

Міністерство освіти та науки України

Інженерний інститут Запорізького національного університету

(повне найменування вищого навчального закладу)

факультет металургії

(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

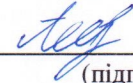
ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз режимів експлуатації підшипникових опор робочих валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь» та удосконалення їх конструкції

Виконав: магістрант групи МБ-18-1мд

Андрєєв Р.Є.

(ПІБ)



(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

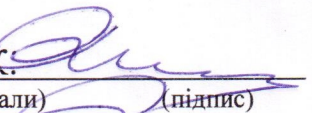
Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)



(підпис)

Н.контроль Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2020 року

Інженерний інститут Запорізького національного університету
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет металургії _____.

Кафедра металургійного обладнання _____.

Рівень вищої освіти магістр _____.
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування _____.
(шифр і назва)

Спеціалізація _____.
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання _____.
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою Й.К. Огінський

“ 12 ” 09 2019 року

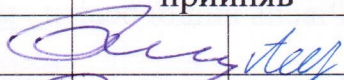
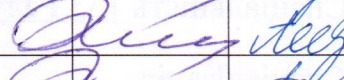
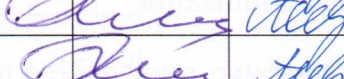
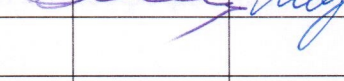
Завдання
на кваліфікаційну випускну роботу студентів

Андрєєву Роману Євгеновичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз режимів експлуатації підшипникових опор робочих валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь» та удосконалення їх конструкції
керівник магістерської роботи с.н.с., д.т.н. Огінський Й.К.,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “10” 09 2019 року
№ 1541-С
2. Термін подання студентом роботи 9 січня 2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь»
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд та аналіз науково-технічних рішень; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідницька частина; 4. Охорона праці в галузі та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Загальний вигляд обладнання – 1А1; 2. Кліть стана 1680 – 1А1; 3. Вузол робочих та опорних валків – 2А1; 4. Валок робочий – 2А1; 5. Привод кліті – 1А1; 6. Деталювання – 1А1; 7. Плакати з дослідження робочих параметрів – 1А1.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання прийняв	
1	Огінський Й.К., професор		
2	Огінський Й.К., професор		
3	Огінський Й.К., професор		
4	Огінський Й.К., професор		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 02.10.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	02.10.19 – 15.10.19	
3	Виконання теоретичної частини проекту	15.10.19 – 27.11.19	
4	Виконання графічної частини проекту	27.11.19 – 11.12.19	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	1.12.19 – 27.12.19	
6	Перевірка проекту консультантами	25.12.19 – 08.01.20	
7	Попередній захист проекту	10.01.2020	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	15.01.2020	

Студент

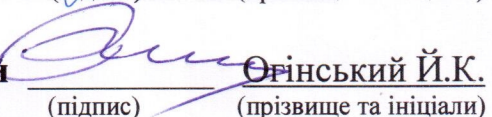


(підпис)

Андрєєв Р.Є.

(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи



(підпис)

Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Андреев Р.Є. Аналіз режимів експлуатації підшипникових опор робочих валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь» та удосконалення їх конструкції.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 - «Галузеве машинобудування», науковий керівник Огінський Й.К. Інженерний інститут Запорізького національного університету. Факультет металургії, кафедра металургійного обладнання, 2019.

В роботі проаналізовано роботу підшипникових опор робочих валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь». Проведено аналізу сучасних систем вібродіагностики прокатних станів. Визначено ймовірність безвідмовної роботи підшипника робочого валка та подані рекомендації по удосконаленню конструкції підшипникового вузла.

Ключові слова: ПРОКАТНИЙ СТАН, ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗЕЛ, РОБОЧИЙ ВАЛОК, ДОВГОВІЧНІСТЬ, ВІБРОДІАГНОСТИКА.

ABSTRACT

Andreev R.E. Analysis of the operation and maintenance of the bearings of the working rolls of the quartet of the mill 1680 Combine "Zaporizhstal" and the convenient construction.

Qualification of the VIP robot for the health level of the master's degree for specialty 133 - "Galuzev machine engineering", science kerivnik Oginsky Y.K. Engineering Institute of the Zaporizhzhya National University. Faculty of metallurgy, department of metallurgy possession, 2019.

The robot analyzed the operation of the bearings of the working rolls of the quartet of the mill 1680 of the Zaporizhstal combine. The analysis of the most common systems for rolling diagnostics of rolling stations has been carried out. We have highlighted the reliability of the robot-free operation of the work roll and the recommendations on the convenience of the construction of the bearing assembly.

Key words: ROLLING STAN, PIDSHIPNIKI VUZEL, LOBBY SHAFT, DOVGOVICHNIST, VIBRODIAGNOSTIK.

АННОТАЦИЯ

Андреев Р.Є. Анализ режимов эксплуатации подшипниковых опор рабочих валков клетки кварто стана 1680 комбината «Запорожсталь» и усовершенствования их конструкции.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 - «Отраслевое машиностроение», научный руководитель Огинский И.К. Инженерный институт Запорожского национального университета. Факультет металлургии, кафедра металлургического оборудования, 2019.

