

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу**

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

ПРИМАК МИКОЛА АНДРІЙОВИЧ

УДК 621.51

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПОРШНЬОВИХ
КОМПРЕСОРНИХ МАШИН**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____М.А. Примак

Керівник роботи

Міненко С.В.

к.т.н., доцент

Житомир – 2022

АНОТАЦІЯ

Примак Микола Андрійович. Підвищення довговічності поршньових компресорних машин. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2022.

В магістерській роботі на основі аналізу встановлено, що більшість деталей компресорів працюють у важких умовах, перебуваючи під одночасним впливом механічних, теплових, фізичних, хімічних, корозійних, ерозійних та інших факторів, тому підвищення довговічності та надійності цих машин є дуже складною комплексною проблемою.

При належному контролі за роботою машини загалом, а також за роботою її окремих вузлів та деталей можна уникнути аварій та неполадок. Для цього необхідно суворе дотримання технічних інструкцій експлуатації, підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу, а також наявність автоматичних пристроїв зупинки машини при порушенні режиму мастила, охолодження і тиску газу.

Дослідження показують, що однією з можливих причин аварій та неполадок компресорів є відсутність комплексного дефектоскопічного контролю (магнітна дефектоскопія, ультразвук, рентгеноскопія, тензометрування та ін.) під час виготовлення, експлуатації та ремонту відповідальних деталей.

На підставі виробничих випробувань та досвіду експлуатації в магістерській роботі наведено конкретні заходи щодо підвищення надійності та довговічності сальникових ущільнень, клапанів, циліндрів, циліндрових втулок, корінних валів, шатунів, повзунів, штоків, поршнів. Описано ремонт деталей та вузлів з використанням спеціальних пристроїв, що дозволяють скоротити простой.

Ключові слова: компресор, деталі, довговічність, надійність, ремонт.

ANNOTATION

Prumak Mykola Andriiovych. Improving the durability of reciprocating compressor machines. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2022.

Based on the analysis, the master's thesis shows that most compressor parts work in harsh conditions, under the simultaneous influence of mechanical, thermal, physical, chemical, corrosion, erosion and other factors, so increasing the durability and reliability of these machines is a very complex problem.

Accidents and problems can be avoided by properly monitoring the operation of the machine as a whole, as well as the operation of its individual components and parts. This requires strict adherence to technical operating instructions, training of service personnel, as well as the presence of automatic devices to stop the machine in violation of the mode of lubrication, cooling and gas pressure.

Studies show that one of the possible causes of accidents and problems with compressors is the lack of comprehensive flaw detection (magnetic flaw detection, ultrasound, radioscopy, strain gauge, etc.) during the manufacture, operation and repair of critical parts.

Based on production tests and operational experience in the master's thesis, specific measures to increase the reliability and durability of gland seals, valves, cylinders, cylinder liners, shafts, connecting rods, sliders, rods, pistons. Repair of parts and assemblies using special devices to reduce downtime is described.

Key words: compressor, details, durability, reliability, repair.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ.....	8
РОЗДІЛ 2. АВАРІЇ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ.....	22
РОЗДІЛ 3. ЗАХОДИ ЩОДО ЗАПОБІГАННЯ АВАРІЯМ КОМПРЕСОРНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	48
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Поршневі компресори використовують у різних галузях народного господарства. Особливо широко застосовують їх у хімічній, нафтопереробній, металургійній, вугільній промисловості.

Незважаючи на великі обсяги робіт, виконаних науково-дослідними інститутами та конструкторськими бюро компресоробудівних заводів ще недостатньо приділяється уваги підвищенню надійності і довговічності деталей, вузлів і машин в цілому.

Для збільшення надійності та довговічності поршневих компресорів необхідно створювати досконалі конструкції; підвищувати якість їх виготовлення за рахунок спеціалізації виробництва та досконалої технології; організовувати заводські лабораторії для комплексного контролю та стендові майданчики для збирання, випробування та обкатки обладнання та всіляко впроваджувати передові досягнення науки у виробництво.

Загальним істотним недоліком у роботі компресорів є витікання газу через нещільність сальників.

Таким чином, удосконалення сальників для запобігання існуючим втратам газу є дуже актуальною проблемою, вирішення якої значно підвищить надійність і довговічність компресорів; забезпечить сприятливі умови для роботи машин на токсичних та вибухонебезпечних газах та знизить собівартість продукції, що випускається підприємствами.

Радянськими вченими проведено науково-дослідні роботи з теорії та розрахунку поршневих компресорів, їх стандартизації та нормалізації, а також з теорії автоматичних клапанів.

У загальному машинобудуванні є багато капітальних праць у яких розглянуто різні технологічні методи підвищення надійності і довговічності машин.

У представленій роботі вказані заходи щодо підвищення надійності та довговічності поршневих компресорів великої та середньої продуктивності.

Мета та завдання дослідження. Метою цієї роботи є підвищення довговічності поршневих компресорних машин, які працюють в сільському господарстві. Згідно поставленої мети необхідно виконаними наступні завдання:

1. Провести аналіз факторів, що впливають довговічність деталей поршневих компресорних машин;
2. Визначити причина виникнення аварій поршневих компресорів та заходи по їх недопущенню.

Об'єкт дослідження – процес зношування деталей поршневих компресорних машин.

Предмет дослідження – закономірність впливу умов роботи та системи технічного обслуговування на довговічність деталей поршневих компресорних машин.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводилися з використанням методів трибо техніки, хімотології та прикладної фізики. Аналіз літературних джерел здійснювався аналітико-монографічним методом. Обробку експериментальних даних виконували за допомогою методів математичної статистики з використанням прикладних програм.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Грабар І.Г., Федорчук А.М., **Примак М.А.**, Кулак Д.А., Шуляр І.В. Стійкість до абразивного зношування покриття на основі порошку STELLITE 6. Матеріали МНПК «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв» Харків: ДБТУ, 2021.С. 551-554.

2. Савченко В. М., Кукал Д. А., Новицький О. Р., Бугайчук В. В., **Примак М. А.** Обробка деталей сільськогосподарських машин наклепом. Збірник тез доповідей XXII Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки". 16–18 жовтня 2021 року. МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України,

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Ніжинський агротехнічний інститут». Київ. Ніжин. 2021. С. 204-206.

3. Примак М.А. надійність та довговічність поршневих компресорів . Збірник тез *VIII-ї* всеукраїнської науково-практичної конференції *«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 31 березня 2021 року. Житомир : ЖАТК. С. 232-234.

Практичне значення одержаних результатів. Практичний інтерес для сільськогосподарських підприємств представляє запропоновані комплексні заходи з підвищення довговічності поршневих компресорних машин.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 15 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 63 сторінки комп'ютерного тексту, містить 19 рисунків та 4 таблиці.

РОЗДІЛ 1

НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

На хімічних, нафтопереробних, металургійних та багатьох інших підприємствах газові та повітряні поршневі компресори становлять значну частину механічного обладнання від надійності та довговічності якого залежить стабільність технологічних процесів, а при роботі на вибухонебезпечних та токсичних газах – безпека обслуговуючого персоналу [1].

Надійність і довговічність компресорів багато в чому залежить від основних характеристик, якими є продуктивність, кінцевий надлишковий тиск нагнітання, спосіб дії (просте та подвійне), конструктивне виконання, число циліндрів, спосіб стиснення (одноступінчасте, двоступінчасте та багатоступінчасте), стиснене середовище та спосіб установки [2].

Найбільш відповідальними є компресори великої (понад 100 м³/хв) та середньої (від 10 до 100 м³/хв) продуктивності, середньої (до 100 кГ/см²), високої (до 350 кГ/см²) і надвисокої (понад 350 кГ/см²) тиску [2-4].

Горизонтальні компресори виготовляють на п'яти базах: 1Г, 2Г, 3Г, 3,5Г, 4Г та 5Г; найбільше поршневе розрахункове зусилля позначають цифрою; воно дорівнює 90, 60, 45, 35, 25 і 15 Т.

Залежно від призначення горизонтальні компресори мають від одного до шести ступенів стиснення.

Горизонтальні машини поступово замінюються компактними опозитними компресорами, зручними у монтажі та експлуатації.

Компактність цих машин визначається розташуванням циліндрів по обидва боки рами [5-7].

Опозитні компресори випускаються на п'яти різних базах та маркуються 2М8; 4М8; 2М10; 4М10; 2А116; 45116; 45125; 6М40. Цифра перед літерою М означає число рядів циліндрів. Цифра після букви М означає розрахункове

поршневе зусилля в тонах, яке характеризує цю основу. Компресори однієї бази мають однакові за розмірами рами та кривошипно-шатунні механізми [8].

На рис. 1.1 зображено горизонтальний опозитний чотирирядний багатоступінчастий компресор. Рама 1 компресора чавунна лита коробчастої форми. У поперечних перегородках рами розміщені корінні підшипники. Великі восьмирядні компресори мають дві окремі коробчатоподібні рами, між якими розміщений привід. Напрявні 3 крейцкопфів кріпляться з обох боків рами 1 до вертикальних фланців. У невеликих компресорах напрямні 3 спираються на фундамент качаючої опори, а в інших компресорах – жорстко закріпленими опорними лапами [9].

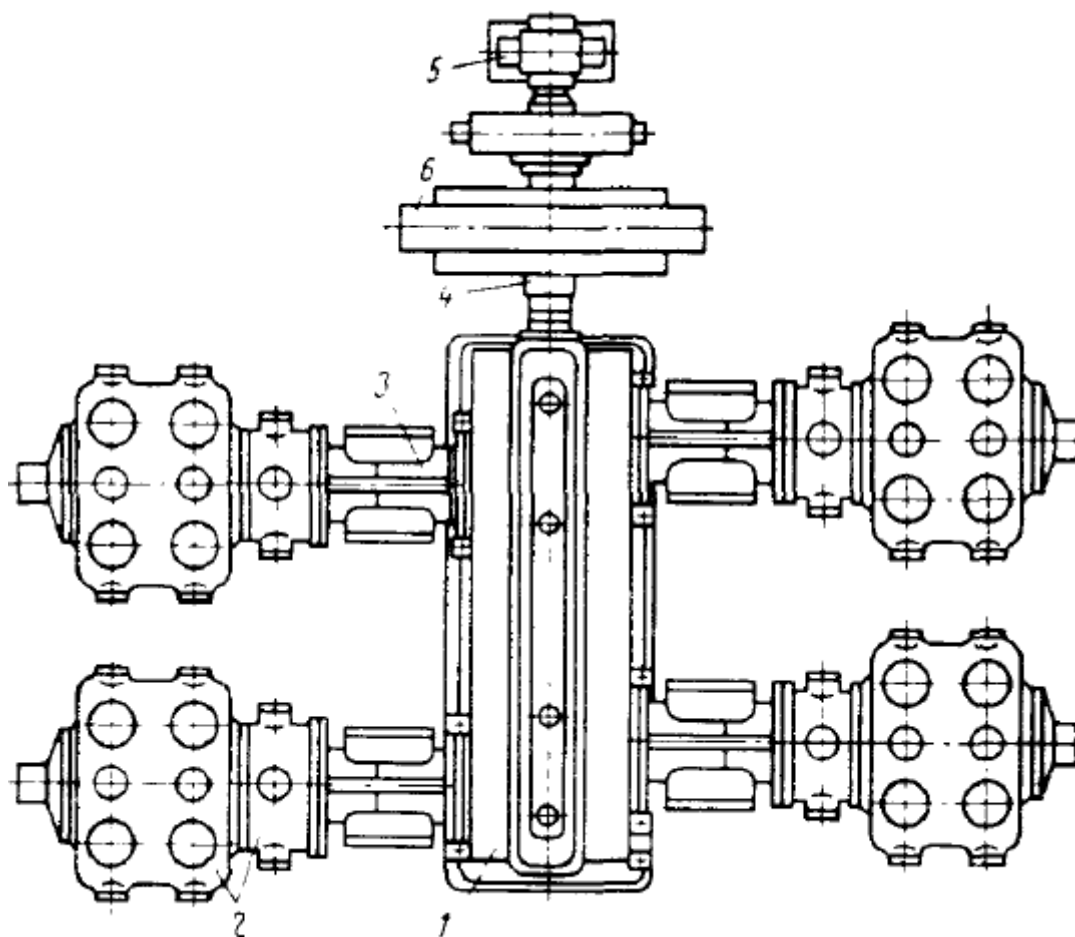


Рис. 1.1. Горизонтальний опозитний чотирирядний багатоступінчастий компресор: 1 – рама; 2 – циліндри; 3 – напрямні крейцкопфів; 4 – колінчастий вал; 5 – виносний підшипник; 6 – електродвигун [10].

Шатунні шийки колінчастих валів розташовані попарно з розворотом на 180° з однією загальною щогою. У чотирирядних компресорах кожна пара шийок зміщена щодо іншої на 90° , у шестирядних компресорах – на 120° . У перших трьох ступенях циліндри 2 і їх кришки чавунні литі з рубашками для водяного охолодження. У наступних ступенях встановлюються сталеві ковани циліндри з роз'ємними кожухами для охолодження. Залежно від числа циліндрів у ряду і їх розмірів передбачається для них одна або дві опори, що коливаються. Клапани в основному кільцеві та дискові. Для перших двох ступенів ковзні поршні подвійної дії, для наступних ступенів диференціальні. Ущільнення штоків здійснюється сальниками звичайних конструкцій. Система мащення механізму руху циркуляційна. До циліндрів та сальниками масло подається лубрикатором. Вузли та деталі опозитних та горизонтальних компресорів однотипні. Тому великий досвід накопичений під час експлуатації горизонтальних машин можна повністю використовувати для підвищення надійності та довговічності опозитних компресорів [11].

Аварії та неполадки є наслідком помилок, допущених під час виготовлення, монтажу, експлуатації, ремонту та проектування компресорного обладнання.

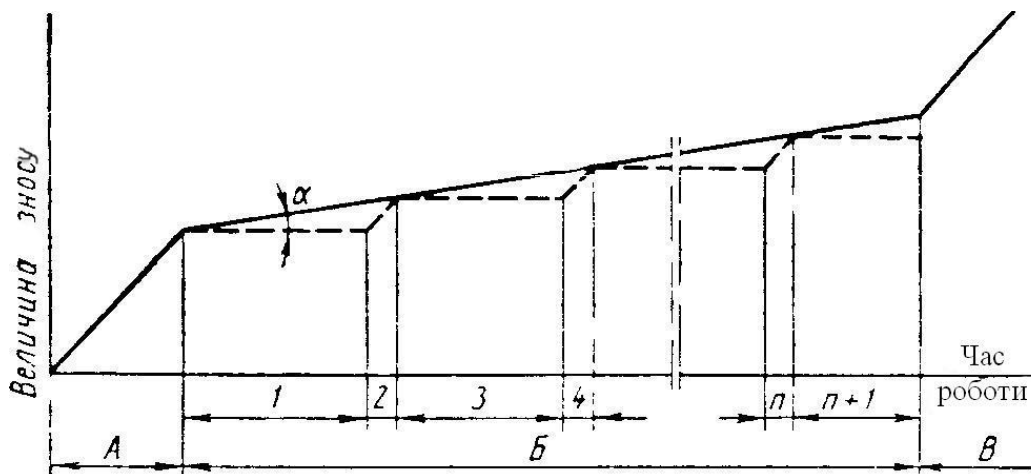


Рис. 1.2. Графік зносу: Д – період припрацювання; Б – період зношування; В – період інтенсивного зношування.

