більше на 14...18%.

Дослідження охолоджуючих пристроїв з нагнітальною аеродинамічною схемою для тепловозів великої секційної потужності [7] і охолоджуючих пристроїв усмоктувального типу на універсальних моделях і натурних зразках дозволили одержати першу узагальнену залежність для коефіцієнта аеродинамічного опору шахти [14].

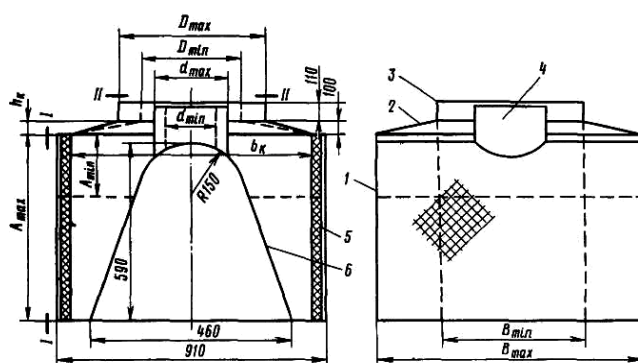


Рис. 1.17 Схема універсальної моделі охолоджуючого пристрою
1 - пересувні торцеві стінки; 2 - колектор; 3 - обичайка; 4 - обтічник під'ятника й втулка вентилятора; 5 - модель радіатора; 6 - внутрішній каркас

У результаті досліджень на моделях аеродинамічних характеристик охолоджуючих пристроїв дизелів тепловозів ТЭ3, 2ТЭ10Л 2ТЭ116 і 2ТЭ121 отримані рекомендації з їхнього вдосконалювання [3, 14].

Робота, проведена на моделях і натурних зразках дозволила вивчити робочий процес і дати певні рекомендації з вибору раціонального компонування охолоджуючих пристроїв і перші узагальнені залежності, необхідні для розрахунків пристроїв з усмоктувальної й нагнітальної аеродинамічними схемами. Роботи з подальшого вивчення раціональних аеродинамічних схем і конструкцій шахт, вентиляторних установок жалюзі й інших елементів охолоджуючих

пристроїв були актуальними й в останні роки проводилися з метою визначення впливу на аеродинамічні характеристики шахт, вентиляторних установок і жалюзі основних елементів і розмірів охолоджуючих пристроїв, одержання узагальнених залежностей для коефіцієнтів опору шахти й жалюзі з урахуванням специфічних умов роботи, розробки методики розрахунків охолоджуючих пристроїв і в остаточному підсумку РТМ по розрахунках і проектуванню теплово-зів.

Вплив основних параметрів і елементів конструкції охолоджуючого пристрою на аеродинамічні характеристики шахт. У результаті досліджень, проведених з використанням матриці по методу математичного планування експерименту, що дозволяє скоротити число випробуваних варіантів універсальної моделі охолоджуючого пристрою до 25 (рис 1.17) установлене, що втрати енергії в шахті охолоджуючих пристроїв усмоктувального типу в основному залежать від геометричних параметрів повітряного тракту, що визначають площу фронту панелей радіатора, ступінь звуження й кут повороту потоку повітря в шахті [8].

Середні значення коефіцієнта аеродинамічного опору для автотельного режиму течії повітря в моделі при відповідній комбінації основних геометричних розмірів (A, B, D, і d) описуються поліномом другого порядку [3]:

$$\zeta_{ш} = 2.31 + 0.216x_1 - 0.239x_2 + 0.113x_3 - 0.099x_4 - 0.522x_1^2 + 0.143x_2^2 - 0.093x_4^2 - 0.026x_1x_2 - 0.063x_1x_3 - 0.125x_1x_4 + 0.038x_2x_4 + 0.124x_3x_4 - 0.027x_3^2, \quad (1.1)$$

де $x_1 = (D - 500) / 100$;
 $x_2 = (d - 0,45) / 0,15$;
 $x_3 = (B - 1200) / 600$;
 $x_4 = (A - 400) / 200$.

Рівняння (1.1.3.1) встановлює зв'язок між коефіцієнтом $\zeta_{ш}$ безрозмірними значеннями основних геометричних розмірів шахти.

Аналіз рівняння (1) показує, що залежність коефіцієнта $\zeta_{ш}$ від параметрів D(x_1), d(x_2) і A (x_4) нелінійна, а від ширини фронту B (x_3) - лінійна. Крім того, взаєм-

ний вплив параметрів $D \times d$, $D \times B$, $d \times b$ і $B \times A$ приблизно на порядок нижче, чим вплив кожного з них окремо на $\zeta_{ш}$.

Середнє квадратичне відхилення значень коефіцієнта $\zeta_{ш}$ відповідно до рівняння (1.1.3.1) від досвідчених даних становить $\sigma = 0,27$. Це дозволяє визначати повний тиск, що розвивається вентилятором, з точністю до 5%.

Отримані досвідчені дані по дослідженню моделей шахт охолоджуючих пристроїв апроксимовані більш зручним для практичних цілей рівнянням [3]

$$\zeta_{ш} = [1,84 + 1,1/n - 0,76/(B/D)] \cdot (d)^{-0,24} \quad (1.2)$$

Аналіз, проведений з використанням залежності (1.2), показав, що втрати енергії в шахті змінюються обернено пропорційно діаметру вентилятора D . Зі збільшенням відносного діаметра d втулки вентилятора втрати енергії суттєво зростають. У той же час зміна d у діапазоні 0,3 - 0,45 приводить до зниження тільки на 10% [13].

Відносна ширина фронту $B=D$ виявляє на величину втрат менш істотний вплив, однак мінімальні втрати відповідають значенням B , близьким до одиниці. У цьому випадку у вхідному перетині шахти забезпечується практично безвідривна течія.

Найбільші втрати в шахті мають місце при звуженні потоку на вході у вентиляторну установку. Тому в охолоджуючих пристроях прагнуть застосовувати колектор із плавним входом, який має найменший аеродинамічний опір ($\zeta_k = 0,05$) і щонайкраще формує потік перед вентиляторним колесом. Однак при установці плавного колектора можуть збільшуватися втрати енергії, пов'язані з утвором вихрових зон (так званих повітряних мішків) у просторі між колектором, радіатором і бічними стінками кузова. Чим менше відстань між колектором і панеллю радіатора, тем менше частка цих втрат, і ефект від установки колектора із плавним входом збільшується.

Дослідження впливу на коефіцієнт опору $\zeta_{ш}$ шахти основних геометричних параметрів колектора вентилятора і його форми проводили на моделях

охолоджуючих пристроїв аркового усмоктувального типу. У якості базового був прийнятий передній відсік (з боку дизеля) охолоджуючого пристрою тепловоза 2ТЭ121. Вхідні розміри a_k і b_k чотиригранного колектора і його висота h_k змінювались в процесі досліджень у діапазоні $b_k = 1,093 - 1,355$; $a_k = 1,055 - 1,5$; $h_k = 0,1125 - 0,2925$. При цьому поперечні розміри шахти й відстань від панелей радіатора до вхідної крайки обичайки вентилятора зберігали постійними.

У результаті досліджень була отримана залежність [4]

$$\zeta_{ш} = 3,268(1-1/n)^2 \cdot (b_k / D)^{-0,189} \cdot (a_k / D)^{-0,762} \cdot (h_k / D)^{-0,133} \quad (1.3)$$

Вона дає гарну збіжність розрахункових і досвідчених значень коефіцієнта $\zeta_{ш}$ для всіх варіантів моделей шахт, що пройшли випробування. Значення $\zeta_{ш}$, обчислені по залежності (1.2), на 15 - 60% перевищують досвідчені. Пояснюється це тим, що залежність була отримана для більш широкого діапазону зміни основних геометричних параметрів шахти охолоджуючого пристрою.

Використання результатів попередніх досліджень дозволило одержати для значень $b/D = 1,2 \dots 1,3$ узагальнену залежність [3, 8]

$$\zeta_{ш} = 0,635 \left[(1,84 + 1,1/n - 0,76D/B)d - 0,24 \right] (b_k / D)^{-0,189} \cdot (h_k / D)^{-0,133} \quad (1.4)$$

При застосуванні вентиляторних установок із плавним вхідним колектором (рис. 1.1.3.8, б) залежно від умов компонування, типу привода й інших факторів робоче колесо може розміщатися на різній висоті h_k . Наведені дослідження дозволили встановити, що в діапазоні зміни $h_k = 0,1 - 0,3$

$$\zeta_{ш} = 0,55 \left[(1,84 + 1,1/n - 0,76D/B)d - 0,24 \right] (h_k / D)^{-0,133} \quad (1.5)$$

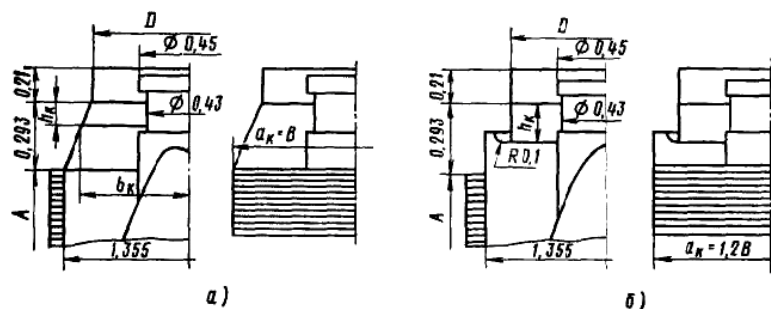


Рис. 1.18 Аеродинамічні схеми проточної частини шахти охолоджуючих пристроїв з колектором
 а — чотиригранним; б — плоскоовальним
 (розміри — у частках від D)

Відносно невелика швидкість повітря за радіатором, особливо в нижній його частині, обумовлює той факт, що розмір c' (див. рис. 1.1) при значеннях $c' > 0,06D$ не виявляє помітного впливу на значення коефіцієнта опору. Цим же в основному можна пояснити й те, що збільшення глибини панелей радіатора до 1,5 практично не змінює коефіцієнта опору шахти [3].

Аеродинамічні характеристики шахт охолоджуючих пристроїв дахового типу визначаються глибиною розташування й кутом установки радіаторів, місцем розташування й розмірами повітрязабірних вікон.

Випробування моделі шахти дахового усмоктувального типу показали, що коефіцієнт опору значною мірою визначається глибиною b розташування панелей радіатора (рис. 1.19). Так, при розташуванні останніх у бічних стінок шахти безпосередньо за жалюзі ($b = 0,88$) $\zeta_{ш} = 2,1$, що підтверджується рівнянням (1.2), а при $b = 0,55$ (розташування радіатора в охолодному пристрої теплового ТЭП70) $\zeta_{ш} = 1,56$, тобто зменшується приблизно на 30%. Дослідження показали, що врахувати вплив глибини розташування панелей радіатора можна за допомогою поправочного коефіцієнта k_b :

$$\zeta_{шb} = k_b \zeta_{ш} \quad (1.6)$$

У результаті обробки досліджуваних даних установлене, що в цьому випадку застосовна лінійна апроксимація [3]

$$k_b = 0,24 + 0,86b \quad (1.7)$$

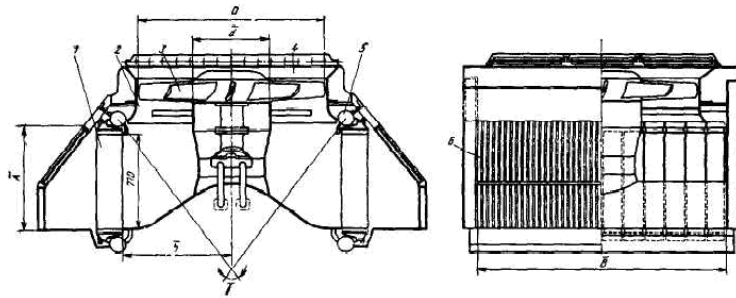


Рис. 1.19 Блок охолоджуючого пристрою тепловоза ТЭП70:
1-секції радіатора; 2-колектор; 3-вентилятор; 4-дифузор; 5-усмоктувальний канал; 6-жалюзі з вертикальними стулками

При дослідженні впливу кута установки панелей радіатора на характеристики охолоджуючого пристрою за початковий варіант ($\gamma=0$) було прийнято компонування охолоджуючого пристрою тепловоза ТЭП70. Кут установки в процесі випробувань змінювали в діапазоні $\gamma=0 - 90^\circ$ (рис. 1.19). Встановлено, що зі збільшенням кута γ до 60° коефіцієнт опору $\zeta_{ш}$ зменшується за рахунок вирівнювання поля швидкості перед входом у колектор. При подальшому збільшенні γ коефіцієнт опору зростає за рахунок збільшення втрат на поворот повітряного потоку при вході в панелі радіатора. Характер зміни функції $\zeta_{ш}=f(\gamma)$ близький до параболічного. Аналіз результатів досліджень показує, що при оптимальному значенні кута γ коефіцієнт опору шахти на 15% менше, чим при $\gamma=0$. В області раціональних значень кута установки панелей радіатора величина $\zeta_{ш}$ змінюється незначно [3].

Вплив кута установки панелей на коефіцієнт опору $\zeta_{ш}$ можна враховувати за допомогою поправочного коефіцієнта [3]

$$k_\gamma = 1 - 0,103\gamma - 0,173\gamma^2 + 0,141\gamma^3 \quad (1.8)$$

Враховуючи викладене, коефіцієнт опору шахти усмоктувального дахового типу може бути визначений по рівнянню [3]

$$\zeta_{ш\gamma} = k_L k_\gamma \xi_{ш} \quad (1.9)$$

Аналіз отриманих залежностей показав, що раціональні значення γ лежать у діапазоні $\gamma=50...70$, а величина b повинна бути близької до $b = D+2r_k$ (r_k – радіус заокруглення вхідної ділянки колектора). При таких значеннях γ і b шахта має мінімальний аеродинамічний опір. Повітрозабірні вікна охолоджуючих пристроїв цього типу з метою зменшення ймовірності влучення випускних газів у системи охолодження розташовуються лише на бічних стінках. У цьому випадку коефіцієнт опору можна суттєво зменшити за рахунок збільшення висоти вікон і організації плавного внутрішнього обводу. Так, збільшення висоти від $0,3D$ до $0,6D$ ($\gamma=0$) приводить до зменшення коефіцієнта опору з 2,7 до 2,2.

