

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**01.11 - МР.2218 "С" 2021.21.12.031 ПЗ**

**РЕВА ВЛАДИСЛАВ СЕРГІЙОВИЧ**

**2022 р.**

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.173.2:621.45.037

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

(назва кафедри)

менеджменту ім. М.П.Момотенка

НУБІП України

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Роговський І.Л.

(ПІБ)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 р.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 р.

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення технічного контролю компресорного устаткування  
техсервісних підприємств АПК

НУБІП України

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

НУБІП України

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, ст.наук.с.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. каф.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Іщенко Валерій Васильович

(ПІБ)

Виконав

НУБІП України

(підпис)

Рева Владислав Сергійович

(ПІБ)

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та  
інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

д.т.н., проф.  
(науковий ступінь, вчене звання)

Роговський І.Л.  
(підпис) (ІПБ)

«    »  
2022 р.

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

Реві Владиславу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення технічного контролю  
компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК

затверджена наказом ректора НУБіП України від «21» грудня 2021 р. № 2218 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література;  
результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах по технічному контролю  
компресорного устаткування техсервісних підприємств

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Загально-технологічний розділ
2. Теоретичні дослідження шляхів підвищення надійності компресорного устаткування  
техсервісних підприємств АПК
3. Методика експериментальних досліджень надійності компресорного устаткування  
техсервісних підприємств АПК та їх результати
4. Техніко-економічне обґрунтування результатів досліджування
5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Іщенко В.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Рева В.С.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

# НУБІП України

**Рева В.С.** «Удосконалення технічного контролю компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК» / Магістерська кваліфікаційна робота. Київ: НУБІП України, 2022. 82 с., 14 слайдів презентації. Список використаних джерел налічує 50 найменувань.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження, що дають можливість підтверджувати роботоздатність запропонованих методів підвищення довговічності та їх можливість введення до систем технічних сервісів компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.

Актуальними завданнями є пошуки оптимальної умови та методу підвищення експлуатаційної довговічності компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК та розроблення нової технології технічного контролю компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.

**Мета роботи.** Підвищення технічного контролю компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК шляхами використання гідроаккумуляторів в системах змащування, що буде знижувати теплонапруженість підшипникових вузлів при режимах зупинки двигунів.

Для досягання поставленої мети потрібно вирішувати наступні задачі:

1. Провести аналіз розвитку, конструкційних особливостей та надійності компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК та визначити шляхи їх підвищення.

2. Розробити математичні моделі змін температур підшипникових вузлів на режимі зупинки двигунів.

3. Дослідити параметричні надійності компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК та визначити характери та види зношування деталі.

4. Теоретично провести обґрунтування та експериментально підтвердити доцільне та ефективне введення в системи змащування двигунів

гідроаккумуляторів.

5. Розрахувати техніко-економічні оцінки роботи.

6. Удосконалити та розробити заходи по охороні праці та захистів у надзвичайній ситуації.

**Методика досліджень.** Використано в магістерській роботі стандартні методи досліджень, теорії надійності, математичного планування експерименту та обробки статистичних даних.

**Об'єктом дослідження** є нове та відновлене компресорне устаткування техсервісних підприємств АПК, що знаходиться в експлуатації або пройшло капітальне відновлення.

**Предмет дослідження:** компресорне устаткування техсервісних підприємств АПК.

**Наукова новизна.** Отримано залежності, що дозволяють оцінити температуру деталей компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК від часу з моменту зупинки двигуна. Аналіз їх характеру дозволяє зробити висновки про те, що після зупинки двигуна температура деталей підвищується, досягаючи максимуму через 2-3 хвилини з моменту зупинки. Через велику складність отриманих залежностей, проведена їх апроксимація поліномами другого ступеня для різних величин початкових умов на гілці нагрівання. Про достатню точність отриманих результатів дозволяє судити величина вірогідності апроксимації  $R$ , складова значення  $R^2 > 0,99$  для всіх кривих.

Розрахунки за вищеописаною методикою дозволяють якісно й кількісно оцінити залежність температури деталей компресорного устаткування від часу з моменту зупинки двигуна. Розглянемо як впливає установка гідроаккумулятора в систему змащування компресорного устаткування на температуру його деталей.

**Ключові слова:** надійність, компресор, компресорне устаткування, турбіна, досліджування, удосконалювання і т.д.

<b>ЗМІСТ</b>		<b>Стор.</b>
<b>ВСТУП.....</b>		<b>7</b>
<b>РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....</b>		<b>10</b>
1.1. Розвиток компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.....		10
1.2. Розвиток закордонного компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.....		14
1.3. Огляд особливостей конструкції компресорного устаткування техсервісних підприємств.....		21
1.4. Аналіз експлуатаційної надійності компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.....		30
<b>РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРНОГО УСТАТКУВАННЯ ТЕХСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ АПК</b>		<b>34</b>
2.1. Моделювання температури підшипника на режимі зупинки двигуна.....		34
2.2. Аналіз протездатності підшипникового вузла залежно від технічного стану й режиму роботи.....		41
2.3. Теоретичне обґрунтування доцільності гідроаккумулятора.....		46
2.4. Висновки до розділу 2.....		47
<b>РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРНОГО УСТАТКУВАННЯ ТЕХСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ АПК ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ.....</b>		<b>49</b>
3.1. Характеристика показників експлуатаційної надійності .....		49
3.2. Досліджування виду і характеру зношування деталей компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.....		52

3.3. Оцінка результатів досліджування ефективності гідроаккумуляторів.....	57
3.4. Висновки до розділу 3.....	59
<b>РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ</b>	
<b>РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖУВАННЯ.....</b>	<b>60</b>
<b>РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ</b>	
<b>СИТУАЦІЯХ.....</b>	
5.1. Організація охорони праці на підприємстві.....	65
5.2. Стан охорони праці на підприємстві .....	66
5.3. Аналіз виробничого травматизму на підприємстві.....	66
5.4. Заходи по поліпшенню умов праці.....	68
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>76</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	<b>78</b>

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ВСТУП

# НУБІП України

Компресорне устаткування мабуть на сьогодні одне із самих ефективних методів підвищення потужності та крутного моменту двигуна внутрішнього згорання не змінюючи його геометричні характеристики та конструкцію.

# НУБІП України

Збільшення потужності атмосферного двигуна може бути досягнуто шляхом збільшення або його робочого об'єму, або обертів. У разі першого варіанта відразу ж збільшуються вага, розміри двигуна і в кінцевому підсумку - його

# НУБІП України

вартість. Збільшення обертів проблематичне, через що виникає ціла низка технічних проблем, особливо за наявності двигуна зі значним робочим об'ємом.

# НУБІП України

Технічно прийнятним рішенням проблеми щодо потреби збільшення потужності є використання нагнітача (компресора). Тобто повітря, яке подається в двигун, стискають перед його нагнітанням у камеру згорання.

# НУБІП України

Використання наддуву дає змогу підвищити потужність двигуна до 30% [1]. Тому їх використання набуває все більшого розповсюдження і на даний час ступінь оснащення двигунів агрегатами наддуву становить 70% [2], але на жаль

# НУБІП України

якість виготовлення та надійність компресорів бажають кращого, бо термін придатності більшості компресорного устаткування становить 62% від гарантованого заводом виробником [1].

# НУБІП України

Це пов'язано з низькою якістю комплектуючих та складання, також з низькою культурою експлуатації такого складного агрегату як компресорне

# НУБІП України

устаткування. Компресорне устаткування працює в досить важких умовах, а саме: висока температура (за даними [3] температура газів сягає  $700^{\circ}\text{C}$ ), великі знакозмінні навантаження та частота обертання, яка сягає  $130000 \text{ хв}^{-1}$ .

# НУБІП України

Основна тенденція розвитку сучасних автомобільних, тракторних і комбайнових, двигунів - підвищення агрегатних потужностей: при практичному збереженні їх маси й габаритів за рахунок застосування турбонаддуву. Високі

техніко-економічні показники газотурбінного, наддування, як способу підвищення потужності на 15...30% [1], обумовили широкое застосування його, в автотракторних і комбайнових двигунах. Сьогодні газотурбінним наддувом



оснащені: усі комбайнові й багато тракторних двигунів. Якщо в двигунах виробництва Країн СНД ця тенденція тільки розвивається то машини імпортного виробництва майже всі обладнані турбонаддувом.

Є два основних типи компресорного устаткування: із механічним та турбінним приводами (принцип дії останнього ґрунтується на використанні енергії відпрацьованих газів). Крім того, є також комбіновані системи, наприклад, турбокомпаундні.

У разі компресорного устаткування з механічним приводом потрібний тиск повітря отримують через механічний зв'язок між колінвалом двигуна й компресором. У турбокомпресорі - завдяки обертанню турбіни потоком відпрацьованих газів. У принципі, будь-яке компресорне устаткування складається з відцентрового повітряного насоса й турбіни, які конструкційно пов'язані за допомогою загальної жорсткої осі. Обидва ці елементи обертаються в одному напрямку і з однаковою швидкістю.

Енергія потоків відпрацьованих газів перетворюється тут на крутний момент, що приводить у дію компресорне устаткування.

Та попри те, що компресорне устаткування вважають «слабким місцем» двигуна, проте його ресурс відповідає ресурсу двигуна. Відмова компресорного устаткування - це наслідок неправильної експлуатації: турбіна «не прощає» поганого ставлення, тож під час проведення дефектування цього вузла одне з основних завдань - визначити причину відмови компресорного устаткування.

За даними різних авторів відмови компресора коливаються в межах від 7 до 35% [1, 3, 4] від загальної кількості відмов двигуна. Така розбіжність в дослідженнях вказує на необхідність проведення більш детальних досліджень, а саме досліджень слабких місць у компресорних устаткуваннях бо вони різняться на різних марках двигунів.

Сьогодні існує два основні напрямки при обслуговуванні зношених деталей компресорного устаткування. Найпоширеніші методи - установка ремонтних деталей, метод ремонтних розмірів, пластичної деформації. Рідше застосовується

нанесення на поверхню шару металу, що компенсує величину зношування (гальванічні, наплавочні методи).

Усі існуючі методи поряд з перевагами мають певні недоліки. При технічному контролі компресорного устаткування необхідно відновлювати деталі, які виготовлені з різних матеріалів (сталі, бронзи, алюмінієвого сплаву) і різної конфігурації (площини, циліндричні зовнішні й внутрішні поверхні). У зв'язку із цим, для відновлювання зношених, деталей, необхідна більша номенклатура застосовуваного встаткування.

Тому актуальним завданням є, пошук оптимальних умов і методів підвищення експлуатаційної довговічності компресорного устаткування та розробка нової технології технічного контролю компресорного устаткування.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Розвиток компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК

У початковий період застосування газотурбінного наддуву конструкції компресорного устаткування відрізнялися різноманітністю профілювання проточних частин турбіни і компресора і конструктивного виконання вузла підшипників. Безперервне вдосконалення елементів турбін і компресорного устаткування, досягнення в області конструювання підшипників і ущільнюючих вузлів, накопичення досвіду виробництва і експлуатації двигунів з турбонаддувом дозволили в значній мірі оптимізувати конструкцію малорозмірного компресорного устаткування. Наслідком цього стала певна уніфікація компоновальної схеми і деяких технічних рішень, реалізованих в конструкції.

У 1970 р на ЯМЗ почалося серійне виробництво нового компресорного устаткування типорозміру ТКР 11 з діаметром коліс 110мм для наддуву автотракторних дизелів, на які раніше встановлювався компресорного устаткування ТКР 13. Ефективні показники компресорного устаткування та турбіни типорозміру ТКР 11 були збережені на рівні ефективних показників компресорного устаткування ТКР 13.

Наступні розрахунки і експериментальні дослідження дозволили зробити висновок про можливість застосування для наддуву дизелів ЯМЗ компресорного устаткування з діаметром коліс 90...95 мм. Таким чином, поліпшення показників компресорного устаткування, досягнуте за останні роки, дозволяє забезпечити наддув двигунів агрегатами зі значно меншими діаметрами коліс турбіни і компресорного устаткування. В даний час одне компресорне устаткування типорозміру ТКР 11 здатне забезпечити наддув автомобільного дизеля потужністю до 550 кВт, ТКР 9 - до 350кВт, ТКР 7,5 - до 220 кВт, ТКР 6,5 - до 150 кВт, ТКР 5,5 - до 100 кВт, ТКР 4,5 - до 60 кВт. Тим самим істотно зменшений момент інерції ротора і вага компресорного устаткування, використаних як агрегату турбонаддуву.

Для наддуву вітчизняних автомобільних бензинових двигунів і дизелів доцільне використання компресорного устаткування наступних типорозмірів: ТКР 4,5 - для бензинових двигунів легкових автомобілів потужністю 30...60 кВт (МемЗ, ВАЗ); ТКР 5,5 - для двигунів потужністю 45 ... 100 кВт (ВАЗ, АЗЛК, УМЗ, ЗМЗ); ТКР 6,5 і ТКР 7,5 - для дизелів вантажних автомобілів потужністю 100 ... 300 кВт (КамАЗ, КАЗ, ЗИЛ, ГАЗ та ін.); ТКР 9 - для дизелів ЯМЗ потужністю 160 ... 550 кВт, що встановлюються на вантажні автомобілі МАЗ, БелАЗ, КраЗ, трактори».

На автомобільних двигунах потужністю понад 660 кВт, як правило, застосовують компресорне устаткування типу ТК з осової турбіною. Конструкція компресорного устаткування типорозміру ТКР 9 показана на рис 1.1.

Вона має багато спільних рис з конструкцією компресорних устаткувань менших типорозмірів. Проточна частина турбіни з утворена одноканальним безлопаточним входним апаратом, виготовленим із спеціального чавуну, радіально-осьовим колесом з укороченим диском. Колеса відливаються в вакуумі по виплавлюваних моделях з жароміцного сплаву на нікелевій основі типу АНВ-300. З'єднання колеса турбіни з валом здійснюється шляхом зварювання тертям.

Між колесом турбіни і корпусом підшипників розташований тонкостінний теплоізолюючий екран з чавуну.

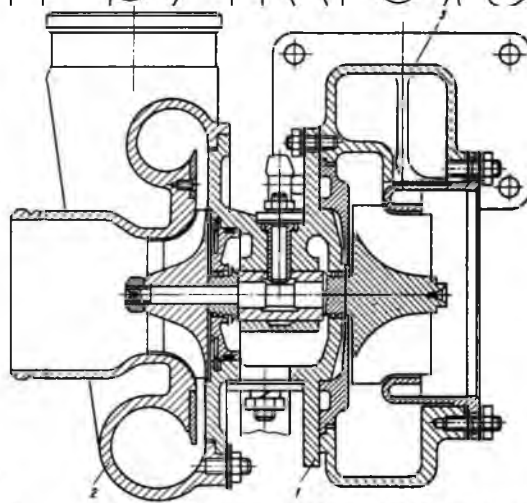


Рис. 1.1. Компресорне устаткування типорозміру ТКР 9

1 - корпус підшипників; 2 - корпус компресора; 3 - корпус турбіни.

Проточна частина компресора 2 утворена колесом з радіальними або загнутими назад лопатками, виготовленим з сплаву АЛ-4, безлопаточним дифузором, з зменшеним поперечним перерізом безпосередньо за колесом і равником з бічним розташуванням спіральної камери. Колесо компресорного устаткування встановлюється на валу по посадці з зазором і фіксується прецизійної гайкою з лівою різьбою. Кріплення корпусів компресорного устаткування і турбіни до корпусу підшипника виконано за допомогою бойтів і пластинчастих шайб. Корпус підшипників 1 виготовлений з сірого чавуну. Вузол підшипників містить нерухому плаваючу втулку, виготовлену зі сплаву В-195, закріплену в корпусі за допомогою полого фіксатора, через який підводиться мастило в зазорі між шийками ротора і втулкою.

Основні параметри компресорного устаткування для наддування автомобільних двигунів і їх тракторних модифікацій приведені в таблиці 1.1.

Одним з напрямків розвитку автомобільного компресорного устаткування в останні роки є створення конструкцій мікротурбокомпресорів з діаметром коліс менше 60 мм, призначених для наддуву двигунів легкових автомобілів.

На рис. 1.2. показана конструкція компресорного устаткування типорозміру ТКР 5,5. Вузол підшипників 1 і внутрішні прислужувальні розміри корпусів турбіни і компресорного устаткування уніфіковані з компресорним устаткуванням меншого типорозміру ТКР 4,5.

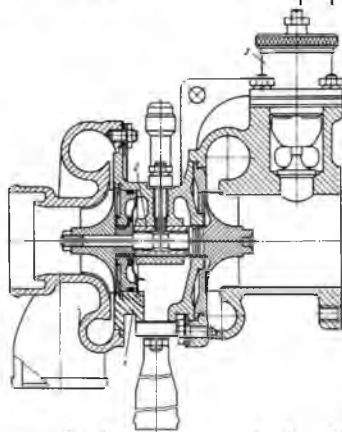


Рис. 1.2. Компресорне устаткування типорозміру ТКР 5,5

1 - вузол підшипників, 2 - втулка підшипників, 3 - регулюючий клапан.

Компресорне устаткування типорозміру ТКР 5,5 багато в чому конструктивно подібний компресорному устаткуванню типорозміру ТКР 9. Відмінними рисами його конструкції є відсутність окремого наполегливого підпятника і наявність вбудованого регулюючого клапана 3 для перепуску частини газу повз турбіни. Осьові зусилля сприймаються торцями плаваючою втулки підшипника 2.

Таблиця 1.1.

Параметри компресорного устаткування

Параметр	Типорозмір компресорного устаткування					
	ТКР 4,5	ТКР 5,5	ТКР 6,5	ТКР 7,5	ТКР 9	ТКР 11
Діаметр коліс компресорні турбіни, мм	45...50	55...60	65	70...80	90...95	110
Діапазон потужностей двигунів з наддувом при одному ТКР на двигуні, кВт:						
дизелі	30...70	45...100	65...150	90...220	90...350	320...550
бензинові	45...90	60...135				
Ступінь підвищення тиску	2,2	2,2	2,5	3,0	3,0	3,0
Подача компресорного устаткування	0,12	0,18	0,25	0,35	0,51	0,75
Максимальна температура газу перед турбіною, К:						
дизелі	975	975	975	975	975	975
бензинові	1225	1225				
Маса компресорного устаткування, кг	4,5	5,5	6,5	8,5	16	22
Основні розміри, мм:						
довжина	180	200	210	220	270	310
ширина	130	140	155	170	210	260
висота	130	150	165	180	230	290

Регулюючий клапан пневматичного типу (рис. 1.3) порівняно простої конструкції, має чавунний корпус 1, закріплений на корпусі турбіни, в якому переміщається сталевий плунжер 2 з антикорозійним покриттям.

Порожнина під плунжером з'єднана з вихідним патрубком компресорного

устаткування. Плу́нжер з'єднаний з клапаном 5 тарільчастого типу, виготовлений з жароміцної сталі. Під дією пружини 3 клапан переміщається в крайнє положення і пригискається до седла в корпусі турбіни. Для забезпечення належної теплоізоляції пружини 3 від потоку теплоти з боку турбіни є екран 4 з азбестовим набиванням між корпусом клапана і порожниною, в яку перепускається газ з турбіни.

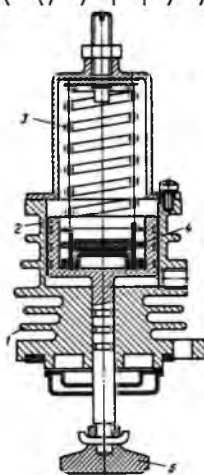


Рис. 1.3. Регулюючий перепусний клапан.