У поршневих компресорах часто руйнуються циліндри, циліндрові втулки, клапанні пластини, колінчасті вали, шатуни, штоки, плунжери, крейцкопфи,

повзуни та інші деталі, що працюють під знакозмінними та пульсуючими навантаженнями [12].

Втомленому руйнуванню деталей сприяють наявність концентраторів напружень (недостатні радіуси галтелей, підрізи, гострі кромки, низька чистота робочих поверхонь, загартовані тріщини та інші фактори), недотримання геометрії деталей, що сполучаються, похибки монтажу, порушення планово-попереджувальних ремонтів та інструкцій технічної експлуатації машин. Зупинки машин часто пов'язані зі зносом окремих деталей, що працюють на стирання. Залежно від величини зношування певною мірою порушуються нормальні умови експлуатації машини. Як тільки зношування перевищить гранично допустимі величини – зношену деталь піддають відновлювальному ремонту або замінюють на нову. Загальноприйнято знос характеризувати трьома періодами: припрацювання, встановленого та інтенсивного зношування (Рис. 1.2).

Режим машини в період приробітку необхідно полегшувати, так як у зоні тертя відбувається велике тепловиділення, яке може призвести до прогорання масляної плівки, сплаву та відриву частинок металу сполучених поверхонь.

Основною характеристикою при встановленому режимі є темп або швидкість зношування $T = \operatorname{tg} \alpha$, де α – кут нахилу кривої (рис. 1.2) в період встановленого зношування [13].

Зі зменшенням темпу зношування збільшується термін служби деталі.

У період припрацювання відбувається інтенсивне зношування пар тертя, при якому деталі, що сполучаються, якийсь час працюють (окремими гребінцями поверхонь) в умовах напіврідинного і граничного тертя. Цей період характеризується появою в зоні тертя продуктів зносу, які надають певний вплив на поверхні, що сполучаються до тих пір, поки не настане рідинне тертя і повне винесення мастилом частинок зносу. Період усталеного зношування відрізняється відносною сталістю умов тертя. Знос пари, що труться, в цей період може бути представлений у вигляді ступінчастої кривої, зображеної на

рис. 1.2 штриховою лінією. Ділянки 1, 3, ..., $n + 1$ цієї кривої показують час роботи пари, що труться, при рідинному терті і відсутність зносу.

Ділянки 2, 4 ..., n відповідають пусковим періодам, що характеризується напіврідинним та граничним тертям; тут відбувається деякий знос пар, що сполучаються [15].

Період інтенсивного зношування характеризується граничним зношуванням деталей та порушенням нормальної експлуатації машини.

Практикою експлуатації компресорів визначено номінальні та гранично допустимі зазори між основними парами тертя.

Відомо, що тертя в деталях, що сполучаються призводить до великих втрат потужності, тому для підвищення коефіцієнта корисної дії необхідно вдосконалювати вузли тертя з метою зменшення роботи сил шкідливих опорів.

Враховуючи, що зношування деталей призводить до тривалих простоїв і значних витрат коштів на ремонт, необхідно пам'ятати, що одним з основних завдань є підвищення надійності та довговічності машини [2-7].

Ремонт машини через передчасне зношування є наслідком грубого порушення вимог, що веде до простою, порушення виробничого процесу, збільшення вартості ремонту і продукту, що випускається. Тому правильний і своєчасний ремонт обладнання є основною умовою попередження непланових зупинок машини, збільшення її довговічності, скорочення часу простоїв, зменшення витрат на ремонт і зниження собівартості продукту.

Надійність та довговічність машин має визначатися з урахуванням специфічних особливостей різних галузей промисловості.

Надійність – це властивість компресорних машин виконувати задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом необхідного проміжку часу [6-8].

Довговічність – це властивість машин зберігати працездатність до граничного стану з необхідними перервами для технічного обслуговування та ремонтів [1, 2, 7-9].

Поршневі компресори є довговічними машинами. Проте їх експлуатація пов'язані з частими зупинками на планові та аварійні ремонти [9].

При правильній експлуатації та суворому дотриманні планово-попереджувальних ремонтів довговічність компресорних машин визначається терміном до 30 років, який іноді і вище [14].

Без урахування економічних факторів довговічність машини, яка визначається лише фізичним зносом, практично необмежена. Враховуючи, що довговічність сприяє зниженню собівартості продукції, встановлюється оптимальна економічна довговічність машини, під якою розуміється економічно найвигідніший термін служби, обмежений фізичним зношуванням та моральним старінням [5-8].

Надійність окремих відповідальних вузлів та деталей, що визначає міжремонтні пробіги, у багатьох випадках недостатня та потребує значного підвищення.

Визначення надійності компресорних машин, окремих вузлів і деталей виходить з статичних даних, яких у наш час ще недостатньо. Оцінка надійності зазвичай проводиться середнім терміном служби у годинах та кількістю несправностей та аварій у роботі [9-12].

Доцільність вибору показника надійності залежить від призначення виробу. Якщо, наприклад, для якихось типів сальникових ущільнень встановлено термін служби 3000 год, а середньостатистичний термін служби дорівнював 2940 год, то надійність цих сальникових ущільнень виражається коефіцієнтом:

$$P = \frac{2940}{3000} = 0,98.$$

Відповідно до теорії ймовірностей коефіцієнт надійності складного виробу виражається добутком коефіцієнтів надійності окремих складових елементів:

$$P = P_1 P_2 P_3 \dots P_n = P_n = \prod_1^n P_i. \quad (1.1)$$

Ця формула використовується для розрахунку надійності при проектуванні машин, що мають послідовне з'єднання елементів.

Величини P_i для окремих деталей і вузлів беруться із каталогів (наприклад, для підшипників кочення), визначаються розрахунком та спеціальними випробуваннями. Припустимо, що компресор містить 50 елементів (найбільш відповідальних вузлів і детальний) з однаковою надійністю $P_i = 0,98$, то коефіцієнт надійності компресора дорівнюватиме:

$$P_i = 0,98^{50}.$$

Такий компресор не може бути працездатним, тому що він більше простоюватиме, ніж працюватиме.

Надійність складної системи завжди менша за надійність самого ненадійного елемента, тому бажано, щоб компресор складався з рівнонадійних деталей і вузлів.

Для визначення надійності виробів необхідні вихідні характеристики знаходять методом математичної статистики та розраховуються на основі теорії ймовірностей [9-12].

До вихідних даних відносяться:

1. Можливість безвідмовної роботи виробів $P(t)$. Статистично можливість безвідмовної роботи виражається емпіричною функцією надійності:

$$P_N(t) = \frac{n(t)}{N}, \quad (1.2)$$

де $n(t)$ – число справно працюючих виробів на момент t ;

N – загальна кількість виробів, що знаходяться під наглядом.

2. Частота відмов $f(t)$. Виражається ставленням числа виробів, що відмовили Δn за інтервал часу Δt після моменту t до початкового числа виробів N , що випробовуються:

$$f(t) = \frac{\Delta n}{\Delta t N}, \quad (1.3)$$

3. Інтенсивність відмов $\lambda(t)$. Виражається відношенням числа відмовивших виробів Δn за час Δt після моменту t до середньої кількості справних виробів $n(t)$ до моменту часу t :

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n}{\Delta t n(t)}, \quad (1.4)$$

Досвід експлуатації показує, що функція $\lambda(t)$ може бути представлена трьома ділянками (рис. 1.3) [6-8].

Перша ділянка кривої – період припрацювання – багато в чому визначає працездатність виробу. Він характеризується інтенсивністю неполадок та аварій. У цей період виявляються та усуваються основні види дефектів виготовлення та монтажу; деталі, що труться, припрацьовуються один до одного і між ними встановлюються стабільні зазори; визначаються умови мащення тощо [10].

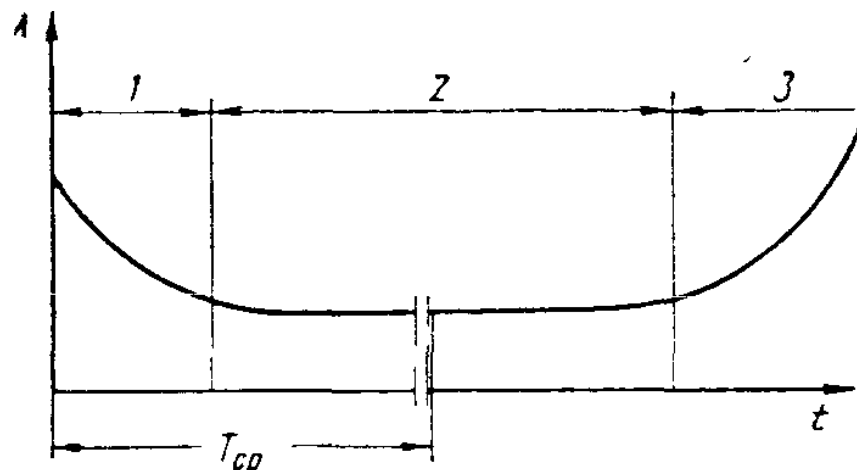


Рис. 1.3. Залежність інтенсивності відмов від часу експлуатації виробів.

Наслідком цього є зниження інтенсивності відмов до якогось мінімуму, який характерний для періоду нормальної експлуатації виробу.

Досвід експлуатації поршневих компресорів показує, що значне зменшення аварій та неполадок відбувається після обкаточно-доводочних робіт.

З цього випливає, що для підвищення надійності та довговічності обкатування машин необхідно проводити на заводах-виробниках з усуненням усіх виявлених у своїй дефектів [5].

В даний час заводи-виробники великих компресорів проводять тільки контрольне складання та обкатування на малих оборотах механізму руху.

Складання, доведення та приймально-здатні випробування компресорних установок виконують на підприємствах, де ці машини експлуатуються. Враховуючи труднощі проведення випробувань на місцях експлуатації, доцільно випробування важких компресорів проводити на спеціальних станціях на яких передбачена замкнута кільцева схема, що містить, крім компресора, ємності на

лініях всмоктування та нагнітання, а також теплообмінники, вологомасловідділювачі та вимірювальну ділянку. На випробувальних станціях передбачено дослідження процесів впуску та випуску газу в циліндр, визначення напружень та деформацій у деталях. Станції оснащуються спеціальними приладами для вимірювання зносу, досліджень крутильних коливань валів, вібрацій трубопроводів, вивчення шумів тощо [7].

Створення випробувальних станцій для компресоробудівних заводів дозволить значно підвищити техніко-економічні показники, у тому числі надійність та довговічність великих поршневих компресорів.

Друга ділянка кривої – період зношування – характеризується більш-менш постійною інтенсивністю неполадок і аварій компресорів.

У цей період неполадки та аварії зазвичай обумовлюються прихованими пороками у матеріалі деталей, втомою металу, перевантаженнями, порушеннями технологічних процесів експлуатації, похибками монтажу та ремонту.

Наприкінці другого періоду настає необхідність зупинки машини на профілактичний ремонт для відновлення працездатності окремих вузлів та деталей. Зупинка машини на планово-попереджувальний ремонт має передувати настанню третього періоду.

Третій період визначається підвищеною інтенсивністю неполадок та аварій, що є наслідком зношування деталей від тертя, руйнування від втоми та відхилення від нормальних умов експлуатації.

Для підвищення надійності та довговічності машини необхідно скорочувати період припрацювання, при якому відбувається значна кількість неполадок та аварій; збільшувати період встановленого режиму експлуатації та запобігати періоду інтенсивного зношування.

4. Середній час безвідмовної роботи $T_{\text{ср}}$ – це найбільш ймовірне значення часу роботи виробу. Для теоретичного визначення надійності виробів використовуються закони безвідмовності: експонентний (показовий), нормальний (Гаусса) та закон Вейбулла (табл. 1.1).

Експонентний закон безвідмовності застосовується для виробів, що пройшли період припрацювання. У цьому найхарактернішими є раптові відмови $\lambda(t) = \text{const}$.

Нормальний закон безвідмовності застосовується при поступовій зміні параметрів з допомогою зносу $\lambda(t) \neq \text{const}$.

Закон безвідмовності Вейбулла враховує вплив попередньої експлуатації. Цей закон займає проміжне положення між двома першими законами.

Для оцінки надійності компресорних машин, їх вузлів та деталей може бути використана одна з трьох характеристик надійності.

Наприклад, у період нормальної експлуатації компресора має наближено постійне значення інтенсивності відмов, яке дозволяє отримати просту залежність надійності від часу експлуатації:

$$P = e^{-\lambda t}, \quad (1.5)$$

де e – основа натурального логарифму.

Надійність P зменшується зі збільшенням часу експлуатації за експонентним законом (ескіз 1, таблиця 1.1).

$$\text{При } t = \frac{1}{\lambda}$$

$$P = \frac{1}{e} \approx 0,37.$$

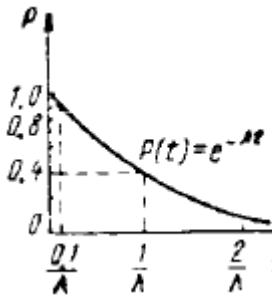
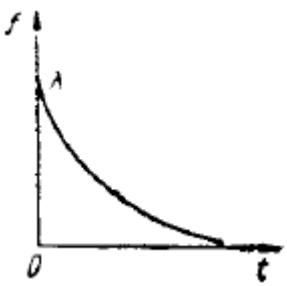
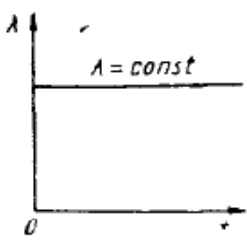
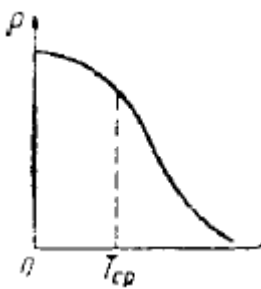
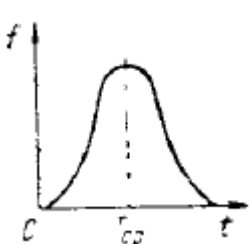
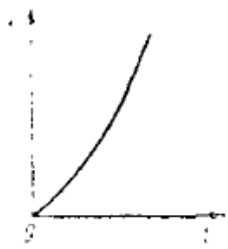
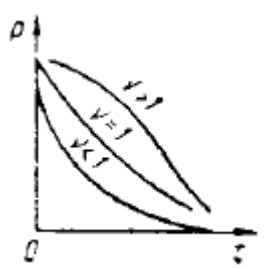
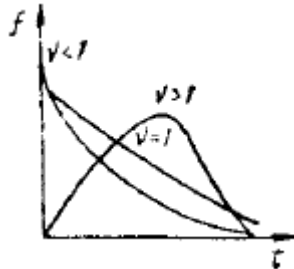
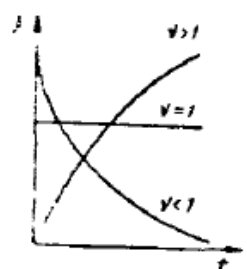
$$\text{При } t = \frac{0,1}{\lambda}$$

$$P = 0,9.$$

$$\text{При } t = \frac{0,01}{\lambda}$$

$$P = 0,09.$$

Таблиця 1.1 – Основні математичні залежності теорії надійності [6-8].