З урахуванням компоновальних міркувань і умов експлуатації раціональної слід вважати аеродинамічну схему з розташуванням повітрозабірних вікон висотою $A=0,35D$ у бічних стінках шахти й кутом установки радіаторів $\gamma=60...80$.

У табл.1.1.3.2 наведені значення $\zeta_{ш.ом}$, отримані в результаті досліджень моделей охолоджуючих пристроїв (ОУ) і натурних ОУ тепловозів; вони дозволяють зробити висновок про прийнятну збіжність результатів модельних і натурних випробувань.

Таблиця 1.2

Значення $\zeta_{ш.ом}$ моделей і натурних ОУ тепловозів

	Модельні	Натурні
ТЕЗ	1,99 по формулі(1.2)	1,95
2ТЕ10Л	1,91	2,4
М62	1,93	1,92
2ТЕ109	1,89	1,7
2ТЕ114	1,7 по формулі(1.2)	1,68
2ТЕ116М	1,8 по формулі(1.2)	
ТЕП70	1,56	1,57

Додатковими дослідженнями встановлений вплив на коефіцієнт опору шахти площі повітрозабірних вікон. Збільшення розміру вікна до $A = 0,6D$ дозволяє зменшити $\zeta_{ш}$ із 2,4 до 1,85. Із цього погляду доцільне збільшення повітрозабірних отворів за рахунок похилої частини даху.

При $\bar{l} < 0,3$ на коефіцієнт опору $\zeta_{ш}$ впливає форма каналів у місці повороту потоку перед вентиляторним колесом, яка виявляється найкращої при засто-

суванні плавного обтічника ($R=0,35D$) до нижнього обводу шахти. У цьому випадку коефіцієнт опору на 10% менше, чим при застосуванні звичайного сферичного обтічника. Установка циліндричного обтічника, що не має плавного переходу, ефекту не дає.

Порівняльний аналіз результатів проведених досліджень охолоджуючих пристроїв з усмоктувальної й нагнітальної аеродинамічними схемами дозволяє на основі залежностей (1.2) і (1.9) одержати єдине узагальнене рівняння для визначення коефіцієнта опору шахт, слушне при наступних значеннях вхідних у нього величин: $Re \geq 1,6 \times 10^5$; $1,1 \leq n \leq 4$; $0,8 \leq \bar{B} \leq 2,2$; $0,3 \leq \bar{d} \leq 0,5$; $1,0 \leq B/A \leq 2,5$; $1,1 \leq \bar{b} \leq 1,8$; $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$; $1,093 \leq \bar{b}_k \leq 1,355$; $0,113 \leq \bar{h}_k \leq 0,293$:

$$\zeta_{ш} = k_L k_\gamma d_0 (a_0 + b_0 / n - c_0 / B) \quad (1.10)$$

Значення, коефіцієнтів, що входять у рівняння (1.10), наведені в табл. 1.3. При цьому значення d_0 дані з урахуванням впливу на коефіцієнт $\zeta_{ш}$ параметрів b_k і h_k колектора вентилятора, визначених у результаті додатково проведених досліджень.

Блокові повітряно-повітряні охолоджувачі (ВВО) усмоктувального й нагнітального типів для охолодження наддувочного повітря атмосферним досліджувалися з метою визначення раціональних варіантів для тепловоза ТЕП75. При випробуванні ВВО усмоктувального типу змінювалися кути установки панелей радіатора ($\gamma=0 - 110^\circ$) і геометричні параметри нижнього обводу. У пристрої нагнітального типу змінювали розміри повітрязабірних вікон і форму нижнього обводу й обтічника. Повітряно-повітряний радіатор у ньому розташовувався, так само як і у водоповітряному пристрої нагнітального типу, за вентилятором у короткому дифузорі, який має вхідний перетин кільцевої форми, а вихідне – прямокутної.

Таблиця 1.3

Значення коефіцієнтів, що входять у рівняння (1.10)

Охолоджуючий пристрій	a_0	b_0	c_0	d_0	k_L розміру, що враховує вплив	k_γ кута, що вра-
-----------------------	-------	-------	-------	-------	----------------------------------	--------------------------

					\bar{L}	ХОВУЄ ВПЛИВ, ν
Усмоктувальна: аркового типу	1,84	1,1	0,76	$0,84 \bar{d}^{-0,24} \times \bar{b}_k^{-0,19} \times \bar{h}_k^{-0,14}$	$0,455 + 0,86 \times / 4 + \sqrt{\bar{L}^2 + \bar{h}^2}$	—
V-Образного типу	1,84	1,1	0,76			1-0,103 γ - 0,173 γ^2 + 0,141 γ^3
Дахового типу	1,84	1,1	0,76			
Нагнітальне	0,5	2,4	0	$\bar{b}^{-0,19} \times \bar{h}^{-0,14}$	—	—

Дослідження показали, що коефіцієнт аеродинамічного опору вихідного варіанта шахти одноярусного ВВО усмоктувального типу $\zeta = 1,45$. Кут установки γ панелей радіатора суттєво впливає на опір шахти. Його раціональне значення перебуває в діапазоні 80 - 100. При цьому коефіцієнт опору не перевищує 1,35. Конструкція обтічника й форма внутрішнього обводу впливають на характеристики шахти. Установка жалюзі з горизонтальними стулками збільшує коефіцієнт опору шахти на 7 - 10%, що пов'язане з виникненням додаткових втрат за рахунок повороту повітряного потоку в стулках.

Коефіцієнт аеродинамічного опору вихідного варіанта шахти двох'ярусного ВВО рівний 1,6. При цьому середні значення швидкості повітря в панелях радіатора верхнього й нижнього ярусів приблизно однакові. Опір шахти такого типу можна зменшити за рахунок розташування панелей радіатора паралельно стінкам кузова й збільшення висоти повітрозабірних вікон до $A = 0,41D$. Істотним недоліком цього варіанта слід вважати можливість влучення продуктів випуску дизеля в панелі радіатора верхнього ярусу.

Шахта ВВО нагнітального типу характеризується порівняно більшим значенням коефіцієнта опору ($\zeta = 2,1$), який може бути зменшено до 1,7 у результаті організації плавного нижнього обводу при збільшенні відстані l між зрізом колектора й обводом.

Порівняння результатів випробувань блоків ВВО з результатами випробувань аналогічних пристроїв усмоктувального й нагнітального типів для охолодження води й масла дизеля дозволяє зробити висновок про те, що в пристроях для охолодження наддувочного повітря атмосферним можуть використо-

уватися раціональні варіанти шахт, вентиляторних установок і жалюзі пристроїв для охолодження води й масла дизеля. Це дозволяє застосувати в охолоджуючих пристроях дизелів єдині уніфіковані пристрої блокового типу для охолодження води, масла й наддувочного повітря.

1.3. Виводи й постановка завдань.

1. Проведений огляд існуючих конструкцій систем охолодження усмоктувального й нагнітального типу застосовуваних, як на автомобілях так і на тепловозах вітчизняного й закордонного виробництва.

2. Як показав огляд, системи охолодження нагнітального типу застосовувалися на автомобілях рідше, чим на тепловозах.

3. Охолоджуючий пристрій нагнітального типу дозволяє працювати вентилятору на холодному повітрі, що підвищує його економічність, значно зменшує динамічні втрати з вихідною швидкістю повітря (збільшений перетин на виході із пристрою) і зменшує нерівномірність поля швидкостей перед радіатором.

4. Використання радіально-кільцевого дифузора дозволяє одержати більший ступінь дифузорності. Даний дифузор до того ж має велику осьову довжину й осьовою симетрією, що сприяє усунення вихрового шнура за лопатами вентилятора й найкращому формуванню повітряного потоку на вході в секції радіаторів.

5. Проведений аналіз попередніх досліджень. Коефіцієнт опору шахти $\zeta_{\text{ш}}$ охолоджуючих пристроїв тепловозів не залежить від Re при зміні продуктивності вентилятора від 50 до 100%.

6. Ступінь нерівномірності полів швидкості повітря залежить від відносного положення радіатора й вентиляторів, співвідношення висоти й ширини фронту радіатора й інших факторів і впливає на аеродинамічні характеристики охолоджуючого пристрою.

7. Дослідження охолоджуючих пристроїв з нагнітальною аеродинамічною схемою для тепловозів великої секційної потужності й охолоджуючих пристроїв усмоктувального типу на універсальних моделях і натурних зразках дозволили одержати першу узагальнену залежність для коефіцієнта аеродинамічного опору.

Завдання досліджень.

Провести теоретичні дослідження нагнітальної системи охолодження автомобіля.

Розробити математичну модель теплового й аеродинамічного розрахунків систем охолодження нагнітального типу.

Експериментально досліджувати характеристики вентилятора й нерівномірність поля швидкостей повітряного потоку перед радіатором з метою уточнення математичної моделі.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ТРАКТУ АВТОМОБІЛЯ. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1 Математична модель теплового й аеродинамічного розрахунків системи охолодження.

Аеродинамічний опір охолоджуючого пристрою автомобіля визначається втратами енергії повітряного потоку на окремих ділянках аеродинамічного тракту.

Основними елементами конструкції охолоджуючого пристрою, що визначають аеродинамічні втрати, є: ґрати (Реш., перетин I – II) на вході й аеродинамічний канал (Кан., перетин II-III), радіатор (Радий., перетин III-IV), кожух перед вентилятором (ДО, перетин IV-V), вентилятор (В, перетин V-VI) (рис. 2.1) [22].

У цьому випадку аеродинамічний опір охолоджуючого пристрою автомобіля визначається втратами енергії повітряного потоку на окремих ділянках аеродинамічного тракту (2.1):

Розглянемо схему перебігу теплоносіїв у радіаторі автомобіля, представлену на (рис. 2.1). Відповідно до цієї схеми частини I і III поверхні обмиваються повітрям, що просмоктується вентилятором. Гарячий теплоносій має два ходи (рис. 2.1, а). Для аналізу роботи поверхні теплообміну наочніше взяти за основу схему, представлену на (рис 2.1, б) [9].

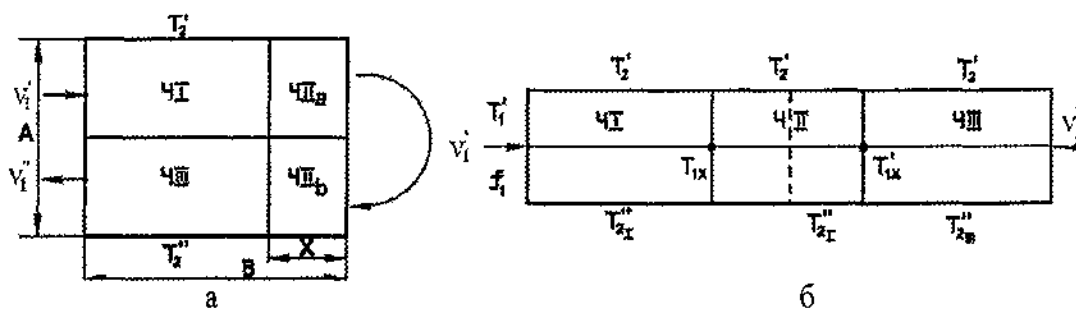


Рис. 2.1 Розрахункова схема перебігу теплоносіїв у радіаторі автомобіля

Для радіатора, повністю охопного вентилятором, теплопередача описується наступним рівнянням:

$$\left. \begin{aligned} Q &= k \cdot F_2 \cdot \left(\frac{T_1' + T_1''}{2} - \frac{T_2' + T_2''}{2} \right); \\ Q &= V_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{p_1} \cdot (T_1' - T_1''); \\ Q &= V_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{p_2} \cdot (T_2'' - T_2'); \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Відповідно до цієї схеми теплопередача в радіаторі, частково обдуваного вентилятором, описується наступною системою рівнянь.

Для частини I:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_1 \cdot \frac{F_2}{2B} \cdot (B-x) \cdot \left(\frac{T_1' + T_{1_x}}{2} - \frac{T_2' + T_{2_1}}{2} \right); \\ Q_1 &= V_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_1 \cdot C_{p_1} \cdot (T_1' - T_{1_x}); \\ Q_1 &= V_{2_1} \cdot \frac{f_2}{2B} \cdot (B-x) \cdot \rho_{2_1} \cdot C_{p_{2_1}} \cdot (T_{2_1}'' - T_2'); \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_{2_1}}},$$

де $\sum R$ - термічний опір теплопередачі через стінку трубки й ребро, м²·ДО/Вт.