1 - корпус; 2 - плунжер; 3 - пружина; 4 - екран; 5 - тарілка клапана

Подальші роботи по вдосконаленню конструкції вітчизняних компресорних устаткувань повинні бути спрямовані на підвищення ефективності ущільнень, відпрацювання вузла підшипників при високих окружних швидкостях ( $u=450\dots 500$  м/с), підвищення ККД т компресорного устаткування, застосування сучасних керамічних матеріалів для виготовлення коліс турбіни, деталей підшипника, ущільнень і полімерних матеріалів для виготовлення деталей компресорного устаткування, а також на розробку турбін з ефективним регулюванням їх пропускної здатності.

## 1.2 Розвиток закордонного компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК

Провідне становище в області виробництва компресорного устаткування за кордоном продовжує займати фірма Garrett (США), що випускає понад половину всіх турбокомпресорів, вироблених за кордоном. Однак значний



прогрес в розвитку автомобільних компресорних устаткувань, особливо мікроТКР, досягнутий в останні роки в Японії (фірми Ішикава, Міцубісі, Ніссан, Тойота).

До інших найбільш великим закордонним фірмам відносяться фірми Холсет (Великобританія), ККК (Німеччина), Швітцер (США).

Компресорні устаткування Ішикава. Ішикава - одна з провідних японських фірм в області будівництва випускає компресорне устаткування для суднових, промислових, автомобільних і тракторних двигунів і будівельних машин. Спочатку це були компресорні устаткування типу RH (моделі RH07, RH09, RH10, RH15, RH19), а в даний час після модернізації - це компресорні устаткування типу RHB (моделі RHB3, RHB5, RHB6, RHB7, RHB8) і RHC (RHC7, RHC9).

Основні параметри компресорних устаткувань, що випускаються фірмою, наведені в таблиці 1.2. Типова конструкція ТКР Ішикава показана на рис. 1.4.

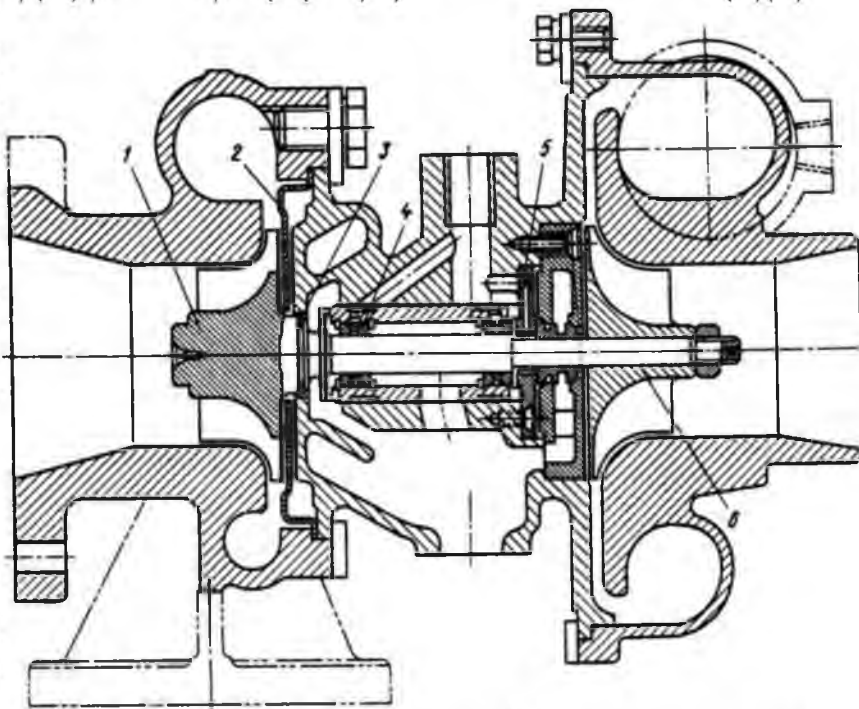


Рис.1.4. Компресорне устаткування мод. RHB 5:

1 - колесо турбіни; 2 - екран; 3 - кільце ущільнювача; 4 - втулка підшипників; 5 - під'ятник; 6 - колесо компресорного устаткування.



Таблиця 1.2.

Параметр	Моделі RHB					Моделі RHC	
	RHB3	RHB5	RHB6	RHB7	RHB8	RHC7	RHC9
Подача компресора кг/с	0,014...0,09	0,027...0,136	0,046...0,26	0,09...0,36	0,12...0,5	0,1...0,46	0,15...0,72
Номінальний ступінь підвищення тиску	2,7	2,8	2,8	2,8	2,8	3,2	3,2
Максимальна частота обертання, об/хв	250000	180000	150000	125000	110000	132000	96000
Максимально допустима температура, К	1223	1223	1223	1023	1023	1023	1023
	маса, кг						
Без перепусного клапана	1,9...2,1	3,2	4,1	6,6	11,0	9,8	16,0
з перепусним клапаном	2,2...2,4	3,8...4,0	6,1	-	-	-	-
	Потужність, кВт						
дизеля	7,3...5,9	14,6...10,3	21,9...14,4	43,8...16,2	59...20,6	48...22,0	73...36,5
бензинового двигуна	10,6...8,1	21,9...13,2	26...16,9	-	-	-	-

Компресорне устаткування Міцубісі. Міцубісі є другою великою фірмою Японії, що випускає компресорні устаткування. На початку 80-х років ця фірма однією з перших приступила до розробки компресорного устаткування з особливо малим діаметром коліс (35...50мм). Значну частину випуску становлять мікро компресорне устаткування з робочими оборотами понад 100000 об/хв для надуву двигунів легкових автомобілів. У сімейство автомобільних компресорних устаткувань входять моделі TD08, TD06, TD05, TD04, TD03, TD025, TD02.

Більшість деталей компресорного устаткування TD03 і TD04, а також TD05 і TD06 (за винятком коліс і корпусів компресорного устаткування і турбіни) між собою уніфіковані. Основні параметри компресорного устаткування в Міцубісі наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3.  
 Параметри компресорного устаткування фірми Міцубісі

Параметр	Модель компресорного устаткування							
	TD02	TD025	TD03	TD04	TD05	TD06	TD07	TD08
Частота обертання ротора, об/хв	270000	250000	230000	200000	170000	145000	132000	114000
Температура перед турбіною, К	1173	1173	1173	1173	1173	1173	1103	1103
Ступінь підвищення тиску	2,2	2,2	2,3	2,4	2,6	2,7	2,8	3,1
Подача компресора, кг/с	0,01...0,05	0,015...0,07	0,02...0,09	0,03...0,14	0,05...0,18	0,07...0,26	0,125...0,38	0,18...0,56
Діаметр колеса компресорного устаткування, мм	34	37	40	49	54	65	78	90
Діаметр колеса турбіни, мм	34	37	40	47	56	65	74	85

Компресорне устаткування моделей TD02 і TD025 випускаються тільки з перепускним регулюючим клапаном, моделі TD03, TD04, TD05 і TD06 - як з клапаном, так і без нього, а моделі TD07 і TD08 - без клапанів. Конструкція клапанів і його приводу по суті ідентична тій, що використовує фірма Ішикава.

Компресорне устаткування Гарет. Сімейство компресорного устаткування, що випускаються фірмою Гарет, включає 14 моделей для двигунів потужністю 30...660 кВт.

У таблиці 1.4 вказані показники потужності, діапазони вживаності компресорного устаткування для дизелів і бензинових двигунів.

Таблиця 1.4.

## Застосування компресорного устаткування фірми Гарет

Модель компресорного устаткування	Діапазон потужності, кВт	Тип двигуна	Робочий об'єм циліндрів, л
T2	60...110	Бензиновий	1,2...2,1
T2	45...80	Дизель	1,4...2,5
TO25	125	Бензиновий	2,5
TO25	90	Дизель	3,0
T3	150	Бензиновий	3,0
T3	105	Дизель	3,5
T31	30...100	Дизель	1,5...3,5
TA34	50...118	Дизель	3,5...6,0
TO4B	72...184	Дизель	3,0...9,5
TO4E	74...192	Дизель	7,0...11,0
TV45	110...265	Дизель	8,5...14,0
TV51	133...330	Дизель	8,5...14,0
TV61	175...340	Дизель	12,0...16,0
TV71	190...390	Дизель	14,0...22,0
TV81	235...485	Дизель	15,0...40,0
T18A	309...595	Дизель	15,0...40,0
TV94	331...662	Дизель	15,0...40,0

Компресорне устаткування Швітцер. Фірма Швітцер (США) почала випускати компресорні устаткування для наддуву дизельних двигунів в 1952 р 60-х роках компресорне устаткування для наддуву автомобільних двигунів випускалися за ліцензією фірми в Великобританії (фірма Холсет) і Німеччині (фірма ККК).

У другій половині 70-х років фірма «Швітцер» випускала сімейство компресорного устаткування з досить високими показниками, що включають сім типорозмірів: 2HD, 3SDA, 3LM, 4LF, 4LH, 4MF, 5HDR, що охоплюють діапазон потужностей двигунів 45...590 кВт. Компресорні устаткування моделей 3LM,

4MF, 5HDR були в той час новими моделями з поліпшеними вагогабаритними і аеродинамічними характеристиками. Компресорні устаткування 3LM з зовнішнім діаметром колеса турбіни 81 мм або 76 мм забезпечували наддув двигунів потужністю до 202кВт. За даними фірми максимальний ККД компресорного устаткування становив 76% в діапазоні тисків наддуву від 0,18 до 0,24 МПа і витрат повітря 0,15...0,22 кг/с. Компресорне устаткування 4MF мав діаметр колеса близько 115 мм і застосовувався для наддуву двигунів потужністю до 450 к.с. (330 кВт). Для суднових двигунів зазначеної потужності передбачалася модифікація з корпусом підшипників, що мав водяне охолодження. Компресорне устаткування 5HDR з діаметром колеса близько 130 мм призначався для двигунів потужністю від 330 до 590 кВт.

У 1982-83 рр. закінчена розробка нового сімейства компресорного устаткування серії SC 91/97...110 для двигунів потужністю від 37 до 746 кВт, що включає чотири типорозміри. У межах кожного типорозміру передбачається шість модифікацій компресорного устаткування, три турбінних колеса, одинадять двох західних і вісім однозахідних корпусів турбін. Корпус підшипників може бути виконаний у вигляді модифікації з масляним або водяним охолодженням вузла підшипників. За даними фірми ККД компресорного устаткування досягає 80% внаслідок застосування коліс із заломленими назад лопатками і безлопаточного дифузора великої протяжності. До числа нових рішень відноситься застосування двоканальних корпусів турбіни з симетричним розташуванням каналів щодо вертикальній площині.

Компресорне устаткування Холсет. Холсет - одна з провідних європейських фірм з виробництва автомобільного компресорного устаткування для техсервісних підприємств АПК. Нове сімейство компресорного устаткування, яке випускається фірмою в даний час, включає моделі Н1D, Н1С, Н2А, Н2С, Н3В і Н4. Основні параметри компресорного устаткування цього сімейства наведені в табл. 1.5

Таблиця 1.5.

Параметри компресорного устаткування фірми Колсет

Модель	Потужність двигуна, кВт	Діаметр колеса компресорного устаткування, мм	Маса ТКР, кг	Ступінь підвищення тиску	Подача компресорного устаткування, кг/с
Н1D, Н1С	60...130	60...65	6...9	2,5	0,05...0,26
Н2А	118...200	72	9	3,0	0,12...0,39
Н2С	148...280	80	15	3,0	0,13...0,4
Н3В	185...405	94...102	19	3,5	0,17...0,71
Н4	515	122	26	3,5	0,25...0,86

Компресорне устаткування ККК. Фірма ККК (Німеччина) є другою європейською фірмою, яка випускає компресорне устаткування. У рік випускається понад 300000 компресорних устаткувань 350 різних модифікацій для двигунів з діапазоном потужності від 20 до 1000 кВт.

Типорозмірний ряд компресорного устаткування в ККК включає шість типорозмірів (К1, К2, К3, К4, К5, К6), що охоплюють 13 моделей (К14, К16, К24, К26, К27, К28, К34, К36, К37, К42, К44, К52, К54, К62). Компресорне устаткування моделі К26 представлено на рис. 1.5.

Компресорне устаткування К1, К2 і К3 (перші вісім модифікацій) призначені для автотракторних двигунів, причому 40% використовується на двигунах легкових автомобілів, в тому числі бензинових. Основні параметри компресорного устаткування К1, К2, К3 наведені в табл. 1.6.

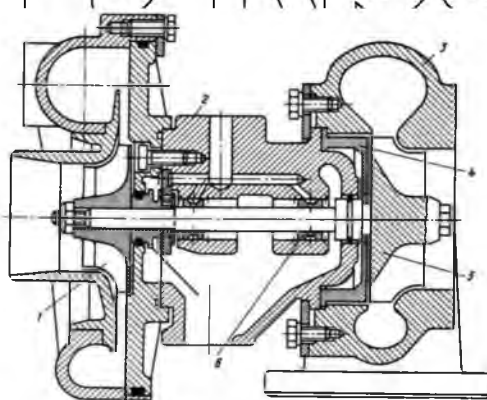


Рис. 1.5. Компресорне устаткування мод. К26:

1 - колесо компресорного устаткування, 2 - корпус підшипників, 3 - корпус турбіни, 4 - екран, 5 - колесо турбіни, 6 - втулка підшипників

Таблиця 1.6.

Параметр компресорного устаткування фірми ККК

Модель	Максимальний ступінь підвищення тиску	Діапазон потужності двигуна, кВт	Зовнішній діаметр колеса компресорного устаткування, мм	Вага компресорного устаткування, кг
K14	2,5	20...50	50	4,7...4,9
K24	3,5	50...100	60	5,2...6,6
K26	3,5	70...120	66	6,4...6,8
K27	3,5	80...170	72	8,2...10,9
K28	3,5	120...220	80	8,6...11,9
K34	3,5	130...240	89...92	15
K36	3,5	220...320	92...102	17...18
K37	3,5	280...420	-	-

Компресорне устаткування ККК мають досить високі показники, так у ТКР моделі K36 в інтервалі витрат повітря 0,1...0,5 кг/с при ступеня підвищення тиску 1,4...2,0, ККД компресорного устаткування становить 0,77...0,80, ефективний ККД турбіни - 0,68 ...0,72.

### 1.3. Огляд особливостей конструкції компресорного устаткування техсервісних підприємств.

Компресорним устаткуванням може бути оснащений будь-який двигун внутрішнього згорання, дизельний, бензиновий або працюючий на газі, який має рідинне або повітряне охолодження. Компресорні устаткування можуть використовуватися майже на всіх двигунах внутрішнього згорання

Двигун, оснащений компресорним устаткуванням, володіє технічними та економічними перевагами в порівнянні з атмосферним (двигуном без компресорного устаткування) двигуном.

Двигун оснащений компресорним устаткуванням має менші розміри, ніж двигун без компресорного устаткування тієї ж потужності.

Двигуни з компресорним устаткуванням краще пристосовані до

специфічних умов експлуатації. При цьому, наприклад, водій вантажівки повинен набагато рідше перемикає передачі на гірській дорозі і саме водіння буде більш «м'яким».

Двигун з компресорним устаткуванням має більші переваги на висоті ніж двигун без нього. У двигуна без компресорного устаткування падає потужність через розрідження повітря, а компресорне устаткування, забезпечуючи необхідний тиск повітря, майже не погіршуючи характеристики двигуна. Кількість повітря, яке нагнітається стане лише на трішки менша, ніж на низині, тобто двигун практично зберігає свою звичайну потужність.

Що двигун з компресорним устаткуванням забезпечує краще згорання палива. Підтвердженням цьому є зменшена витрата палива вантажними автомобілями на великих відстанях.

Двигун з компресорним устаткуванням, працює більш стійко, ніж подібний йому, без компресорного устаткування, але тієї ж потужності, а будучи меншим за розміром, він виробляє, відповідно, менше шуму. Крім того, компресорне устаткування глушить шуми в системі вилуєку.

Існує два основних типи компресорного устаткування: з механічним приводом і компресорні устаткування що використовують енергію відпрацьованих газів. Також, існують комбіновані системи. Що до компресорного устаткування з механічним приводом, необхідний тиск повітря отримують завдяки механічного зв'язку між колінчатим валом двигуна і компресорним устаткуванням. У компресорних устаткуваннях, що використовує енергію відпрацьованих газів, тиск повітря отримують завдяки обертання лопатей турбіни потоком відпрацьованих газів, що ще й приглушає шум двигуна.

Розглянемо будову компресорного устаткування двигуна внутрішнього згорання, яка зображена на рис. 1.6.



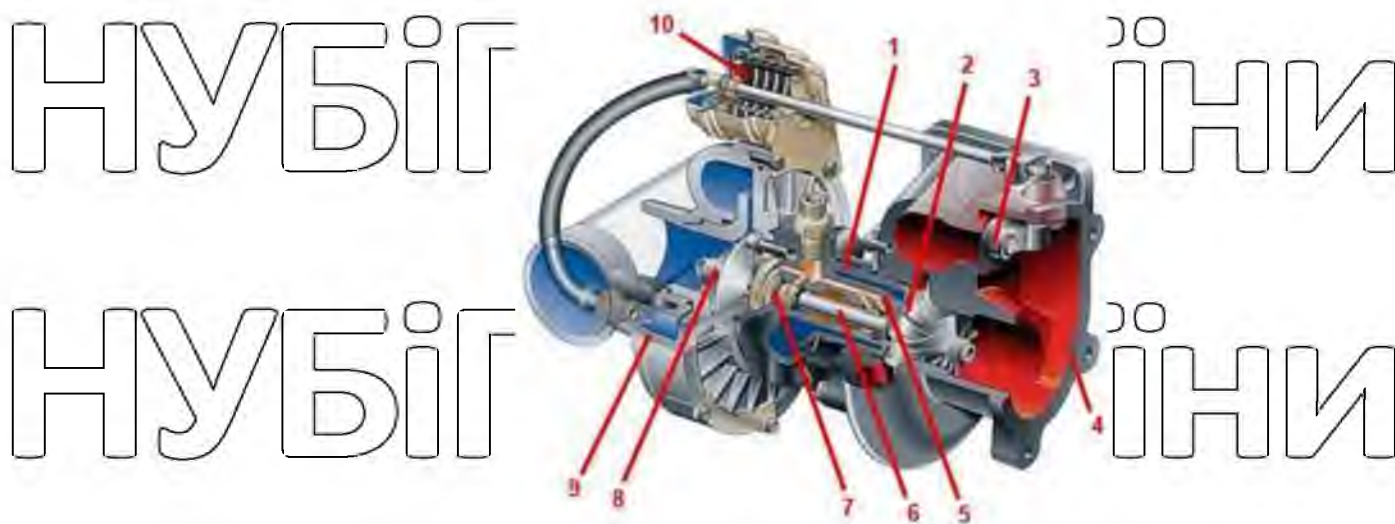


Рис. 1.6. Будова сучасного компресорного устаткування: 1 - корпус підшипників; 2 - турбінне колесо; 3 - перепускний клапан; 4 - корпус турбіни; 5 - масляні канали; 6 - вал ротора; 7 - підшипник ковзання; 8 - компресорне колесо; 9 - корпус компресорного устаткування; 10 - пневмопривід перепускного клапана.

Металевий корпус системи підшипників забезпечує розташування плаваючої системи підшипника в якому обертається вал ротора компресорного устаткування, який може обертатися зі швидкістю від 40 до 250 тис. об/хв.