Закон безвідмовності	Ймовірність безвідмовної роботи	Частота відмов	Інтенсивність відмов	Напрацювання на відмову
Експонентний	$P(t) = \int_t^{\infty} f(t)dt$ $P(t) = e^{-\lambda t}$ 	$f(t) = -\frac{dP}{dt}$ $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$ 	$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}$ $\lambda(t) = \lambda$ 	$T_{cp} = \int_0^{\infty} P(t)dt$ $T_{cp} = \frac{1}{\lambda}$
Нормальний (Гаусса)	$\frac{(t - T_{cp})^2}{2\sigma^2}$ $P(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-t} dt$ 	$\frac{(t - T_{cp})^2}{2\sigma^2}$ $f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t - T_{cp})^2}{2\sigma^2}}$ 	$\frac{(t - T_{cp})^2}{2\sigma^2}$ $\lambda(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \frac{e^{-\frac{(t - T_{cp})^2}{2\sigma^2}}}{0.5 - \Phi\left(\frac{t - T_{cp}}{\sigma}\right)}$ 	T_{cp} [9], [10],
Вейбулла	$P(t) = e^{-\lambda t^v}$ при $\lambda t^v \ll 1$ $P(t) = 1 - \lambda t^v$ 	$f(t) = v \lambda t^{v-1} e^{-\lambda t^v}$ 	$\lambda(t) = v \lambda t^{v-1}$ 	$T_{cp} = \int_0^{\infty} 1 - e^{-\lambda t^v} dt$

σ – середньоквадратичні відхилення (дисперсія); Φ – нормована функція Лапласа; v – параметр безвідмовності Вейбулла.

Час експлуатації при досить високій надійності збільшується зі зменшенням λ .

Одним з основних факторів, що визначають довговічність, є ремонтпридатність – пристосованість машин, вузла, деталі до попередження, виявлення та усунення відмов та несправностей.

При створенні компресорів не проектується експлуатаційний цикл куди входить схема планово-попереджувальних ремонтів (ППР). Тому довговічність компресора, його вузлів та деталей невизначена і найчастіше визначається досвідом експлуатації, на підставі якого складається схема ППР.

При конструюванні компресорних машин доцільно дотримуватися принципу: одні деталі та вузли повинні працювати без заміни та ремонту весь термін служби машини, а інші – періодично ремонтуватись та замінюватись.

Узагальнюючими характеристиками досягнутого рівня надійності машини є економічні показники: витрати пов'язані з аварійними та плановими простоями машин у ремонті, вартістю ремонтів та технічного обслуговування під час експлуатації [12-13].

Багато в чому надійність і довговічність залежить від принципової робочої схеми машини, від конструкції вузла та деталі. Наприклад, сальники з ущільнюючими елементами з фторопласту-4 при раціональній конструкції та правильному використанні особливостей матеріалу довговічні та термін їхньої служби досягає 10 тис. год. Конструкції сальників, що не враховують специфічні особливості матеріалу, недовговічні – термін їхньої служби не перевищує 150 год.

У колінчастих валах, удосконалюючи форми шийок, збільшуючи радіуси галтелей, виконуючи в шийках отвори оптимальної форми, можна знизити коефіцієнт концентрації напружень більше ніж утричі.

Недосконала технологія виробництва та ремонту часто знижує надійність та довговічність деталей, вузлів та машин навіть найдосконалішої конструкції.

Статистикою встановлено, що понад 50% аварії трапляються внаслідок втомних руйнувань, тому деталі, що працюють при змінних навантаженнях, необхідно зміцнювати.

Обкатка роликами валів, штоків і плунжерів підвищує межу витривалості гладких ділянок на 20-40%, галтелей на 60-100% і різьби в два-три рази.

Працездатність деталей значною мірою залежить і від правильності вибору матеріалу та його якості, а також умов експлуатації. Культура та дотримання необхідних норм експлуатації різко знижують аварії та неполадки.

Правильна та чітка організація ППР дозволяє значно збільшити міжремонтні пробіги машин та значно скорочує аварії. При ППР необхідно використовувати всю різноманітність технологічних методів для підвищення надійності та довговічності машин [1-8].

Періодичні ревізії, що передбачаються ППР, дозволяють своєчасно виявити дефекти та здійснити негайне їх усунення, запобігши таким чином можливості аварії.

Необхідно зазначити, що за натурально-експлуатаційних випробувань спостерігається повна відповідність отриманих результатів практичним завданням виробництва.

Натурально-експлуатаційні дослідження у виробничих умовах дають можливість вивчити вплив на надійність та довговічність деталей машини різних видів матеріалів, їх механічних властивостей, точності виготовлення, чистоти поверхні, конструктивних варіантів, точності монтажу та умов експлуатації.

Результати систематичних натурально-експлуатаційних досліджень у виробничих умовах дають дуже цінні дані теоретичного та практичного значення для науки про надійність та довговічність.

Слід пам'ятати, що відповідальним моментом у випробуваннях є втрата нормальної працездатності деталі, вузла чи машини.

Завдання перевірконого розрахунку машин і їх деталей на довговічність характеризуються так [13]:

1. Оцінка працездатності та довговічності нової машини стосовно передбачуваних умов експлуатації для складання ремонтного циклу та номенклатури запасних частин.

2. Упорядкування паспорта машини з визначенням її граничного навантаження.

3. З'ясування ресурсу працездатності машини за певних умов експлуатації.

Перевірочні розрахунки для оцінки працездатності нової машини за заданих умов експлуатації можна вести наступним чином: по-перше, виявити деталі, що зношуються, встановити їх розміри, точність виготовлення, чистоту поверхонь і механічні властивості матеріалу; по-друге, визначити розрахункову довговічність цих деталей за заданих умов експлуатації; по-третє, на прикладі деталі з найменшим терміном служби встановити міжремонтні пробіги, а для інших деталей, що зношуються, встановити терміни служби, кратні вихідному.

Викладені вище завдання перевірконого розрахунку машин та його деталей на довговічність повністю прийнятні для поршневих компресорів.

Підвищення надійності та довговічності неможливе без високої якості виробів, що залежить від цілого ряду факторів.

Однією з основних чинників, які впливають якість виробів, є спеціалізація виробництва. Внаслідок недостатньої спеціалізації виробництв компресоровиробники виготовляють майже всі вузли та деталі на одному заводі. Велика номенклатура та специфічність окремих вузлів та деталей компресорів при недостатній спеціалізації виробництва значною мірою знижує якість їх виготовлення. Останнє пояснюється тим, що заводи-виробники не в змозі створити досконалої технології на всю різноманітність деталей компресорів [6].

Висновки по розділу

Дослідження показують, що однією з можливих причин аварій та неполадок компресорів є відсутність комплексного дефектоскопічного контролю (магнітна дефектоскопія, ультразвук, рентгеноскопія, тензометрування та ін.) під час виготовлення, експлуатації та ремонту відповідальних деталей.

РОЗДІЛ 2

АВАРІЇ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

Аварії та неполадки компресорного обладнання завдають значної шкоди виробництву, що виражається у тривалих непланових зупинках, порушеннях технологічного процесу, загрозі безпеці персоналу та підвищенні собівартості продукту.

Статистичні дані обстежень аварій і неполадок компресорного обладнання на промислових підприємствах вказують на необхідність проведення профілактичних заходів щодо їх запобігання.

Аналіз показує, що аварії та неполадки у роботі відбуваються внаслідок конструктивних недоліків окремих деталей та вузлів, помилок, допущених при виготовленні компресорного обладнання та недотримання вимог інструкцій та норм експлуатації.

У відсотковому відношенні загальна кількість аварій та неполадок компресорних машин на одному з хімічних комбінатів розподілялася таким чином: 6% аварій сталося через конструктивні недоліки; 54% аварій сталося через низьку якість деталей (причому на деталі, що виготовляються, припало 46%, а на ремонтвані – 8%); 40% аварій через порушення інструкцій та норм експлуатації.

Всі аварії та неполадки слід ретельно вивчити для виявлення причини і розробити рекомендації для їх попередження.

Нижче наводяться описи та аналіз причин аварій та неполадок поршневих компресорів.

Порушення нормального розподілу тиску по ступеням, яке є наслідком пропуску газу всмоктуючими та нагнітальними клапанами, а також поршневими кільцями призводить до зниження продуктивності компресора. Дефекти у виготовленні, монтажі, а також недотримання норм експлуатації та похибки при ремонті впливають на герметичність клапанів та поршневих кілець.

Недостатнє мащення циліндрів і сальників погіршує ущільнення і призводить до зниження продуктивності машини.

У практиці експлуатації мають місце неполадки та аварії компресорів, що відбуваються внаслідок попадання в порожнини циліндрів твердих тіл, води, зайвої кількості масла, порушення лінійного мертвого простору, які зазвичай призводять до стукотів або різких ударів. Стуки в компресорних машинах можуть обумовлюватися й іншими причинами і є тривожними сигналами при експлуатації.

Наприклад, спрацювання циліндра та циліндрової втулки: знос поршня та поршневих кілець; заїдання та забруднення циліндра, поршня та поршневих кілець; перекіс поршня в циліндрі та криволінійність штока; неспіввісність осі рами, циліндра и механізму руху; ослаблення кріплення клапанів у гніздах циліндра та поломка клапанних пластин; ослаблення з'єднання штока з крейцкопфом та повзуном; ослаблення затяжки підшипників кривошипної і крейцкопфної головки шатуна; вироблення пальця крейцкопфа; наявність неприпустимих зазорів між крейцкопфом та напрямними рами; знос і ослаблення затяжки корінних і виносного підшипників; вироблення корінних та шатунних шийок валу; ослаблення шарнірних з'єднань деталей механізму руху; відставання проміжних та кінцевих повзунів від напрямних паралелей; ослаблення або неправильне кріплення маховика на валу та інші неполадки, які зазвичай супроводжуються стуком під час експлуатації компресора.

При появі стукотів компресор необхідно зупинити, виявити причини та ліквідувати дефекти, що зумовлюють їх.

Нагрів підшипників компресора являється частою причиною неполадок в машині. Основними причинами нагрівання підшипників з примусовим циркуляційним мастилом є: неправильно вибраний сорт масла; засмічення маслопроводів та фільтрів; неточне підганяння вкладишів підшипника до шийок валу; перекіс або викривлення осі валу та надмірна затяжка підшипників. При значному нагріванні підшипника рекомендується заміна відпрацьованого

мастила на мастило з необхідною в'язкістю, збільшення тиску масла в системі, регулювання зазорів між цапфами та вкладишами із встановленням прокладок.

Нагрівання крейцкопфа і повзуна, направляючих рам і ліхтарів зазвичай відбувається при низькій якості матеріалу, похибках виготовлення і пригонки поверхонь, що труться; наявності перекосів деталей, що сполучаються, або недостатності і невідповідності мастила.

Особливу увагу слід приділяти підгонці опорних поверхонь башмаків до напрямних рам та ліхтарям.

Нормальна експлуатація механізму руху можлива лише при надійній роботі циркуляційної системи мастила, яка в основному контролюється тиском масла. Падіння тиску масла в системі може статися внаслідок відмови роботи шестерного насоса, несправності перепускного клапана, малого рівня масла в маслобаку, витоків масла в системі; засмічення масляного фільтра та приймального клапана насоса або надмірного нагрівання мастила.

Основними причинами руйнування шатунів є сильна і нерівномірна затяжка шатунних болтів, ослаблення гайок болтів під час роботи, наявність люфтів у кривошипному підшипнику, заїдання поршня в циліндрі, похибки у виготовленні та монтажі деталей механізму руху, низька якість матеріалу деталей.

Руйнування шатунів та шатунних болтів можуть призвести до пошкодження колінчастих валів, рами, штоків та інших деталей машини.

Основним заходом щодо запобігання руйнуванню шатунів і шатунних болтів є комплексний контроль, при виготовленні, монтажі, експлуатації та ремонті, а також – своєчасна заміна шатунів та шатунних болтів, що відпрацювали граничний термін служби.

Заїдання (заклинювання) поршня може призвести до обривів штока, руйнування шатуна, колінчастого валу, циліндра та рами. Заїдання поршня буває при поганому недостатньому мащенні, при перекосах кривошипно-шатунного механізму; сильному нагріванні поршня та поршневих кілець; неправильному

виборі матеріалу циліндра та поршня; невідповідність лінійних розширень матеріалу цих деталей і різкій зміні режиму охолодження циліндра та інших причин.

Руйнування поршневих кілець відбувається за низької якості матеріалу; похибки виготовлення, монтажу; недотримання норм експлуатації.

Інтенсивність зносу поршневих кілець, поршня та дзеркала циліндра залежить від правильності вибору пар тертя, точності виготовлення та монтажу, чистоти газу, питомого тиску, умов мастила та охолодження та низки інших факторів. Причинами, що порушують нормальний режим роботи компресорів, є заїдання клапанних пластин при неправильному складанні та забрудненні, потрапляння сторонніх тіл між клапанною пластиною та сідлом (прокладок, обтирального матеріалу, уламок пружин тощо); установка пружин з жорсткістю, що не відповідає розрахунковій, наявність нагару на деталях клапана, знос сідла і клапанних пластин та інші дефекти. Причинами недостатньої довговічності клапанів є важкі умови роботи, що призводять клапанні пластини до руйнування.

На роботу сальників впливають точність виготовлення та пригонки, знос ущільнюючих елементів, спрацювання та перекіс штока, недостатнє мащення та недотримання монтажних зазорів та умов експлуатації.

Особливу увагу слід приділяти вібрації компресора. Потрібно пам'ятати, що навіть незначний рух рами на фундаменті неприпустимо, тому що в процесі експлуатації це може призвести до важкої аварії з обривом фундаментних болтів, руйнуванням підшипників, валів, виведенням з ладу електродвигуна та руйнуванням фундаменту.

Для запобігання відриву рами від фундаменту необхідно дотримуватись усіх вимог, які пред'являються при монтажі поршневих компресорів. Фундамент під компресор має відповідати технічним умовам креслення. Перед встановленням рами необхідно залити бетоном з нижньої сторони і після 2-3 днів з моменту попередньої підливки можна встановлювати на фундамент. Остаточню вивіряють раму після привалки циліндрів та встановлення корінного

валу. Встановлення та вивіряння повинні відбуватися відповідно до монтажних формулярів. Після встановлення рами її підливають. Поверхню фундаменту очищають від бруду та змочують водою, потім підлитий фундамент витримують 8-10 днів. Потім роблять остаточну затяжку фундаментних болтів.

Небезпека руйнування чавунних маховиків можлива при окружних швидкостях більш ніж 30 м/с, наявності дефектів у виливках (раковини, тріщини тощо), монтажних похибках (перекосах, недостатній точності балансування тощо), а також внаслідок руйнування кріплення від втоми металу, виникнення гідравлічного удару або різкого заклинювання поршня в циліндрі.

При установці компресорних машин у приміщеннях з низькою температурою слід пам'ятати про можливість розморожування циліндрів та холодильників. Щоб уникнути розморожування, необхідно при тривалих зупинках відводити воду від усіх охолоджуваних частин компресора.

Надійна та довговічна робота компресора можлива лише при безвідмовній дії допоміжної апаратури (холодильників, вологомасловідділювачів, буферних ємностей, повітрязбірників, газозбірників, гідрозатворів) та арматури.

Найбільш слабкою ланкою в міжступінчастій апаратурі є холодильники, особливо кожухотрубчасті та з пучками ребристих трубок.

У холодильниках цього типу іноді порушується герметичність системи охолодження. Причинами є: погана щільність розвальцювання трубок; поява поздовжніх та поперечних тріщин у трубках, трубних решітках та кришках; руйнування прокладок; ослаблення та розуцільнення стиків тощо.

Незначний стукіт при експлуатації може свідчити про ослаблення перегородок, при цьому можливе руйнування трубок.

Якщо вода після холодильника тече із зливальної труби з бульбашками газу, то це вказує на недостатнє ущільнення між газовою та водяною порожниною. Холодильники необхідно розкрити та перевірити стан водяних трубок, ґрат та ущільнень. Якщо вода тече зі зливальної труби переривчастим струменем то має місце розрив окремих трубок холодильника.