Для частини II:

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= k_2 \cdot \frac{F_2}{B} \cdot x \cdot \left(\frac{T_{1_x}' + T_{1_x}''}{2} - \frac{T_{2_2}'' + T_2'}{2} \right); \\ Q_2 &= V_2 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1_2} \cdot C_{p_{1_2}} \cdot (T_{1_x}' - T_{1_x}''); \\ Q_2 &= V_{2_2} \cdot \frac{f_2}{2B} \cdot x \cdot \rho_{2_1} \cdot C_{p_{2_1}} \cdot (T_{2_1}'' - T_2'); \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Для частини III:

$$\left. \begin{aligned} Q_3 &= Q - Q_1 - Q_2 = k_1 \cdot \frac{F_2}{2B} \cdot (B-x) \cdot \left(\frac{T'_{1x} + T''_{1x}}{2} - \frac{T''_{23} + T'_{23}}{2} \right); \\ Q_3 &= V_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{p_{13}} \cdot C_{p_{13}} \cdot (T'_{1x} - T_1^n); \\ Q_3 &= V_2 \cdot \frac{f_2}{2B} \cdot (B-x) \cdot \rho_{p_{23}} \cdot C_{p_{23}} \cdot (T''_{23} - T'_2); \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

$$k_3 = k_1.$$

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 у розглянутих вище рівняннях звичайно експериментальним шляхом одержують залежності в критеріальній формі типу:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_3}{\lambda} = C \cdot Re^n \left(\frac{Pr_f}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.5)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² ДО);

λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м ДО);

d_3 - еквівалентний діаметр (характерний розмір), обраний при обробці експериментальних даних, м;

Pr_f та Pr_c - значення критерію при середній температурі теплоносія й стінки.

Так, для визначення коефіцієнта тепловіддачі від води до стінки трубок широко використовується рівняння [21]:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_{1f}^{0,8} \cdot Pr_{1f}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{1f}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (2.6)$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні до повітря, як правило, для кожної поверхні теплообміну встановлюється своя залежність у вигляді $Nu_{2_f} = C \cdot Re_{2_f}^n$.

Для визначення невідомих величин, що характеризують тепловий режим роботи радіатора, перетворимо системи рівнянь (2.2, 2.2 і 2.4) з урахуванням схеми відносного руху теплоносія (рис. 2.3).

Для частини I радіатора:

$$\left. \begin{aligned} T_{1_x} - T_{2_1}'' - \frac{2Q_1}{W_{F_1}} &= T_2' - T_1'; \\ T_{1_x} + \frac{Q_1}{W_{1_1}} &= T_1'; \\ T_{2_1}'' - \frac{Q_1}{W_{2_1}} &= T_2'; \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_2}},$$

де $W_{F_1} = k_1 \cdot F_{2_1}$;

$$W_{1_1} = G_1 \cdot C_{p1_1};$$

$$W_{2_1} = G_2 \cdot C_{p2_2}.$$

Для частини II радіатора:

$$\left. \begin{aligned} T_{1_x}' - T_{2_2}'' - \frac{2Q_2}{W_{F_{2_1}}} &= T_{1_x}' - T_{2_2}'; \\ \frac{Q_2}{W_{1_2}} - T_{1_x}' &= T_{1_x}; \\ T_{2_2}'' + \frac{Q_2}{W_{2_2}} &= T_{2_2}'; \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Для частини III радіатора:

$$\left. \begin{aligned} T_1'' - T_{2_3}'' - \frac{2Q_3}{W_{F_3}} &= T_2' - T_{1_x}'; \\ T_1'' + \frac{Q_3}{W_{F_3}} &= T_{1_x}'; \\ T_{2_3}'' - \frac{Q_3}{W_{2_3}} &= T_2'; \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

$$k_3 = k_1.$$

Для випадку, коли вентилятор просмоктує повітря через увесь радіатор, система рівнянь (2.17) і (2.18) спрощується:

$$\left. \begin{aligned} T_1'' - T_{1_x}' - T_{2_1}'' &= \frac{2Q}{W_F} + T_2'; \\ T_1'' - T_{1_x}' &= \frac{Q_1}{W_{1_1}}; \\ T_{2_1}'' &= \frac{Q_2}{W_{2_1}} + T_2'; \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Часто в розрахунках і дослідженнях використовуються рівняння для коефіцієнта теплопередачі в параметричній формі:

$$K = C \cdot U_2^n \cdot V_2^m \quad (2.11.)$$

де Z – коефіцієнт, обумовлений експериментально, у тому числі отримані в результаті обробки експериментальних досліджень за середньоарифметичним значенням середнього температурного напору.

Рівняння (2.16) використовується для аеродинамічного розрахунка системи охолодження автомобіля, яке в сукупності з рівняннями (2.7) – (2.9) є мате-

матичною моделлю охолоджуючого пристрою, і дозволяє провести енергетичний розрахунок системи охолодження автомобіля в цілому.

2.2. Аеродинамічний опір елементів повітряного тракту автомобіля

Для визначення впливу підвищення аеродинамічного опору радіатора від витрати повітря необхідно досліджувати вплив зміни опору всього аеродинамічного тракту на характеристики вентилятора, у тому числі на продуктивність вентилятора.

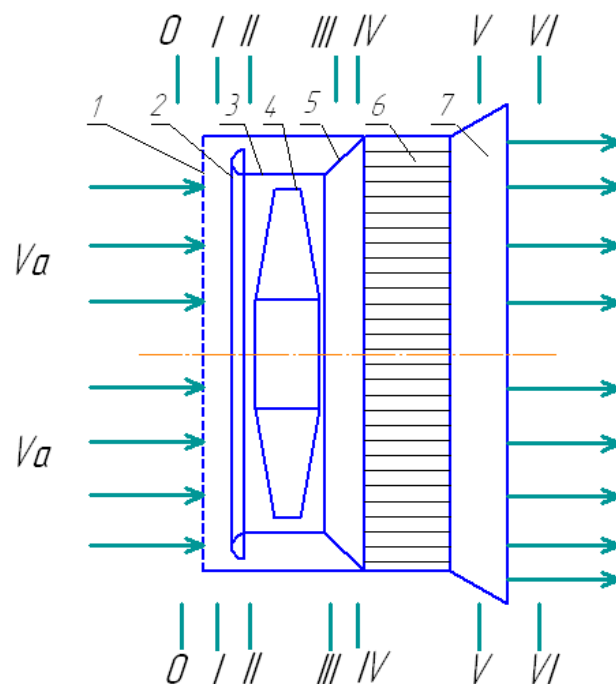


Рис. 2.2 Схема аеродинамічного тракту

1 – лицевальні ґрати; 2 – колектор (конфузор); 3 – обичайка вентилятора; 4 – вентилятор; 5 – кожух вентилятора; 6 – радіатор; 7 – дифузор; 0-0 – ділянка перед лицевальними ґратами; I-I – канал між лицевальними ґратами й колектором (конфузором); II-II – ділянка перед вентилятором; III-III – ділянка за вентилятором; IV-IV – ділянка перед радіатором; V-V – ділянка за радіатором; VI-VI – ділянка на виході з дифузора.

Аеродинамічний опір охолоджуючого пристрою автомобіля ВАЗ-2121 «Нива» визначається втратами енергії повітряного потоку на окремих ділянках аеродинамічного тракту.

Основними елементами конструкції охолоджуючого пристрою, що визначають ці втрати, є: ґрати (Реш.) на вході й аеродинамічний канал (Кан.), ко-

жух перед вентилятором (ДО), вентилятор (В) і канал за вентилятором – дифузор (Д), радіатор (Радий.), рис. 2.2)

Стосовно основних ділянок аеродинамічного тракту рівняння буде мати вигляд [24]:

$$\begin{aligned}
 P_V &= \Delta P_{Реш} + \Delta P_{Кан} + \Delta P_K + \Delta P_{Рад} + \Delta P_D + \alpha_{ом} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{V_{ом}^2}{2} - \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} = \\
 &= \zeta_{Реш} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{Реш}^2}{2} + \zeta_{Кан} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{Кан}^2}{2} + \zeta_{Рад} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{сп}^2}{2} + \zeta_D \cdot \rho_2'' \cdot \frac{V_{ом}^2}{2} + \alpha_{ом} \cdot \rho_2'' \cdot \frac{V_{ом}^2}{2} - \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} = \\
 &= \zeta_{Реш} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} + \zeta_{Рад} \cdot \rho_{сп} \cdot \frac{V_{сп}^2}{2} + (\zeta_K + \zeta_D + \alpha_{ом}) \cdot \rho_2'' \cdot \frac{V_{ом}^2}{2} - \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2}, \tag{2.12}
 \end{aligned}$$

де $\Delta P_{Реш}; \Delta P_{Кан}; \Delta P_K; \Delta P_{Рад}; \Delta P_D$ – втрати статичного тиску відповідно в ґратах, каналі до радіатора, у радіаторі, у кожусі (конфузорі) перед вентилятором і в каналі за вентилятором (область кріплення електродвигуна), який можна вважати коротким дифузором.

Дослідження [20] свідчать, що на аеродинамічні характеристики вентилятора істотний вплив виявляють елементи конструкції, що прилягають до вентилятора, а поле швидкості за вентилятором має більшу нерівномірність, яка визначається не тільки аеродинамічною схемою вентиляторної установки, але й режимом роботи, кутом установки лопат вентилятора й прилягаючими до вентилятора елементами конструкції. Тому доцільно аеродинамічну характеристику вентиляторної установки визначати, включаючи в неї прилягаючі елементи (конфузори перед, дифузори й канали за вентилятором) за умови $\alpha_{ом} = 1$.

Для такого випадку (рис. 2.2):

$$P_V = \zeta_{Реш} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} + \zeta_K \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{2\Phi}^2}{2} + \zeta_{Рад} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{2\Phi}^2}{2} + \rho_2'' \cdot \frac{V_{ом}^2}{2} + \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} - \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2}. \tag{2.13}$$

При визначенні коефіцієнта $\zeta_{Реш}$ за характерну швидкість повітря зручно ухвалювати швидкість, що відповідає швидкості руху автомобіля V_a :

$$V_a = \frac{V_a \cdot 1000}{3600} = \frac{V_a}{3,6},$$

а коефіцієнт опору радіатора $\zeta_{\text{рад}}$ вигідно відносити до швидкості повітря в перетині перед радіатором, тобто

$$V_{2\phi} = \frac{G_2}{\rho_2' \cdot f_{2\phi}},$$

де $f_{2\phi}$ – площа фронту серцевини радіатора, м^2 .

Втратами на ділянці II-II (від ґрат на вході до радіатора), як показують дослідження, можна зневажити.

Аеродинамічний розрахунок системи охолодження автомобіля проводиться з метою вибору необхідного режиму роботи радіатора, який обмивається повітрям, що просмоктується вентилятором, і передбачає тепловий розрахунок з використанням математичної моделі динамічних характеристик вентилятора. При цьому аеродинамічний розрахунок повинен урахувати можливу зміну опору аеродинамічного тракту по рівнянню (2.12).

Близьке розташування радіатора значно впливає на роботу вентилятора, у результаті чого характеристика погіршується. Для визначення цього впливу радіатора необхідне проведення випробувань вентиляторів, як з радіатором, так і без. Цей вплив можна врахувати наступними коефіцієнтами:

$$K_\psi = \frac{\psi_1 - \psi_2}{\psi_1}; \quad (2.14)$$

$$K_\eta = \frac{\eta_1 - \eta_2}{\eta_1}, \quad (2.15)$$

де K_ψ і K_η – коефіцієнти, що враховують вплив радіатора відповідно на напір, створюваний вентилятором і КПД вентилятора;
 ψ_1 і ψ_2 – значення безрозмірного напору, зняті відповідно з характеристики без радіатора й з радіатором;

η_1 і η_2 – значення КПД, зняті відповідно з характеристики без радіатора й з радіатором.

З урахуванням цих коефіцієнтів формула (2.2) прийме вид [24]:

$$P_V = \zeta_{\text{Реш}} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} + \zeta_K \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{2\Phi}^2}{2} + K_\Psi \cdot \zeta_{\text{Рад}} \cdot \rho_2' \cdot \frac{V_{2\Phi}^2}{2} + \rho_2'' \cdot \frac{V_{\text{ОМ}}^2}{2} + \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2} - \rho_2' \cdot \frac{V_a^2}{2}. \quad (2.16)$$

А також можна врахувати вплив радіатора на потужність, затрачувану на привод вентилятора:

$$N_2 = \frac{P_V \cdot V_2}{\eta \cdot K_\eta}; \quad (2.17)$$

Дані коефіцієнти необхідно одержати в робочому діапазоні 0,15 (φ (0,2 і вони дозволяють доповнити рівняння, що характеризують напір, створюваний вентилятором (2.16), і витрати потужності, затрачувані на привод вентилятора (2.17).

Параметри турбулентності, що визначають характер плинку повітря перед радіатором, впливають на його теплову ефективність. Основним елементом аеродинамічного тракту, розташовуваним перед радіатором, є декоративні ґрати автомобіля.

У цьому випадку аеродинамічний опір охолоджуючого пристрою автомобіля визначається втратами енергії повітряного потоку на окремих ділянках аеродинамічного тракту, до яких також ставиться й ґрати:

$$\Delta P_{\text{Реш}} = \zeta_{\text{Реш}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_a^2}{2}; \quad (2.18)$$

де $\zeta_{\text{Реш}}$ – коефіцієнт опору ґрати.

Згідно [22] коефіцієнти опору елементів повітряного тракту можна визначити аналітичним шляхом, потім вони уточнюються експериментально:

$$\zeta_{\text{Реш}} = \beta_1 \cdot k_1 \cdot \sin \theta, \quad (2.19)$$

де $k_1 = \left(\frac{S_1}{a_0} - 1 \right)^{\frac{4}{3}};$

S_1, a_0 – геометричні розміри ґрат.

Відносний виграш у коефіцієнті тепловіддачі радіатора при використанні ефекту турбулізації, що набігає потоку до деякої міри залежить від ступеня турбулентності потоку, що набігає на радіатор, повітря, при цьому немаловажну роль відіграє установка ґрат на вході в аеродинамічний тракт автомобіля.