Складна геометрична конструкція корпусу системи підшипників слугує для охолодження. Основні вимоги до корпусу підшипників: якість обробки, жорсткість, термостійкість.

Підшипник ковзання - виготовлений з спеціально розроблених бронзових або мідних сплавів. Спеціально розроблений виробничий процес призначений, щоб створити підшипники з необхідними якість термостійкості і зносостійкості. Стопорні упорні сталеві кільця і масляні проточки виготовляються особливо точно. Осьовий тиск подинається бронзовим гідродинамічним підшипником осьового тиску, розташованим в кінці валу.

У світовій практиці знайшли застосування підшипники двох типів: з плаваючими втулками, що обертаються (рис. 1.7. а) і плаваючою моно втулкою, яка не обертається (рис. 1.7. б, в) [18]. Розміри вузла підшипників змінюються в досить вузькому діапазоні. Діаметр валу виконується в межах 0,15-0,17 від



діаметра колеса компресорного устаткування.

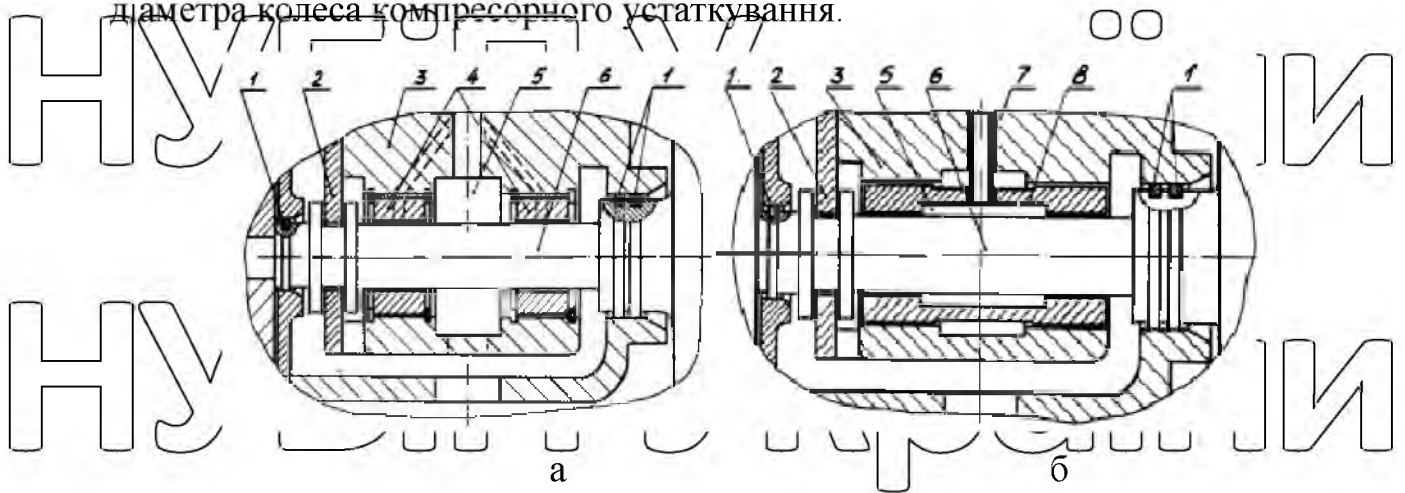


Рис. 1.7. Конструкція підшипникових вузлів

а) з плаваючими втулками, що обертаються; б) з плаваючою моно втулкою, що не обертається. 1 - кільця ущільнювачів; 2 - упорний підшипник; 3 - корпус; 4 - плаваючі втулки; 5 - підведення оливи; 6 - вал ротора; 7 - стопорна втулка; 8 - плаваюча моно втулка.

Вузол підшипників включає в себе і упорний підшипник, що обмежує осьове переміщення ротора. Він виконується у вигляді окремої плоскої пайфи. Відомі конструкції, в яких осьове переміщення ротора обмежується торцями моно втулки. Така конструкція простіша, має меншу кількість деталей. В цьому випадку стопорна втулка, через яку підводиться олива, сприймає і осьове зусилля від переміщення ротора. Тому потрібно забезпечити її підвищену зносостійкість.

У всіх відомих конструкціях двигунів з компресорним устаткуванням, змащування вузла підшипників компресорного устаткування здійснюється від системи змащування двигуна, система очищування мастила також спільна з двигуном. Підведення мастила до підшипника всередині компресорного устаткування здійснюється двома способами. При першому способі з торцевим підведенням мастила, олива подається в масляну порожнину 5 корпусу підшипників 3, розташовану між торцями підшипників (рис. 1.2. а). Потім олива проходить по зазорам уздовж підшипників і змащує з одного боку упорний підшипник, а з іншого зливається. При другому способі олива подається по каналам до середини опорних поверхонь радіальних підшипників і має можливість зливатися з обох боків від підшипника.

З точки зору забезпечення сталого обертання ротора цієї схеми, як показали дослідження, рівноцінні. Перевага другого способу полягає в тому, що кількість оливи, що зливається з підшипників перед ущільненнями, зменшується практично вдвічі, тим самим зменшується витік оливи через ущільнення, особливо в порожнину компресорного устаткування. Основні вимоги до підшипників ковзання: стійкість до зношування, висока якість обробки і точні розміри.

Турбінне колесо - встановлено в корпусі турбіни і з'єднане валом, який обертає крильчатку компресорного устаткування. Вона зроблена з міцних і стійких сплавів. Витримує температури роботи до 760°C. Основні вимоги до турбінного колеса: стійкість до зношування, до деформацій, до корозії.

Перепускний клапан - керований пневматичним приводом, при певній величині тиску повітря направляє частину відпрацьованих газів в обхід турбіни, тим самим обмежує тиск повітря направлений до двигуна. На деяких моделях компресорного устаткування перепускний клапан відсутній. Обмеження тиску повітря здійснюють з метою захисту двигуна від перевантаження.

Корпус турбіни - виготовляється з різних сортів чавуну, щоб протистояти потужному термічному впливу і руйнуванню. Як і крильчатка, профіль корпусу турбіни оброблений до повної відповідності форми лопатей крильчатки. Основні вимоги до корпусу турбіни: ударостійкість, стійкість до окислення, жароміцність, жаростійкість, легкість механічної обробки.

Масляні канали - необхідні для проведення оливи безпосередньо до підшипників ковзання.

Вал ротора - передає крутний момент від турбінного колеса до компресійного колеса.

Компресійне колесо - виготовлено з алюмінієвих сплавів методом лиття, на деяких моделях крильчаток, для дуже важкої і тривалої роботи при високих температурах, лопаті виготовляються з титану. Точні розміри лопатей крильчатки і точна механічна обробка важливі для нормальної роботи компресора. Розточування та полірування підвищує коефіцієнти опору втомі.

Крильчатка розташована на збірці ваду. Основні вимоги до компресійного колеса: високий опір втоми, стійкість до розтягування і до корозії;

Корпус компресорного устаткування відлитий з алюмінію.

Використовуються різні сплави для різних типів компресорного устаткування.

Використовуються як вакуумне лиття так «пісочне» лиття. Необхідна точна фінішна обробка для отримання точних розмірів і великої якості поверхні.

Основні вимоги до корпусу компресорного устаткування: висока якість обробки і точні розміри, міцність до ударних і механічних навантажень;

Пневмопривід перепускного клапана - управляє перепускним клапаном,

для обмеження тиску повітря, яку нагнітається у двигун і захисту двигуна від перевантажень.

При використанні даного типу компресорного устаткування між двигуном і компресорним устаткуванням існує зв'язок тільки через потік

відпрацьованих газів. Частота обертання компресорного устаткування

безпосередньо не залежить від числа обертів двигуна і характеризується деякою інерційністю, тобто спочатку збільшується подача палива, через що

збільшується енергія відпрацьованих газів, а потім вже збільшуються обороти турбіни і в циліндри двигуна надходить ще більше повітря, що дає можливість

збільшити подачу палива.

Подача і тиск повітря в компресорному устаткуванні без регулювання тиску, прямо пропорційні енергії відпрацьованих газів, тобто числу обертів турбіни.

Для двигунів, що працюють в широкому діапазоні обертів (наприклад, в легковому автомобілі), високий тиск нагнітання повітря бажаний навіть на

низьких оборотах. Саме тому необхідно використовувати компресорне устаткування з регульованим тиском. Регульовальний клапан стежить за тим,

щоб тиск повітря не збільшився вище певного значення, при перевищенні якого двигун може бути пошкоджений.

На деяких режимах роботи двигуна у компресорного устаткування проявляються такі недоліки:

- «Турбояма» («турболаг») - затримка збільшення обертів і потужності двигуна при різкому натисканні на педаль акселератора. Ефект пов'язаний з тим, що потрібен час, щоб прискорився потік вихлопних газів, який розкрутить турбіну. Основний спосіб усунення – зниження розмірів і ваги деталей, що обертаються для полегшення їх швидкого розкручування. Однак це веде до зниження продуктивності компресорного устаткування і для збереження необхідного тиску повітря доводиться збільшувати частоту обертання ротора або застосовувати корпус турбіни із змінним прохідним перетином.

- «Турбопідхват» - виникає при збільшенні оборотів і швидкості руху вихлопних газів після подолання «турбоями». Внаслідок цього різко збільшується тиск повітря, створеного компресорним устаткуванням і, відповідно, потужність двигуна. Щоб виключити перевантаження деталей кривошипно-шатунного механізму і детонацію (в бензинових двигунах), необхідно також різке обмеження тиску відпрацьованих газів.

Щоб усунути вище перераховані недоліки компресорного устаткування виробники двигунів використовують наступні системи:

#### **Охолодження повітря, що нагнітається (intercooler)**

Повітря, стиснене компресорним устаткуванням, нагрівається і розширюється. Гаряче повітря має меншу щільність і містить значно менше кисню, ніж холодне; тому необхідно охолодити повітря, так як більша кількість кисню означає більшу кількість спаленого палива, тобто двигун розвиває велику потужність.

З цієї причини стиснене повітря яке виходить з компресорного устаткування спочатку проходить через радіатор, де охолоджується перед потраплянням в камеру згорання двигуна.

Подача в камеру згорання двигуна більш холодного повітря помітно знижує температурне навантаження, що сприятливо впливає на його надійність і довговічність.

Існують охолоджувачі типу «повітря-повітря» і системи, які використовують охолоджуючу рідину для охолодження повітря («охолоджуюча

рідина-повітря»).

### **Компресорне устаткування, що встановлюються паралельно**

У деяких випадках виробник двигуна має можливість вибору між одним компресорним устаткуванням, що подає повітря для всього двигуна, або декількома меншими за розміром компресорного устаткування, кожен з яких подає повітря в окремих циліндр. В останньому випадку кожне компресорне устаткування приводиться частиною відпрацьованих газів від групи циліндрів.

Два невеликих компресорних устаткувань швидше вступають в роботу завдяки своїм меншим розмірам ротора, і вони забезпечують кращу реакцію при натисненні на педаль акселератора. Впускний і випускний колектори для двох невеликих компресорних устаткувань будуть коротшими і простішими по конструкції, ніж для одного великого. З іншого боку, два малих компресорних устаткувань, як правило, дорожче одного великого. А також необхідне вирівнювання тиску повітря від кожного компресорного устаткування.

### **Серійні здвоєні компресорні устаткування**

Неможливо отримати хорошу продуктивність від стандартного компресорного устаткування, якщо тиск повітря має перевищувати 3,3 бар.

Вирішення цієї проблеми полягає в установці двох серійних компресорних устаткувань один за одним, тобто послідовно. Компресор більшого компресорного устаткування (низького тиску) всмоктує чисте повітря через повітряний фільтр. Потім повітря стискається і подається в повітряозбірник меншого компресорного устаткування (високого тиску). Там повітря ще раз стискається, після чого подається в двигун. Відпрацьовані гази двигуна спочатку потрапляють на турбіну компресорного устаткування високого тиску, потім на турбіну компресорного устаткування низького тиску і потім в систему випуску.

Щоб отримати гарну продуктивність цієї системи, необхідно охолоджувати повітря, і робити це необхідно двічі як між першим і другим компресорним устаткуванням, так і між другим компресорним устаткуванням і двигуном.

Ця система буде ще ефективніше, якщо в якості компресорного

устаткування низького тиску використовувати компресорне устаткування з регульовальним клапаном. Це дозволяє працювати з турбіною, менших розмірів а це означає, з кращою реакцією на прискорення. Клапан контролює тиск і температуру в повітрозбірнику компресорного устаткування високого тиску, що дозволяє обійтись без охолоджувача. Крім того, потужність турбіни високого тиску зростає, коли відкривається клапан турбіни низького тиску.

### **Турбокомпаунд**

Поліпшення температурної віддачі двигуна - одна з найважливіших задач в процесі модернізації двигунів внутрішнього згорання. У зв'язку з цим дуже перспективним є турбокомпаунд.

Принцип роботи турбокомпаунда полягає в тому, що відпрацьовані гази спочатку приводять в дію одну турбіну, а при виході з неї - іншу турбіну, а потім вже відводяться в вихлопну трубу.

Друга турбіна не приводить в дію компресорне устаткування, а допомагає обертати колінчатий вал двигуна через гідромуфту і шестеренчастий редуктор.

Турбокомпаунд має добрі перспективи, оскільки енергія відпрацьованих газів буде знову приносити користь. Друга турбіна додатково знижує температуру відпрацьованих газів приблизно на 100°C.

### **Компресорне устаткування зі змінною геометрією**

Використання компресорного устаткування із змінною геометрією дозволяє мінімізувати явище "турбогми" шляхом зміни прохідного перерізу в сопловому апараті турбіни.

Зміна тиску повітря здійснюється за рахунок зміни положення направляючих лопаток, встановлених на корпусі турбіни. Положення направляючих лопаток контролюється блоком управління двигуна за допомогою електромагнітного клапана регулювання тиску повітря.

За сигналом блоку управління двигуна, електромагнітний клапан відкривається, поєднуючи вакуумний канал між вакуумним насосом і пневмоприводом направляючих лопаток компресорного устаткування, в результаті чого шток приводу, пов'язаний з важелем механізму керування

положення лопаток, починає втягуватися в привід, тим самим регулювати кут відкриття направляючих лопаток і тиск повітря.

У вільному стані лопатки компресорного устаткування максимально відкриті і направляють більшу кількість відпрацьованих газів на колесо турбіни, в результаті чого колесо турбіни обертається швидше під дією енергії невеликого потоку відпрацьованих газів. Через ротор компресорного устаткування обертання передається на компресійне колесо, що нагнітає більшу кількість повітря у циліндри, це сприяє збільшенню тиску повітря і наповнюваності циліндрів на низьких частотах обертання колінчастого валу.

При збільшенні частоти обертання колінчастого валу і зростанні потоку відпрацьованих газів, блок керування двигуном починає регулювати кут відкриття напрямних лопаток (подаючи на їх привід розрядження через електромагнітний клапан. Під дією приводу штока, лопатки починають закриватися аж до повного закриття. Потік відпрацьованих газів направлений на турбінне колесо зменшується і тиск повітря знижується. В цьому режимі турбінне колесо обертається з меншою частотою обертання при більшому потоці відпрацьованих газів. Це необхідно для запобігання поломки компресорного устаткування в результаті перевантаження (перевищення максимальної частоти обертання) і пошкодження двигуна.

#### **1.4. Аналіз експлуатаційної надійності компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК**

Як зазначалось вище є багато типів та видів компресорного устаткування, а також багато різних виробників тому наша робота присвячена компресорному устаткуванню ТКР 11. Технічна характеристика компресорного устаткування ТКР 11 наведено в табл. 1.7.



Таблиця 1.7.

## Технічна характеристика компресорного устаткування ТКСР 11 [4]

Показник	Значення показника
Двигун	ЯМЗ-238НД2/Л/Н
Марка машини	Трактори К-700А, автомобілі КрАЗ, МАЗ, КаМАЗ та інші
Вага, кг	25,7
Діаметр колеса турбіни, мм	110/88
Діаметр колеса компресорного устаткування, мм	110/70
Частота обертання валу ротора, об/хв	45000
Продуктивність, м <sup>3</sup> /год	0,25
Ефективний ККД турбіни	0,68

Спочатку встановимо долю відмов компресорного устаткування в відмовах двигуна. За результатами спостережень доля відмов компресорного устаткування становить 26 %.



Рис. 1.8. Відмови двигуна ЯМЗ-238

Дані дослідження не суперечать дослідженням різних авторів [5] відмова компресорного устаткування коливаються в межах від 7 до 35 % від загальної кількості відмов двигуна. В залежності від режиму роботи компресорного устаткування відмови розподілились наступним чином (рис. 1.9).



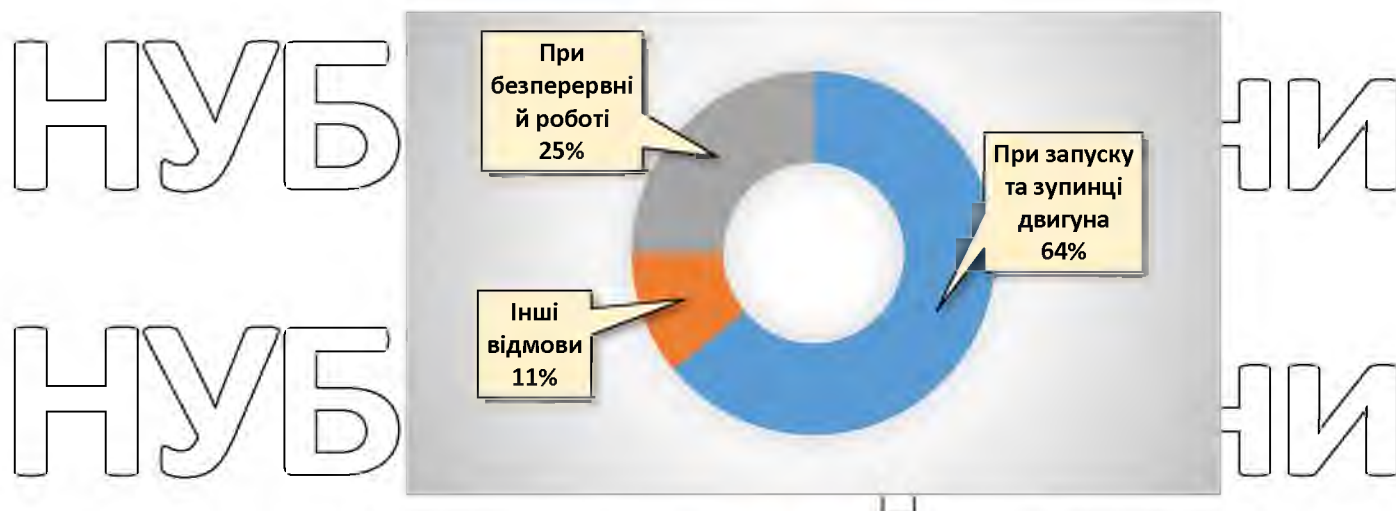


Рис. 1.9. Відмови компресорного устаткування в залежності від режиму роботи

Як видно з діаграми найбільш руйнівними для компресорного устаткування є перехідні та тускові режими. На рис. 1.10. наведено детальний розподіл відмов вузлів компресорного устаткування ТКР 11.



Рис. 1.10. Розподіли відмови компресорного устаткування ТКР 11

Як видно з діаграми лівова доля відмов припадає на підшипниковий вузол в якому зношуються шийки вала та втулки. В основному це гідроабразивний знос та температурні пошкодження, а їх ремонт поглинає майже 60-65 % всіх витрат на технічний контроль тому досліджування надійності цих вузлів та пошук шляхів її підвищення є актуальним питанням.

Для підвищення надійності компресорного устаткування можливі наступні шляхи рис. 1.11.