Порушення теплового режиму компресора часто пов'язані із забрудненням охолодних поверхонь, недостатньою подачею води на охолодження та невідповідністю проектних характеристик охолоджуючих поверхонь дійсним. Температурний перепад охолоджувальної води у холодильниках зазвичай становить 10-15°C. Зниження температурного перепаду свідчить про забруднення холодильника за нормальної подачі води.

При великій кількості заглушених і забитих накипом трубок, а також при високій температурі газу в кінці стиснення попереднього ступеня температурний перепад води може зрости до 20 ° C і вище.

Накип у трубках холодильників рекомендується видаляти шляхом протруювання розчином соляної кислоти.

Проміжні холодильники вважають зношеними, якщо вага їхньої металевої серцевини в результаті корозії зменшилася на 20%. Окремі трубки, що течуть, глушаться. Загальна кількість заглушених трубок має знижувати поверхню охолодження холодильника більш ніж 10-15%.

Основними неполадками в роботі холодильників «труба в трубі» є забруднення охолоджуючих поверхонь та можливість ослаблення кріплення лінзових та інших ущільнень від вібрації трубопроводів та апаратури під час експлуатації. Щоб уникнути вибухів, всі газопроводи, збірники газу та повітря, буферні ємності, вологомасловідділювачі необхідно очищати від нагару та масла. Якщо при розбиранні в апаратах і газопроводах виявлено нагар, їх розбирають і ретельно чистять або замінюють новими. Очищення проводять механічним способом з подальшим травленням 20-25%-ним розчином соляної кислоти і продувкою парою.

Надійність та довговічність компресорної установки залежить також від безвідмовної роботи запобіжних та зворотних клапанів, засувок, запірних та регулювальних вентилів. Погнутість та заїдання шпинделя, перекіс, надмірне затискання та знос сальникового набивання, злам і поганий пригін клапана до

сідла і ряд інших дефектів арматури порушують нормальну роботу компресорної установки.

При спалаху пари масла та хлопків газу, що мають місце при порушенні норм експлуатації поршневого компресора, необхідно машину зупинити і ретельно перевірити, а ділянку на якому стався спалах або хлопок газу, розібрати для виявлення причин. Компресорне масло проаналізувати.

На повітряних компресорах гаряче стиснене повітря з парами масла утворює вибухонебезпечну суміш. При температурі 200° відбувається розкладання масел з утворенням ацетилену та інших вуглеводнів, що збільшує небезпеку вибуху.

Окис заліза Fe_2O_3 , що відкладається на стінках повітропроводів і повітрозбірників, просочений маслом, призводить до накопичення електростатичних зарядів і також створює небезпеку вибуху.

Висока температура стисненого повітря викликає перегрів циліндра і може стати причиною його руйнування. Тому підвищення температури повітря більше $160^{\circ} C$ в одноциліндрових компресорах і більше $140^{\circ} C$ в багатоступінчастих (у кожному ступені) не допускається. Вища температура може бути допущена окремих випадках спеціальної інструкцією.

Щоб уникнути утворення вибухонебезпечної пари, необхідно ретельно контролювати якість і витрату компресорного масла, яке повинна мати певну в'язкість і температуру спалаху.

Повітря та забруднений газ повинні всмоктуватись у компресор через фільтр – це запобігає попаданню сторонніх частинок та пилу в порожнини циліндрів.

Враховуючи, що в період пуску компресорної установки та обкатки вхолосту має місце найбільша кількість аварій та неполадок, обслуговуючий персонал повинен звернути особливу увагу на точність дотримання інструкції експлуатації. Пуску компресора повинен передувати сигнал попередження. Сторонні особи з машинного залу видаляються. Перед пуском компресорної

установки необхідно провести всі підготовчі роботи відповідно до вимог експлуатації.

Крім зазначених заходів, необхідно дотримуватись вимог щодо безпеки обслуговування електричної частини компресорної установки, а також виконувати інструкції пожежної безпеки.

При виведенні на робочий режим газового компресора 5ГГ стався розрив корпусу холодильника другого ступеня вертикального зварного шва. Руйнування сталося при тиску 5 кг/см^2 .

Причиною аварії стало наявність конденсату в холодильнику, виявити скупчення якого обслуговуючому персоналу було неможливо, оскільки у схемі об'язки компресора були передбачені спускні контрольні краники. В інструкції з експлуатації це також не відбилося.

Ця аварія сталася через конструктивні недоліки допущені при проектуванні компресорної машини.

У цеху отримання кисню через 7 год після пуску був аварійно зупинений повітряний триступінчастий компресор продуктивністю $1380 \text{ м}^3/\text{год}$, тиском нагнітання 50 кг/см^2 . Причиною зупинки являлось виплавлення виносного і одного корінного підшипників колінчастого валу. Виплавлення підшипників відбулося через нестачу мастила в маслобаку, хоча тиск у системі мастила за показанням манометра залишався нормальним.

Стабільність показання манометра пояснюється підсмоктуванням повітря в масляну систему. Рівень мастила в маслобаку не перевірявся через відсутність масломіру.

Під час експлуатації холодильної установки у аміачного компресора 4БАУ-19 зруйнувалася кришка циліндра. Після 8000 год роботи компресора при тиску нагнітання 12 кг/см^2 відбувся відрив опуклої частини кришки від фланця.

Хімічним аналізом було встановлено, що кришка циліндра була виготовлена із сірого чавуну СЧ 12-28, у той час як за технічними умовами механічні властивості чавуну, що йде на виготовлення кришок циліндрів

компресорів, повинні бути не нижчими від механічних властивостей чавуна СЧ 21-40 за ДСТУ. Проведений розрахунок показав, що дійсні напруження згину, що виникають у кришці під час роботи, становили 1100 кг см^2 , а для чавуну зазначеної марки допустимі напруження не повинні перевищувати 400 кг/см^2 .

Таким чином розрив кришки стався через недостатню міцність матеріалу, який був використаний виробниками без попереднього розрахунку.

Повітряний компресор 4ГГ був аварійно зупинений через сильний стукіт в циліндрі другого ступеня. При розбиранні машини виявили пробій отвору в кришці циліндра другого ступеня. Обстеженням було встановлено, що пробкою отвору було викликано пробкою поршня, яка під час роботи поступово вивернулася з гнізда. Вихід пробки із різьбового гнізда стався через те, що вона була встановлена без сурика, незважаючи на те, що це передбачалося технічними вимогами.

На азотному п'ятиступінчастому компресорі продуктивністю $1200 \text{ м}^3/\text{год}$ тиском нагнітання 700 кг/см^2 відбулося виплавлення корінного підшипника. Аварія сталася внаслідок того, що при підготовці до пуску компресора при підвищенні тиску в системі мастила був погано закритий вентиль подачі мастила з воронки у всмоктуючий маслопровід. Після того, як масло з воронки витекло, сталося підсмоктування повітря. Внаслідок цього насос перестав подавати масло в систему мастила ходової частини компресора, підшипники стали нагріватися. Несвоєчасне виявлення причин нагрівання підшипників призвело до аварійної зупинки компресора.

При експлуатації ротаційних двоступінчастих компресорів продуктивністю $3840 \text{ м}^3/\text{год}$, тиском 8 кг/см^2 спостерігалася серія поломок валів ротора першого ступеня (рис. 2.1).

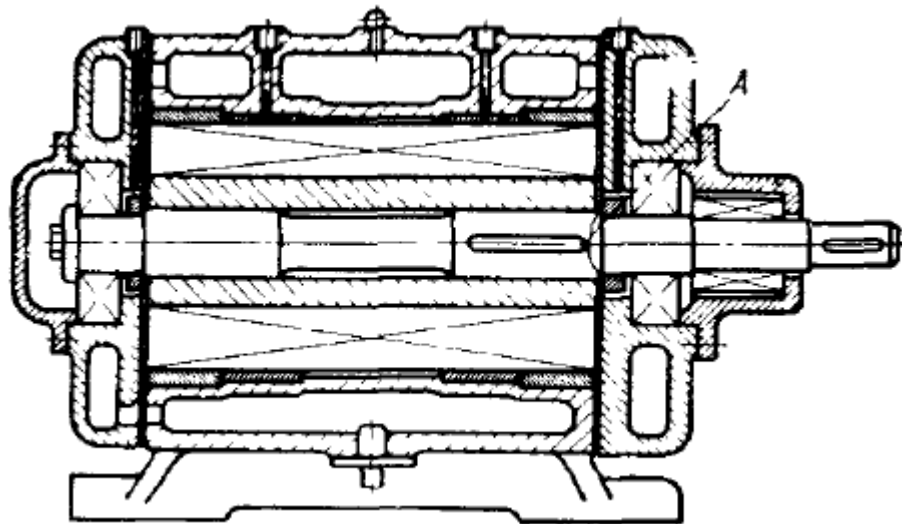


Рис. 2.1. Перша сходинка ротаційного компресора: А – місце розрушення.

Вал ротора працює в умовах підвищеної температури, що в порожнині нагнітання досягає 150°C . Руйнування валів відбувалося в місці посадки по шпонковій канавці і мало втомний характер. Основною причиною руйнування стало невдале конструктивне оформлення вузла. Порівняно довгий вал (2045 мм), на якому посаджений важкий ротор (загальна вага вузла ротора 836 кг), під час роботи схильний до дії значних згинальних моментів. Наявність такого концентратора, як шпонкова канавка значно знизило міцність валу. Вал ротора виготовляють із сталі 30ХН3А замість сталі 40Х, оскільки сталь 30ХН3А в умовах підвищених температур менш чутлива до концентраторів напружень. Крім того, глибина шпонкового паза була зменшена на 2 мм. Після цих заходів руйнування валів не відбувалося.

Газовий компресор продуктивністю $17000 \text{ м}^3/\text{год}$ тиском нагнітання 500 кг/см^2 був аварійно зупинений через сильний стукіт у ряді високого тиску. При розбиранні картера виявлено обрив стяжних болтів регулювального клина підшипника шатуна.

Руйнування болтів сталося по першій нитці різьби (рис. 2.2). Аналізом встановлено, що болти були виготовлені із сталі 45, що має ферито-перлітну структуру. Злам болтів носить втомний характер: 70% зламу має згладжену яскраво виражену волокнисту будову, 30% – крупнозернисте.

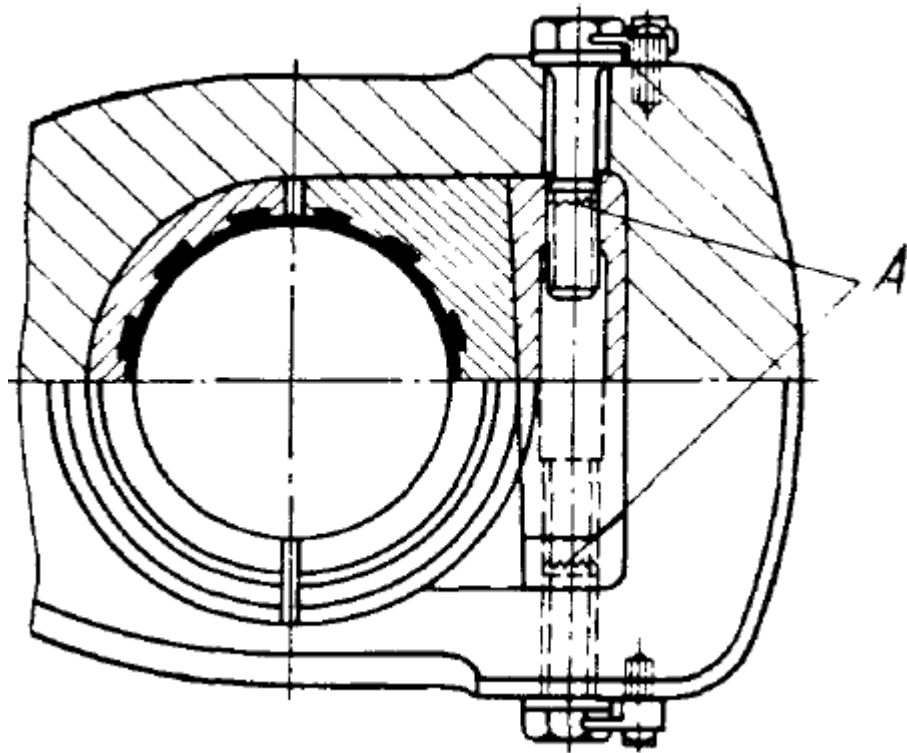


Рис. 2.2. Вузол підшипника шатуна: А – місце руйнування болтів.

Подібні руйнування болтів відбувалися і на інших машини. Розрахунком було встановлено, що на болти під час роботи діє пульсуюче навантаження 3250 кГ, створює у них напруження, рівні 232 кГ/см^2 . Незважаючи на низьке напруження, відбувалося передчасне руйнування болта по першому витку різьби. Причиною передчасного руйнування болтів стала концентрація напружень у западинах різьблення, обумовлена недостатнім радіусом заокруглення западин різьблення, і безконтрольна затяжка, що створює в них високе напруження.

При експлуатації водневих шестиступінчастих компресорів продуктивністю $16\,200 \text{ м}^3/\text{год}$, що працюють з тиском нагнітання 325 кГ/см^2 , спостерігалися випадки виходу з ладу циліндрів високого тиску, які руйнувалися внаслідок появи тріщин по галтелі в місці переходу циліндричної частини у фланець, до якого кріпиться головка циліндра (рис. 2.3, ділянка В).

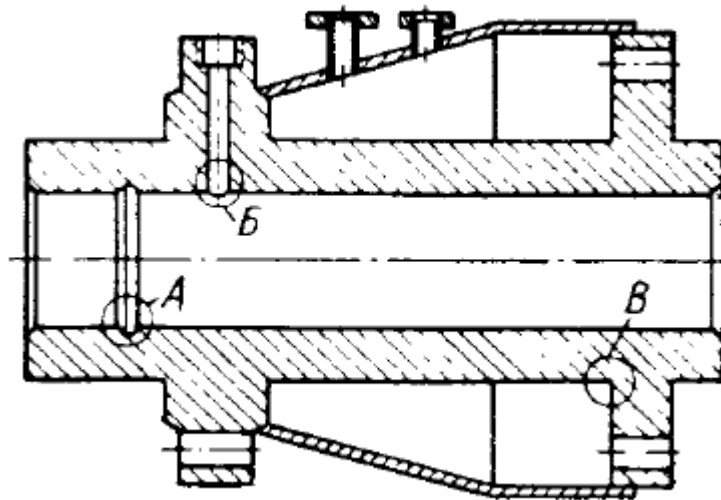


Рис. 2.3. Циліндр високого тиску газового компресора: А – місце руйнування.

В даному випадку втомні тріщини виникли через недостатні радіуси галтелей. У кількох випадках циліндри виходили з ладу внаслідок появи спіральних тріщин на поверхні хвостової прямої частини. При сточуванні металу з останньою виявили, що тріщини починалися від того чи іншого концентратора: в одному випадку від підрізу, який був замість необхідної галтелі: в іншому – від наявності гострої кромки біля отвору для змащування (рис. 2.3, ділянка Б). На заводах Лейна (ГДР) при експлуатації подібних машин було встановлено, що тріщини виникли через відсутність галтелі у виточки на внутрішній поверхні розточування циліндра (рис. 2.3. ділянка А і рис. 2.4).

На водневому дворядному п'ятиступінчастому компресорі продуктивністю 17 000 м³/год з тиском нагнітання 700 кг/см² після 1600 год роботи стався злам головки плунжера п'ятого ступеня (рис. 2.5).