На (рис. 2.3) представлені порівняльні дані по зміні середніх значень ступені турбулентності $\epsilon_{\text{порівн}}$ залежно від відстані x униз по потоці за найбільш типовими ґратами [24]. Аналіз графіка показує, що вниз по потоці за типовими ґратами має місце високий ступінь турбулентності ($\epsilon_{\text{порівн}} \leq 35\%$) – значно більша, ніж атмосферна ($\epsilon_{\text{порівн}} \approx 0,4\%$) або в теплових аеродинамічних трубах (наприклад, у трубі ОНИЛАР ЛСХИ $\epsilon_{\text{порівн}} \approx 1,0\%$). Для всіх випробуваних ґрат максимальні значення $\epsilon_{\text{порівн}}$ лежать в області $0 < x < 60$ мм. Тип ґрат впливає на величину ступеня турбулентності й характер її зміни вниз по потоці: переваги мають ґрати 1, 2 і 3. Спеціальні дослідження виявили також, що існуючі конструкції жалюзі радіаторів мають порівняно більш слабку здатність підвищувати ступінь турбулентності [24].

Слід зазначити, що зміна відстані x між турбулізуючими ґратами й фронтом радіатора (при збереженні загальної довжини вхідної ділянки) майже не впливає на аеродинамічний опір тракту.

Також були проведені дослідження з визначення впливу ґрати на автомобілі при різних швидкостях його руху. Результати представлено на (рис. 2.4).

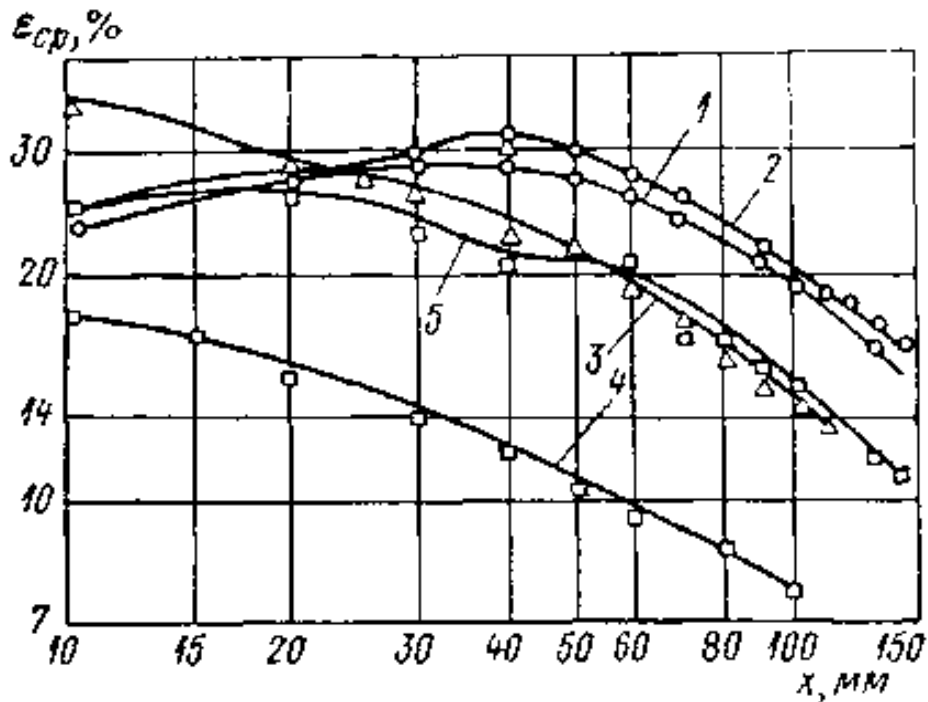
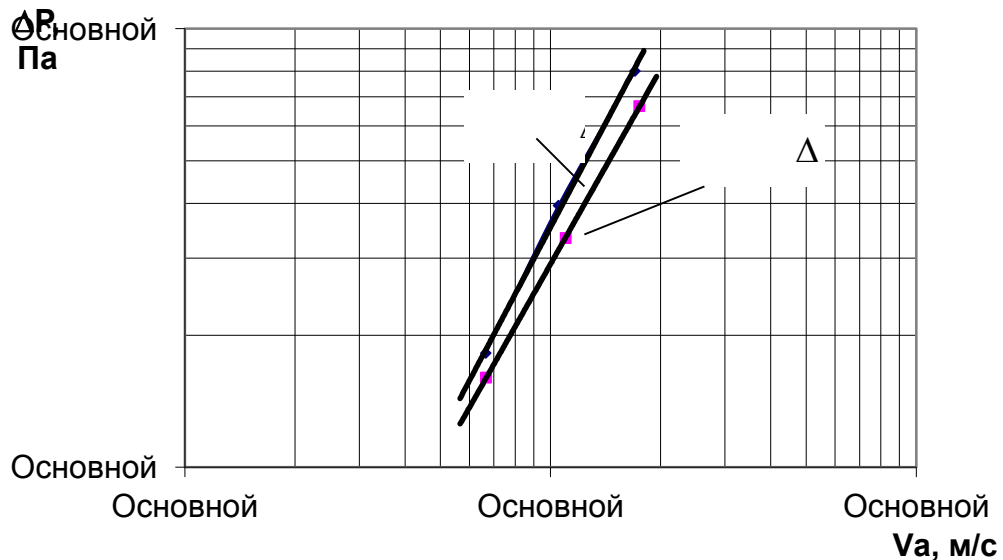


Рис. 2.3 Зміна середніх значень ступені турбулентності залежно від відстані вниз по потоці за різними ґратами:

1 – ґрати із циліндричних стрижнів діаметром 10 мм із кроком 25 мм; 2, 3 і 4 – масляні радіатори відповідно трактора ДО-700 (трубчасто-ребристий), трактора МТЗ-50 (із плоских овальних трубок) і автомобіля «Урал-375» (трубчасто-пластинчастий); 5 – плоскі ґрати, близька за формою облицюванню радіатора автомобіля «Москвич-412»

Аналізуючи результати досліджень можна укласти, що лицевальні ґрати радіатора автомобіля впливають на теплову ефективність радіатора, турбулізуючи повітряний потік на вході, при цьому майже не впливає на аеродинамічний опір тракту.



Мал.2.4 – Залежність опору грати $\Delta P_{реш}$ від швидкості руху автомобіля.

Розподіл швидкостей повітря по фронту радіатора визначається конструктивними параметрами кожуха: ступенем охопту фронту радіатора й відстанню від радіатора до вентилятора (рис. 2.5).

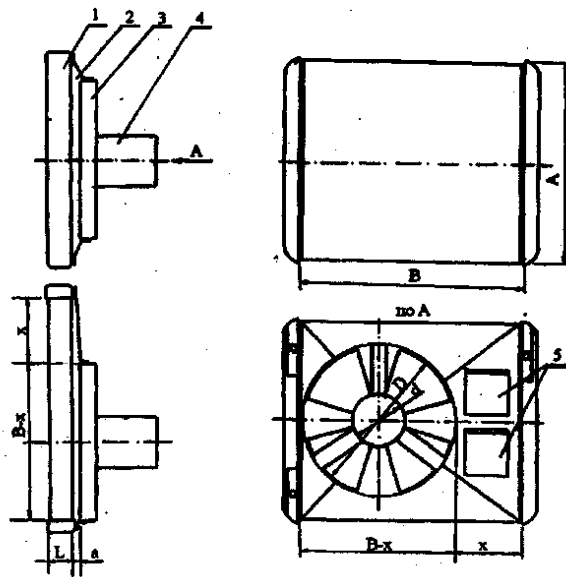


Рис. 2.5 Схема блоку «радіатор – вентилятор»: 1 – радіатор; 2 – конфузор (кожух); 3 – обичайка вентилятора; 4 - електродвигун; 5 – «повітряні клапани».

Аеродинамічний опір кожуха, згідно з рівнянням (2.1), є одним з доданків повного опору аеродинамічного тракту автомобіля, причому коефіцієнт опору кожуха визначається в такий спосіб [21]:

$$\zeta_K = \left(c_0 + c_1 \cdot \frac{b_1}{a_1} \right) \cdot \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 + 0,3 \cdot e^{-Re \cdot 10^{-5}}, \quad (2.20)$$

де $c_0 = \lambda \cdot \frac{l}{D_2}$;

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}};$$

$$D_2 = \frac{2 \cdot a_1 \cdot b_1 + D_0}{2}.$$

У ході дослідження елементів системи охолодження автомобілів необхідне проведення випробувань блоку «радіатор – вентилятор» із прилягаючими елементами конструкції на вході й виході (радіатор і кожух-конфузор на вході й елементи кріплення електропривода на виході, які визначають умови входу повітряного потоку у вентилятор і виходу з нього, і в значній мірі впливають на характеристику вентилятора) з метою визначення впливу кожуха й ґрати радіатора на роботу вентилятора.

Математична модель в основі може бути використана, але потребує одержання теплових і аеродинамічних характеристик радіатора й вентилятора. Головним питанням є вибір кожуха вентилятора.

2.3. Висновки

1. Основний елемент системи охолодження – радіатор розташовується дуже близько до вентилятора й тому значно погіршує характеристики вентилятора, створюючи великий аеродинамічний опір. У зв'язку із цим, необхідно доповнити математичну модель аеродинамічного розрахунку системи охолодження з урахуванням впливу радіатора на роботу вентилятора.

2. Значний вплив на роботу вентилятора виявляють елементи аеродинамічного тракту автомобіля, такі як декоративні ґрати радіатора й кожух вентилятора. Цей вплив ураховується коефіцієнтами опору ґрат й кожуха, які можна визначити аналітичним шляхом і уточнити експериментально.

3. Для уточнення отриманих результатів теоретичних досліджень, у тому числі математичної моделі, необхідно експериментально визначити:

коефіцієнти, що враховують вплив радіатора на роботу вентилятора: K_ψ і K_η ;

коефіцієнт опору ґрати $\zeta_{Реш}$;

коефіцієнт опору кожуха ζ_K .

4. Необхідне проведення експериментальних досліджень по визначенню нерівномірності поля швидкостей повітряного потоку перед радіатором в ОУ нагнітального типу.

5. Проведення експериментальних досліджень по визначенню аеродинамічних характеристик вентиляторних установок нагнітального типу.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕНТИЛЯТОРА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Програма й методика досліджень.

3.1.1 Ціль і завдання експерименту.

Експериментальні дослідження проводилися з метою одержання необхідних аеродинамічних характеристик вентилятора системи охолодження автомобіля. При цьому вирішувалися основні завдання, сформульовані у виводах роздязнула 2.

3.1.2 Об'єкт досліджень і його характеристика.

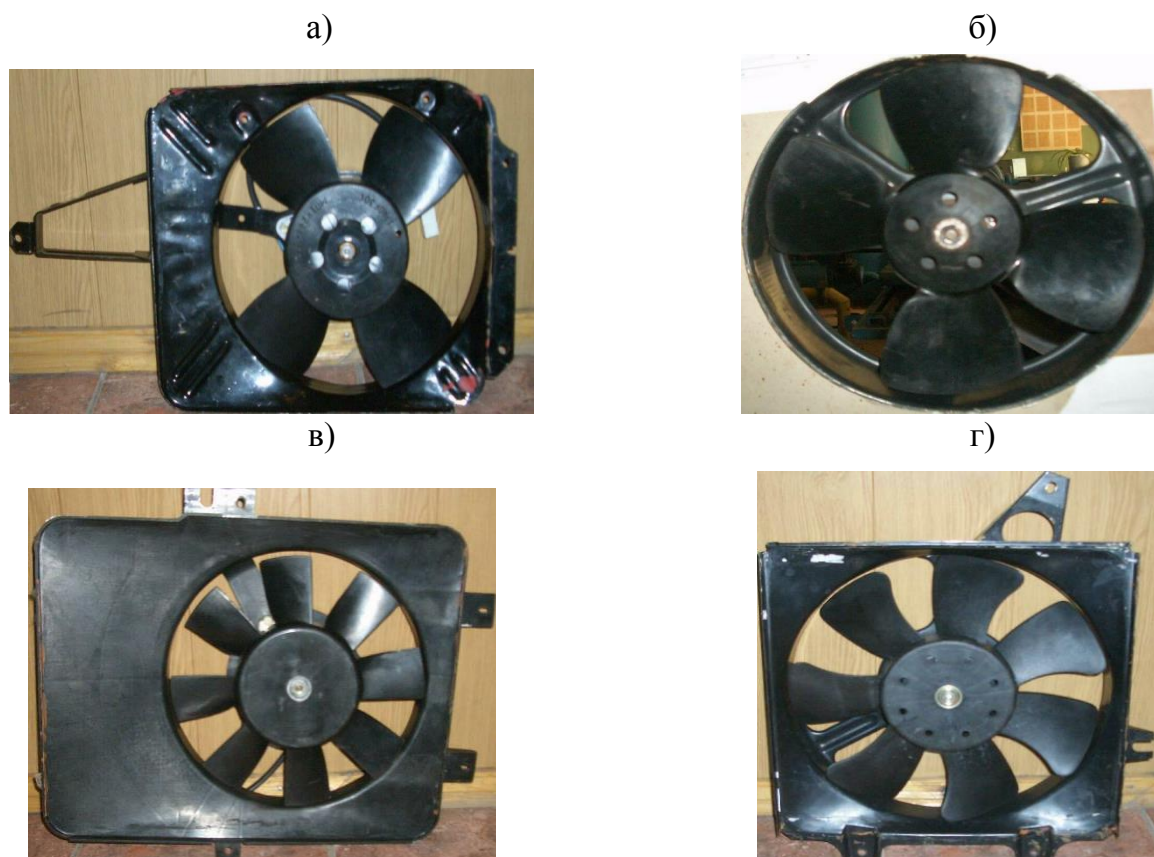


Рис. 3.1 Випробовувані вентилятори автомобілів:
а – ВАЗ-2106; *б* – «Таврія» (ЗАЗ-110207); *в* – ВАЗ-2110; *г* – «Таврія» (ЗАЗ-110308-40).