Рис. 1.11. Способи підвищення надійності компресорного устаткування автотракторних двигунів

З усіх перерахованих варіантів найбільш простим у виконанні є спосіб встановлення гідроакумулятора в систему оливої подачі компресорного устаткування.

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРНОГО УСТАТКУВАННЯ ТЕХСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ АПК

### 2.1. Моделювання температури підшипника на режимі зупинки двигуна

Як показує аналіз статистики відмов компресорного устаткування, значна частка відмов пов'язана з перевищенням значень температури деталей розрахункових величин. Ріст температури виникає на перехідних режимах роботи. Найбільше теплонпруженим режимом є режим зупинки двигуна.

Про значне перевищення температурою деталей компресорного устаткування в експлуатації її розрахункових значень свідчать рясні смоловідкладення, а також наявність на деталях кольорів мінливості. Так, наприклад, найбільш часто сліди кольорів мінливості темного кольору відзначаються на валу ротора компресорного устаткування. Це говорить про те, що температура деталі в цій зоні перевищувала  $300^{\circ}\text{C}$ .

При температурі більш  $150^{\circ}\text{C}$  у більшості олив починають випаровуватися летучі складові. Це супроводжується утвором парових мішків і порушенням сплошності шару з оливи. Крім того, різко підсилюється окиснення оливи. Олива втрачає мастильні якості, відбувається осмолення й виділення твердих продуктів окиснення (коксування оливи) [11, 12, 13].

Для зниження температури підшипників компресорного устаткування після зупинки двигуна необхідно проаналізувати основні фактори тепловиділення й теплообміну. Для цього використовуємо рівняння теплового балансу при деяких допущеннях [14, 15].

Перше допущення: підведення тепла від турбінного колеса після зупинки двигуна в часі знижується за лінійним законом. Друге допущення: тепловідвід оливи дорівнює нулю, тому що мастильна система після зупинки не працює. Третє допущення: температура навколишнього середовища в часі постійна.

[16]. Складемо рівняння теплового балансу для корпусу турбіни й підшипника:

1. Для корпусу турбін:

$$c_1 \cdot m_1 \cdot \frac{dT_T}{dt} = -q_{\text{вт}}, \quad (2.1.)$$

де  $c_1$  - питома теплоємність матеріалу корпусу турбіни,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$m_1$  - маса турбіни, кг;

$T_T$  - температура корпусу турбіни,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t$  - час, с;

$q_{\text{вт}}$  - відвід тепла від турбіни підшипнику та навколишньому середовищу

$$q_{\text{вт}} = q_{\text{п}} + q_{\text{навк}}, \quad (2.2.)$$

де  $q_{\text{п}}$  - тепло відведене до підшипника;

$q_{\text{навк}}$  - тепло відведене до навколишнього середовища.

Ці величини визначаються відповідно з виразів:

$$q_{\text{п}} = \alpha_1 \cdot F_1 \cdot (T_T - T_{\text{п}}), \quad (2.3.)$$

$$q_{\text{навк}} = \alpha_2 \cdot F_2 \cdot (T_T - T_{\text{навк}}), \quad (2.4.)$$

де  $F_1, F_2$  - площа поверхні відводу тепла від турбіни до підшипника, від турбіни до навколишнього середовища, відповідно,  $\text{м}^2$

$T_T, T_{\text{п}}, T_{\text{навк}}$  - температури, відповідно, турбіни, підшипника, навколишнього середовища,  $^{\circ}\text{C}$ .

2. Для підшипника

$$c_2 \cdot m_2 \cdot \frac{dT_{\text{п}}}{dt} = q_{\text{п}} - q_{\text{навк}}, \quad (2.5.)$$

де  $c_2$  - питома теплоємність матеріалу підшипника,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$m_2$  - маса підшипника, кг;

$q_{\text{навк}}$  - відвід тепла від підшипника та навколишнього середовища



$$q_{\text{навк}} = \alpha_3 \cdot F_3 \cdot (T_{\text{п}} - T_{\text{навк}}), \quad (2.6.)$$

де  $F_3$  – площа поверхні відводу тепла від підшипника до навколишнього середовища, м<sup>2</sup>.

Враховуючи, що  $q_{\text{п}}$  у рівняннях (2.3.) і (2.5.) величина постійна, розв'яжемо диференціальні рівняння із застосуванням програмного засобу «Matlab 6.5» [17, 18]. Розв'язок цієї системи рівнянь теплового балансу дає наступні вирази для температур корпусу турбіни й підшипника відповідно:

- для корпусу турбіни

$$T_T = \frac{1}{2} \cdot (-2 \cdot T_{\text{навк}} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2}{\sqrt{A}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2}{\sqrt{A}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D}{\sqrt{A}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot B \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2}{\sqrt{A}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot B \cdot \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot D \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot D \cdot \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot B}{\sqrt{A}}) / (\alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2) \quad (2.7.)$$

Для підшипників

$$T_{\text{п}} = T_{\text{навк}} + \frac{1}{2} \cdot (-\sqrt{A} \cdot T_{\text{навк}} - T_{\text{навк}} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 \cdot T_{\text{почк}} + \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{\text{навк}} - \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{\text{почк}} - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{\text{навк}} + \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{\text{почк}} - \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1 \cdot T_{\text{навк}} + \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1 \cdot T_{\text{почк}} + \sqrt{A} \cdot T_{\text{почк}} + 2 \cdot T_{\text{почп}} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2) \cdot e^{\left(\frac{lt \cdot \alpha_1 \cdot F_1}{2 \cdot c_1} - \frac{lt \cdot \alpha_2 \cdot F_2}{2 \cdot c_1} - \frac{lt \cdot \alpha_3 \cdot F_3}{2 \cdot c_1} - \frac{lt \cdot \alpha_1 \cdot F_1}{2 \cdot c_1} + \frac{lt \cdot \sqrt{A}}{2 \cdot c_1 \cdot c_2}\right)} - \frac{1}{2} \cdot (\sqrt{A} \cdot T_{\text{навк}} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 \cdot T_{\text{почк}} + \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{\text{навк}} - \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{\text{почк}} - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{\text{навк}} + \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{\text{почк}} - \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1 \cdot T_{\text{навк}} + \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1 \cdot T_{\text{почк}} + \sqrt{A} \cdot T_{\text{почк}} + 2 \cdot T_{\text{почп}} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2) \cdot e^{\frac{(lt \cdot \alpha_1 \cdot F_1}{2 \cdot c_1} - \frac{lt \cdot \alpha_2 \cdot F_2}{2 \cdot c_1} - \frac{lt \cdot \alpha_3 \cdot F_3}{2 \cdot c_1} - \frac{lt \cdot \alpha_1 \cdot F_1}{2 \cdot c_1} + \frac{lt \cdot \sqrt{A}}{2 \cdot c_1 \cdot c_2})}{\sqrt{A}}} \quad (2.8.)$$

де  $T_{\text{почк}}$ ,  $T_{\text{почп}}$  – початкові температури, відповідно, корпусу турбіни й підшипника, °С;

$t$  – час із моменту зупинки двигуна, с;

A, B, C, D, E – коефіцієнти, що враховують взаємозв'язки між конструктивними параметрами компресорного устаткування, такими як матеріал, вага деталей, а також площа їх поверхонь.

Визначимо коефіцієнти  $\alpha_1$ ,  $\epsilon_1$ ,  $F_1$ , на прикладі компресорного устаткування КР 11, враховуючи, що корпус турбіни виготовлений з високоміцного чавуну ВЧ 40. Підшипники виконуються із бронзи БрОС 10-10. Корпус підшипників виконаний складним із чавунного корпуса ВЧ 50 і кришки з алюмінієвого сплаву.

Задаючись значеннями констант, а також початкових параметрів, визначимо залежність величини температури деталей компресорного устаткування від часу з моменту зупинки двигуна. Для оцінки впливу режиму роботи двигуна перед зупинкою на температурну напруженість деталей компресорного устаткування, проведемо розрахунки при різних значеннях температури вихлопних газів, яка безпосередньо пов'язана з величиною  $T_{\text{поч}}$ . У якості основних характерних умов, що визначають режим роботи двигуна приймемо на підставі раніше проведених досліджень, а також даних безпосередніх вимірів наступні значення:

-  $t_{\text{вихл}} - 300^\circ\text{C}$  - при мінімальній частоті обертання колінчатого вала й роботі без навантаження;

-  $t_{\text{вихл}} - 420^\circ\text{C}$  - при номінальній частоті обертання колінчатого вала й роботі з помірним навантаженням;

-  $t_{\text{вихл}} - 600^\circ\text{C}$  - при номінальній частоті обертання колінчатого вала й роботі з повним навантаженням [19].

Аналізуючи отримані залежності, бачимо, що найбільший інтерес представляє інтервал часу від 0 до 160 із моменту зупинки двигуна, тому що в цей час відбувається ріст температури підшипникового вузла. Враховуючи це, а також велику складність виразів (2.7.) і (2.8.), зробимо апроксимацію отриманих залежностей в інтервалі, що відповідає вітці нагрівання.

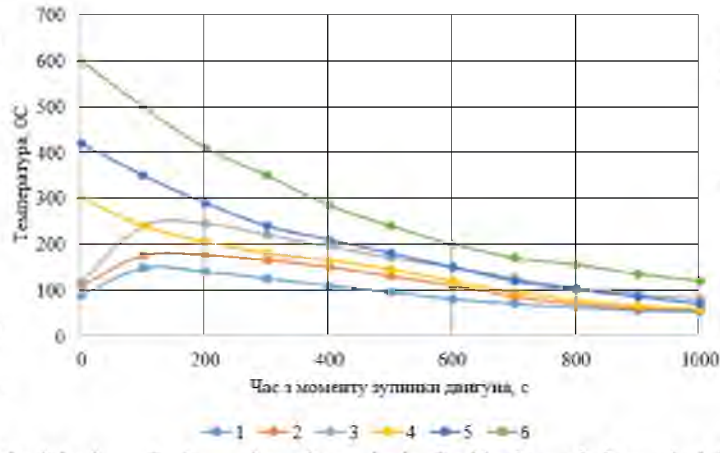


Рис. 2.1. Теоретична залежність температур корпусу турбіни

підшипника від часу з моменту зупинки двигуна при різних значеннях

температури вихлопних газів (300, 420, 600°C)

1, 2, 3 – температура підшипника при 300, 420, 600°C відповідно; 4, 5, 6 – температура турбіни при 300, 420, 600°C відповідно.

Для апроксимації застосовуємо поліном другого ступеня, який у нашому

випадку приймає вид

$$T = a + b \cdot \tau + c \cdot \tau^2 \quad (2.9)$$

де a, b, c – параметри апроксимуючого полінома.

Аналогічно розглянемо три характерні випадки режиму роботи двигуна,

окримані результати відбиті на рис. 2.2. і в таблиці 2.1.

Результати розрахунків представлені графічно на рис. 2.1.

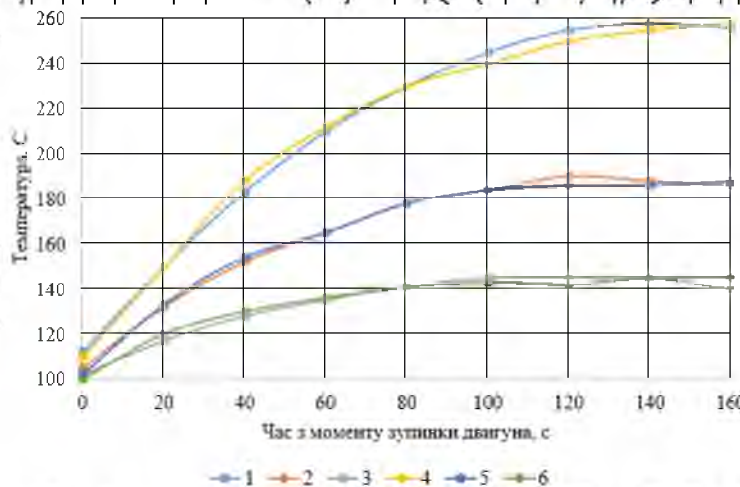


Рис. 2.2. Апроксимація залежностей температури підшипникового вузла від часу з моменту зупинки для різних початкових умов.

1, 2, 3 - аналітичні криві для початкових умов температура вихлопу відповідно становить 300, 420, 600°C. 4, 5, 6 - апроксимуючі криві для початкових умов температура вихлопу відповідно становить 300, 420, 600°C.

Таблиця 2.1.

Параметри апроксимуючих поліномів.

№п/п	Початкові умови $t_{вихл}, ^\circ\text{C}$	a	b	c	$T_{max}, \text{C}$
1	300	105,83	0,6167	-0,0025	147
2	420	107,21	1,2058	-0,0045	133,9
3	600	109,23	2,0593	-0,0073	123,34

Таким чином, отримано залежності, що дозволяють оцінити температуру деталей компресорного устаткування від часу з моменту зупинки двигуна. Аналіз їх характеру дозволяє зробити висновки про те, що після зупинки двигуна температура деталей підвищується, досягаючи максимуму через 2-3 хвилини з моменту зупинки. Через велику складність отриманих залежностей, проведена їх апроксимація поліномами другого ступеня для різних величин початкових умов на гілці, нагрівання. Про достатню точність отриманих результатів дозволяє судити величина вірогідності апроксимації  $R$ , складова значення  $R^2 > 0,99$  для всіх кривих [20].

Розрахунки за вищеописаною методикою дозволяють якісно й кількісно оцінити залежність температури деталей компресорного устаткування від часу з моменту зупинки двигуна. Розглянемо як впливає установка гідроаккумулятора в систему змащування компресорного устаткування на температуру його деталей. У випадку використання гідроаккумулятора параметри теплообміну змінюються. Це виражається в появі в рівнянні 2.5. додаткового доданка, урахуває відвід тепла від підшипника в оливу.

Перепишемо рівняння 2.5. для випадку застосування гідроаккумулятора:

$$c_2 \cdot m_2 \cdot \frac{dT_{II}}{dt} = q_{II} - q_{навлп} - q_{відв}, \quad (2.10.)$$

де  $q_{відв}$  - відвід тепла від підшипника в оливу



$$q_{\text{відв}} = \alpha_4 \cdot F_4 \cdot (T_{\text{п}} - T_{\text{м}}), \quad (2.11.)$$

де  $F_4$  - площа поверхні відводу тепла від підшипника в оливу,  $\text{м}^2$ ;  
 $T_{\text{м}}$  - температура оливи,  $^{\circ}\text{C}$ .

Роблячи розрахунки за вищевказаною методикою, одержимо рівняння, що відображають температуру деталей компресорного устаткування від часу з урахуванням ввілчення гідроаккумулятора в систему змащування, відповідні до рівнянь 2.7. і 2.8.

Враховуючи це, оцінимо ефективність гідроаккумулятора для випадку, коли температура вихлопних газів перед зупинкою двигуна становить  $t_{\text{вихл}} = 420^{\circ}\text{C}$ . Графічно це показано на рис. 2.3. Різниця у величині піків кривих 1 і 2 на рис. 2.3. дає шукану розрахункову ефективність гідроаккумулятора, яка становить  $\Delta t = 20^{\circ}\text{C}$ .

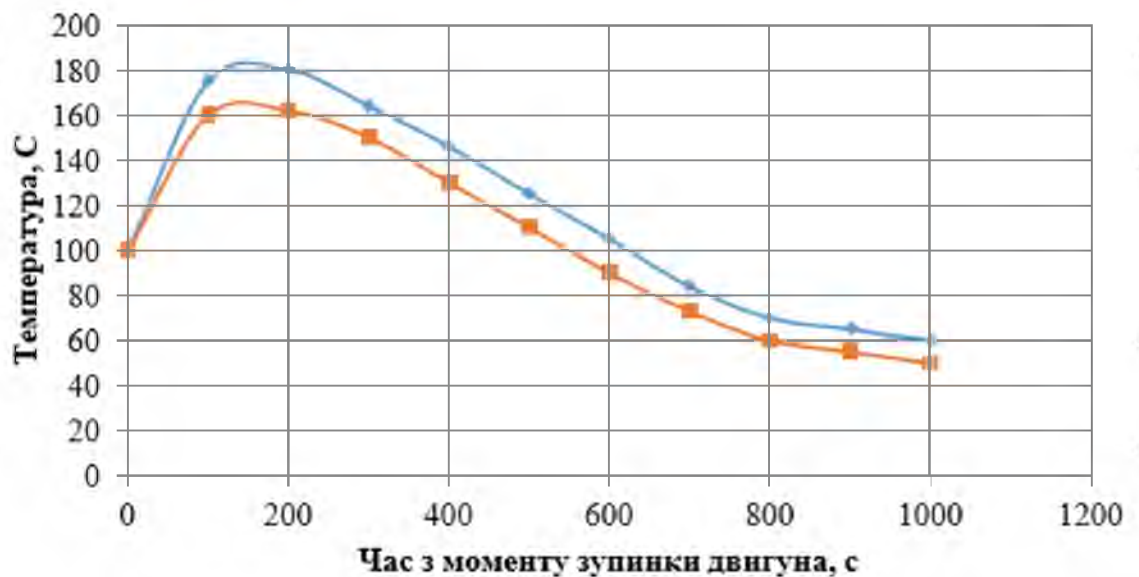


Рис. 2.3) Теоретична залежність температури підшипника від часу з моменту зупинки двигуна при значенні температури

вихлопних газів  $t_{\text{вихл}} = 420^{\circ}\text{C}$ .

1 - у випадку штатної системи змащення, 2 - у випадку використання гідроаккумулятора.

## 2.2. Аналіз працездатності підшипникового вузла залежно від технічного стану й режиму роботи

З метою забезпечення безвідмовної роботи підшипників ковзання, вони повинні працювати в умовах рідинного змащення у всіх діапазонах і режимах роботи компресорного устаткування. У цьому випадку поверхні вала й підшипника розділені суцільним масляним шаром, безпосереднє тертя між металевими поверхнями вала й підшипника відсутнє. Зношування металевих поверхонь при цьому не відбувається, втрати на тертя невеликі.

Добре відомий метод розрахунків підшипників на основі традиційної методики визначення середніх і максимальних питомих тисків, обумовлених питомому тиском, що доводиться на площу проєкції вкладаща. Однак, він дуже грубий, оскільки підшипники працюють в умовах рідинного змащення.

Сьогодні більш прогресивний метод гідродинамічного розрахунку уже знайшов широке застосування в багатьох областях машинобудування.

Найбільш значимою характеристикою, що впливає на надійність роботи підшипника, є величина, що називається, коефіцієнтом надійності підшипника  $\chi$  [21]. Коефіцієнт надійності підшипника - відношення робочої характеристики  $\lambda$  до критичної  $\lambda_{кр}$ :

$$\chi = \frac{\lambda}{\lambda_{кр}} \quad (2.12.)$$

Величина  $\chi$  повинна бути більше 1. Чим більше  $\chi$ , тим менше ймовірність переходу роботи підшипника в область напіврідинного змащування, а, отже, ризик контакту поверхонь вала й підшипника.

Характеристика режиму -  $\lambda$  визначається з виразу:

$$\lambda = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\eta \cdot \omega}{k}, \quad (2.13.)$$

де  $\eta$  - динамічна в'язкість оливи, Па·с;

$\omega$  - кутова швидкість, рад/с.

Питоме навантаження на підшипник  $k$  залежить від радіального навантаження  $R$ , Н, що діє в сполученні й геометричних розмірів підшипника:  $l$  - довжини підшипника, м і  $d$  - його діаметра, м.