Плунжер був виготовлений із сталі 38ХМЮА із азотованою робочою поверхнею.

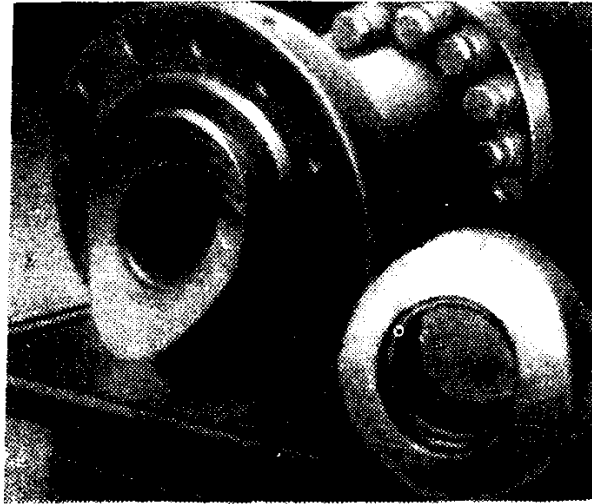


Рис. 2.4. Циліндр шостого ступеня газового компресора продуктивністю 16 200 м³/год, тиском нагнітання 325 кГ/см² розрушений від втоми металу на ділянці А (рис. 2.3)

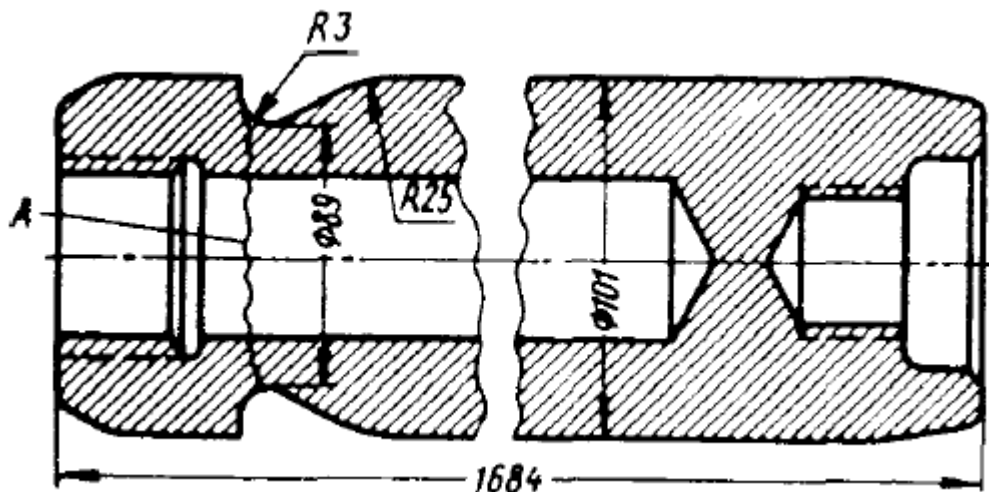


Рис. 2.5. Плунжер водневого компресора, зруйнований у місці переходу головки у тіло: А – місце руйнування.

Обстеження показали, що плунжер мав мікротріщину, яка в умовах знакозмінних навантажень циклічного характеру збільшувалася. Крім того, не було плавного переходу конічної частини в торцеву частину головки, що стало додатковим фактором концентрації напружень у місці тріщини.

Циркуляційні газові насоси високого тиску часто зазнають аварії внаслідок руйнування штоків.

Прикладом аварії, спричиненої конструктивними недоліками, є руйнування диференціального поршня першого та другого ступенів та

пошкодження циліндра на триступінчастому газовому компресорі фірми Цвікау (ГДР) продуктивністю 8500 м³/год, тиском всмоктування 24 кГ/см² і нагнітання 325 кГ/см².

Огляд компресора показав, що диференціальний поршень був порожнистим (без ребер жорсткості у внутрішніх порожнинах) і аварія сталася в результаті проникнення газу з порожнини циліндра третього ступеня (з тиском 325 кГ/см²) через торцеву пробку всередину поршня першого і другого ступенів.

Таким чином, сполучені порожнини диференціального поршня є конструктивним недоліком, який у процесі роботи компресора спричинив аварію. Для запобігання аваріям диференціальний поршень був виготовлений за принципом порожнин, що не сполучаються (рис. 2.6).

Досить часто аварії компресорів трапляються через поломки колінчастих валів. Враховуючи, що колінчасті вали є найбільш відповідальними деталями та їх руйнування може призвести до дуже важких наслідків, необхідно ретельно вивчати та запобігати причинам їх руйнувань.

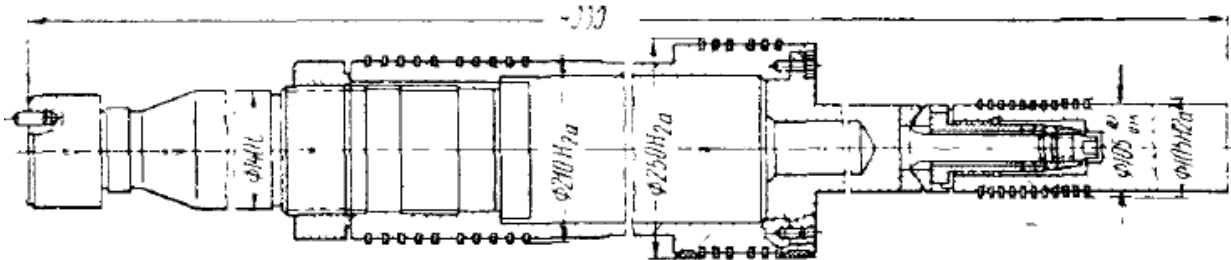


Рис. 2.6. Конструкція диференціального поршня.

На рис. 2.7 (ділянка А) показано руйнування пальця кривошипу водневого компресора 1Г-266/320. Характер зламу втомний. Тріщина розвивалася поступово. Виявити її при чергових ревізіях було неможливо, тому що вона проходила за місцем посадки пальця кривошипа і була повністю перекрита щогою.

На рис. 2.7 (ділянка Б) показано руйнування валу, пов'язаного з щогою кривошипу за допомогою гарячої посадки.

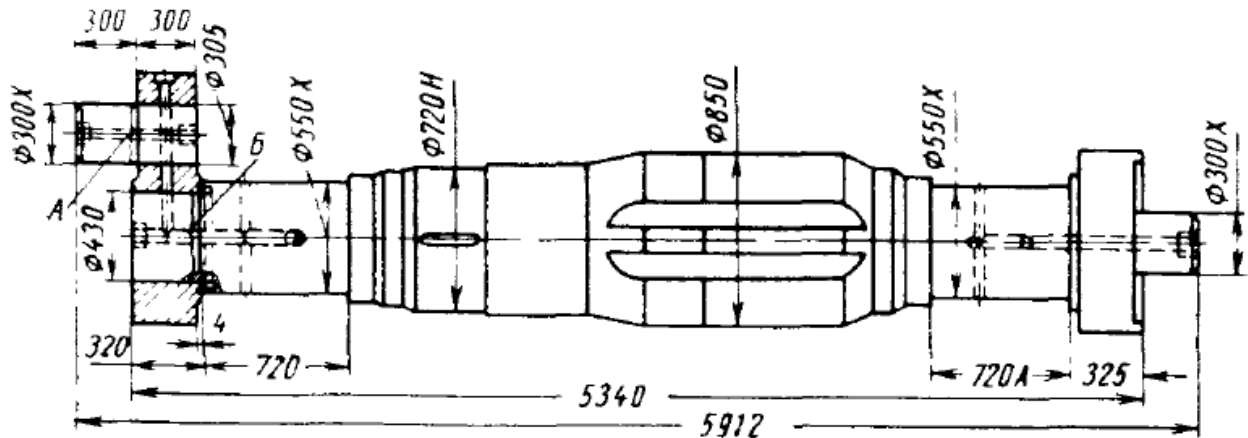


Рис. 2.7. Кривошипний вал компресора 1Г-266/320: А – місце руйнування пальця кривошипу; Б – місце руйнування валу.

Злам носить втомний характер. Причиною цього стали похибки у посадці сполучення валу з щокою кривошипа. Подібні руйнування валів відбувалися на низці компресорів вітчизняного та зарубіжного виробництва. На газовому циркуляційному насосі стався злам щоки кривошипу колінчастого валу (рис. 2.8). Тріщина виникла від місця переходу пальця кривошипа до щоки, де передбачена галтель радіусом закруглення 4 мм не була виконана.

Не поодинокі руйнування валів через неправильне зміцнення робочих поверхонь шийок.

Наприклад, шийки колінчастого валу газового компресора при капітальному ремонті були проточені, після чого їх поверхні були загартовані киснево-ацетленовим полум'ям до твердості HRC 48-54. Загартована поверхня шийок мала зони з відпуском, твердість яких становила HRC 12-24. Тріщина, через яку зруйнувався вал, проходила в місці переходу загартованої зони в відпалену. Під час обстеження аварійних валів було виявлено на поверхні робочих шийок велику кількість тріщин гартованого походження, які й являлись осередками втомного руйнування.

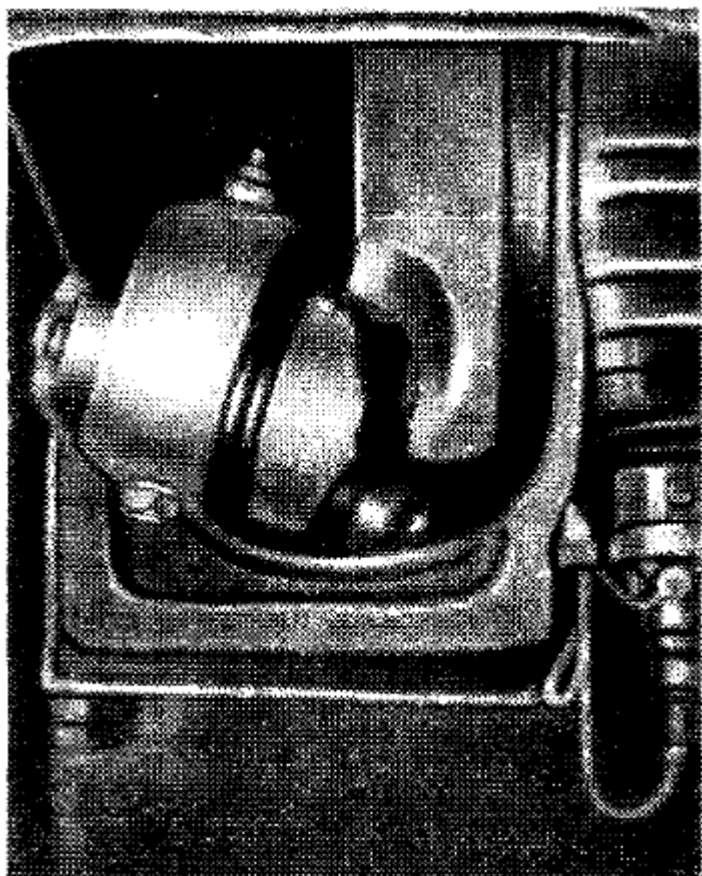


Рис. 2.8. Зруйнований кривошип газового циркуляційного насоса

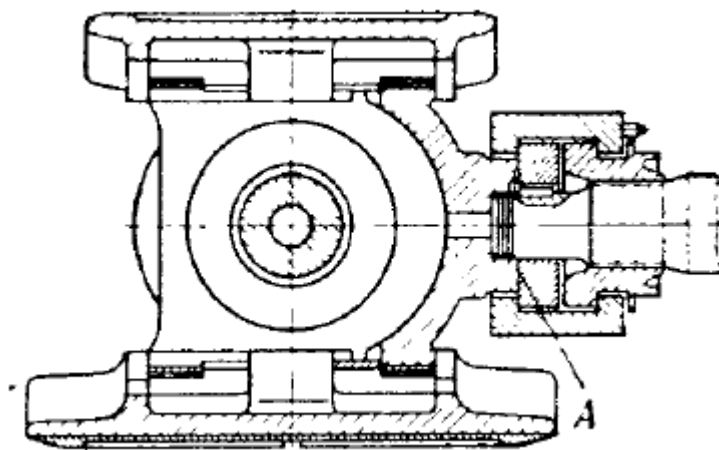


Рис.2.9. Крейцкопф: А – місце обриву бурта.

Крім цих випадків, мають місце руйнування валів при підрізанні та заниженні радіусів галтелей, а також через концентрацію напружень, що створюється отворами під мастило. При зношуванні шийок радіус на виході мастильного отвору зменшується, а це призводить до зростання концентрації напружень та більшої ймовірності аварійного руйнування валу.

Аварійні зупинки компресорів трапляються внаслідок руйнування крейцкопфів та повзунів.

На підставі обстеження низки аварій з руйнуванням крейцкопфів було встановлено, що відбувається обрив буртів під сполучну муфту (рис. 2.9).

Було встановлено, що обрив бурта крейцкопфа відбувається внаслідок появи втомних тріщин у галтелях, розташованої в місці переходу торця бурта в шийку. Втомні тріщини також з'являються через недостатні радіуси галтелей, ризик, підрізів, непаралельності опорних поверхонь сполучної муфти і бурта крейцкопфа, а також при порушенні співвісності напрямної рами і циліндра.

На водневих компресорах продуктивністю 17000 м³/год, тиском нагнітання 700 кГ/см² після 10 років роботи стали руйнуватися повзуни, у місцях переходу корпусу в траверсу з'явилися тріщини від втоми металу (Рис. 2.10).

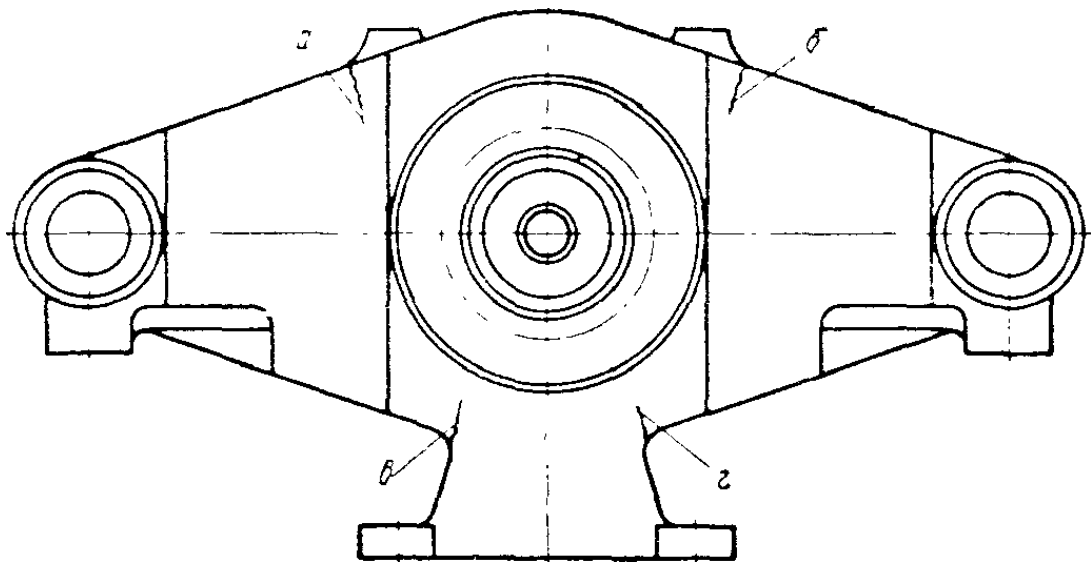


Рис.2.10. Корпус повзуна водневого компресора: а, б, в, г - місця руйнувань.