Проводилися випробування двох вентиляторів системи охолодження автомобіля «Таврія» АТЗТ «Зліт» (українського виробництва): чотирьох лопатевого й семи лопатевого, причому останній установлюється на автомобілях «Таврія» і «Славута» із двигуном обсягом 1299 див³ і інжекторною системою живлення, а також вентиляторів автомобілів ВАЗ – 2106 і ВАЗ – 2110.

Таблиця 3.1

Основні геометричні характеристики вентиляторів охолоджуючого пристрою автомобілів «Таврія», ВАЗ-2110, ВАЗ-2106 і охолоджуючого пристрою тепловоза типу серії КК-2М.

Характеристика	Марка автомобіля				КК-2М
	ЗАЗ – 110207	ЗАЗ – 110308-40	ВАЗ – 2106	ВАЗ – 2110	
Кількість лопат, шт	4	7	4	8	8
Діаметр вентилятора, мм	246,5	314	276	276	600
Діаметр втулки, мм	95	135	13	139	270
Кут установки лопат, гради	19	23	21	18	25

У табл. 3.1 наведена коротка порівняльна характеристика вентиляторів, а також вентилятора серії КК-2М – одного з найбільше часто застосовуваних в охолоджуючих пристроях тепловозів.

3.2 Експериментальна установка для дослідження моделей і натурних зразків вентиляторів і вентиляторних установок.

Експериментальні дослідження були проведені на стенді «Аеродинамічна камера» (рис. 3.2). Випробуванням зазнав увесь блок «радіатор – вентилятор», який установлювався на вході в аеродинамічну камеру.

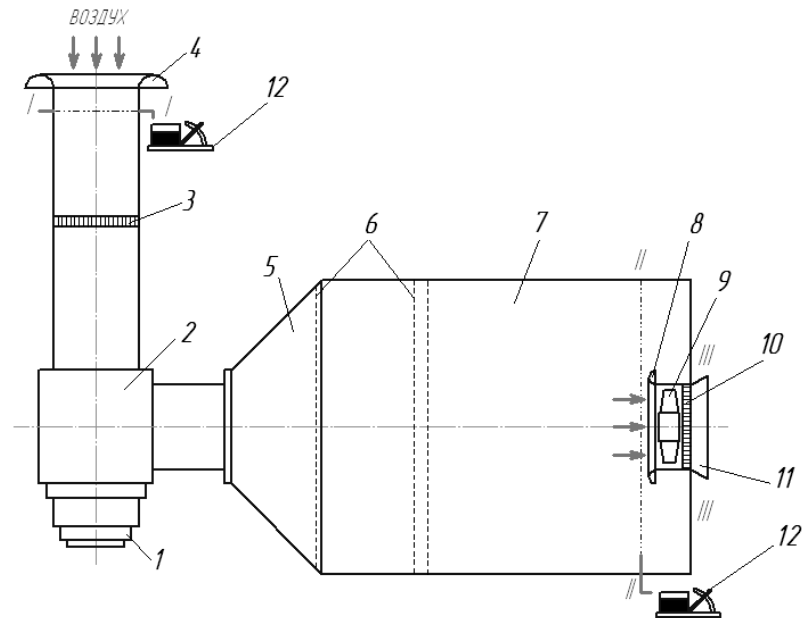


Рис. 3.2 Схема стенда для аеродинамічних випробувань вентиляторних установок:

- 1- вимірювальний колектор; 2- дросель; 3- камера; 4- набір сіток; 5- допоміжний вентилятор; 6- електродвигун; 7- мотор-вентилятор; 8- мікроманометр.
 I-I – перетину виміру статичного тиску;
 II-II – перетину виміру витрати повітря.

Аеродинамічні випробування блоку « радіатор-вентилятор » проводилися на спеціалізованому аеродинамічному стенді кафедри гідравліки ВНУ ім. В. Даля (мал.3.2), виконаному за схемою камери усмоктування (ДЕРЖСТАНДАРТ 10921- 80. Вентилятори радіальні (відцентрові) і осьові. Методи аеродинамічних випробувань), укомплектований допоміжним вентилятором. Стенд містить витратомірний вимірювальний колектор ЦАГИ (1), дросель (2) для регулювання витрати повітря, камеру (3) з набором сіток (4) для вирівнювання поля швидкостей повітряного потоку, допоміжний вентилятор (5) із приводом від регульованого електродвигуна постійного струму (6). Об'єкт випробувань (7) установлювався на виході камери (3). Для виміру тисків повітряного потоку стенд укомплектований мікроманометрами типу ММН-240.

3.3 Методика проведення випробувань.

Визначення аеродинамічних характеристик вентиляторів і блоку « радіатор-вентилятор» проводилося при їхнім випробуванні, описаних у підрозділі 3.1. При цьому витримувалися режими випробувань, наведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2

Режими випробувань

№ п/п	Найменування параметра	Величина
1.	Швидкість повітря масова, кг/(м ² с)	3,0 – 12,0
2.	Швидкість автомобіля, км/год	0 – 150
3.	Частота обертання вентилятора, хв ⁻¹	3000

При дослідженні аеродинамічних характеристик вентиляторів визначалися відповідні параметри, і використовувалася наступна вимірювальна апаратура:

- сила струму – амперметром класу точності 1;
- напруга на клеммах електродвигуна вентилятора – вольтметром класу точності 1,5;
- частота обертання крильчатки вентилятора – стробоскопом;
- витрата повітря – трубками повного тиску, з'єднаними з мікроманометром типу ММН – 240;
- статичний тиск – трубками повного тиску, з'єднаними з мікроманометром типу ММН – 240.

Випробування блоку « радіатор-вентилятор» і вентиляторної установки на стенді «аеродинамічна камера» (рис. 3.2) проводилися на (0,2-1,0) Q_n режимах по витраті повітря через 0,1 Q_n, розподіленим від нижньої межі чутливості витратоміра до максимальної витрати, за яку ухвалювалася витрата, відповідний до нульового тиску на вході в радіатор, тобто у вимірювальному перетині І-І камери (мал.3.2).

У ході обробки експериментальних даних були отримані залежності: тиск повітря, створюване вентилятором і КПД вентиляторної установки від витрати повітря, забезпечуваного вентилятором.

3.4. Методика обробки досвідчених даних аеродинамічних випробувань блоку «радіатор – вентилятор» і вентиляторної установки

При обробці результатів експериментальних досліджень блоку " радіатор-вентилятор" і вентиляторної установки, проведених на стенді, визначалися наступні величини й залежності.

Вимірюваний тиск у перетинах I-I і II-II (мал.3.2) приводилося до нормальних атмосферних умов ($T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_0 = 101,3 \text{ кПа}$):

$$H_{н(к,р)} = H_{(к,р)} \cdot \Delta \cdot \mu, \text{ мм вод. ст.},$$

де $\Delta = \frac{P_0 \cdot T_a}{P_a \cdot T_0}$ – виправлення для приведення щільності повітря до нормальних умов;

μ – межа виміру мікроманометра, (мм. вод. ст.)/дел.

Витрата повітря, забезпечуваний вентилятором, визначався по рівнянню:

$$V_2 = 4,04 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot F \cdot \sqrt{H},$$

де $\alpha = 0,98$ – видатковий коефіцієнт колектора;

$\varepsilon \approx 1$ – виправлення на стискальність середовища;

$F = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4}$ – площа вимірювального перетину колектора, м².

Повний тиск вентиляторної установки (що розвивається в зовнішній мережі):

$$P_v = P_{sv} + \frac{1,205}{9,806} \cdot \frac{v_2^2}{2},$$

де P_{sv} – статичний тиск;

$v_2 = \frac{V_2}{F_{вих}}$ – середня швидкість повітряного потоку виходу з вентилятора, м/с;

$F_{вих}$ – площа перетину на виході з вентилятора, м².

Аеродинамічна потужність вентиляторної установки:

$$N_B = \frac{P_v \cdot V_2}{102}, \text{ кВт}$$

Електрична потужність, споживана мотор-вентилятором:

$$N_{\text{э}} = I \cdot U, \text{ кВт}$$

Механічна потужність на валу двигуна мотор-вентилятора:

$$N_M = I \cdot U \cdot \eta, \text{ кВт}$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД) мотор-вентиляторної установки, віднесений до потужності на валу:

$$\eta = \frac{N_B}{N_M}.$$

ККД мотор-вентиляторної установки, віднесений до електричної потужності двигуна:

$$\eta = \frac{N_B}{N_{\text{э}}}.$$

У ході досліджень системи охолодження автомобіля «Гаврія» і її основного елемента (вентиляторної установки) визначалися наступні величини:

Таблиця 3.3.

Вимірювані величини

№ п/п	Параметр	Позначення	Одиниця виміру
1.	Перетин каналу на виході з вентилятора, омиване лопатами вентилятора	$F_{\text{вих}}, F_{\text{ом}}$	м^2
2.	Частота обертання крильчатки вентилятора	$n_{\text{об}}$	про/хв
3.	Розрідження в камері стенда (січ. I-I)	$H_{\text{кам}}$	Па
4.	Розрідження у вимірювальному перетині II-II повітряного витратоміра	$H_{\text{кол}}$	Па
5.	Сила струму, що проходить через обмотки електродвигуна	I	А
6.	Напруга на вході в електродвигун	U	В

Шукані величини

№ п/п	Параметр	Позначення	Одиниця виміру
1.	Повний тиск, що розбудовується вентилятором	P_v	Па
2.	Електрична потужність, споживана електродвигуном вентилятора	N_E	Вт

3.5 Результати експериментальних досліджень.

Особливості конструкції системи охолодження ДВЗ автомобіля й специфічний характер розподілу швидкості по висоті й ширині автомобільного радіатора не дозволяють скористатися результатами досліджень інших транспортних машин.

Зважаючи на те, що теоретичним шляхом неможливо досить точно оцінити нерівномірність поля швидкості повітряного потоку в аеродинамічному тракті й радіаторі необхідне проведення спеціальних експериментальних досліджень блоку « вентилятор-радіатор» охолоджуючого пристрою нагнітального типу.

Тому було ухвалене рішення про проведення порівняльних експериментальних досліджень вентиляторних установок охолоджуючих пристроїв усмоктувального й нагнітального типу на основі існуючих і випробуваних вентиляторних установок охолоджуючих пристроїв усмоктувального типу. Для цього була переустаткована вентиляторна установка усмоктувального охолоджуючого пристрою ДВЗ автомобіля Daewoo Sens для випробувань як нагнітального пристрою. Вентиляторна установка була випробувана з обичайкою циліндричної форми й кожухом, що повністю охоплює радіатор.

Також був досліджений вплив нерівномірності поля швидкостей перед радіатором в охолоджуючих пристроях нагнітального й усмоктувального типу. Для дослідження нерівномірності поля швидкостей перед радіатором в охоло-

джуючому пристрої нагнітального типу вентилятор, розташовувався в кожусі, що повністю охоплює радіатор і в обичайці циліндричної форми. Для цього радіатор був розбитий на 8 перетинів по ширині й висоті (рис. 1). Дослідження впливу нерівномірності поля швидкостей перед радіатором в охолоджуючому пристрої усмоктувального типу проводилися з вентиляторною установкою, що застосовується на автомобілі Daewoo Sens (вентилятор розташовується в обичайці циліндричної форми).

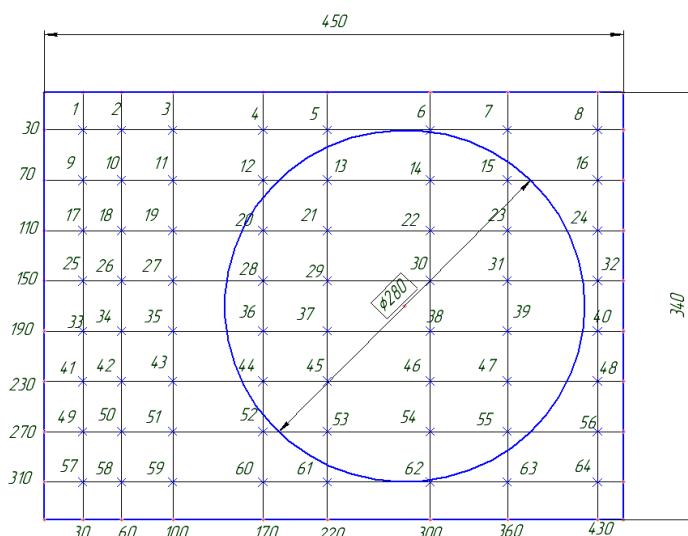


Рис. 3.3 Розташування крапок виміру поля швидкостей перед радіатором

У результаті проведення експериментальних досліджень вентиляторних установок охолоджуючих пристроїв усмоктувального типу для ДВЗ автомобілів було встановлено, що немаловажний вплив на ефективну роботу вентилятора виявляють його геометричні характеристики: діаметр вентилятора, діаметр втулки, кількість лопат і кут установки лопат. Випробуванням зазнали вентиляторні установки охолоджуючих пристроїв ДВЗ автомобілів Daewoo Sens і ВАЗ-2110, які мають однакові геометричні характеристики робочих коліс (табл. 3.5), але відрізняються формою кожуха. Вентилятор системи охолодження ДВЗ автомобіля Daewoo Sens розташовується в обичайці циліндричної форми (рис. 3.4 а), а вентилятор автомобіля ВАЗ – 2110 розташований у кожусі (рис. 3.4 б), який по ширині охоплює весь радіатор, а по довжині залишається неохопленою частина радіатора рівна 110 мм.