У літературі найчастіше оперують не величиною робочої характеристики  $\lambda$ , а безрозмірним числом Зоммерфельда  $S_o$ . Число Зоммерфельда є функцією від відносного ексцентриситету  $\varepsilon$  і відносної мінімальної товщини масляного шару

$\xi$  і визначається з виразу:

$$S_o = \frac{\eta \cdot \omega}{k \cdot \psi^2} \quad (2.15.)$$

де  $\eta$  – динамічна в'язкість оливи, Па·с;

$\omega$  – кутова швидкість, рад/с;

$k$  – питоме навантаження на одиницю несучої поверхні підшипника, Па;

$\psi$  – відносний зазор [22]

Враховуючи умови роботи вузла, найбільше динамічно змінюється параметр  $\eta$ . В'язкість оливи зменшується при рості температури:

$$\eta = \frac{i}{(0,3 \cdot t)^3} \quad (2.16.)$$

де  $i$  – характеристичне число, що залежить від типу оливи;

$t$  – температура, °С [21].

Наочно це відбиває в'язкісно-температурна характеристика оливи 15W-40 CF-4/SG, рекомендованого заводом виробником, що йодержало найбільше поширення в експлуатації, представлена на рис. 2.4.

Аналізуючи вираз (2.12. - 2.16.), а також досвід експлуатації й статистику відмов компресорного устаткування, можна зробити висновок, про те, що основними факторами, що впливають на коефіцієнт надійності підшипника, є наступні:

➤ в'язкість оливи (зменшується при підвищенні температури);

➤ діаметральний зазор (збільшується при зношуванні опорних поверхонь вала, або підшипника).

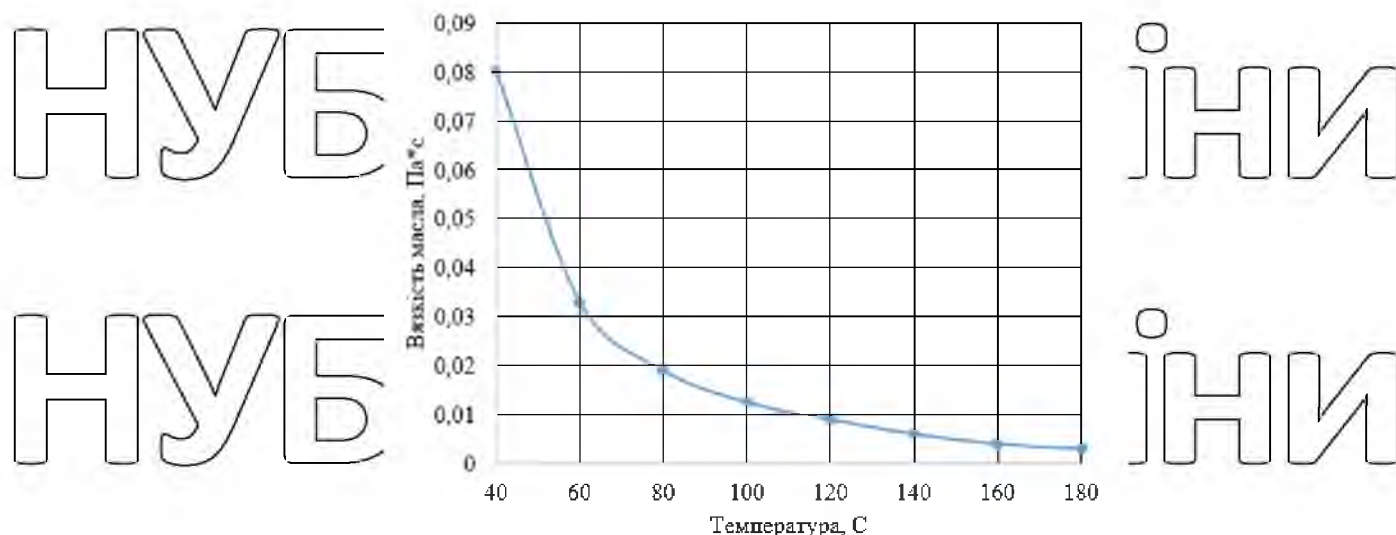


Рис. 2.4. Залежність в'язкості оливи від температури

Розглянемо вплив вищевказаних факторів на коефіцієнт надійності підшипника компресорного устаткування. Для цього, з використанням

довідкової літератури, задамося необхідними для розрахунків параметрами, а також інтервалами зміни, що цікавлять нас факторів на прикладі компресорного устаткування ТКР Г1:

➤ радіальне навантаження на вал ротора компресорного устаткування

$$P = 200 \text{ Н};$$

➤ довжина підшипника:  $l = 0,01 \text{ м};$

➤ діаметр підшипника:  $d = 0,01 \text{ м};$

➤ критична товщина масляного шару (виходячи із шорсткості й твердості поверхонь вала й підшипника)  $h_{min} = 5 \text{ мкм}.$

Відповідно до конструкторської документації, діаметральний зазор у сполученні вал ротора – втулка підшипника становить  $\Delta = 0,05 \text{ мм}$  і досягає граничного в експлуатації значення  $\Delta_{gr} = 0,3 \text{ мм}$ . Ухвалюємо, що розрахунки будемо робити в інтервалі  $\Delta = 0,05 - 0,3 \text{ мм}$  із кроком  $0,03 \text{ мм}$ .

Компресорне устаткування працює також у широкому діапазоні температур. При цьому також значно змінюється в'язкість оливи. У результаті проведених досліджень [23], було встановлено, що температура оливи досягає величини  $t_m \equiv 180^\circ\text{C}$  і більш. Динамічна в'язкість оливи при цьому змінюється



від  $\eta = 0,070$  Па·с при  $40^{\circ}\text{C}$  до  $\eta = 0,003$  Па·с при  $180^{\circ}\text{C}$  [24].

Розрахунки ведемо для характерних точок:

$40^{\circ}\text{C}$ , що відповідає непрогрітому двигуну;

$100^{\circ}\text{C}$  - робоча температура оливи для прогрітого двигуна, що

працює при помірному навантаженні;

$150^{\circ}\text{C}$  - максимально допустима температура за умовами відсутності коксоутворення;

$180^{\circ}\text{C}$  - критична температура на найбільш напруженому режимі.

Проаналізуємо залежність коефіцієнта надійності підшипника від діаметрального зазору в сполученнях. Розрахунки ведемо на підставі формул (2.12. - 2.16). Температуру оливи ухвалюємо  $100^{\circ}\text{C}$ . Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.2. Графічно отримані результати представлені на рис. 2.5.

З рис. 2.5. видно, що з ростом зазору, тобто в процесі зношування

підшипника, коефіцієнт його надійності значно знижується, досягаючи при

значенні гранично допустимого зношування  $0,3$  мм величини деяким більш

одиниці, що дозволяє говорити про те, що при такому зношуванні підшипники

вже не мають який-небудь запас надійності й, відповідно, піддані раптовому

виходу з ладу. Навіть при незначному перевищенні допустимих меж

зношування, коефіцієнт  $\chi$  стає менше одиниці, тобто не виконується умова  $S_o >$

$S_{окр}$ , отже, відсутні передумови до створення гідродинамічних умов змащення.

Отримані результати добре підтверджуються досвідом і результатами аналізу статистики відмов.

Таблиця 2.2.

Значення коефіцієнта надійності  $\chi$  залежно від діаметрального зазору

$\Delta$  при температурі оливи  $t_m = 100^{\circ}\text{C}$

№	Діаметральний зазор $\Delta$ , мм	В'язкість оливи $\eta$ , Па·с	Відносний зазор, $\psi$	Число Зоммерфельда $S_o$	Критичне число Зоммерфельда $S_{окр}$	Коефіцієнт надійності підшипника $\chi$
1	0,05	0,012	0,005	2,5121	0,2803	8,961
2	0,08	0,012	0,008	0,9813	0,1365	7,191
3	0,11	0,012	0,011	0,5190	0,0984	5,276
4	0,14	0,012	0,014	0,3204	0,0816	3,927

5	0,17	0,012	0,017	0,2173	0,0723	3,006
6	0,21	0,012	0,02	0,1570	0,0664	2,364
7	0,23	0,012	0,023	0,1187	0,0624	1,903
8	0,26	0,012	0,026	0,0929	0,0595	1,563
9	0,29	0,012	0,029	0,0747	0,0572	1,305
10	0,32	0,012	0,032	0,0613	0,0555	1,105
11	0,35	0,012	0,035	0,0513	0,0541	0,948

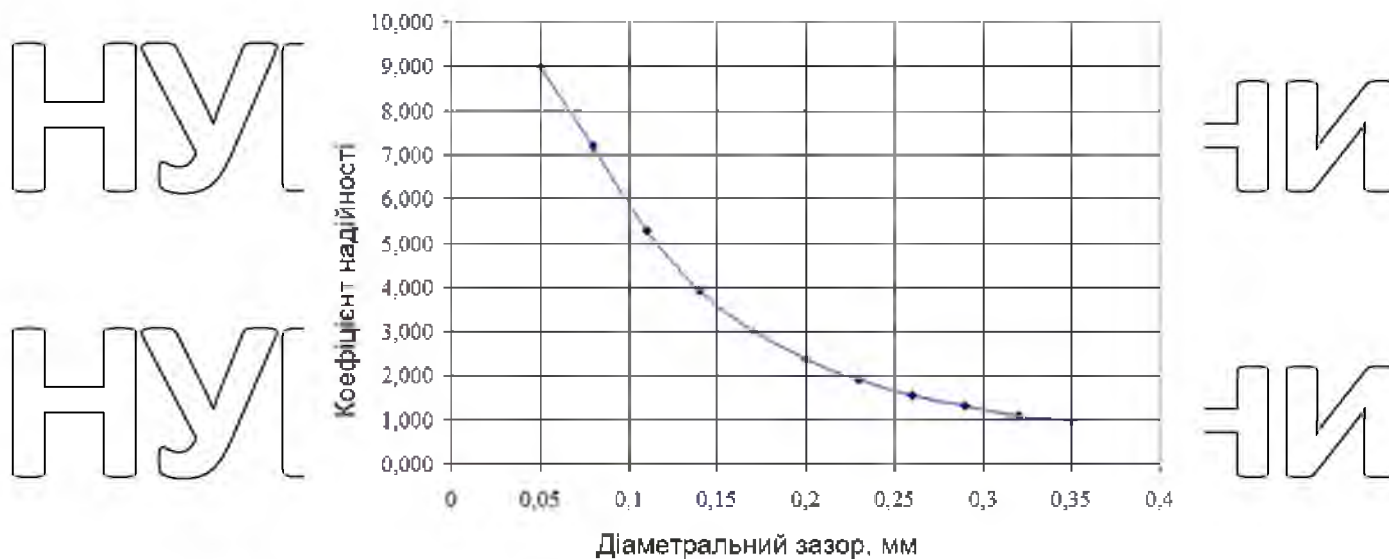


Рис. 2.5. Залежність коефіцієнта надійності підшипника від росту діаметрального зазору в сполученні вал ротора - втулка підшипника

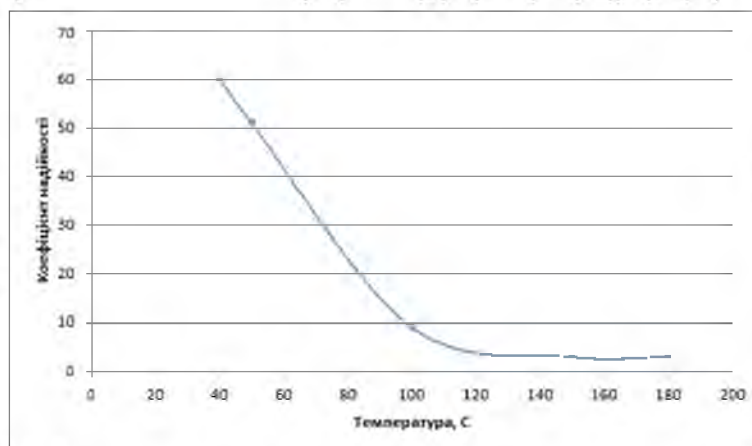


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта надійності підшипника від температури оливи при діаметральному зазорі  $\Delta = 0,05$  мм

З аналізу графіка (рис. 2.6.) можна зробити висновок про значний вплив температури оливи на умови роботи підшипника компресорного устаткування.

Ділянка кривої в діапазоні від  $40^{\circ}\text{C}$  до  $100^{\circ}\text{C}$  не представляє інтересу, тому що описує роботу компресорного устаткування при прогріві двигуна, тобто режим, на якому відсутнє вплив несприятливих факторів на ресурс компресорного

устаткування, тому що робоча температура оливи становить 90 - 98°C.

Подальший же ріст температури значно знижує величину коефіцієнта надійності, яка вже при температурі 150°C зменшується у два рази. На рис 2.7.

Наведено дослідження взаємозв'язку параметрів ТКР при зупинці двигуна.

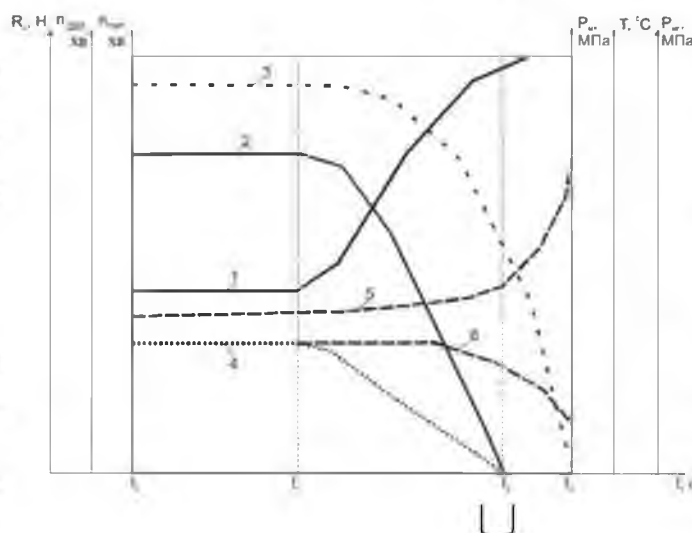


Рис. 2.7. Взаємозв'язок параметрів ТКР при різкому зниженні обертів

колінчатого вала ДВЗ або його зупинці з параметрами процесу змащування, температурою деталей ТКР і часом вибігу його ротора:

1 - зовнішнє навантаження на ДВЗ  $R_{H2}$ , Н; 2 - частота обертання колінчатого вала ДВЗ  $n_{ДВЗ}$ ,  $xv^{-1}$ ; 3 - частота обертання ротора компресорного,

$n_{ТКР}$ ,  $xv^{-1}$ ; 4 - тиск оливи в масляній магістралі перед підшипником ТКР,  $P_m$ , МПа; 5 - температура деталей ТКР  $T$ , °С; 6 - тиск оливи в масляній магістралі

перед підшипником ТКР при використанні гідроакумулятора,  $P_{mf}$ , МПа;  $t_0$  - початковий момент часу, с;  $t_1$  - момент часу, відповідний до початку росту

навантаження на ДВЗ, с;  $t_2$  - момент часу, відповідний до повної зупинки

колінчатого вала ДВЗ, с;  $t_3$  - момент часу, відповідний до повної зупинки ротора ТКР, с

### 2.3. Теоретичне обґрунтування доцільності гідроакумулятора

Із проведених досліджень видно, що на режим роботи підшипникового вузла компресорного устаткування найбільший вплив виявляють температура й зношування сполучення вал ротора - втулка підшипника.

Зношування підшипникового вузла збільшується із часом і не може бути скореговане без розбирання компресорного устаткування.

Іншим фактором є температура, яка залежить від експлуатаційних режимів роботи двигуна. У процесі роботи двигуна - складаються умови, коли значення температури перевищують припустимі межі, що веде до зниження коефіцієнта надійності. Крім того, відбувається коксування оливи з наступним виникненням задирів через влучання продуктів коксування в зону тертя. Суть застосування гідроаккумулятора полягає в тому, щоб під час роботи двигуна запаси в спеціальному резервуарі деякий обсяг мастильного матеріалу, а потім при необхідності подавати його до підшипникового вузла компресорного устаткування. Цей обсяг оливи дозволить забезпечити змашування підшипникового вузла на режимі вибігу ротора, а також знизити пікову температуру підшипникового вузла, що, знизить ризик окиснення оливи з наступним виникненням задирів.

Теоретичні передумови збільшення надійності компресорного устаткування застосуванням гідроаккумулятора оливи полягають у зменшенні ймовірності роботи компресорного устаткування, коли не забезпечується умова  $x > 1$ . Це досягається шляхом зниження температури підшипникового вузла на найбільш тепловантажному режимі роботи компресорного устаткування - після зупинки двигуна.

Як показує аналіз експериментальних досліджень, проведений далі (РОЗДІЛ 3 «Аналіз результатів експериментальних досліджень»), включення гідроаккумулятора знижує максимальну температуру деталей компресорного устаткування на величину порядку 30°C для режимів, що найбільш часто зустрічаються в експлуатації.

#### 2.4. Висновки до розділу 2

Таким чином, можна зробити висновки про те, що при спільному впливі факторів температури й зношування втулок підшипника може скластися ситуація, що приводить до відмови компресорного устаткування К, яка по



діагностичних параметрах (зазор у сполученні вал ротора - втулка підшипника), ще не досягла граничного в експлуатації стану. Тобто, зношений, але, що перебуває в ще задовільному стані компресорного устаткування, набагато більш чутливий до підвищення температури оливи, тому що, підшипники компресорного устаткування, що не досягли граничного зношування в експлуатації, мають достатній коефіцієнт надійності тільки при нормальній робочій температурі оливи. З підвищенням же температури підшипники зношеної турбіни не можуть забезпечити працездатного стану через малий запас коефіцієнта надійності.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРНОГО УСТАТКУВАННЯ ТЕХСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ АПК ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ

### 3.1. Характеристика показників експлуатаційної надійності компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК

Надійність техніки кількісно оцінюється за допомогою двох показників: ресурса як показника, пов'язаного з напрацюванням об'єкта та терміну придатності як показника, пов'язаного з календарною тривалістю експлуатації об'єкта.

Середній ресурс (термін придатності) до ремонту  $T_{др}$  - середній ресурс від початку експлуатації об'єкта до його першого ремонту.

Середній ресурс (термін придатності) між ремонтами  $T_{мр}$  - це середній ресурс між суміжними ремонтами об'єкта.

Середній ресурс (термін придатності) до списання  $T_{рсп}$  - це середній ресурс від початку експлуатації об'єкта і до його списання, обумовленого граничним технічним станом.

$T_{р\gamma}$  - гамма-процентний (відсотковий) ресурс - це напрацювання, протягом якого об'єкт не досягне граничного технічного стану з заданою ймовірністю  $\gamma$  процентів.

Гамма-процентний термін придатності - календарна тривалість експлуатації, протягом якої об'єкт не досягатиме граничного стану із заданою ймовірністю  $\gamma\%$ .

У певним чином довговічність характеризується й такими показниками як гарантійне напрацювання (ресурс) та термін гарантії

Конкретні значення кількісних показників довговічності задають залежно від призначення, особливостей застосування об'єктів та впливу відмов (відказів) на безпеку работ. Для встановлення їх проводять спеціальні розрахунки на міцність та ресурсні випробування прототипів та дослідних зразків.

Необхідно виділити середній ресурс від початку експлуатації і до 1-го капітального ремонту та середній післяремонтний ресурс. Середній ресурс (термін придатності) до списання це середній ресурс (термін придатності) об'єкту від початку його експлуатації і до його списання, обумовленого граничним станом. Критерій граничного стану – це признак або сукупність при знаків граничного стану об'єкту, які встановлені в нормативно-технічній та конструкторській документації. Так граничний стан автомобіля може визначатися по зношуваннях, його базових та основних агрегатів (двигуна, коробки передач, ведучих мостів).