Для виявлення причин руйнування повзуни піддали дослідженню та встановили, що вони виготовлені із сталі 15Л. Сила, що діє на повзун, циклічно змінюється від 42000 до 30000 кГ. Тензометруванням встановлено, що значення діючих напружень у місцях руйнувань значно нижче межі втоми. Максимальна напруження в корпусі повзуна становить 563 кГ/см², що нижче допустимих напружень для даного матеріалу величина яких становить 1120 кГ/см².

Коефіцієнт концентрації напружень у небезпечних перерізах, що дорівнює 1,29-1,56, також нижче допустимих значень. Отже, поява втомних тріщин не пов'язана з великими напруженнями та наявністю концентраторів напружень. Металографічні дослідження підтвердили правильність цього висновку.

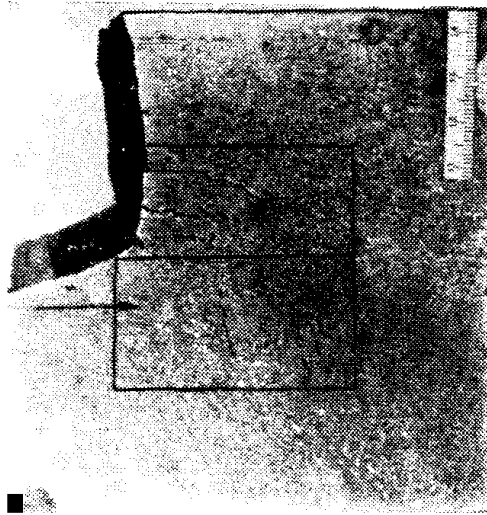


Рис.2.11. Зразок аварійного корпусу повзуна.

Для подальшого дослідження з аварійного корпусу повзуна було вирізано зразок (рис. 2.11), хімічний склад зразка відповідає сталі 15Л, з незначно підвищеним вмістом сірки та фосфору. Під час перегляду макроструктури видно тріщини, визначення характеру яких було вирізаний шліф (вказаний стрілкою). На поперечній площині шліфу (рис. 2.12) видно скупчення неметалевих включень, розташованих ланцюжками.

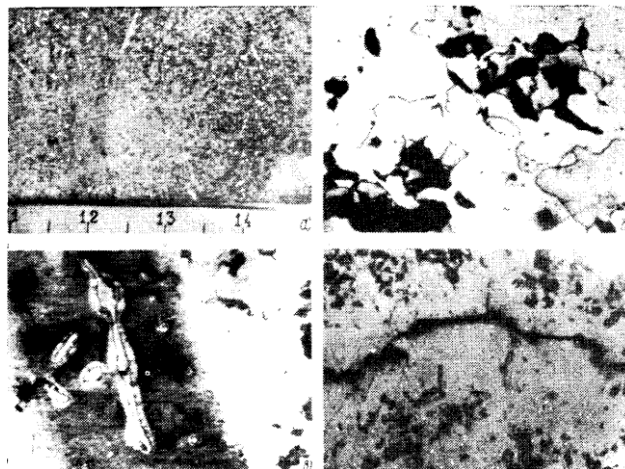


Рис. 2.12. Шліфи: а – шліф поперечної площини; б, в, г – мікроструктура шліфу.

Мікроструктура зразка складається з перліту та фериту, причому перліт розташований окремими скупченнями (рис. 2.12,б). Неметалічні включення мають світло-сірий колір та заокруглену форму (рис. 2.12, в), що характерно для поодиноких включень. Також було встановлено, що наявні у зразку тріщини розташовані зигзагоподібно по неметалевих включеннях або з'єднують одне неметалеве з'єднання з іншим (рис. 2.12, г). Тріщини поширюються від поверхні на глибину 20 мм за товщини деталі 30 мм.

У мікроструктурі вилівка виявлено велику кількість сірчистих неметалевих включень, навколо яких смугами розташований ферит, що утворює склад з ослабленими механічними властивостями. Через циклічні навантаження, у складі матеріалу корпусу повзуна утворилися втомні тріщини і повзун зруйнувався.

Проведені дослідження підтвердили правильність розрахунку повзуна і показали, що навіть при значних запасах міцності через недосконалу технологію можливі руйнування окремих деталей, що часто призводить до важких аварій.

Аміачний одноступінчастий компресор, пропрацювавши після чергового ремонту 480 год, зруйнувався.

Нижче наведено параметри аварійного та проектного режимів роботи компресора:

	Проектний режим	Аварійний режим
Тиск всмоктування в кГ/см^2	0,85-2,0	0,5
Температура всмоктування в $^{\circ}\text{C}$	-20-10	-27
Тиск нагнітання в кГ/см^2	11,5	5
Температура нагнітання в $^{\circ}\text{C}$	130	120

Для видалення аміаку з трубопроводу було зроблено відсмоктування його: закрили засувки на всмоктувальному трубопроводі і віджали всмоктувальні клапани. Повнота відсмоктування не перевірялася і тому рідкий аміак був повністю видалений. Компресора було аварійно зупинено. Як з'ясувалося,

оператор одночасно з навантаженням компресора після відсмоктування переключив газ із холодильника даного блоку на холодильник наступного блоку без попередження машиніста. Внаслідок аварії було зруйновано раму компресора, вийшли з ладу маховик, підшипники та колінчастий вал (рис. 2.13).

Причиною аварії стало накопичення рідкого аміаку. Подача гарячого газу в холодильник викликала бурхливе кипіння рідкого аміаку і збільшення швидкості руху газоподібного аміаку. Газоподібний аміак, захоплюючи по дорозі в компресор рідкий аміак, що знаходиться в трубопроводі та відділі, викликав гідроудар, який зруйнував компресор.

На рис. 2.14 показано характерне руйнування головки крейцкопфной шатуна газового компресора. Режим роботи компресора був відмінний від проектного, внаслідок чого відбулося підвищення тиску степенями, яке, у свою чергу викликало збільшення напруження у деяких деталях компресора, зокрема й шатуні.

Руйнування шатуна почалося з появи втомної тріщини, що прогресивно зростає, яка починалася від отвору для мастила.

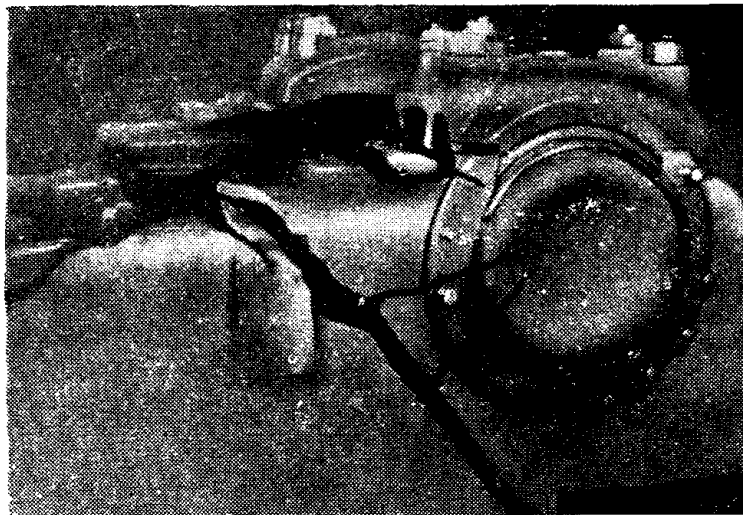


Рис. 2.13. Зруйнована рама одноступеневого аміачного компресора.

Мастильний отвір не тільки послаблює небезпечний переріз, але і є концентратором напружень. Появі тріщини втоми сприяли недостатньо високі механічні властивості металу шатуна, що має межу міцності при розтягуванні 45 кГ/мм².

Шатуни необхідно виготовляти зі сталі з межею міцності при розтягуванні не менше $50\text{-}60 \text{ кГ/см}^2$ залежно від діючих зусиль.

Для виявлення причин непланових зупинок різних компресорів через незадовільну роботу клапанів, а також для розробки заходів щодо підвищення їх надійності та довговічності був проведений контроль над виготовленням, монтажем, експлуатацією та ремонтом автоматичних клапанів з кільцевими пластинами. Встановлено, що довговічність та надійність клапанів лімітується стійкістю клапанних пластин, що руйнуються від втоми металу.

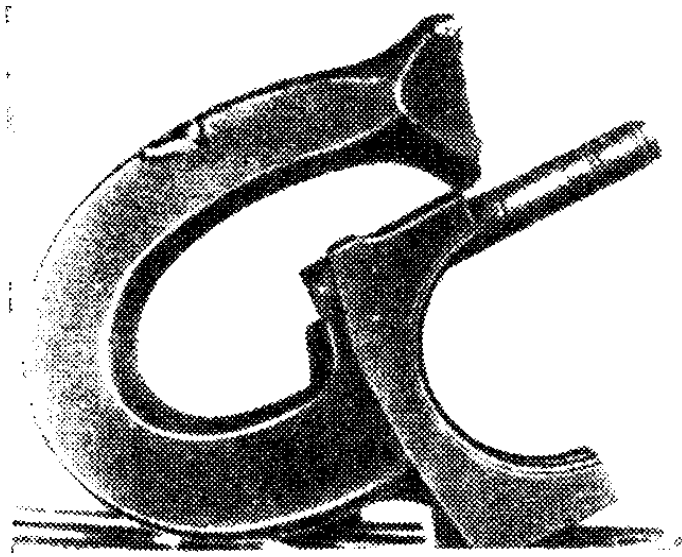


Рис. 2.14. Зруйнована крейцкопфна головка шатуна

Пластини працюють у складних умовах, вони зазнають дії змінних згинальних моментів, величина яких залежить від різниці тисків нагнітання та всмоктування. Клапанні пластини схильні до динамічного навантаження через удари об обмежувач підйому і сідло. Це призводить до втомного руйнування пластини.

Для підвищення надійності та довговічності клапанних пластин необхідно пред'являти особливо жорсткі вимоги до вибору матеріалу та технології виготовлення.

Обстеження клапанів на ряді компресорів показали, що матеріал здебільшого мав значне скупчення сульфідних включень, які розташовувалися за нормаллю до площини пластин. На підставі цього можна вважати, що пластини

виготовляли не з листа, а з круглої прокатної заготовки. Було також встановлено, що практикується випуск пластин із труб високого тиску. Виготовлення пластин з круглого прокату та труб при ремонті неприпустимо, тому що механічні властивості їх через поперечний розріз волокон знижуються.

Таким чином, було встановлено, що низька довговічність та надійність автоматичних клапанів з кільцевими пластинами пояснюються поганою якістю матеріалу та неправильною технологією виготовлення. Для підвищення надійності і до довговічності самодіючих клапанів рекомендується: клапанні пластини виготовляти із листової сталі марок 30ХГСА, 3Х13, 20ХН4ФА, 30ХН3А, 30ХМА, 40ХФА, 38ХА.

Клапанні пластини зі сталі 30ХГСА повинні пройти наступну термообробку: загартування при 870-890°C протягом 30-45 хв з охолодженням в маслі - відпуск при 250-275°C протягом 2-3 год з охолодженням на повітрі. Пластини зі сталі 3Х13 гартуються при 1040-1060 °C 25-35 хв з охолодженням в маслі - відпуск при 350-400 °C 2-2,5 год, охолодження на повітрі.

Клапанні пластини проходять термообробку після попереднього шліфування. Припуски на остаточне шліфування на бік повинні бути не менше 0,25 мм. Твердість пластин після термічної обробки перед остаточним шліфуванням HRC 46-52. Після чистового шліфування пластини повторно проходять термообробку (відпуск) для зняття напруження шліфування. Остаточна обробка пластини здійснюється притиранням з обох боків до чистоти $\nabla 10$. Бічні поверхні мають бути оброблені не нижче $\nabla 7$.

На поверхнях остаточно оброблених пластин не допускаються надрізи, подряпини, сліди відбитків конуса від приладу Роквелла та інші дефекти, що знижують міцність деталі. Задирки на пластинах необхідно зачищати, а гострі кромки заокруглювати.

Посадки в самодіючих клапанах (рис. 2.15) наведено у таблиці. 2.1.

Таблиця 2.1 – Посадки клапанів.

Спряжені деталі	Посадка	Позначення посадкових місць (рис. 2.15)
Циліндр - сідло клапан	A ₄ /X ₄	а
Ліхтар - сідло клапана	A ₄ /X ₄	б
Пластина - напрямний виступ	A ₃ /Ш ₃	в
Сідло клапана або упор - центруючий поясок болта	A ₃ /X ₃	г

Товщина клапанної пластини повинна відповідати посадці С₅ (рис. 2.15, місце д). При надвисокому тиску товщина пластини може бути 4 мм, а іноді й більше. Висота підйому пластини повинна мати відхилення $\pm 5\%$ від номіналу. Ремонтний розмір пластини визначається розрахунком на міцність за напруженням згину.

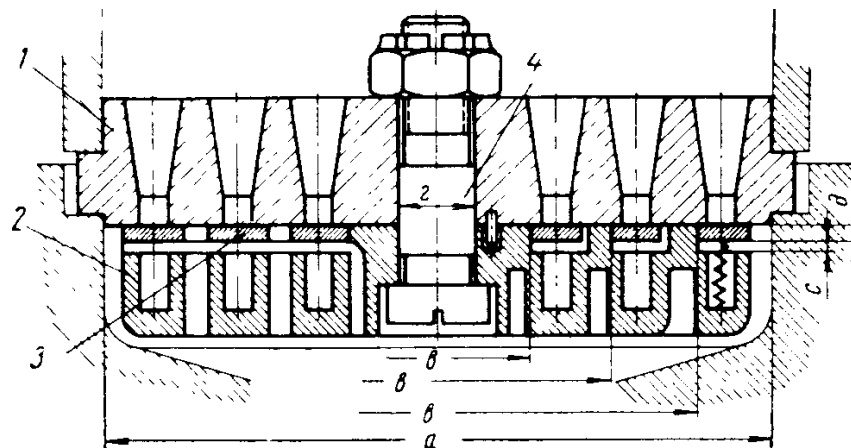


Рис. 2.15. Клапан: 1 – сідло; 2 – упор; 3 – пластина; 4 – болт.

Клапанні пластини можуть руйнуватися внаслідок попадання під них невеликих шматочків металу від пружин, кінці яких іноді погано заправляються і під час роботи обламуються.

Для запобігання обриву головки сполучного болта 4 (рис. 2.15) доцільно замінити його спеціальною шпилькою, вкрученою в упор.

Досвід експлуатації та дослідження показує, що довговічність клапанів залежить від якості виготовлення, числа обертів і величини тиску створюваного протікаючим газом у клапанах, наявності хвильових явищ, присутності в газі вологи та мастила, правильності вибору висоти підйому пластини та зусилля пружини.

При невеликому підйомі клапанів зростає опір його, при великому різко скорочується термін служби. Втрати енергії в клапанах відбуваються через обмеженість місця розміщення клапанів на циліндрі і недосконалості їх проточних каналів.

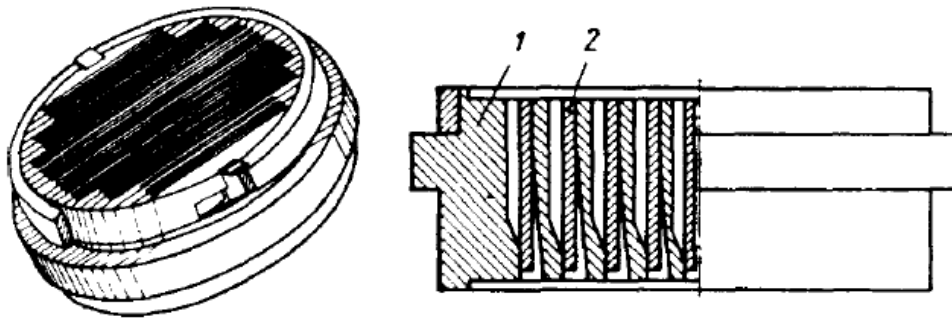


Рис. 2.16. Прямоточний клапан розбірної конструкції: 1 – сідло: 2 – пластина.