а)



б)

а) Daewoo Sens; б) ВАЗ – 2110

Рис. 3.4 Вентиляторні установки систем охолодження двигунів внутрішнього згоряння автомобілів

Таблиця 3.5

Основні геометричні характеристики досліджуваних вентиляторів

№ П/п	Найменування характеристики	Марка автомобіля	
		DAEWOO SENS	ВАЗ – 2110
1	Діаметр вентилятора, мм	276	276
2	Діаметр втулки, мм	139	139
3	Кількість лопат, шт.	8	8
4	Кут установки лопат, гради	18	18

У результаті експериментальних досліджень були отримані залежності: тиск повітря, створюване вентилятором і ККД вентиляторної установки від витрати повітря, забезпечуваного вентилятором.

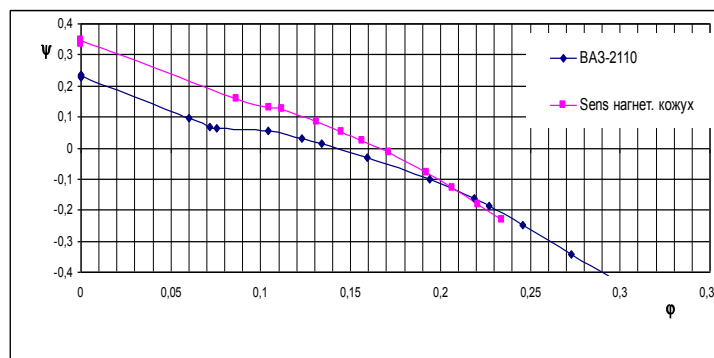


Рис. 3.5 Аеродинамічні характеристики вентиляторних установок охолоджуючих пристроїв нагнітального й усмоктувального типу для ДВЗ автомобілів

У ході обробки експериментальних даних були отримані аеродинамічні характеристики й ККД вентиляторних установок систем охолодження нагніта-

льного типу (рис. 3.6). На графіках представлені порівняльні характеристики охолоджуючих пристроїв нагнітального й усмоктувального типу для ДВЗ автомобіля, з яких видно, що зростає напір вентилятора й суттєво КПД вентиляторної установки із застосуванням охолоджуючого пристрою нагнітального типу.

При розташуванні вентилятора в кожусі, що повністю охоплює радіатор, спостерігається більш рівномірний розподіл поля швидкості перед радіатором при різних швидкостях руху автомобіля (рис. 4). При русі автомобіля зі швидкістю 60 км/год (міський режим) спостерігається невелика відмінність поля швидкості при кожусі й обичайці.

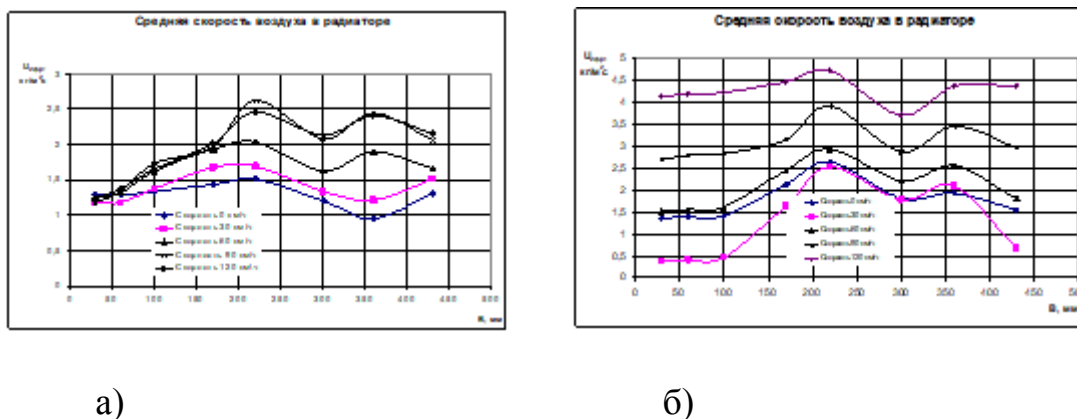


Рис. 3.6 Розподіл поля швидкостей перед фронтом радіатора в охолоджуючому пристрої нагнітального типу із застосуванням вентилятора, розташованому в кожусі (а) і в обичайці циліндричної форми (б)

У частині радіатора, яка вилучена від вентилятора, спостерігаються невисокі швидкості руху повітря, що не залежать від швидкості руху автомобіля, тому що кожух вентилятора перешкоджає проникненню в радіатор повітря, що утворюється потоком, що набігають, але при цьому в цій частині найбільш рівномірний розподіл поля швидкості. У частині радіатора, обдуваного вентилятором висока швидкість руху повітряного потоку, але в області втулки вентилятора швидкість руху повітряного потоку зменшується.

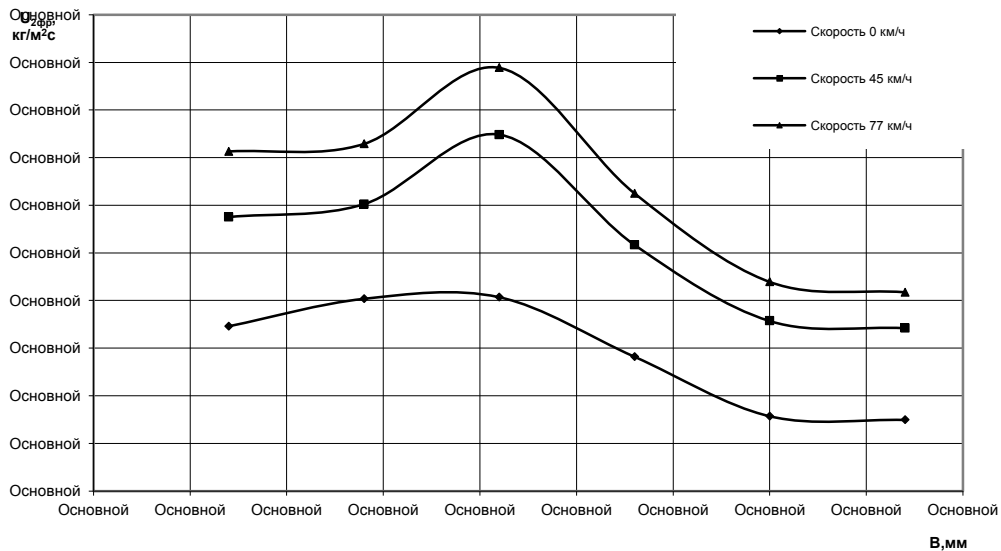


Рис. 3.7 Розподіл поля швидкостей перед радіатором в охолодному пристрої усмоктувального типу для ДВЗ автомобіля Daewoo Sens

Експериментальні дослідження нерівномірності поля швидкостей перед радіатором в охолодному пристрої усмоктувального типу (рис. 5) свідчать про те, що максимальна швидкість повітря спостерігається на ділянці, омиваному лопатами вентилятора; де лопати вентилятора не охоплюють радіатор відбувається різке зниження швидкості повітряного потоку перед радіатором, у зв'язку із чим погіршується теплорассеиваюча здатність радіатора.

Порівняльні випробування вентиляторних установок охолоджуючих пристроїв усмоктувального й нагнітального типу для ДВЗ автомобілів показали, що доцільне застосування охолоджуючого пристрою нагнітального типу, при яких підвищуються напір вентилятора на 5% і КПД вентиляторної установки зростає з 0,13...0,2 до 0,35...0,4; більш рівномірно відбувається розподіл поля швидкостей при розташуванні вентилятора в кожусі, що повністю охоплює радіатор; динамічні втрати зменшуються більш, ніж в 2...2,5 рази.

Випробувані вентилятори системи охолодження на стендах з метою одержання необхідних аеродинамічних характеристик.

Отримані аеродинамічні характеристики випробуваних вентиляторів. Установлений вплив радіатора на роботу вентилятора. При цьому, у даному діапазоні $0,15 < \varphi < 0,2$.

Отримані результати експериментальних досліджень, які, дозволяють уточнити математичну модель аеродинамічного розрахунків системи охолодження автомобілі ВАЗ 2121.

Отримана нерівномірність розподілу поля швидкості руху повітряного потоку перед радіатором.

Отримані порівняльні аеродинамічні характеристики вентиляторних установок усмоктувального й нагнітального типу.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Дослідження шкідливих і небезпечних чинників при експлуатації автомобіля

Аналіз стану питання. Для оцінки ступеня впливу факторів техносфери на людину і вироблення концепції захисту необхідно розглянути механізми впливу різних чинників на людину і можливі наслідки цього впливу. Оскільки негативні фактори середовища проживання в концентрованій формі присутні саме у виробничому середовищі, виклад ведеться в першу чергу стосовно професійної діяльності людини.

У всіх перерахованих видах трудової діяльності людина піддається впливу різних за своєю природою факторів виробничого середовища і самого трудового процесу. Багато з цих факторів присутні і в житловій, і в міському середовищі. З позицій методології нормування факторів захисту людини від їх впливів прийнято розділяти чинники на дві групи - шкідливі і небезпечні. Визначення небезпечного і шкідливого фактора стосовно виробничому середовищі наведені в ГОСТ 12.0.002-80.

Небезпечним виробничим фактором є такий фактор виробничого процесу, вплив якого на працюючого приведе до травми або різкого погіршення здоров'я.

Шкідливі виробничі фактори - це несприятливі фактори трудового процесу або умов навколишнього середовища, які можуть вплинути на здоров'я й працездатність людини. Тривалий вплив на людину шкідливого виробничого фактора приводить до захворювання.

Шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним залежно від рівня й тривалості впливу на людину.

У відповідності зі стандартом " ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.0.003-74 ССБТ. Небезпечні й шкідливі виробничі фактори. Класифікація" небезпечні й шкідли-

ві виробничі фактори підрозділяються по природі дії на наступні групи:

- фізичні;
- хімічні;
- біологічні;
- психофізіологічні.

Постановка задачі. У зв'язку з поставленою темою треба розглянути чинники, які створюють небезпечні умови для водіїв, пасажирів, обслуговуючого персоналу та ін., що приймають участь у експлуатації автотранспортного засобу(АТЗ); розглянути вимоги до безпеки автомобілів, щодо впливу шуму та вібрації на людину.

Матеріали дослідження. При експлуатації АТЗ найбільш актуальні фізичні й психофізичні групи небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Фізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори підрозділяються на наступні підгрупи:, рухливі машини й механізми; незахищені рухливі елементи виробничого встаткування; підвищена запиленість і загазованість повітря кабіни автопоїзда; підвищена або знижена температура кабіни трактора; підвищений рівень шуму на робочім місці; підвищений рівень вібрації; знижена або підвищена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря; відсутність або недолік штучного світла при навантаженні; підвищена яскравість світла.

Психофізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори викликають перевантаження, які по характеру дії підрозділяються на фізичні й нервово-психічні.

Фізичні перевантаження підрозділяються на статичні, динамічні, гіподинамічні. Причинами нервово-психічних перевантажень можуть бути розумова перенапруга аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження.

Шумові характеристики й припустимі рівні шуму

Шум, будучи безладною комбінацією звуків різної інтенсивності й частоти, по природі виникнення може бути механічним, аеродинамічним і електромагнітним.

Шум, будучи загально біологічним подразником, не тільки діє на органі слуху людину, але й може викликати розлад серцево-судинному й нервової систем, травного тракту, а також сприяти виникненню гіпертонічної хвороби. Крім того, шум є однією із причин швидкого стомлення працюючих, що може привести до нещасного випадку.

У якості оціночного показника внутрішнього шуму ухвалюється рівень звуку в децибелах, скоректованих по шкалі А (дБА) за ГОСТ 17187

Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів за ГОСТ 51616-2000 наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Автотранспортний засіб	Припустимі рівні звуку, дБА	
	до 01.01.2014	після 01.01.2014
Автомобілі категорії N ₂ , N ₃ (сідельні тягачі, вантажні автомобілі)	82	81
Автомобілі категорії N ₂ , N ₃ (при наявності спального місця)	80	78
Примітка Для автотранспортних засобів підвищеної прохідності категорії М G по ДЕРЖСТАНДАРТ Р 52051 допускається перевищення припустимих рівнів звуку не більше ніж на 2 дБА.		

4.2. Припустимі рівні внутрішнього шуму автотранспортних засобів.

Припустимі рівні зовнішнього шуму автотранспортних засобів за ГОСТ 52231-2004 наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Автотранспортний засіб	Припустимі рівні звуку, дБА
Автомобілі вантажні категорії N ₂	98
Автомобілі вантажні категорії N ₃	100

Припустимі рівні зовнішнього шуму автотранспортних засобів

Для зниження шуму, що діє на водія автопоїзда, можливі наступні заходи:

- застосування глушителей шуму, що використовують принцип активного й реактивного шумопоглинання;
- поліпшення віброізоляції;
- застосування більш ефективних шумопоглинальних матеріалів для оббивки кабіни;

Вібраційні характеристики й припустимі рівні вібрації

Вібрація - це складний коливальний процес, що виникає при періодичному зсуві центру ваги тіла, або системи тіл від положення рівноваги, а також при періодичній зміні форми тіла, яку воно мало в статичнім положенні. Вібрація виникає при роботі машин і механізмів, що мають неврівноважені обертові або здійснюючі зворотно-поступальний рух вузли й деталі.

Систематичний вплив локальної вібрації викликає вібраційну хворобу із втратою працездатності. Ця хвороба виникає поступово, викликаючи біль в суглобах, судороги пальців, спазми судин.

Загальна вібрація впливає на нервову й серечно - судинну системи, викликає порушення опорно-рухового апарата, шлункового - кишкового тракту.