Середній ресурс можна визначити по формулі:

$$\bar{T}_p = \frac{\sum_{i=1}^N T_{pi}}{N}, \quad (3.1.)$$

де  $T_{pi}$  – ресурс  $i$ -го об'єкту,

$N$  – кількість випробовуваних об'єктів.

У випадку представлення дослідної інформації у вигляді інтервального ряду середній ресурс визначається по формулі [10]:

$$\bar{T}_p = \sum_{i=1}^k t_{срр} \cdot \frac{m_s}{N}, \quad (3.2.)$$

Але визначення середнього ресурсу потребує тривалих випробувань великих витрат часу. Тому був введений показник довговічності  $T_{py}$  – гамма-процентний ресурс.

Встановлені нормативи  $\gamma$  – відсоткового ресурсу на с.-г. техніку яка не пройшла капітальний ремонт (КР) та яка пройшла капітальний ремонт.

Так, встановлені нормативні значення  $\gamma$  для тракторної техніки  $\gamma = 80\%$ , а для автомобілів  $\gamma = 90\%$ .

Стандартами також передбачено відновлювання довговічності машин в процесі їх технічного контролю до рівня 0,8 довговічності нових.

Так якість виготовлення або технічного контролю техніки з точки зору її

доремонтної або післяремонтної надійності, полягає у визначенні фактичних значень  $T_{ру} = 0,8$  (своєї або відремонтованої техніки) та порівняння їх з нормативними значеннями  $T_{ру}$  техніки яка не пройшла та яка пройшла капітальний технічний контроль.

За результатами спостережень за роботою дизельних двигунів оснащених компресорним устаткуванням було складено інтервальний статистичний ряд емпіричного розподілу пробігу для заданих умов табл. 3.1.

Таблиця 3.1.

Інтервальний статистичний ряд емпіричного розподілу компресорного устаткування до першої відмови

Границі часткових інтервалів, тис. км	0-20	20-40	40-60	60-80	80-100	100-120
Середини інтервалів, $L_1$ , тис. км	10	30	50	70	90	110
Відмови	3	9	11	13	2	2

Дані табл. 3.1. використовуємо для побудови гістограми, що характеризує емпіричний розподіл випадкової величини. Загальний вид гістограми представлений на рис. 3.1.

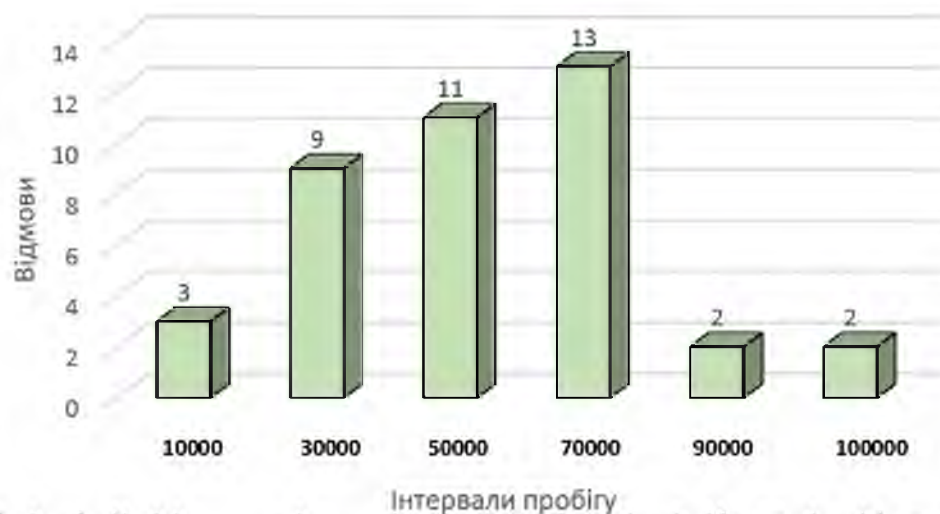


Рис. 3.1. Діаграма відмов компресорного устаткування

Розподіл випадкової величини відмови компресорного устаткування згідно досліджень [1] підкоряється розподілу Вейбулла - Гнеденко, так як коефіцієнт варіації становить 0,42. Тому визначимо довірчі границі розсіювання середньо- го значення показника надійності для розподілу Вейбулла - Гнеденко скориставшись рівняннями:

$$L_{\text{нп1}} = L_1 \cdot \sqrt[3]{r_3} = 5400 \cdot \sqrt[3]{0,83} = 50888 \text{ км}, \quad (3.3.)$$

$$L_{\text{в1}} = L_1 \cdot \sqrt[3]{r_1} = 5400 \cdot \sqrt[3]{1,24} = 57829 \text{ км}, \quad (3.5.)$$

де  $r_1$  і  $r_3$  - коефіцієнти Вейбулла [25].

Таким чином, з імовірністю 0,9 можна стверджувати, що значення середнього наробітку компресорного устаткування до технічного контролю буде лежати в інтервалі 50888...57829 км., пробігу.

Спостереження проводились за вантажними автомобілями МАЗ які працюють в умовах міста, ситуація з машинами оснащеними компресорними устаткуваннями, що працюють в сільському господарстві значно гірша.

Для підвищення надійності компресорного устаткування необхідно в першу чергу дотримуватись правил експлуатації та вчасно я в повному обсязі виконувати технічні обслуговування. При відновленнях тертьових пар необхідно використовувати сучасні методи відновлювання. Також як зазначалось в 2 му розділі необхідно встановлювати гідроаккумулятор.

### 3.2. Досліджування виду і характеру зношування деталей

#### компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК

Зібрані дані в ТОВ «Агро Дніпро» вказують на те що основний вид зношування це гідроабразивний та термічний. Про це свідчать фрагменти деталей рис. 3.2. та 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 та 3.7.



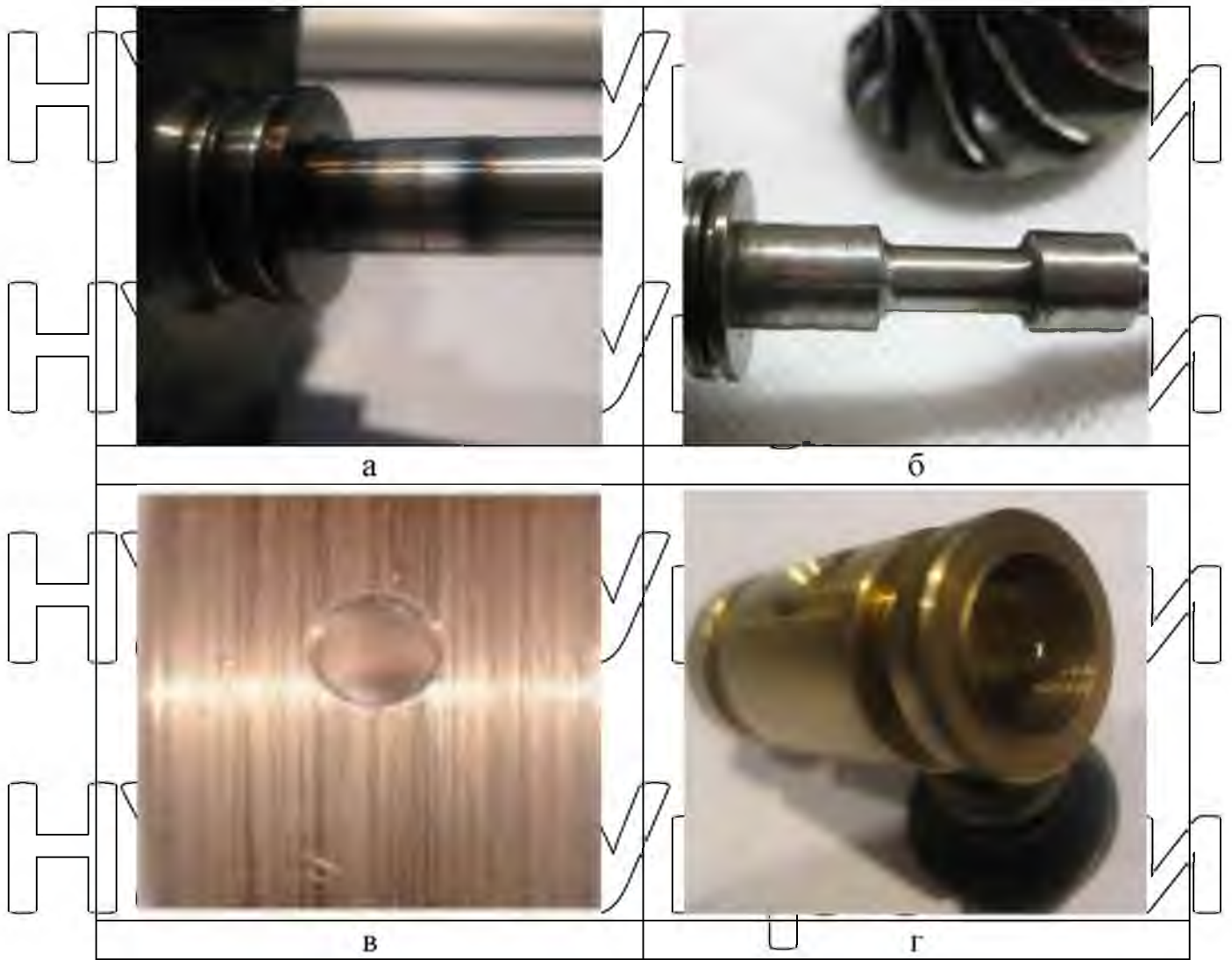


Рис. 3.2. Зношування деталей компресорного устаткування

а - температурна дія (перегрів), б - гідроабразивне зношування поверхонь під пліщинник, в, г - гідроабразивне зношування втулки



Рис. 3.3. Сліди кольорів мінливості на валу компресорного устаткування



Рис. 3.4. Зношування та руйнування крильчатки



Рис. 3.5. Задири на корпусі равлика від крильчатки





Рис. 3.6. Втомне руйнування валу турбіни



Рис. 3.7. Бруд поза турбінного походження

Таким чином можна стверджувати, що в компресорних устаткуваннях привалюючим є гідроабразивне зношування та руйнування деталей в наслідок перегріву.

За результатами мікрометражного досліджування встановлено коефіцієнти повторюваності дефектів деталей компресорного устаткування табл.

3.2.



Таблиця 3.2.

## Повторюваність дефектів деталей компресорного устаткування

Найменування дефекту	Повторюваність дефекту	
	Коефіцієнт	%
1	2	3
1. Зношування опорних поверхонь вала ротора під підшипник	0,8	80
2. Зношування канавок під ущільнювальні кільця втулки ротора	0,75	75
3. Сліди зачіпання втулки ротора за нерухливі деталі	0,3	30
4. Вигин вала ротора	0,2	20
5. Сліди зачіпання колеса турбіни за нерухливі деталі	0,08	80
6. Тріщини або обломи колеса турбіни будь-якого розміру й розташування	0,08	80
7. Зношування отвору корпусу середнього під підшипник	0,51	51
8. Зношування поверхні середнього корпусу (втулки) під ущільнювальні кільця	0,8	80
9. Зношування отвору: підшипника під вал ротора	0,72	72
10. Зношування отвору підшипника: під фіксатор	0,72	72
11. Зношування зовнішньої поверхні підшипника	0,5	50
12. Зношування торцевих поверхонь підшипника	0,61	61
13. Зношування поверхні диска ущільнення компресора під ущільнювальні кільця	0,76	76
14. Зношування поверхні фіксатора під підшипник	0,3	30
15. Зношування маслорозбивача по висоті	0,79	79
16. Зношування канавок маслорозбивача під ущільнюючі кільця	0,62	62
17. Сліди зачіпання зовнішньої поверхні маслорозбивача за диск ущільнення	0,25	25

На рис. 3.2...3.7. представлені характерні дефекти деталей компресорного устаткування.

У вузлі підшипників найбільшого зносу зазнають поверхні бронзового підшипника, що має невисоку твердість, що контактують із обертовими деталями ротора. Величина зношування отвору під вал ротора більше з боку торців підшипника - у перетинах. Це пов'язане з перекосом обертового ротора. Також зношування з боку колеса турбіни більше, чим з боку колеса компресорного устаткування, що пов'язане з більшим биттям важкого колеса компресорного устаткування.

Зношування по зовнішньому діаметру також нерівномірне, епіюра зношування підшипника має бочкоподібну форму. На зовнішній поверхні підшипника присутні сліди кавітаційних явищ у вигляді поперечних і поздовжніх борозен і раковин.

Зношування отвору під фіксатор більше в поперечному перерізі, чим в поздовжньому. Такий характер зношування пов'язаний зі «спробами» повернути підшипник, при зачіпанні ротором за поверхні втулки підшипників.

### 3.3. Оцінка результатів досліджування ефективності

#### гідроаккумуляторів

Після зупинки дизеля подача оливи до підшипників припиняється, а вал ротора компресорного устаткування продовжує обертатися ще 20...30 с. Цей процес називають вибігом. У процесі вибігу температура підшипникового вузла значно підвищується, що викликає закоксовування вузла й заклинювання вала.

Для зниження таких відмов інструкцією для експлуатації дизеля [26] передбачено перед зупинкою використовувати режим холостого ходу при частоті обертання колінчатого вала  $600 \text{ хв}^{-1}$  протягом 1-3 хвилин. Однак, водії не завжди виконують це приписання. Установлено, що одним з варіантів зниження температури підшипникового вузла компресорного устаткування при зупинці дизеля є використання гідроаккумулятора.

Для оцінки ефекту включення гідроаккумулятора в систему змащення ТКР

випробування проводилися як з його включенням, так і без включення, тобто імітувався штатний режим роботи системи змащування.

Також проводилося випробування на оцінку впливу параметрів роботи гідроаккумулятора на величину ефективності його впливу шляхом зміни часу витікання оливи, що досягалося зміною пропускного перетину зливального трубопроводу. Час витікання оливи з гідроаккумулятора становив:

$$t_{i1} = 20 \text{ с}; t_{i2} = 40 \text{ с}$$

Зняті під час випробувань параметри зводили до таблиці 3.3. та рис.3.8.

Таблиця 3.3.

Результати виміру температури підшипникового вузла від часу з моменту зупинки двигуна

Час з моменту зупинки, с		0	5	10	15	20	30	40	50	60	90	120	180
$T_{\text{підш.}}$ С	без г/а	109	126	129	132	134	139	142	147	150	161	172	186
	з г/а $t_{i1} = 20 \text{ с}$	108	116	117	123	126	132	136	138	140	151	163	176
	з г/а $t_{i2} = 40 \text{ с}$	108	116	117	123	126	132	136	138	140	151	163	176

Примітка: г/а - гідроаккумулятор

Час вибігу ротора з гідроаккумулятором  $t_{в2} = 21 \text{ с}$  і  $t_{в3} = 30 \text{ с}$ . без гідроаккумулятора  $t_{в1} = 15 \text{ с}$ .

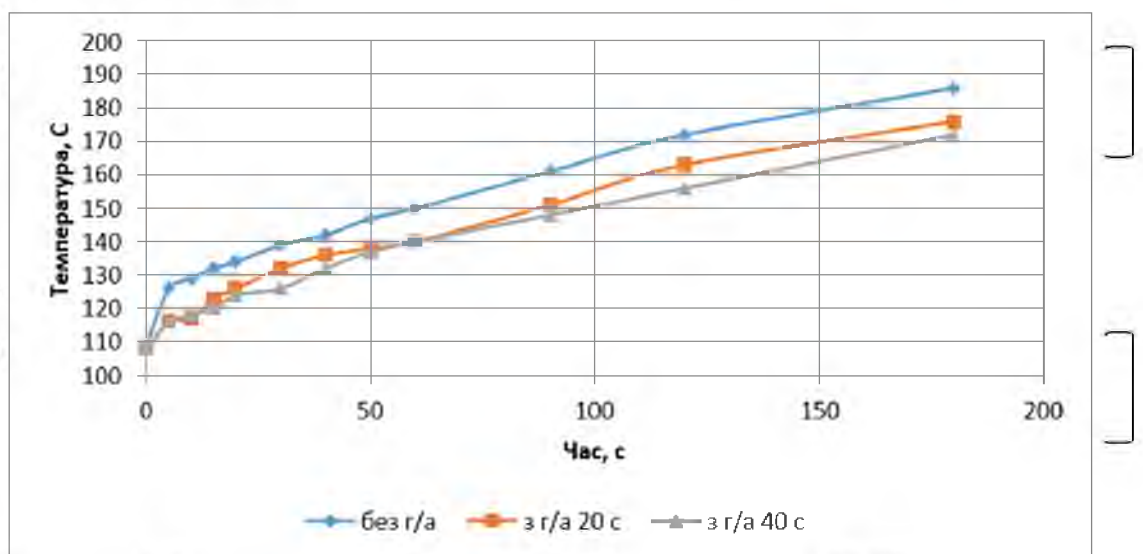


Рис. 3.8. Зміна температури підшипникового вузла ТКР після зупинки дизеля при  $600 \text{ хв}^{-1}$

З наведених даних випливає що, застосування гідроаккумулятора в системі

змашення компресорного устаткування дозволяє знизити температуру в районі підшипникового вузла до 15-ти градусів залежно від режиму, на якому працював двигун перед зупинкою. Слід зазначити, що ця величина є слушна для конкретних умов досліджень і для даних параметрів гідроаккумулятора.

### 3.4. Висновки до розділу 3

Застосування гідроаккумулятора дозволяє змінювати характер і величину залежності, по якій змінюється температура деталей компресорного устаткування на режимі зупинки двигуна. Найбільш важливим завданням є зниження піка максимальної температури.

При дослідженнях максимум температури підшипникового вузла досягав величини  $t_{max} = 180 - 186 \text{ } ^\circ\text{C}$  залежно від режиму роботи двигуна. Установлено, що при реальних експлуатаційних режимах ці значення збільшуються до  $t_{max} = 240 - 245 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Ефективність роботи гідроаккумулятора в цих умовах підвищується. При таких режимах, гідроаккумулятор дозволить знизити температуру підшипникового вузла на величину до  $\Delta t = 58...60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

## РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

### РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖУВАННЯ

# НУБІП УКРАЇНИ

Виконана робота є досліджуванням спрямованим на розробку способів підвищення довговічності компресорного устаткування в автотракторних двигунах.

# НУБІП УКРАЇНИ

Практичним результатом роботи є розробка конструкції гідроаккумулятора для компресорного устаткування, за допомогою якого знижується навантаження на підшипниковий вузол, що в свою чергу подовжує

# НУБІП УКРАЇНИ

термін роботи останнього на 20...25 %.

Техніко - економічне обґрунтування результатів виконаних досліджень містить у собі наступні етапи:

- виявлення прогресивності рішення;

- вибір базисного варіанта;

- розрахунок економічної ефективності.

# НУБІП УКРАЇНИ

Впровадження в практику компресорного устаткування з гідроаккумулятором значно подовжує термін придатності підшипникового вузла компресорного устаткування двигуна автомобіля.

# НУБІП УКРАЇНИ

Для порівняння ефективності запропонованої конструкції компресорного устаткування з існуючими як базовий варіант, прийняте компресорне устаткування автомобіля МАЗ 6422 ТКР 100 виробництва ТехноІмпекс м.

Мелітополь. Конструкція й принцип роботи механізму типові, для більшості компресорного устаткування, що використовуються на даний час.