Корінне вирішення цього завдання зроблено М. І. Френкелем, що запропонував і розробив прямоточні клапани для поршневих компресорів низького тиску.

У прямоточних клапанах пластини розташовані по ходу газу. Клапани мають два конструктивні виконання: комбіновані всмоктувально-нагнітальні, розташовані між кришкою і циліндром, і круглі, що встановлюються в гніздо звичайного кільцевого або дискового клапана.

Круглий клапан новітньої конструкції виконується розбірним (рис. 2.16).

Вибір форми прямоточного клапана зроблено на підставі численних досліджень. Прямоточні клапани прості за конструкцією, надійні та довговічні в роботі. При порівнянні результатів випробувань деяких поршневих компресорів з прямоточними та кільцевими клапанами було встановлено, що з переходом на прямоточні збільшується продуктивність на 6-15% і значно знижується на 8-20%, питома витрата енергії.

На повітряних компресорах 2ВГ-100/8, що споживають близько 650 кВт енергії, заміна кільцевих клапанів на прямоточні дала економію на 106 кВт,

збільшення продуктивності з 96 до 103 м³/хв та значне підвищення надійності та довговічності.

На підставі опублікованих М. П. Френкелем результатів досліджень ряд вітчизняних заводів використовує на компресорах прямоточні клапани.

Досвід дефектоскопічного контролю показує, що на колінчастих валах, шатунах, штоках, плунжерах та деяких інших деталях при обстеженні можна виявити внутрішні дефекти у вигляді тріщин, заковів, раковин шлакових включень.

Деталі, що мають тріщини, бракуються. Деталі з іншими внутрішніми дефектами, розміри яких не перевищують 1-2 мм, можуть допускатися в експлуатацію на обмежений термін з періодичною перевіркою дефектів при поточних або середніх ремонтах. Якщо при черговій перевірці встановлюють, що дефекти розвиваються, такі деталі з експлуатації знімають.

Обстеження показують, що значна кількість аварій відбувається внаслідок недотримання правил експлуатації. Нестача мастила і падіння його тиску в системі мащення часто призводять до виплавлення підшипників ковзання. Неправильний режим обкатки машини після ремонту може призвести до серйозних неполадок, а іноді і аварій.

Багато деталей компресорів працюють у важких умовах, перебуваючи під одночасним впливом механічних, теплових, фізичних, хімічних, корозійних, ерозійних та інших факторів, тому підвищення довговічності та надійності цих машин є дуже складною комплексною проблемою.

При належному контролі за роботою машини загалом, а також за роботою її окремих вузлів та деталей можна уникнути аварій та неполадок. Для цього необхідно суворе дотримання технічних інструкцій експлуатації, підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу, а також наявність автоматичних пристроїв зупинки машини при порушенні режиму мастила, охолодження і тиску газу.

Аналіз аварій показує, що основними причинами руйнувань деталей поршневих компресорів є підвищені місцеві напруження, що викликаються різними концентраторами. Тому при проектуванні, виготовленні та ремонті деталей необхідно звертати особливу увагу на концентратори напружень, по можливості зменшувати їх, ретельно обробляти місця переходів та галтелей, не допускаючи підрізів та рисок.

Досвід експлуатації показує, що деталі під дією циклічних навантажень можуть руйнуватися від втоми при напруженнях, значно менших межі витривалості, тому необхідно вивчати всі аварійні втомні руйнування деталей для виявлення причин руйнування та розробки заходів щодо їх запобігання.

Втомні руйнування вивчають за характером зламу; глибині розвитку втомних тріщини; ступеня та характеру нахилу поверхні зламу; числу факторів, від яких почався розвиток тріщини; за характером лінії фронту тріщини втоми та її слідів.

Злам при втомному руйнуванні характеризується наявністю, по-перше, дрібнозернистої зони; по-друге, зони статичного руйнування при якій відбувається швидке остаточне руйнування виробу. Тріщина розвивається поки переріз виробу, що залишився, в стані витримувати діюче навантаження.

За твердістю наклепаної поверхні зламу можна будувати висновки про величині коефіцієнти втомного перевантаження. Циклічне навантаження може викликати пластичну деформацію в декількох локальних місцях, у яких утворюються тріщини-осередки втомного руйнування.

Втомна тріщина характеризується фронтом поширення в глиб металу. Причому характер фронту поширення тріщин залежить від швидкості, яка впливає на величина напруження і величину коефіцієнта концентрації навантаження.

Поверхня зламів також характеризується слідами лінії фронту тріщини, з аналізу яких можна дійти деяких висновків про причини поломки деталі.

РОЗДІЛ 3

ЗАХОДИ ЩОДО ЗАПОБІГАННЯ АВАРІЯМ КОМПРЕСОРНОГО ОБЛАДНАННЯ

Всі аварії та неполадки слід ретельно вивчати для виявлення причин та розробки рекомендації щодо їх попередження. Безаварійна робота поршневих компресорів можлива тільки за умови правильної експлуатації машин та організації ППР, для чого необхідно суворе дотримання технічних інструкцій експлуатації, підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу, а також використання автоматичних пристроїв зупинки машин при порушенні режиму мащення, охолодження та тиску.

Багато деталей поршневих компресорів під час роботи піддаються одночасно механічним, хімічним, теплофізичним, корозійним та іншим впливам.

Основною умовою попередження позапланових зупинок машини, збільшення її довговічності, скорочення простою, зменшення витрат на ремонт і зниження собівартості продукції є правильний і своєчасний ремонт обладнання.

Для кожного типу компресора визначаються утримання ремонту, тривалість безперервної роботи між плановими ремонтами та тривалість простою під час ремонту.

Поточний, середній та капітальний ремонт виконуються послідовно через певні проміжки часу. Залежно від типу компресора, його продуктивності та загального стану машини встановлюється певна періодичність ремонтів.

У таблиці 3.1 як приклад наводиться структура ремонтних циклів компресорів. Для кожного типу компресора великої продуктивності міжремонтні періоди та тривалість простою при ремонті визначаються особливо. У таблиці 3.2 наведено ППР компресора 1Г-266/320.

Компресори зупиняють на ремонт за графіком. Для зупиненої на ремонт машини на підставі ревізії складають дефектну відомість відповідно до якої

підготовляють матеріали, запасні частини, інструменти, пристосування та підбирають кваліфікованих робітників.

На кожному підприємстві повинні бути розроблені технічні умови на ремонт компресорів та приймання їх з ремонту. Ці технічні умови повинні зчитувати особливості конструкції компресорів різних типів.

Таблиця 3.1 – Структура ремонтних циклів компресорів.

Вид ремонту	Міжремонтний період в машино-годинах		Кількість ремонтів в цикл	
	компресора	двигуна	компресора	двигуна
Компресори пересувні продуктивністю до 2 м ³ /хв.				
Поточний ремонт:				
перший	200	200	8	8
другий	600	600	2	2
третій	-	-	-	-
Середній	1200	1200	1	1
Капітальний	2400	2400	1	1
Компресори пересувні продуктивністю 3-5 м ³ /хв.				
Поточний ремонт:				
перший	200	200	12	12
другий	800	800	2	2
третій	-	-	-	-
Середній	1600	1600	1	1
Капітальний	3200	3200	1	1
Компресори пересувні продуктивністю до 5 м ³ /хв.				
Поточний ремонт:				
перший	200	200	24	12
другий	1200	800	4	2
третій	-	-	2	-
Середній	2400	1200	1	1
Капітальний	4800	2400	1	1
Компресори пересувні продуктивністю 21-40 м ³ /хв.				
Поточний ремонт:				
перший	200	200	48	12
другий	800	800	12	2
третій	3200	-	2	-
Середній	6400	1600	1	1
Капітальний	12800	3200	1	1

Технічні умови повинні містити:

- а) перелік ремонтних робіт та ревізій, які мають бути виконані при поточному, середньому та капітальному ремонтах;
- б) вказівки на технології, ревізії та ремонт;
- в) правила приймання компресора після поточного, середнього та капітального ремонтів.

Найважливішим заходом для забезпечення безаварійної та економічної роботи компресорної установки є організація та суворе проведення системи ППР.

У міжремонтний період передбачаються періодичний огляд обладнання, правильний догляд за ним, перевірка своєчасної заготівлі запасних частин, профілактичні випробування, виправлення дрібних дефектів, підтяжка сальників тощо.

Таблиця 3.2. – Ремонтний цикл компресора 1Г-266/320.

Вид ремонту	Міжремонтний період в машино-годинах	Час простою при ремонті в год.
Поточний ремонт	1440	48
Середній	2880	120
Капітальний	25920	720

Поточний ремонт проводиться на місці встановлення компресора.

Приблизний перелік робіт, що входять до цього ремонту:

1. Усунення дефектів, зазначених у рапортах начальників змін, машиністів та виявлених перед зупинкою машини на ремонт.
2. Усунення биття валу в підшипниках.
3. Підтягування корінних та крейцкопфних підшипників, перевірка стану кріплення.
4. Перевірка затягування гайок для кріплення штоків до крейцкопфа та на проміжних повзунах.
5. Обтягування привалів циліндрів до рам і ліхтарів.
6. Перевірка роботи пресмаслянок, шестерних насосів, зворотних масляних і перепускних клапанів.
7. Перевірка роботи запобіжних клапанів (до зупинки машини).

8. Перевірка кріплень трубопроводів.
9. Промивання та продування азотом водяних порожнин холодильників.
10. Заміна сальників, лабіринтних ущільнень, клапанів, арматури та інших дрібних швидкозношуваних деталей, що вийшли з ладу.
11. Перевірка стану шатунних болтів, муфт зчеплення, маслосистеми та інших вузлів машини.

При середньому ремонті зберігається весь обсяг заходів, передбачених поточним ремонтом. Крім того, виконують такі роботи.

1. Перевіряють, чи рама відстає від фундаменту і заміряють величини вертикальних деформацій. Якщо рама відстає від фундаменту більше 50% своєї опорної площі або є вертикальні деформації, що перевищують 0,25 мм, раму слід зняти і укласти знову.

2. Розбирають кривошипні підшипники, перевіряють стан галтелей і різьб на затяжному або шатунному болті; болти перевіряють магнітною дефектоскопією, крейдовою обмазкою або за допомогою лупи. Оглядають підшипники та шийки валу (особливу увагу звертають на стан галтелей). Регулюють радіальний зазор між підшипниками і шийкою валу, а також перевіряють розбіг підшипника в осьовому напрямку.

3. Контролюють зазори між башмаками крейцкопфів (повзунів) та напрямних паралелей рам та ліхтарів. Якщо зазори більші за допустимі, їх слід відрегулювати.

4. Перевіряють стан підшипників, пальця, посадочних конусів на пальці та крейцкопфі, зазор між верхнім башмаком та напрямною рами та зазори в крейцкопфному підшипнику.

Крейцкопфний палець у поєднанні з підшипником повинен вільно прокручуватися від руки, але не мати радіальної рухливості, яка веде до його швидкого зносу та розробки підшипника.

У крейцкопфних гніздах перевіряють овальність, яка при експлуатації повинна бути не більшою за $1/1500$ діаметра пальця. Якщо при перевірці

поверхня конічного гнізда і поверхня пальця, що сполучається з нею, не покривається рівномірними плямами фарби, то конуси пальців притирають до гнізд дрібним наждаком, пастою або битим склом.

Зазор між верхнім башмаком та направляючою рами для крейцкопфів діаметром до 300 мм становить $0,001 d_k + 0,05$ мм, діаметром понад 300 мм – у межах $0,001 d_k \pm 0,1$ мм, де d_k - діаметр крейцкопфа. Нижній башмак повинен прилягати до паралелі щонайменше ніж на 60% своєї опорної площі.

Зменшення зазору порушує мащення і викликає неприпустиме нагрівання поверхонь, що труться, збільшення зазору призводить до ударів у парі, що сполучається.

5. Визначають ступінь зношування штока в сальниках.

При овальності і конусності більше меж, що допускаються, шток перешліфовують.

Періодично, не рідше одного разу на рік, перевіряють якість поверхні штоків компресорів, щонайменше через 3000 год роботи перевіряють штоки циркуляційних насосів. Перевірка проводиться магнітною дефектоскопією або крейдовою обмазкою. При виявленні поверхневих тріщин штоки замінюють на нові.

Внутрішні дефекти перевіряють ультразвуковим методом. При ревізії заміряють геометрію робочої поверхні штока та перевіряють різьблення та пригріткові поверхні. Особливу увагу приділяють геометрії та чистоті обробки робочої частини штока, від якої залежить якість та надійність роботи сальників.

Граничні відхилення робочих поверхонь штоків при експлуатації по овальності і конусності не повинні перевищувати значень, що допускаються.

Максимальні вироблення штоків під час експлуатації повинні відповідати рекомендованим значенням.

При досягненні граничного вироблення шток необхідно проточити, а всі деталі, що сполучаються, виготовити відповідно до його ремонтного розміру.

Допустимі зменшення діаметрів штоків у мм наведені нижче:

Діаметр штока, мм	90	90-100	100-180	180 і більше
Найбільше допустиме зменшення діаметра штока	1,0	2,0	3,0	4,0

При проточці штока необхідно зберігати відповідну геометрію та твердість. Твердість робочої поверхні штоків, що працюють у циліндрах з тиском понад 200 кГ/см², HV 450 - 800 (загартований шток), HV 700-1000 (азотований); до 200 кГ/см² - HV 500-600. При тисках у циліндрі до 15 кГ/см², а також при роботі штоків у сальниках з м'яким набиванням (ущільнюючі кільця з гуми та фторопласту-4) поверхневе зміцнення термообробкою не обов'язкове.

6. Внутрішні та поверхневі дефекти в шатунах, крейцкопфах, муфтах крейцкопфів та у проміжних повзунах перевіряють за допомогою ультразвукової та магнітної дефектоскопії.

7. При складанні сальників з металевими ущільнюючими елементами трапецеїдального перерізу площини деталей зовнішніх та внутрішніх камер притирають із перевіркою на олівець. Кільця ущільнюючих елементів пришабрують одне до одного. Конуси ущільнюючого елемента притирають до деталей внутрішньої камери. Торцева поверхня натискного кільця притирається до торця зовнішньої камери. Внутрішній діаметр ущільнюючих елементів шабриться по штоку.

Внутрішні камери з ущільнювальними елементами повинні вільно переміщатися в радіальному та осьовому напрямках. Натискні пружини, розташовані в гніздах торцевих поверхонь камер, повинні бути однакові по висоті, причому висота пружин у стислому стані повинна бути більшою за глибину гнізда.

При складанні сальників перевіряють збіг масляних каналів, які необхідно продути стисненим повітрям. Монтажні зазори в сальниках з металевими елементами ущільнюючими трапецеїдального перерізу повинні відповідати рекомендованим.

При складання сальників з жорсткими ущільнювальними елементами камери притирають. Ущільнюючі елементи притирають між собою та до камер сальників. Ущільнюючі елементи повинні вільно переміщатися у радіальному напрямку. Між камерою та ущільнюючим елементом витримують торцевий зазор 0,05-0,1 мм. Внутрішній діаметр ущільнюючих елементів підганяють по штоку. Розрізи ущільнюючих елементів взаємно перекривають. Кільця фіксують одне щодо іншого штифтами. При складанні сальників з жорсткими елементами ущільнювачів необхідно точно витримувати монтажні зазори.