Вплив вібрації на людину класифікується:

- за способом передачі вібрації на людину;
- по напрямковій дії вібрації;
- по тимчасовій характеристиці вібрації.

Для АТЗ загальні рівні вібрації на робочім місці водія не повинні перевищувати:

а) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброприскорення:

по осі Z - 0,56 м/кв. с або 65 дб, по осях X і Y - 0,4 м/кв. с або 62 дб;

б) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброшвидкості:

по осі Z - 1,1 м/с 10⁻² або 107 дБ, по осях X і Y - 3,2 м/с 10⁻² або 116 дБ.

Рівні локальної вібрації на важелях і органах керування транспортних засобів не повинні перевищувати:

а) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброприскорення по всіх трьом осях (X, Y, Z) - 2,0 м/кв. с або 76 дб;

б) по корегованих і еквівалентних корегованих значеннях віброшвидкості по всіх трьом осях (X, Y, Z) - 2,0 м/с 10⁻² або 112 дБ.

Для зниження вібрації, що діє на водія автопоїзда, можливі наступні заходи:

- установка кабіни на спеціальних віброізоляторах;
- використання більш досконалої системи віброізолюючих властивостей сидіння водія;

Робота з керування автомобілем ставиться до розряду, найбільш напружених і стомлюючих форм трудової діяльності. Ця робота протікає в умовах постійної й значної нервово-емоційної напруги, свідомістю та відповідальності за життя людей і матеріальні цінності. Швидкість реакції й точність робочих рухів водія сучасного автомобіля є найважливішими факторами забезпечення безпеки руху. Ці якості у великому ступені залежать від зручності робочого місця водія, яке повинне створювати сприятливі умови праці й виключати можливість виникнення аварій, викликаних перенапругою при роботі водія.

Вимоги до робочого місця водія регламентуються наступними документами:

ДЕРЖСТАНДАРТ 50866-96. Автотранспортні засоби. Система опалення, вентиляції й кондиціонування. Методи оцінки ефективності й безпеки.

Правила по охороні праці на автомобільному транспорті. ПІТ РО-200-01-95.

ГН 2.2.5.686-98. Гранично припустимі концентрації (ГПК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

ДЕРЖСТАНДАРТ 51206-98. Автотранспортні засоби. Зміст шкідливих речовин у повітрі салону й кабіни. Норми й методи визначення.

ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.005-88. ССБТ. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони.

Із цього випливає що:

Системи вентиляції, опалення, кондиціонування, засобу теплоізоляції повинні забезпечувати підтримку в кабіні (салоні) транспортного засобу параметри мікроклімату, зазначені в таблиці 4.3., не пізніше чому через 30 хвилин після початку безперервного руху транспортного засобу із прогрітим двигуном.

Таблиця 4.3

Сезон року	Тип транспортного засобу	Температура повітря гради. С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря не більш, м/с,
Холодний і перехідний періоди року	Вантажні й автобуси	18...20/17...23	60...40/75	0,2/0,3
Теплий період року	Вантажні й автобуси	21...23/ не більше ніж на 3°C вище середньої температури зовнішнього повітря в 13г. самого жаркого місяця але, не більш 28°C	60...40/ при: 28°C.-не більш55 27 3-С- не більш60 25 3-С- не більш70 24С и нижче – не більш75	0,3/02-05
Примітка. У чисельнику зазначені оптимальні параметри, у знаменнику - припустимі				

4.3. Оптимальні й припустимі норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в кабіні транспортного засобу.

Перепад температури повітря по висоті кабінки не повинен перевищувати 3 град С. Температура внутрішніх поверхонь кабінки не повинна відрізнятися від температури повітря в кабінці більш ніж на 3 град. С.

Кабінка повинна бути обладнана захисними козирками, жалюзі й іншими

засобами захисту від сонячної радіації, а також засобами теплозахисту від працюючого двигуна, що забезпечують залишкове теплове опромінення водія від обшивки кабіни - не більш 35 Вт/кв. м, від вікон - не більш 100 Вт/кв. м.

Системи вентиляції, опалення, кондиціонування повітря повинні забезпечувати регулювання повітряних потоків у кабіні транспортного засобу із забезпеченням параметрів по п. 1.1 і усунути запотівання й обмерзання стекол кабіни.

Контроль стану повітряного середовища в кабіні транспортного засобу повинен здійснюватися з урахуванням виду використовуваного палива й концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони водія не повинна перевищувати при роботі двигуна на бензині - вуглеводнів у перерахуванні на 3 - 300 мг/куб. м, окиси вуглецю - 20 мг/куб. м, окислів азоту - 5 мг/куб. м; а також: свинцю - 0,01 мг/куб. м (середньозмінна ГПК не вище 0,07 мг/куб. м) для етилованого бензину; метанолу - 5 мг/куб. м, формальдегіду - 0,5 мг/куб. м для метилованого бензину або чистого метанолу; акролеїна - 0,2 мг/куб. м для дизельного палива.

Транспортний засіб не повинний допускатися до експлуатації, якщо його кабіна не має передбачених технічною документацією утеплювачів або килимків. Загальна освітленість у кабіні на рівні щитка приладів повинна бути не менш 10 лк. Освітленість шкали приладів повинна бути не менш 1,2 лк. Заходи щодо нормалізації небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Для забезпечення відповідних вимог по мікроклімату проводять наступні заходи:

- у теплу пору року кабіна обладнається регульованою системою вентиляції, що забезпечує необхідну швидкість повітряного потоку в зоні подиху оператора залежно від температури повітря на робочім місці;

- поліпшення герметизації й теплоізоляції кабіни;

- кабіна повинна мати регульовану систему обігріву для забезпечення необхідного мікроклімату на робочім місці;

- застосування сучасних систем кондиціонування й очищення повітря, що надходить у кабіну.

4.4 Небезпечні та шкідливі фактори в дослідницькій лабораторії при проведенні досліджень

Згідно з класифікацією ГОСТ 12.1.003-74 до числа небезпечних та шкідливих факторів, що виникають при роботі в дослідницькій лабораторії слід віднести:

- ураження електричним струмом;
- травматизм від елементів устаткування що рухаються та обертаються;
- отримання травм від нагрітих та охолоджених предметів та поверхонь;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- нервово-психічні перевантаження (розумове перевантаження, монотонність праці, емоційні перевантаження);
- фізичне перевантаження;
- невідповідність параметрів мікроклімату робочої зони санітарним нормам;
- недостатня або надмірна освітленість робочої зони;
- несприятливе забарвлення стін та підлоги, віддзеркалення;
- робота з комп'ютером.

Для уникнення травматизму приміщення та обладнання повинно триматися в чистоті і порядку, не допускаючи нічого зайвого, що заважає на робочому місці, а також в проходах і проїздах цеху де розміщене обладнання. Деталі та заготовки слід тримати в стійкому положенні на підкладках і стелажах, висота штабелів не повинна перевищувати півтори ширини чи півтора діаметра підставки штабеля і у всіх випадках не повинна бути більше 1 м. Освітлення робочого місця повинно бути справним. При використанні люмінесцентних ламп для освітлення приміщення, частини обладнання, що обертаються повинні бути підсвічені лампами розжарювання. Правильно організоване освітлення позитивно впливає на діяльність центральної нервової системи, знижує енерговитрати організму на виконання певної роботи, що сприяє підвищенню працездатності людини, продуктивності праці і якості продукції, зниженню виробничого травматизму тощо. При недостатньому чи надмірному освітленні робочої зони очі сильно напружуються, знижується те-

мп роботи, збільшується стомлюваність. З часом у працівників можливий розвиток захворювань очей, таких як короткозорість чи інших, тому освітлення робочих приміщень повинно відповідати нормам СН і П П.4-79. Згідно цього нормативного документа в приміщенні лабораторії необхідно застосувати систему комбінованого освітлення.

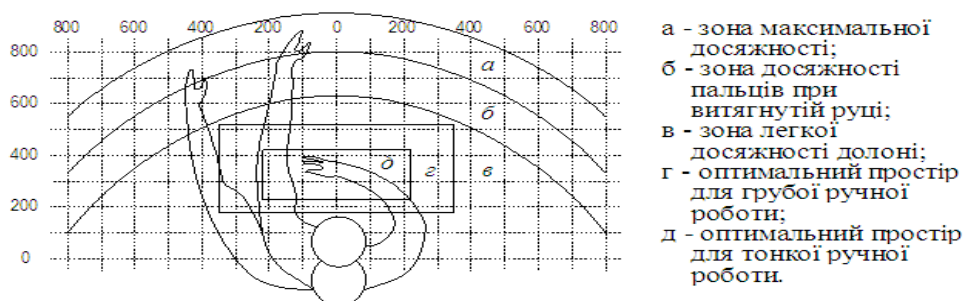
- При виконанні робіт категорії високої зорової точності (найменший розмір об'єкту розрізнення 0,3 - 0,5мм) величина коефіцієнта природного освітлення (КЕО) повинна бути не нижчою 1,5%, а при зоровій роботі середньої точності (якнайменший розмір об'єкту розрізнення 0,5 - 1,0 мм) КЕО повинен бути не нижчим 1,0%. У якості джерела штучного освітлення звичайно використовуються люмінесцентні лампи типа ЛБ, або ДРЛ, які попарно об'єднуються в світильники, які повинні розташовуватися рівномірно над робочими поверхнями .
- Вимоги до освітленості в приміщеннях, де встановлені комп'ютери, наступні:
- При виконанні зорових робіт високої точності загальна освітленість повинна складати 300лк, а комбінована - 750лк; аналогічні вимоги при виконанні робіт середньої точності - 200 і 300лк відповідно.

Крім того все поле зору повинне бути освітлено достатньо рівномірно - це основна гігієнічна вимога. Іншими словами, ступінь освітлення приміщення і яскравість екрану комп'ютера повинні бути приблизно однаковими, оскільки яскраве світло в районі периферійного зору значно збільшує напруженість очей і, як наслідок, приводить до їх швидкої стомлюваності. Ергономічні вимоги до робочого місця: проектування робочих місць, забезпечених комп'ютерною технікою, відноситься до числа важливих проблем ергономічного проектування в області наукових досліджень. Робоче місце і взаємне розташовує всіх його елементів повинне відповідати антропометричним, фізичним і психологічним вимогам. Велике значення має також характер роботи. Зокрема, при організації робочого місця інженера-дослідника повинні бути дотримані наступні основні умови: оптимальне розміщення устаткування, що входить до складу робочого

місця і достатній робочий простір, що дозволяє здійснювати всі необхідні рухи і переміщення.

Ергономічними аспектами проектування подібних робочих місць, зокрема, є: висота робочої поверхні, розміри простору для ніг, вимоги до того, що розташовує документів на робочому місці (наявність і розміри підставки для документів, можливість різного розміщення документів, відстань від очей користувача до екрану, документа, клавіатури і т.д.), характеристики робочого крісла, вимоги до поверхні робочого столу, можливість регулювання елементів робочого місця. Головними елементами робочого місця інженера-дослідника є стіл, крісло та середовищу навколо випробувального стенда. Основним робочим положенням є положення сидячи.

Робоча поза сидячи викликає мінімальне стомлення. Рациональне планування робочого місця передбачає чіткий порядок і постійність розміщення предметів, засобів праці і документації. Те, що потрібне для виконання робіт частіше, розташоване в зоні легкої досяжності робочого простору.



Максимальна зона досяжності рук - це частина моторного поля робочого місця, обмеженого дугами, описуваними максимально витягнутими руками при русі їх в плечовому суглобі.

Оптимальна зона - частина моторного поля робочого місця, обмеженого дугами, описуваними передпліччям при русі в ліктьових суглобах з опорою в точці ліктя і з відносно нерухомим плечем.

Оптимальне розміщення предметів праці і документації в зонах досяжності:

- Дисплей розміщується в центрі столу;
- Системний блок розміщується в передбаченій ніші столу;
- Клавіатура - в передбаченій викатній ниші столу;
- «Миша» - в зоні з права по відношенню до клавіатури;
- Сканер в зоні зліва по відношенню до клавіатури;
- Принтер знаходиться в зоні а (справа);
- Документація: необхідна при роботі - в зоні легкої досяжності долоні - в, а у висувних ящиках столу - література, невживана постійно.

На рис. 4.1 показаний приклад розміщення основних і периферійних складових ПК на робочому столі програміста.

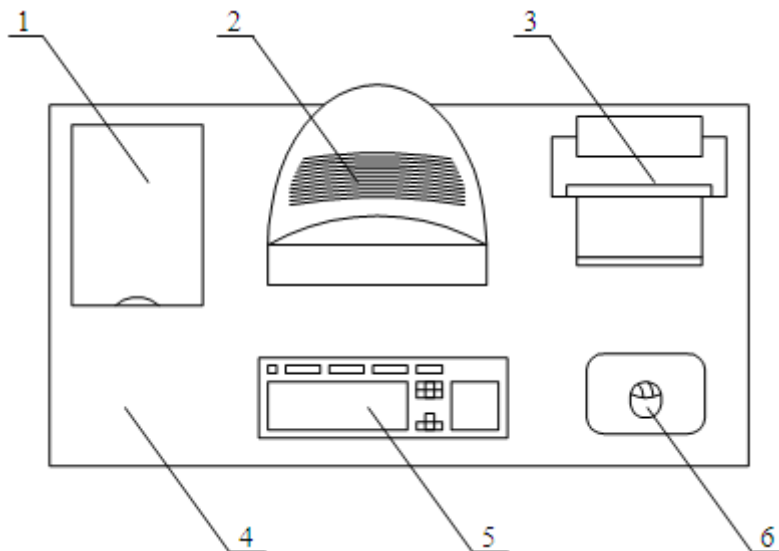


Рис. 4.1 розміщення основних і периферійних складових ПК на робочому столі.