# НУБІП УКРАЇНИ

Економічна ефективність від впровадження у виробництво розробленого методу подовження довговічності і відповідно надійності компресорного устаткування обумовлена наступними факторами:

- зниженням собівартості технічного контролю компресорного устаткування внаслідок зниження поточних витрат;

- зниженням коефіцієнта питомих капітальних вкладень;

- підвищенням терміну придатності компресорного устаткування з

# НУБІП УКРАЇНИ

54000 км пробігу [9] до 72000...75000 км пробігу.

Річний економічний ефект від впровадження результатів досліджування відповідно до методики [29] може бути розрахований по формулі:

$$E = A_n \cdot [(C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2)], \quad (4.1.)$$

де  $A_n$  - кількість ремонтів компресорного устаткування автомобілів на рік;

$C_1, C_2$  - собівартість ремонту компресорного устаткування одного автомобіля при базовій і новій технології;

$K_1, K_2$  - питомі капітальні витрати при впровадженні базового і нового варіанту технічного контролю;

$E_n$  - нормативний коефіцієнт економічної ефективності  $E_n = 1,15$ .

Розрахунок річного економічного ефекту виконаємо для випадку технічного контролю компресорного устаткування (число компресорного устаткування, що обслуговується 100...150 од.).

Собівартість технічного контролю компресорного устаткування одного автомобіля визначається по формулі:

$$C = C_3 + C_E + C_M + C_{ін}, \quad (4.2.)$$

де  $C_3$  - витрати на основну й додаткову заробітну плату робітників;

$C_E$  - вартість витраченої енергії;

$C_M$  - вартість допоміжних матеріалів;

$C_{ін}$  - інші грошові витрати.

Витрати на основну й додаткову заробітну плату визначимо виходячи із трудомісткості процесу технічного контролю й кваліфікаційного складу робітників, зайнятих при цьому. Трудомісткість технічного контролю компресорного устаткування одного автомобіля при базовій технології становить 4,6 люд. год.

При використанні розробленої технології до трудомісткості додається ще й процес встановлювання гідроаккумулятора, що становить 0,1 люд. год. Тобто при новій технології трудомісткість технічного контролю складе 4,7 люд. год.

Годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряду дорівнює 32,3 грн., а отже

з врахуванням 40% преміальних, витрати на заробітну плату робітників розраховуємо як:

$$C_3^6 = (T_{\text{год}} \cdot T_{\text{роб.баз}}) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = (4,6 \cdot 32,3) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = 253,77, \text{ грн.}, \quad (4.3.)$$

$$C_3^{\text{пр}} = (T_{\text{год}} \cdot T_{\text{роб.пр}}) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = (4,7 \cdot 32,3) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = 259,30, \text{ грн.}, \quad (4.4.)$$

де  $T_{\text{год}}$  - годинна тарифна ставка, грн.

$T_{\text{роб}}$  - трудомісткість виконання робіт, люд. год

Вартість витраченої енергії визначимо множенням потужності приводного двигуна на тривалість робіт з використанням електроприладів.

Електроенергія витрачається на розбирально-складальні роботи та на механічні операції, а у проектному варіанті додаються витрати електроенергії на термообробку торцевих ущільнень.

$$P^0 = (P_{\text{роз-ск}} \cdot T_p) \cdot 4 = (1,2 \cdot 0,3) \cdot 4 = 1,44 \text{ кВт}, \quad (4.5.)$$

Отже вартість витраченої енергії при технічному контролю компресорного устаткування одного автомобіля складе:

$$C_{\text{ел}} = P \cdot C_{\text{ел}} = 1,44 \cdot 1,99 = 2,87 \text{ грн.}, \quad (4.6.)$$

де  $C_{\text{ел}}$  - ціна одного кіловату електроенергії, грн.

Вартість допоміжних матеріалів при технічному контролюванні компресорного устаткування при базовому варіанті визначається в основному вартістю ущільнень, вартістю бронзових втулок та вартістю крильчаток. Як правило це 750 грн. (для ТКР 11) при проектному варіанті заміні будуть підлягати тільки втулки, а це 125 грн. також додаються витрати на гідроаккумулятор 550 грн. тобто вартість матеріалів проектної технології складе 675 грн.

Ініці грошові витрати становлять орієнтовно 10% від витрат на основну й додаткову заробітну плату:

$$C_{\text{ін.баз}} = C_{\text{з.баз}} \cdot 0,1 = 253,77 \cdot 0,1 = 25,38 \text{ грн.}, \quad (4.7.)$$

$$C_{\text{ін.пр}} = C_{\text{з.пр}} \cdot 0,1 = 259,3 \cdot 0,1 = 29,93 \text{ грн.}, \quad (4.8.)$$

Таким чином, собівартість технічного контролю компресорного устаткування одного автомобіля дорівнює:

$$C_{\text{баз}} = 253,77 + 2,87 + 25,38 = 1032,02 \text{ грн.}$$



$$C^{пр} = 259,3 + 2,87 + 675,0 + 29,93 = 967,1 \text{ грн.}$$

Але при базовій технології компресорного устаткування технічне контролювання в середньому при пробігу 35000 км, тобто 1,3 рази на рік так як річний пробіг становить 45000км. тобто  $45000/35000=1,3$ , а впровадження гідроаккумулятора подовжує термін роботи компресорного устаткування на 20-25% тобто його технічний контроль відбудеться при пробігу 43750 км ( $35000 \cdot 1,25 = 43750$  км). Для проектного варіанту  $\frac{45000}{43750} = 1,02$ .

Тоді:

$$C^{баз.річна} = C^{баз} \cdot 1,13 = 1032,02 \cdot 1,13 = 1166,2 \text{ грн.рік.}, \quad (4.9.)$$

$$C^{пр.річна} = C^{пр} \cdot 0,6 = 967,1 \cdot 1,02 = 986,4 \text{ грн.рік.}, \quad (4.10.)$$

Питомі капітальні витрати на технічний контроль компресорного устаткування одного автомобіля можуть бути розраховані по формулі:

$$K = \frac{B}{A_n \cdot t}, \quad (4.11.)$$

де  $B$  - капітальні вкладення при впровадженні базового й нового варіантів; орієнтовно  $B = 26000,0$  грн. (вартість розширено-складального обладнання та інструменту);

$A_n$  - кількість технічного контролю компресорного устаткування автомобілів на рік

$t$  - термін придатності обладнання (10 років).

В результаті питоми капітальні вкладення при впровадженні базового й нового обладнання відповідно рівні:

$$K = \frac{26000}{100 \cdot 10} = 26,0 \text{ грн.}$$

Підставляючи отримані дані у формулу (4.1.) визначимо річний економічний ефект від впровадження результатів досліджування:

$$E = 100 \cdot [(1166,2 + 1,15 \cdot 26,0) - (986,4 + 1,15 \cdot 26,0)] = 17980,0 \text{ грн.}$$

Термін окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{B_2}{E} = \frac{26000,0}{17980,0} = 1,4 \text{ роки} \quad (4.12.)$$

Результати техніко-економічної оцінки роботи наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1.

## Результати техніко-економічної оцінки роботи

Найменування показника	Значення показника	
	базовий	проектний
Вид робіт	Ремонт	Ремонт
Вузол	ТКР	ТКР
Програма ремонту, компресорного устаткування	100	100
Кількість робітників, чол.	1	1
Трудомісткість технічного контролю, люд.-год.	4,6	4,7
Капіталовкладення, грн.	-	26000,0
Поточні витрати на одне компресорне устаткування, грн., (на термін експлуатації)	2224,22	1979,5
- основна та додаткова заробітна плата, грн.	253,77	259,30
- вартість витраченої електроенергії, грн.	2,87	2,87
- вартість допоміжних матеріалів, грн.	750	675
- інші витрати, грн.	25,38	29,93
Собівартість технічного контролю з перерахунком на річну експлуатацію), грн.	1166,2	986,4
Питоми капіталовкладення на технічний контроль компресорного устаткування, грн.	26,0	26,0
Річний економічний ефект, грн.	-	17980,0
Термін окупності капіталовкладень, років	-	1,4

**Висновок.** У такий спосіб річний економічний ефект від впровадження технології технічного контролю компресорного устаткування становить 17980,0грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш масштабному підприємстві. Також у розрахунках не враховано те, що без гідроаккумулятору як правило відбувається руйнування підшипникового вузла, а при наявності гідроаккумулятора при технічному контролі відбувається тільки заміна втулок підшипника і все, що в свою чергу значно економить кошти

## РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1. Організація охорони праці на підприємстві

Так як експериментальні досліджування проводились на базі ТОВ «Агро Дніпро», розглянемо дане підприємство як базове. Відповідальність за стан охорони праці на підприємстві покладено на директора. Всі практичні заходи з питань охорони праці здійснюються згідно чинного законодавства.

Розробкою інструкцій по безпечній роботі та ведення документації з охорони праці займається спеціаліст з охорони праці який залучається власником товариства з обласного управління сільського господарства на договірних умовах, на час проведення інструктажів, проходження перевірок та здачі звітної документації.

На час відсутності спеціаліста на підприємстві, охороною праці та її безпекою займається заступник директора з розвитку виробництва.

Він розробляє заходи з покращення умов праці, проводить інвентування обладнання станції технічного обслуговування та насосного сервісного центру.

Проводить інструктажі (на робочому місці, повторний, цільовий). Всі інші інструктажі (вступний, позаплановий) проводить позаштатний спеціаліст з охорони праці.

Для робітників організовано проходження медичної комісії, особливо для зварювальників та робітників зон ТО, так як вони працюють в шкідливих умовах і можуть захворіти.

Наказаль на підприємстві відсутня спеціальна кімната з охорони праці, всі заходи пов'язані з охороною праці проводяться або в приміщенні сервісного центру або в кабінеті заступника директора.

Але в приміщенні центру є плакати безпечної роботи при виконанні різних робіт, дільниці оснащені засобами пожежогасіння, робітники працюють в спеціалізованому фірмовому одязі, який періодично міняється.

## 5.2. Стан охорони праці на підприємстві

Стан охорони праці на підприємстві та у відділенні знаходиться у задовільному стані.

На підприємстві ретельно стежать за проходженням інструктажів при прийнятті на роботу, при переведенні робітника на іншу роботу, при виконанні разових небезпечних робіт.

Спеціаліст з охорони праці постійно проходить курси підвищення кваліфікації та семінари (так як працює в бюджетній установі). Потім він доносить цю інформацію до заступника директора та робітників.

Але на ряду з усіма позитивними моментами є і багато недоліків.

По-перше це яке обладнання на якому працюють робітники застаріло не тільки морально, а й фізично, тому інколи трапляються травми робітників.

Керівництво у разі виникнення травми робітника всебічно сприяє його одужанню. Так директор підприємства підтримує робітників і в тому випадку якщо травма отримана поза роботою.

В сервісному центрі (механічному) теж є недоліки. Хоча керівництво і слідкує за станом працівників інколи трапляються випадки паління на робочих місцях, за що на робітника накладається штраф. Окрім поганого технічного стану обладнання ремонту потребує і саме приміщення майстерні.

На дільницях з ремонту електрообладнання та гідроапаратури в багатьох місцях повипадав кахель, що негативно діє на працівників з естетичної точки зору та знижує якість ремонту (пил потрапляє в масло та на прицевійні пари).

Для ліквідації цих недоліків керівництво підприємства постійно виділяє значні кошти але їх все одно замало.

## 5.3. Аналіз виробничого травматизму на підприємстві

За даними про нещасні випадки на підприємстві протягом п'яти останніх років трапився 1 нещасний випадок.

2016 рік. При випробуванні компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК ТКР 7 робітник травмував палець. (травмування відбулося в

наслідок порушення робітником правил випробування турбіни. Робітник не скористався захисним пристроєм для закриття крильчатки. Робітнику все одно було профінансовано необхідне лікування. Після нещасного випадку було розроблено систему захисту для установки по випробуванню турбонадувів з відкритою крильчаткою. На захисну клітку встановлено кінцевий вимикач і якщо клітка не встановлена установка не вмикається.

Також робітники хворіють і йдуть на лікарняні. Керівництво досить лояльно відноситься до легких захворювань робітників і досить часто відпускає на 1...2 дні вихворитись удома не беручи лікарняний (особливо в зимовий період коли є спад виробництва). Звісно якщо захворювання триває робітник іде на лікарняний.

Для зменшення травматизму на робочих місцях керівникам робочих ділянок треба більш суворо вимагати виконання правил охорони праці.

Данні для розрахунків взяті з лікарняних листів співробітників та актів розслідувань нещасних випадків та згідно форми № 7 ТВН.

Для кількісної характеристики виробничого травматизму використовують такі показники [27, 28]:

коефіцієнт частоти травматизму:

$$K_{\text{ч}} = \frac{T}{P} \cdot 100 = \frac{1}{51} \cdot 100 = 19,6 \quad (5.1.)$$

де  $T$  - кількість нещасних випадків (травм) за досліджуваний період;

$P$  - середньосписочна кількість працівників, чол.;

коефіцієнт важкості травматизму:

$$K_{\text{в}} = \frac{D}{T} = \frac{31}{1} = 31 \quad (5.2.)$$

де  $D$  - сумарна втрата днів праездатності в результаті нещасного випадку, днів.

коефіцієнт втрат робочого часу:

$$K_{\text{вт}} = \frac{D}{P} \cdot 1000 = \frac{31}{51} \cdot 1000 = 607,8 \quad (5.3.)$$

Основні показники травматизму та розрахункові показники наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1.

Основні показники травматизму та розрахункові показники в ТОВ  
«Агро Дніпро» (по сервісному центру)

Показники	Роки				
	2017	2018	2019	2020	2021
Кількість працюючих, чол.	48	51	48	49	50
Кількість нещасних випадків, од.	1	-	-	-	-
Втрати днів непрацездатності:	-	31	-	-	-
Коефіцієнт частоти травматизму	-	19,6	-	-	-
Коефіцієнт важкості травматизму	-	31	-	-	-
Коефіцієнт втрат робочого часу	-	607,8	-	-	-

Аналізуючи таблицю 5.1 можна зробити висновок, що в 2016 році робітник травмував кінцівку. Після цього було посилено контроль безпеки праці і в наступні роки вдалося запобігти травмуванню.

#### 5.4. Заходи по поліпшенню умов праці

Так як на підприємстві організується нове виробництво змінюються норми освітленості та вентиляції [27]. А також вимоги до робочих місць. Тому проведемо розрахунки освітленості в приміщення відділення.

##### 5.4.1. Розрахунок освітлення відділення з технічного контролю компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК

Організація правильного освітлення робочих місць - одне із основних питань охорони праці.

При незадовільному освітленні різко знижується продуктивність праці, можливі нещасні випадки та захворювання органів зору, настає швидкавтома.

Розрахунок освітленості проводимо методом питомої потужності.

Загальна потужність системи освітлення відділення складе [27]:

$$P_{\text{заг}} = S \cdot \omega = 72 \cdot 18,4 = 1325 \text{ Вт} \quad (5.4)$$

де  $S$  - площа відділення, м<sup>2</sup>;  
 $\omega$  - питома потужність загального рівномірного освітлення для світильника ЛСП 02-2-40, ( $\omega = 18,4 \text{ Вт/м}^2$ ) [27].

Для ремонтної дільниці:

$$P_{\text{диз}} = 48 \cdot 18,4 = 883 \text{ Вт}$$

Для обкатувальної дільниці:

$$P_{\text{диз}} = 24 \cdot 18,4 = 442 \text{ Вт}$$

Звідси визначаємо загальну кількість ламп:

$$N = \frac{P_{\text{заг}}}{P_1} = \frac{1325}{40} = 33 \text{ шт.} \quad (5.5)$$

де  $P_1$  – потужність однієї лампи, Вт.

Для ремонтної дільниці:

$$N = \frac{P_{\text{диз}}}{P_1} = \frac{883}{40} = 22 \text{ шт.}$$

Для обкатувальної дільниці:

$$N = \frac{P_{\text{кзрб}}}{P_1} = \frac{442}{40} = 11 \text{ шт.}$$

Світильник ЛСП 02-2-40 передбачає встановлення 2 х ламп, а значить необхідно 17 світильників, 11 на ремонтній дільниці та 6 на обкатувальній.

#### 5.4.2. Організація робочого місця слюсаря випробувальника

**Робоче місце** - просторова зона, оснащена необхідними знаряддями й

предметами праці, у якій відбувається трудова діяльність працівника або групи

працівників, що спільно виконують виробничі завдання по технічному обслуговуванню й ремонту машинного парку, устаткування тваринницьких ферм і інших об'єктів

Робоче місце є первинним осередком виробничо-технічної структури ремонтно-обслуговуючого підприємства, призначає для виконання частини технологічного процесу з ремонту й технічному обслуговуванню машинного парку.

Під організацією робочого місця розуміється комплекс заходів, спрямованих на створення на ньому необхідних умов для високопродуктивної

праці при повному використанні технічних можливостей устаткування, підвищення змістовності праці й заощадження здоров'я працюючих.

Методологічні передумови організації робочих місць формуються



ергономікою - наукою про закономірності взаємодії комплексу «людина-машина-середовище» як єдиної системи.

Ергономіка вивчає функціональні можливості людини в трудових процесах з метою створення для нього оптимальних умов роботи, які забезпечуються відповідністю встаткування, технологічного процесу й оснащення фізіологічним, психофізіологічним і психологічним здібностям людини.

При цьому оптимальність визначається створенням таких умов, які, роблячи працю високопродуктивною, у той же час забезпечують стійку праездатність людини й зберігають його сили й здоров'я.

### **Обґрунтування засобів технологічного й організаційного оснащення робочого місця**

Робоче місце включає: основне й допоміжне виробниче встаткування (верстати, механізми, агрегати, захисні пристрої, енергетичні установки, комунікації й ін.), виробничі меблі, технологічне й організаційне оснащення, пристосування й інструмент.

Спочатку розробки проекту організації трудового процесу на робочому місці встановлюється перелік операцій, переходів, проходів, прийомів, які необхідно виконувати робітникам в процесі праці.

У результаті аналізу виявляються умови (відстань, положення, ступінь важкості, темп роботи, монотонність, положення робітника, можливість виключення небажаних факторів) і спосіб фактичного виконання кожного елемента операції.

Далі вибираються й обґрунтовуються засоби оснащення робочого місця. Вибір засобів оснащення виконується на підставі послідовного аналізу прийомів праці, що забезпечують виконання завдань.

Підбирається наступне оснащення робочого місця:

- технологічне встаткування, верстати, стенди, пристосування інструмент;
- допоміжні засоби, що забезпечують виконання технологічного

процесу;

інструмент вимірювальний, налагоджувальний, установий, контрольні прилади й пристосування, підйомно-транспортні засоби;

- виробничі меблі для виконання ручних робіт, розміщення й зберігання пристосовань, інструментів, запасних частин, матеріалів (верстат, стіл, сидіння, шафи, стелажі, тумбочки);

- виробничий реманент - підставки, ящики, тара;

- енергетичні пристрої й комунікації;

- засобу інформації, зв'язки, сигналізації, пристрою для виконання

контрольних і облікових дій, а також дистанційного керування;

- технічна й планово-облікова документація;

- санітарно-гігієнічні установки, пристрої

### **Розробка планування робочого місця**

У системі заходів щодо організації робочого місця ремонтно-обслуговуючого підприємства істотне значення має забезпечення раціонального його планування. Під плануванням робочого місця розуміють доцільне просторове розміщення (у горизонтальній і вертикальній площинах)

функціонально взаємопов'язаних засобів виробництва - устаткування, оснащення й інших засобів, предметів праці й людину.