У сальниках з кільцями ущільнювачів з фторопласту-4 і гуми зовнішні камери притирають один до одного. Ущільнюючі елементи в робочому стані повинні мати радіальний та осьовий натяг. Монтажні зазори повинні бути встановлені відповідно до рекомендованих.

8. Не рідше одного разу на рік (через 8000-8500 год роботи компресора) розбираються та перевіряються корінні підшипники, оглядаються вал та його щоки у місцях найбільшого напруження, особливо на галтелях. При ревізії корінних підшипників проводять перевірку розбіжності щік колінчастого валу, перевіряють зазори у бічних вкладишів і у торців фіксуючого підшипника, оглядають бабітову заливку підшипників, перевіряють ступінь прилягання поверхні вкладиша до валу, оглядають наплавку галтелей і часткову наплавлення бабіта по місцях, що вифарбувалися, проводять підшобрування вкладишів для приведення в норму величини розходження щік у колінчастих валів, перезаливають (у разі необхідності) вкладиші, перевіряють прилягання тильного боку вкладишів до постілі і заміряють зазори під верхніми вкладишами.

У разі виявлення у колінчастого валу розбіжності щік, що перевищує експлуатаційний допуск ($0,00025\ s$, де s - хід поршня), компресор зупиняють для переукладання валу.

При правильному укладанні валу після ревізії та ремонту розходження щік не повинно перевищувати величини монтажного допуску, тобто $0,0001\ s$.

Остаточну перевірку валу на розбіжність щік проводять після посадки на вал маховика і ротора при його двох положеннях (коліно вгору і вниз).

Положення вала вважається правильним, якщо загальна лінія його має ухил від кінців до середини, тобто до маховика-ротора, і якщо вал при цьому лежить на всіх підшипниках при величині розбіжності щік коліна, що не перевищує монтажний допуск. При ревізії валу перевіряються діаметри всіх шийок для встановлення ступеня зносу; перевіряються биття шийок індикатором; зачищаються задири та вибоїни на робочих поверхнях; продуваються та промиваються мастильні канали. Регулюються до необхідної величини зазори (бічний та верхній), а також зазор по галтелі фіксуючого підшипника. Нормальні зазори на мастило у сумі з обох боків валу або під верхнім вкладишем становлять близько 0,001 діаметра валу. Остаточна величина зазору встановлюється у процесі обкатки машини. При збільшених зазорах по бічних вкладках вони регулюються за допомогою прокладок або натяжних клинів залежно від конструкції підшипника. При збільшених зазорах торцеві галтелі наплавляються і шабруються.

При відставанні бабітового шару більш ніж на 10% площі вкладиша або появі тріщин з викришуванням баббіта, а також при зношуванні бабітового шару більш ніж на 60% своєї початкової товщини, вкладиші перезаливаються. Вкладиші повинні щільно прилягати до своєї постілі. Якість заливки має бути такою, щоб вкладка при відстукуванні молотком давала чистий звук; дребезащі і глухі звуки вказують, що бабіт місцями не причепився до вкладиша. Площа зіткнення бабіта, змазаного тонким шаром фарби, з валом після остаточної шабровки має бути не менше 70% робочої поверхні вкладиша по всій його довжині на дузі 60°.

При експлуатації необхідно стежити, щоб овальності, конусності та биття шийок не перевищували гранично допустимі (експлуатаційні) значення.

З досвідчених даних відомо, що чим менше зазор в підшипнику валу, тим менше знос шийок. Л. М. Гідон рекомендує такі монтажні зазори залежно від діаметрів шийки валу.

Діаметр шийки, мм	100-170	180-290	300-440	450-600
Монтажний зазор, мм	0,1-0,18	0,2-0,22	0,23-0,25	0,26-0,28

Шийки валу в результаті зношування стають овальними, конусоподібними, сідло- і бочкоподібними, а їх робочі поверхні покриваються рисками та задирками. Корінний вал підлягає ремонту при овальності та конусності шийок більше допустимих, биття корінних шийок, утворенні на шийках виступів або западин заввишки більше 0,15 мм та наявності тріщин та зламів на шийках та щоках.

Причинами поломок валів є несвоєчасний та неякісний ремонт, наявність концентраторів у місцях перехідних шийок, галтелей та мастильних отворах, неправильний монтаж, недостатня подача мастила, обрив шатунних болтів тощо.

Недотримання вимог щодо ремонту та заливання підшипників викликає додаткові простої та ремонти з переукладанням валів.

9. При зношуванні бабітових напрямних поршня більше допускаються, їх необхідно знову залити, а також обробити і відрегулювати зазори. Поршневі кільця повинні відповідати вимогам ДСТУ. Зазори між дзеркалом циліндра та поршневим кільцем не допускаються.

Крім непланових зупинок через передчасний знос поршневих кілець, слід проводити також ревізію вузла поршень - поршневі кільця. При ревізії або ремонті цього вузла необхідно зробити замір вироблення втулки та огляд дзеркала. Якщо величина вироблення перевищує межі, що допускаються, слід втулку замінити або розточити її в наступний ремонтний розмір.

Знос поршневих кілець по радіальній товщині не повинен перевищувати 30% первинної товщини.

10. Перевіряються клапани, що пропускали газ при роботі, та стан гайок, шплінтів, ущільнюючих поверхонь та посадкових місць клапанів у гніздах. Заміряється висота підйому робочих пластин і перевіряється якість притирання пластин на олівець і наливом гасу.

11. Перевіряються зазори у мертвих просторах відповідно до креслення.

12. Через один середній ремонт перевіряють положення рами за рівнем-можливу деформацію від затягування гайок фундаментних болтів. Якщо затяжка викликає згинання частини рами, що перевищує 0,25 мм на 1 м довжини, рама повинна бути зірвана і встановлена знову.

Установка фундаментних рам ведеться на тимчасових, набірних підкладках, які після закінчення центрування замінюються на постійні (з одного шматка).

Перед укладанням підкладок під раму проводиться вирівнювання поверхні бетону (у місцях підкладок) з подальшим очищенням місць, що вирівнюються.

Підкладки встановлюються по обидва боки кожного фундаментного болта з максимально можливим наближенням до нього, а також під корінні підшипники та під середину паралелей рами. Розміри підкладок визначаються залежно від розміру опорної поверхні рами машини (100-250 мм). Для регулювання рами на підкладках допускається застосування однієї-двох прокладок завтовшки до 1-2 мм. Підкладки повинні мати рівні поверхні, зазори між рамою та підкладками не допускаються. Добре зарекомендували підкладки із двох клинів, якими легко регулюється необхідна висота.

Перед встановленням рами поверхня фундаменту промивається горизонтальність опорної поверхні фундаменту під раму, що витримується з точністю 10-15 мм, а місця під підкладки притираються з точністю до одного поділу рівня (0,5 мм на 1 м).

Фундаментні болти перед встановленням ретельно перевіряються. Встановлена рама повинна поступово спиратися на всі підкладки, що перевіряється обстукуванням підкладок молотом. Горизонтальність установки

рами перевіряється прецизійним рівнем із ціною розподілу 0,1 мм на 1 л, встановленим на паралелі у двох точках на відстані 25 мм від країв.

При установці другої рами дворамного компресора проводять перевірку розташування її по висоті відносно першої рами. Перевірка здійснюється рівнем, покладеним на контрольну лінійку, один кінець якої встановлюється безпосередньо па нижню частину розточування першої рами, а друге - на нижню частину розточування другої рами.

Остаточна перевірка правильності взаємного розташування обох рам у горизонтальній та вертикальній площинах проводиться по валу, укладеному на двох нижніх внутрішніх вкладишах.

13. Проводиться ревзія насосів центрального мастила, перевіряються зазори між торцями шестерень та кришок. Тиск масла в корінних підшипниках має бути не менше 0,3 кГ/см².

14. Контролюються продувні вентиля. Байпасні аварійні та перепускні вентиля перевіряються один раз на рік.

15. Промиваються пресмаслянки, продувається маслопровід, опресовуються точки мастила.

16. Перевіряються зазори, що відокремлюють стіл фундаменту від перекриття.

17. Проводиться ревзія манометричних вентилів. Не придатні та прострочені манометри замінюються.

18. Раз в годину прочищаються масловідділювачі всіх щаблів.

19. При кожному середньому ремонті виконуються ревзія, розбирання та чищення запобіжних клапанів. Після ревзії запобіжні клапани регулюються на стенді за допомогою гідравлічного преса.

Запобіжні клапани на робочий тиск до 60 кГ/см² регулюються на пропуск усієї кількості газу при тиску, що перевищує номінальний не вище 15%. Для клапанів на тиск понад 60 кГ/см² допускається перевищення нормального тиску до 10%.

20. Якщо перед встановленням холодильники пропускали газ, вони ремонтуються. Холодильники очищаються від бруду та корозії. Гідравлічне випробування газової порожнини холодильника проводиться на повторення тиску від робочого. Гідравлічне випробування водяної порожнини холодильника проводиться тиском $4,5 \text{ кГ/см}^2$.

21. Деталі, що працюють під високим тиском, відповідальні деталі механізму руху повинні маркуватися, мати паспорт та сертифікат.

22. Перевіряються місця кріплення трубопроводів, змащуються солідолом поверхні зіткнення колодок із трубами. Дотик трубопроводів між собою та іншими частинами установки не допускається.

23. Проводяться гідравлічні випробування лінії запобіжних клапанів та лінії аварійних продувок.

За капітального ремонту компресор розбирають повністю. Виконують роботи, що належать до поточного та середнього ремонту. Цей ремонт є відновним і при ньому проводяться наступні заходи:

1. Дзеркало циліндра перевіряється на вироблення. При виробленні найбільш допустимої циліндр розточується.

Допустимі величини розточень для циліндрів діаметром до 150; 150-600; 600-1000 мм відповідно дорівнюють 1,0; 2; 3 мм.

2. Циліндри піддаються гідравлічному випробуванню пробним тиском у півтора рази більше робочого.

3. Максимальна величина зношування поршневих кілець не повинна перевищувати 30% початкової радіальної товщини. Поршневі кільця повинні вільно обертатися в пазах поршня і втоплювати їх на 0,2-0,5 мм. Вибиті, втративші форму пази на поршні неприпустимі. Такий поршень проточують до ремонтного розміру або замінюють на новий.

4. Сідла клапанів проточуються, пластини притираються, пружини замінюються на нові.

5. Строк служби шатунів незалежно від їхнього стану не повинен перевищувати $\frac{25 \cdot 10^{-6}}{n}$ робочих годин, де n - кількість обертів компресора за хвилину.

6. Корінні, шатунні та крейцкопфні підшипники перезаливають при виробленні, більш допустимої, і при відставанні заливки більш ніж на 10% поверхні.

7. За допомогою крейдової обмазки або лупи перевіряються галтелі та шийки корінних валів.

8. Розбирають та перевіряють холодильники із заміною непридатних трубок та змієвиків. Труби чистять та покривають перхлорвініловим лаком.

Холодильники і масловідділювачі піддають гідравлічним тиском, що дорівнює випробувальному тиску відповідних циліндрів.

9. Нагнітальні трубопроводи та патрубки циліндрів очищають від нагару та відкладень.

10. Повністю розбираються та регулюються запобіжні клапани та всі вентилі щита управління.

11. Трубопроводи лінії запобіжних клапанів та маслопродувки, зруйновані від корозії, замінюються на нові.

12. Для запобігання неполадкам і аваріям проводять систематичні ревізії, огляди, чищення та гідравлічні випробування міжступінчастих газових комунікацій та апаратів (міжступінчасті газові комунікації з продувними лініями та арматурою, буферні ємності, газові холодильники, масловідділювачі, сепаратори, збірники продувок та інші ємності, гідравлічні затвори на всмозі компресорів, опори та кріплення комунікацій та апаратури).

ВИСНОВКИ

Багато деталей компресорів працюють у важких умовах, перебуваючи під одночасним впливом механічних, теплових, фізичних, хімічних, корозійних, ерозійних та інших факторів, тому підвищення довговічності та надійності цих машин є дуже складною комплексною проблемою.

При належному контролі за роботою машини загалом, а також за роботою її окремих вузлів та деталей можна уникнути аварій та неполадок. Для цього необхідно суворе дотримання технічних інструкцій експлуатації, підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу, а також наявність автоматичних пристроїв зупинки машини при порушенні режиму мастила, охолодження і тиску газу.

Дослідження показують, що однією з можливих причин аварій та неполадок компресорів є відсутність комплексного дефектоскопічного контролю (магнітна дефектоскопія, ультразвук, рентгеноскопія, тензометрування та ін.) під час виготовлення, експлуатації та ремонту відповідальних деталей.

На підставі виробничих випробувань та досвіду експлуатації в магістерській роботі наведено конкретні заходи щодо підвищення надійності та довговічності сальникових ущільнень, клапанів, циліндрів, циліндрових втулок, корінних валів, шатунів, повзунів, штоків, поршнів. Описано ремонт деталей та вузлів з використанням спеціальних пристроїв, що дозволяють скоротити простої.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Далека В.Х., Голтв'янський М.А., Коваленко А.В., Скуріхін В.І. Компресорні станції транспортних засобів: навч. посіб. Х: ХНУМГ. 2014.
2. Дикий М.О. Соломаха А.С., Петренко В.Г. Підвищення ефективності ГПТУ «Водолій» охолодженням повітряного потоку в компресорі // Наукові вісті НТУ КПП. 2011. №5.
3. Середа С.О., Гельмешов Ф.Ш., Мунтян И.Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики // Теплоэнергетика. 2004. № 5.
4. Ануров Ю.М., Пеганов А.Ю., Скворцов А.В. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009. Теплоэнергетика. 2006. № 12.
5. Середа С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г., Мунтянов Г.Л. Экспериментальное исследование газодинамических характеристик многоступенчатого осевого компрессора с впрыском воды в проточную часть. Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII Международная научнотехническая конференция по компрессоростроению. 2004.
6. Мусин М. Н., Проблемы организации процесса «влажного» сжатия при впрыске воды в компрессорах газотурбинных энергоустановок. Научноисследовательские проблемы в области энергетики и энергосбережения: Материалы конференции. 2010.
7. Полежаев Ю.В., Григорьянц Р. Р., Воронина И. В. Концепция ОИВТ РАН энергетических газотурбинных установок (ГТУ). Энергетика Татарстана. 2009. № 2.
8. Андреев К.Д., Беркович А.Л., Полищук В.Г., Рассохин В.А. Повышение параметров работы компрессоров впрыском воды в проточную часть // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII Международная научнотехническая конференция по компрессоростроению. 2004.

9. Перельштейн Б. Х. Новые энергетические системы. Казань: КГТУ. 2008.
10. Коновалов Д. В., Кобалава Г. О., Стародубець С. І. Система охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згорання термодесором з упрорскуванням перегрітої води. Авіаційно-космічна техніка і технологія. 2017. № 3.
11. Thevenin D., Janiga G. Fluid Dynamics for Engineers. 2014.
12. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів. Миколаїв: УДМТУ. 2003.
13. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати. (Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії). Миколаїв: НУК. 2008.
14. Гарбарук А. В. Современные подходы к моделированию турбулентности: учеб. Пособие. СПб.: Политехн. ун-т. 2016.
15. Пахомов М. А., Терехов В. И. Сравнение Эйлера и Лагранжева описаний при исследовании течения и теплообмена в газодиспельном осесимметричном отрывном турбулентном потоке. Прикладная механика и техническая физика. 2013.