1 – сканер, 2 – монітор, 3 – принтер, 4 – поверхня робочого столу, 5 – клавіатура, 6 – маніпулятор типу «миша».

Робота з комп'ютером характеризується значною розумовою напругою і нервово-емоційним навантаженням операторів, високою напруженістю зорової роботи і достатньо великим навантаженням на м'язи рук при роботі з клавіатурою ЕОМ. Велике значення має раціональна конструкція і розташування елементів робочого місця, що важливе для підтримки оптимальної робочої пози людини.

ни-оператора. В процесі роботи з комп'ютером необхідно дотримувати правильний режим праці і відпочинку.

Для комфортної роботи стіл повинен задовольняти наступним умовам :

- висота столу повинна бути вибрана з урахуванням можливості сидіти вільно, в зручній позі, при необхідності спираючись на підлокітники;
- нижня частина столу повинна бути сконструйована так, щоб лікар міг зручно сидіти, не був вимушений підтискати ноги;
- поверхня столу повинна володіти властивостями, що виключають появу відблисків в полі зору;
- висота робочої поверхні рекомендується в межах 680-760мм. Висота поверхні, на яку встановлюється клавіатура, повинна бути біля 650мм.

Велике значення надається характеристикам робочого крісла. Так, висота сидіння над рівнем підлоги, що рекомендується, знаходиться в межах 420-550мм. Поверхня сидіння м'яка, передній край закруглює, а кут нахилу спинки - регульований.

Причина неправильної пози користувачів обумовлена наступними чинниками: немає хорошої підставки для документів, клавіатура знаходиться дуже високо, а документи - низько, нікуди покласти руки, недостатній простір для ніг.

В цілях подолання вказаних недоліків даються загальні рекомендації: краще пересувна клавіатура; повинні бути передбачені спеціальні пристосування для регулювання висоти столу, клавіатури і екрану, а також підставка для рук.

Істотне значення для продуктивної і якісної роботи на комп'ютері мають розміри знаків, густину їх розміщення, контраст і співвідношення яскравості символів і фону екрану. Якщо відстань від очей оператора до екрану дисплея складає 60.80 см, то висота знака повинна бути не менше 3мм, оптимальне співвідношення ширини і висоти знака складає 3:4, а відстань між знаками - 15.20% їх висоти. Співвідношення яскравості фону екрану і символів - від 1:2 до 1:15 2.

Під час користування комп'ютером медики радять встановлювати монітор на відстані 50-60 см від очей. Фахівці також вважають, що верхня частина відео дисплея повинна бути на рівні очей або трохи нижче. Коли людина дивиться прямо перед собою, її очі відкриваються ширше, ніж коли вона дивиться вниз. За рахунок цього площа огляду значно збільшується, викликаючи обезводнення очей. До того ж якщо екран встановлений високо, а очі широко відкриті, порушується функція моргання. Це означає, що очі не закриваються повністю, не омиваються слізною рідиною, не одержують достатнього зволоження, що приводить до їх швидкої стомлюваності.

Створення сприятливих умов праці і правильне естетичне оформлення робочих місць має велике значення як для полегшення праці, так і для підвищення привабливості, позитивно впливаючою на продуктивність праці.

Для уникнення ураження електричним струмом при роботі та проведені профілактичних операцій на випробувальному гальмівному стенді необхідно застосовувати гумові рукавички та килимки. Використання заземлення та занулення стенда є обов'язковим для унеможливлення отримання ураження струмом. Наявність суттєвого шумового забруднення при випробуванні властивостей фрикційних матеріалів вимагає використання робочим персоналом шумозахисних навушників, шумозахисних екранів та за можливості обмежити час перебування персоналу в робочій зоні за рахунок використання автоматизованих виробничих ліній.

При випробуванні фрикційних матеріалів в повітря робочої зони виділяється аерозолі та пари таких шкідливих речовин як оксиди алюмінію, титану, нікелю, міді, цинку та інших речовин, що відносяться до малонебезпечних та помірнобезпечних речовин. Концентрація цих речовин одно направленої дії при їх одночасній наявності в повітрі робочої зони не повинна перевищувати ГДК. Сума відношення вмісту кожного з них та їх ГДК не повинна перевищувати одиниці. Так як наявна система вентиляції виробничого приміщення сприяє дотримання цих вимог, додаткові заходи для безпеки робочого персоналу не потрібні.

Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі чинники викликають перевантаження, що за характером дії підрозділяються на фізичні і нервово-психічні. Фізичні перевантаження підрозділяються на статичні, гіподинамічні, динамічні. Причинами нервово-психічних перевантажень можуть бути розумова перенапруга, перенапруга аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження.

Відхилення від норм мікроклімату на робочому місці негативно впливає на організм людини, що в свою чергу веде до погіршення стану здоров'я та часткової або повної втрати працездатності. Величини показників мікроклімату у приміщеннях повинні відповідати нормам, зазначеним у ГОСТ 12.1.005-88 і ДСН 3.3.6.042-99.

Колір приміщень і меблів повинен сприяти створенню сприятливих умов для зорового сприйняття та гарного настрою. Джерела світла, такі як світильники і вікна, які дають віддзеркалення від поверхні екрану, значно погіршують точність сприйняття знаків на екрані монітору чи клавіатури і спричиняють за собою перешкоди фізіологічного характеру, які можуть виразитися в значній напрузі, особливо при тривалій роботі. Віддзеркалення, включаючи віддзеркалення від вторинних джерел світла, повинне бути зведено до мінімуму. Для захисту від надмірної яскравості вікон можуть бути застосовані штори і екрани.

ВИСНОВКИ

Проведений огляд існуючих конструкцій систем охолодження усмоктувального й нагнітального типу застосовуваних, як на автомобілях так і на других видах транспорту вітчизняного та закордонного виробництва, показав, що системи охолодження нагнітального типу застосовуються на автомобілях рідше. Охолоджуючий пристрій нагнітального типу дозволяє працювати вентилятору на холодному повітрі, що підвищує його економічність, значно зменшує динамічні втрати з вихідною швидкістю повітря (збільшений перетин на виході із пристрою) і зменшує нерівномірність поля швидкостей перед радіатором.

Ступінь нерівномірності полів швидкості повітря залежить від відносного положення радіатора й вентилятора, співвідношення висоти й ширини фронту радіатора й інших факторів і впливає на аеродинамічні характеристики повітряного тракту охолоджуючого пристрою.

Дослідження охолоджуючих пристроїв з нагнітальною аеродинамічною схемою для тепловозів великої секційної потужності й охолоджуючих пристроїв усмоктувального типу на універсальних моделях і натурних зразках дозволили одержати першу узагальнену залежність для коефіцієнта аеродинамічного опору шахти; дослідження ОУ автомобілів з нагнітальною аеродинамічною схемою дозволили одержати поле швидкостей повітряного потоку перед радіатором, аеродинамічні характеристики й КПД вентиляторних установок.

Основний елемент системи охолодження – радіатор розташовується дуже близько до вентилятора й тому значно погіршує характеристики вентилятора, створюючи великий аеродинамічний опір. У зв'язку із цим, необхідно доповнити математичну модель аеродинамічного розрахунків системи охолодження з урахуванням впливу радіатора на роботу вентилятора.

Значний вплив на роботу вентилятора виявляють елементи аеродинамічного тракту автомобіля, такі як декоративні ґрати радіатора й кожух вентилятора. Цей вплив ураховується коефіцієнтами опору ґрати й кожуха, які можна визначити аналітичним шляхом і уточнити експериментально.

Для уточнення отриманих результатів теоретичних досліджень, у тому числі математичної моделі, необхідно експериментально визначити:

- коефіцієнти, що враховують вплив радіатора на роботу вентилятора: K_ψ і K_η ;
- коефіцієнт опору ґрати $\zeta_{Реш}$;
- коефіцієнт опору кожуха $\zeta_{Шкір}$.

Отримані аеродинамічні характеристики випробуваних вентиляторів. Установлений вплив радіатора на роботу вентилятора. При цьому, у діапазоні $0,15 \leq \varphi \leq 0,2$ минулого отримані коефіцієнти K_ψ і K_η , що враховують вплив радіатора відповідно на напір, створюваний вентилятором і КПД вентилятора. Коефіцієнт опору ґрати $\zeta_{Реш}$ і коефіцієнт опору кожуха $\zeta_{Шкір}$, були отримані аналітичним шляхом. Але їх необхідно перевірити експериментально.

ЛІТЕРАТУРА

1. Куліков Ю.А., Грибніченко М.В., Гончарів А.В. «Системи охолодження, вентиляції та опалення автомобілів» Монографія. - Луганськ: Вид-Восну ім. В. Даля, 2006. - 248 с.: табл. 28. Іл. 141. Бібліогр. 182 назв.
2. Куликів Ю.А., Єпифанов В.П., Ткаля В.С., Архипова В.І. «Дослідження теплових і аеродинамічних характеристик охолоджуючих пристроїв тепловозних двигунів». Роботи ВНИТИ . - 1966 р. - №26.
3. Куликів Ю.А. «Системи охолодження силових установок тепловозів» . - М.: Машинобудування, 1988 р. – 280 с.
4. Фучаджи К. С. «Автомобіль ЗАЗ-1102 «Таврія»: пристрій, технічне обслуговування системи охолодження й усунення несправностей» - М.: Патріот. 1992 р. 311 с.
5. Гельман Б.М. Москвин М.В. «Сільськогосподарські трактори, автомобілі». Агропромиздат. 1987 р. 287с.
6. Гаврилов А. К. Системи рідинного охолодження автотракторних двигунів. Теорія, конструкція, розрахунки й експериментальні дослідження. - М.: «Машинобудування», 1966 р.
7. Кригер А. М., Діскін М. Е. Рідинне охолодження автомобільних двигунів. - М.: «Машинобудування», 1985 р.
8. Соломахова Т.С. Чебышева К.В. «Відцентрові вентилятори. Аеродинамічні схеми й характеристики» «Енергія»: Ленінград, Д-41, Марсово поле, буд. 1. 1980 р.-132 с.
9. «Проектування й експлуатація відцентрових і осьових вентиляторів». Переклад з німецького –М.: Госпарттехиздат, 1959 р.
10. Вершигора В.А. «Технічне обслуговування й ремонт ЗИЛ-157 ДО, ЗИЛ-130 (131)». 1972 р.-247 с.
11. Аришнов В.Д. «Ремонт двигунів ЯМЗ-240». «Машинобудування» 1976 р. Іванов У.В «Основи теорії автомобіля й трактора». -М.:
12. Высш. школа 1977 р.

- 13.Дзержинський Ф.Е. «Сучасне встаткування вентиляційних систем» - М.: «Матеріали семінару». 1985 р.
- 14.Тур Е. Я., Серебряков К. Б., Жолобов Л. А. «Пристрій автомобіля»: Підручник для, що вчаться автотранспортних технікумів – М.: Машинобудування, 1990. - 352 с.: іл.
- 15.Соколов Ю. Н., Шлипченко З. С. «Основи єдиної теорії лопатевих машин». (Насоси, вентилятори, повітродувки). 1976 р.
- 16.Абдель-баги Валид. Підвищення ефективності роботи автомобілів ЗАЗ – 110550 на промислових підприємствах Йорданії шляхом удосконалювання системи охолодження. - Магістерська на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (Харківський Державний автомобільно-дорожній технічний університет). - Харків, 1998 р.
- 17.Довжик С. А. « Дослідження з аеродинаміки осьового вентилятора». Праці ЦАГИ, вип. 1099.. – М.: Изд-У ЦАГИ, 1968.-279 с.
- 18.Брусиловский І.В. «Аеродинаміка осьових вентиляторів». - М.: «Машинобудування». 1984. - 240 с., іл.
- 19.Идельчик І. Е. Аэрогидродинамика технологічних апаратів. - М.: «Машинобудування», 1983 р. – 287 с.
- 20.Чебышева К.В. «Аеродинамічні схеми й характеристики». - М.: «Машинобудування», 1982. - 256 с.
- 21.Іванов О. П., Мамченко В. О. «Аеродинаміка й вентилятори»: Учеб. Для студентів Вузів, що навчаються за фахом «Холодильні й компресорні машини й установки» - Л.: Машинобудування, Ленингр. отд-ние, 1986. - 280 с.
- 22.Идельчик І. Е. «Довідник по гідравлічних опорах». - М.: «Машинобудування», 1976 р. – 559 з
- 23.Бажан П. І., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. «Довідник по теплообмінних апаратах». - М.: «Машинобудування», 1989 р. – 366 с.
- 24.Лойцянский Л. Г. «Механіка рідини й газу»: 6-е изд., перераб. і доп. - М.: Наука, 1987. - 840 с.

25. Куликів Ю. А., Гончарів А. В., Томачинський Ю. Н., Зубачик С. Л. Підвищення ефективності роботи системи охолодження автомобіля «Таврія»./ Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. Изд-У ВНУ ім. В. Даля, м. Луганськ. Науковий журнал № 7 (77) 2004 р., с. 143 – 150.
26. Технічний звіт ИФ 5-75.
27. Бурков В.В., Индейкин А.І. Автотракторні радіатори.-Л.: Машинобудування. Ленингр. отд-ние, 1978.[4]
28. Михеев М. А., Михеева І. М. Основи теплопередачі. - М.: «Енергія», 1973 р. – 320 с.
29. Черкаський В.М. «Насосы, вентиляторы, компрессоры».-М.: «Машинобудування» 1984 р.
30. Виноградів В.І. «Дослідження вентиляторів електричних машин». Л.: — «Енергія». 1970 р. – 120 с.