Розгашування засобів і предметів праці в оптимальній або менш зручній зонах робочого місця визначає склад трудових рухів, їх кількісні і якісні

характеристики, площа робочого місця. Впровадження й закріплення передових прийомів і методів праці, усунення зайвих і нерациональних трудових рухів,

максимальне скорочення переміщення самого робітника й матеріальних елементів трудового процесу ґрунтуються на обов'язковому вдосконаленні

планування робочого місця. Порушення принципів розміщення засобів і предметів праці приводить до непотрібних ходінь, нахилів, поворотів,

збільшення траєкторій рухів, їх ускладненню. У результаті знижується ефективність праці, підвищується стомлюваність робітника, збільшуються

втрати робочого часу.

Планування робочого місця внаслідок цього є технологічною основою раціоналізації методів і прийомів праці, передумовою забезпечення найбільш сприятливих і безпечних умов праці.

Економічне значення раціонального планування робочого місця визначається також її роллю в забезпеченні економії виробничої площі.

Методологічна основа науково обгрунтованої планування - забезпечення її відповідності ергономічним властивостям людини. Ергономічні вимоги до планування робочих місць устанавлюються з метою забезпечення оптимізації ефективності трудової діяльності людини. Вони передбачають дослідження оптимальності робочої пози, трудових рухів, дихальних функцій, сприйняття, уваги. Розміщення засобів і предметів праці повинне забезпечувати науково обгрунтовані зони досяжності, робочу позу й оптимальні зони огляду, припустимі: витрати фізичних зусиль, темп і монотонність роботи, шуми й вібрації, температуру, вологість, загазованість і оптимальну освітленість.

Ергономічні вимоги до планування робочого місця - важливий фактор, що формує оптимальну відповідність елементів комплексної системи «людина-машина-середовище». Вони досягаються розміщенням матеріальних елементів виробництва й людини відповідно до його властивостей - антропометричними, біомеханічними, психофізіологічними - на основі забезпечення оперативного простору, що дозволяє вільне здійснення необхідних трудових маніпуляцій; формування раціональних робочих зон і зон досяжності з урахуванням антропометричних даних при різних робочих позах у горизонтальній і вертикальній площинах; регулювання віддаленості об'єкта роботи від очей залежно від характеру виконуваного трудового процесу з урахуванням границь кута зору й зон огляду, фізичних, зорових і слухових зв'язків між виконавцем і встаткуванням, а також між виконавцями; раціонального розміщення засобів захисту по усуненню або зменшенні несприятливих умов праці й техніки безпеки, безпечних проходів.

При організації трудового процесу на робочому місці необхідно враховувати зони огляду, кути зору й видимості.

Найбільш важливі органи керування й контролю встаткування повинні перебувати в оптимальних зонах огляду з урахуванням величини кута зору при роботі «сидячи» і «стоячи».

Раціональна відстань від предмета обробки до очей працюючого повинна бути 450 мм. У горизонтальній площині кут зони огляду, у границях якої людина чітко сприймає форму предмета, становить  $120^\circ$ . Кут миттєвого зору в робочій зоні рівний  $18^\circ$ , кут ефективної видимості -  $30^\circ$ . При поворотах голови кут огляду на робочому місці становить  $220^\circ$ .

При розташуванні органів контролю необхідно забезпечити облік латентного періоду (швидкості реакції).

Проста сенсомоторна реакція являє собою відповідний елементарний рух людини на заздалегідь відомий, але сигнал, що раптово з'являється, з можливою максимальною швидкістю.

Найбільший вплив на час реакції (латентний період) виявляє тип подразника, його інтенсивність і періодичність, стан оператора й інші фактори.

Середня величина швидкості реакції для різних подразників і аналізаторів наведена в табл. 5.2.

Таблиця 5.2.

Латентний період простої сенсомоторної реакції		
Аналізатор	Подразник	Латентний період, сек
Слуховий	Звук	0,12...0,18
Зоровий	Світло	0,15...0,22
Нюховий	Запах	0,31...0,39
Температурний	Тепло, холод	0,28...1,60
Вестибулярний	Обертання	0,40...0,60
Болючий	Укол	0,13...0,89

Планування робочого місця повинно також забезпечувати можливість його ефективного обслуговування.

Можливість вільних, необмежених трудових маніпуляцій людину

відповідно до його антропологічних даних - важлива умова вимог ергономіки. Воно досягається обліком простору, займаного людиною, і формуванням робочих зон з обліком антропометричних і біомеханічних властивостей людини при різних робочих позах.

Далі розробляється планування встаткування робочого місця й розміщення предметів праці з урахуванням вимог фізіологічних, санітарно гігієнічних і естетичних умов.

У першу чергу необхідно забезпечити зручну позу. Із цією метою основне встаткування й виробничі меблі повинні бути встановлені на суворо певній висоті. Висота робочої поверхні виробничих меблів наведена в табл. 5.3.

Таблиця 5.3.  
Висота робочої поверхні виробничих меблів

Положення робітника		Зріст людини		
		Високий	середній	низький
Сидячи	при звичайних роботах	750	725	700
	при особливо точних роботах	1000	950	900
Стоячи		1400	1050	1000
Сидячи й стоячи (поперемінно)		1050	1000	950

Устаткування, виробничі меблі й предмети праці необхідно розміщати таким чином, щоб трудові рухи концентрувалися в межах оптимальних зон діяльності й оглядовості.

#### Розробка паспорта робочого місця

Паспорт робочого місця є основним його документом і містить відомо сті всіх попередніх розрахунків рис. 5.1.

Сервісний центр		Дільниця ремонту турбокомпресорів		Робоче місце слюсаря по ремонту ТКР		Разряд робочого 5 Разряд роботи 5		Вид виробництва-двигносерійний					
1. Турбонаддув ТКР 100 2. Технічна норма часу T=27 хв.				№ п/п		Найменування		Ост., марка		Кіл-ть		Примітка	
1-приймальний столик, 2-тара для деталей, 3-тара для зап.частин, 4-приймальна плита, 5-верстат, 6-світильник, 7-підійомно-поворотний стілець, 8-решітка, 9-тумбочка інструментальна з планшетом для технічної документації.				<p align="center"><u>Обладнання робочого місця</u></p> <p>1. Стенд КИ-22205 1</p> <p align="center"><u>Робочій та вимірювальний інструмент</u></p> <p>1. Зйомник ПИМ 1878-07 1</p> <p>2. Комплект гайкових ключів ГОСТ 2839-71 1</p> <p>3. Індикатор ИЧ-10 ГОСТ 577-68 1</p> <p>4. Моментоскоп ГОСТ 3.1107-81 1</p> <p align="center"><u>Виробничі меблі</u></p> <p>1. Стілець підёмно-поворотний 1</p> <p>2. Тумбочка інструментальна 1</p> <p>3. Стіл приймальний пересувний 1</p> <p>4. Плита приймальна 1</p> <p align="center"><u>Матеріали</u></p> <p align="center"><u>Інвентар</u></p> <p>1. Тара для деталей 2</p> <p>2. Планшет для технічної документації 1</p> <p>3. Світильник з кронштейном 1</p> <p>4. Решітка під ноги 1</p>									
№ п/п		Умови праці на робочому місці		Показатели									
1		Поза робочого		Стоя									
2		Важкість праці		2									
3		Монотонність		Незначна									
4		Темп роботи		Невисокий									
5		Рівень шуму		Існуючий		45							
				Допустимий		75-80							
6		Рівень вібрації		Існуючий		0,1							
				Допустимий		0,2							
7		Освітленість робочого місця		Існуюча		200 лк							
				Допустима		150 лк							
8		Температура на робочому місці		Існуюча		18-20°C-зима 22-24°C-літо							
				Допустима		15-23°C-зима 22-28°C-літо							
9		Фарбування		Стін		Існуюче		Світло-зелений					
				Допустиме		Помаранчевий							
		Обладнання		Існуюче		Кремовий							
				Допустиме		Зелено-блакитний							

Рис. 5.1. Паспорт робочого місця

## ВИСНОВКИ

НУБІП України

Одним з ефективних шляхів підвищення потужності двигунів є - наддув з використанням компресорного устаткування техсервісних підприємств АПК.

НУБІП України

Однак з форсуванням двигуна, його ускладнення неминуче позначається на показниках надійності. Відмови компресорного устаткування становлять близько 7% від загального числа відмов силових агрегатів автомобіля.

НУБІП України

Найбільш часто виникають відмови компресорного устаткування у вигляді закоксування деталей, підтікання оливи й заклинювання ротора.

НУБІП України

Основною причиною виникнення цих відмов (більш 70%) є підвищений температурний режим через недостатнє охолодження оливи і теплоізоляції.

НУБІП України

Аналітичними дослідженнями встановлено, що внаслідок зміни умов теплообміну, на режимі зупинки двигуна, температура деталей компресорного устаткування значно зростає по залежності (2.8.), перевершуючи значення, при яких моторна олива інтенсивно втрачає свої мастильні властивості (більш 150°C). Цей ріст залежить від конструктивних параметрів компресорного устаткування й значною мірою залежить від режиму роботи двигуна перед зупинкою.

НУБІП України

Встановлено, що зі збільшенням температури з 300°C до 420°C температура підшипникового вузла зростає з 150°C до 180-190°C.

НУБІП України

Розрахунковим шляхом визначено, що зниження в'язкості оливи при рості температури підвищує ймовірність виходу підшипникового вузла (близько 27%) на режим граничного змащення ( $X < 1$ ) навіть при допустимому технічному стані.

НУБІП України

При недотриманні правил експлуатації температура підшипникового вузла зростає до 240 - 245°C, що приводить до виходу компресорного устаткування на критичний тепловий режим роботи.

НУБІП України

Експлуатаційні випробування підтверджують отримані аналітичні залежності. Дані, отримані аналітичним і дослідним шляхом досить добре узгодяться між собою, відносна похибка становить 2,1%. Враховуючи досить



складний вид рівняння, що описує процес зміни температури в часі, була проведена його апроксимація на гілці нагрівання ( $T=0...180^{\circ}\text{C}$ ) поліномом другого ступеня за допомогою експериментальних даних.

Використання гідроакумулятора в системі змащування компресорного устаткування дозволяє в 1,18 рази знизити інтенсивність зміни його технічного стану залежно від пробігу, що дозволяє прогнозувати про відповідне збільшення міжремонтного ресурсу.

Обрана схема включення гідроакумулятора в систему змащування компресорного устаткування відрізняється простотою, надійністю. Відсутня необхідність внесення значних конструктивних змін у систему змащування. Це дозволяє оснащувати гідроакумулятором автомобілі, що перебувають в експлуатації.

Ефективність гідроакумулятора полягає в підвищенні міжремонтного ресурсу компресорного устаткування на 20...25%, зниженні витрат на забезпечення довговічності системи газотурбінного наддуву.

Річний економічний ефект від впровадження технології технічного контролю компресорного устаткування становить 17980,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш великому підприємстві.

Також у розрахунках не враховано те, що без гідроакумулятора як правило відбувається руйнування підшипникового вузла, а при наявності гідроакумулятора при технічному контролі відбувається тільки заміна вузла підшипника і все, що в свою чергу значно економить кошти.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дикий Б.П. Дослідження надійності турбокомпресорів двигунів внутрішнього згорання та шляхи її підвищення / Дикий Б.П. // Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції ГО "Інститут інноваційної освіти" Науково-навчальний центр прикладної інформатики НАН України – 2020. – С. 109–113.

2. Власкин В.В. Повышение долговечности турбокомпрессоров дизельных двигателей восстановлением изношенных деталей методом электроискровой обработки. дис. канд. тех. наук. 05.20.03 / Власкин В.В., Мордовский государственный университет. – Саранск., 2004. – 183 с.

3. Плаксин А.М. Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки / Плаксин А.М., Гриценко А.В., Бурцев А.Ю., Глемба К.В., Лукомский К.И. // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 6-4. – С. 728-732.

4. Ханин Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.

5. Гаффаров Г.Г. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / Гаффаров Г.Г., Калимуллин Р.Ф., Коваленко С.Ю., Кулаков А.Т. // Вестник ЮУрГУ. № 3, Т. 15. Серия «Машиностроение». 2015. - С. 18 - 27.

6. Байков Б.П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей / Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В. – Л.: Машиностроение, 2016. – 199 с.

7. Ханин Н.С., Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф., Зайченко Е.Н., Аршинов Л.С. , Машиностроение, 1991. - 338 с.

8. Райков И. Я., Рывтинский Г.Н. Автомобильные двигатели внутреннего сгорания. Учеб. пособие по курсу конструкции двигателей для вузов. М., «Высш. школа», 2017. 432 с.

9. Моргулис Ю. Б. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет / Изд. 2-е М., «Машиностроение», 1972, 336 с.

10. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / И. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. 336 с.

11. В. К. Кошкин, инж. А. Ф. Волкова, инж. Г. М. Поветкин. Методика и результаты экспериментального исследования турбокомпрессора на безмоторной установке. Труды государственного союзного научно-исследовательского тракторного института, М., 1960.

12. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

13. Ржавин Ю. А., Карасев В. Н. Термогазодинамический расчет турбокомпрессора для агрегата наддува ДВС. Учебное пособие. – М.: Дипак, 2004 г., 44 с.

14. Наталевич А. С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.

15. Дмитриева И.Б., Матвеев В.Н., Окорождкова В.М. Проектный расчет центробежного компрессора для агрегата наддува ДВС. Учеб. Пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2004. 60 с.

16. Методика определения погрешности измерения параметров при статических продувках элементов микротурбин/ Матвеев В. Н., Сивиркин Д. В., Тихонов Н. Т. Сборник научных трудов «Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление»/ Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1995. 80 с.

17. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества. М.: Машиностроение, 1975, 776 с.

18. Общемашиностроительные нормативы времени на работы выполняемые на металлорежущих станках./ под ред. С. А. Юровского. М.: Изд-во НИИ труда 1984, 460 с.

19. Интернет ресурсы:

<https://propozitsiya.com.ua/turbokompresor-zdorovi-legeni-vashogo-dvyguna>

20. Турбокомпрессоры тракторных и комбайновых дизелей. Технические требования на капитальный ремонт ТК 10-05.0001.003-86/ Москва. ГОСНИИТИ.

1988. – 65 с.

21. Корейба О.В. Дослідження післяремонтної надійності турбокомпресорів дизельних двигунів вантажних автомобілів / Корейба О.В. //

Zbior artykułow naukowych. Konferencji Miedzynarodowej Naukowo-Praktycznej " Inzynieria i technologia. Współczesne tendencje w nauce i edukacji " Warszawa: Sp. z o.o. "Diamond trading tour": 2016. – с. 71-77.

22. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / Венцель С.В – М.: Химия, 1989. – 240 с.

23. Матвеевский Р.М. Температурный метод оценки предельной смазочной способности машинных масел / Матвеевский Р.М. М.: Издательство АН СССР 1986. – 143 с.

24. Папок К.К. Химмотология топлив и смазочных материалов / Папок К.К. Воениздат, 1980. – 192 с.

25. Чайнов Н.Д. Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС на ЭВМ [Учебное пособие] / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко. М.: МВТУ, 1982. – 302 с.

26. Чайнов Н.Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. М.: Машиностроение. 1987. – 153 с.

27. Швец И.Т. Динамика тепловых процессов стационарных газотурбинных установок / Швец И.Т. Киев.: 1982. – 279 с.

28. Шампайн Л.Ф. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений с использованием МАТЛАБ / Шампайн Л.Ф. СПб.: Лань. 2009. – 304 с.

29. Bathe K.J. Finite Element Procedures in Engineering Analysis / Bathe K.J. 1996. – 223 с.

30. Ефимов С.И. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей: [Учебник для вузов] / Ефимов С.И. М.: Высш.шк. 1986. – 352 с.

31. Коркин А.А. Исследование переходных тепловых процессов при остановке ДВС / Коркин А.А. // Совершенствование технологии и организации обеспечения работоспособности машин: сборник научных трудов. Саратов.

2010. – с. 13 – 20.

32. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин / Розенберг Ю.А. – М.: Машиностроение, 1990. – 312 с.

33. Сокол С.П. Методичні рекомендації до виконання і оформлення дипломних проектів ОКР "Бакалавр" за напрямом підготовки 6.100102 "Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва і дипломних робіт ОКР "Магістр" за спеціальністю 8.1001023 "Механізація сільського господарства" / С.П. Сокол, Б.Г. Харченко – Д.: ДДАУ, 2019. – 44 с.

34. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор скольжения / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков Справочник – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

35. Ульман И. Е., Довгаль М. А., Черкун В. Е., Костюшин А. К. Определение величины сближения шестерен при ремонте шестеренных насосов. [Текст] / И. Е. Ульман, М. А. Довгаль, В. Е. Черкун, А. К. Костюшин - Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1989, № 2, с. 51-53.

36. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем [Текст] / В. Е. Черкун - М.: Колос, 1984 - 253 с.

37. Черновол М. И., Коваленко П. А. Восстановление шестерен гидронасосов методом свободных ремонтных размеров. [Текст] / М. И. Черновол, П. А. Коваленко - Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1989, № 2, с. 50-51.

38. Шепелев А. Б. Новая технология ремонта масляных насосов дизелей. [Текст] / А. Б. Шепелев, Л. И. Радюк, Л. М. Бобоюдо, И. Г. Савченко - Техника в сельском хозяйстве, 1985, № 10, с. 53.

39. Шепелев А. Б. Технология ремонта шестеренных масляных насосов дизелей путем изменения геометрических форм и размеров деталей. Автореф. дисс. канд. техн. наук. [Текст] / А. Б. Шепелев - Саранск, 1991 - 16 с.

40. Шор Я. Б. Таблица для анализа и контроля надежности. [Текст] / Я. Б. Шор, Ф. И. Кузьмин - М.: Советское радио, 1968 - 288 с.

41. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах. [Текст] / Г. Л. Кальбус - Киев, Урожай, 1982 - 200 с.

42. Комаров В. А. Совершенствование структуры и содержания ремонтных воздействий для агрегатов автомобилей сельскохозяйственного назначения (на примере коробки передач автомобиля ГАЗ-53). Автореф. дисс. канд. техн. наук. [Текст] / В. А. Камаров - Саранск, 1987 - 18 с.

43. Малаховецкий А.Ф. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путём снижения их теплонапряженности / Малаховецкий А.Ф. Дисс. канд. техн. наук. – Саратов, 2004. – 116с.

44. Коркин А.А. Трение и изнашивание при высоких температурах / Коркин А.А.. – М.: Наука. 1983. - 156с.

45. Армашов Ю.В. Випробування сільськогосподарської техніки на надійність: Навчальний посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат / Дніпропетровський держ. агр. ун-т – Дніпропетровськ, 2002. - 219 с.

46. Кузнецов А.С. Автомобили МАЗ с колесной формулой 6x4. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту / Кузнецов А.С. Издательский Дом Третий Рим, 2009. - 268 с.

47. Беликов А.С. Основы охраны труда: [Учебник для студентов высших учебных заведений Украины III-IV уровня аккредитации] / Под ред., д.т.н., профессора А.С. Беликова. - Днепропетровск: «Журфонд», 2007. – 494 с.

48. Годяев С.Г. Методичні вказівки до написання розділу «Охорона праці» в дипломних роботах студентів інженерно-технологічного факультету, ОКР бакалавр за напрям підготовки: 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». / С.Г. Годяєв, Л.Д. Устимович. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 21 с.

49. Економіка ремонтного підприємства: підручник. / [Аветісян В.К., Бантковський В.А., Луценко А.П. та інші] – Харків, ХНТУСГ, 2005 – 374 с.

50. Ремонт машин та обладнання: підручник для вищих навчальних закладів / [Дирда В.І., Мельянов П.Т., Калганков, Є.В. та ін.]. – Дніпропетровськ: Журфонд, 2018. – 292с.