В работе выполнен анализ подшипниковых опор рабочих валков клетки кварто стана 1680 комбината «Запорожсталь». Проведен анализ современных систем вибродиагностики прокатных станом. Определена вероятность безотказной работы подшипника рабочего валка и даны рекомендации по усовершенствованию конструкции подшипникового узла.

Ключевые слова: ПРОКАТНЫЕ СТАНЫ, ПОДШИПНИКОВЫЙ УЗЕЛ, РОБОЧИЙ ВАЛОК, ДОЛГОВЕЧНОСТЬ, ВІБРОДІАГНОСТИКА, ИССЛЕДОВАНИЯ.

ЗМІСТ

	стор.
Перелік умовних позначень	6
Вступ	7
1. Огляд та аналіз науково-технічних рішень	8
1.1 Підшипники прокатних валків	9
1.2 Підшипники ковзанні відкритого типу	10
1.3 Підшипники ковзання закритого типу	13
1.4 Типи й конструкція ПРТ	15
1.5 Підшипники кочення	17
1.6 Розподілу навантаження між тілами кочення	26
1.7 Змащення підшипникових вузлів	30
1.8 Удосконалення конструкції підшипникового вузла робочого валка	32
2. Розрахункова частина.	36
2.1 Розрахунок підшипникової опори робочого валка прокатного стану 1680	37
2.2 Загальний порядок розрахунків підшипникової опори в модулі АРМ Беар	40
2.3 Друкований звіт модуля АРМ Беар	47
2.4 Пояснення стосовно отриманих результатів в модулі АРМ Беар	55
2.5 Розрахунки робочого листового валка на міцність і деформацію	58
3. Дослідницька частина	67
3.1 Сучасні приклади системи вібродіагностики прокатних станів	68
3.2 Вібраційний моніторинг та діагностика обладнання прокатного стану «1680»	71
3.3 Діагностика дефектів підшипників кочення	78
3.4 Методи діагностики дефектів підшипників кочення	84
3.5 Діагностика підшипників ковзання	87
3.6 Побудування моделі розпізнавання стану підшипника кочення та прийняття рішення за результатами діагностики	91
4. Охорона праці в галузі та техногенна безпека.	101
4.1. Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища	102
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища	104
4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії.	105
4.4 Заходи пожежної безпеки.	109
4.5 Техногенна безпека.	111
Загальні висновки та рекомендації.	113
Список використаних джерел	114
Список виконаних креслень	119
Додатки	120

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ПРТ – підшипник рідинного тертя;

P – паспортне максимальне зусилля прокатки;

Δh - величина обтиснення;

f - прогини валка;

Па – паскаль;

МПа – мегапаскаль;

δ - радіальний зазор;

d_v - діаметр втулки;

$d_{ц}$ - діаметр цапфи;

$хв^{-1}$ - обертів за хвилину;

м/с - швидкість метрів за секунду;

ПВ - тривалість включення;

кВт - кіловати;

Н – ньютон;

кН – кілоньютон;

E – модуль пружності матеріалу

C - вантажопідйомність підшипника;

°C – градус Цельсія;

дБ – децибели;

ін. – інше;

рис. – рисунок;

табл. – таблиця;

т.д. – так далі;

т.п. – тому подібне;

т.ч. – тому числі;

% – відсоток.

ВСТУП

Актуальність роботи. Прокаткою називається процес обтиску металу між обертовими валками прокатного стану. Метал при прокатці рухається завдяки тертю між поверхнями валків і металу. Швидкість прокатки може досягати 50 м/с. Після кожного пропуску заготовки товщина її поступово зменшується, а довжина і ширина збільшуються.

Прокатка металу здійснюється на прокатному стані. Електродвигун, через систему передавальних механізмів муфт, редуктора, шестеренної кліті і шпинделя приводить в обертання прокатні валки, розташовані в робочій кліті. Робоча кліть є головним вузлом прокатного стану і складається з двох станин, з'єднаних між собою поперечиною, опорних і робочих валків.

Робочий валок є інструментом для прокатки металів і являє собою циліндр, виготовлений з легованої сталі або з чавуну з вибіленою поверхнею.

Для прокатки, листів, смуг і пластин валок має циліндричну поверхню, для отримання фасонного і сортового прокату застосовуються калібровані валки, на яких, по колу вимочити канавки тієї чи іншої форми, звані струмками. Площа поперечного перерізу подальшого струмка менше попереднього на величину коефіцієнта витяжки. Останній калібр валків має форму, відповідну остаточного профілем прокочується металу.

Залежно від числа і розташування валків в робочій кліті розрізняють наступні групи станів: дуо-стани - з двома валками в кліті, тріо-стани - з трьома валками в кліті, кварто-стани - з двома парами валків у кліті, багатовалкові стани - з шістьма і більше валками, універсальні - які мають не тільки горизонтальні, але і вертикальні валки.

Листопрокатні стани діляться на товстолистові і тонколистові. Товстолистові стани призначені для прокатки листів товщиною від 4 мм і більше.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є аналіз режимів експлуатації підшипникових опор робочих валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь» та удосконалення їх конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- проведення аналізу раніше виконаних досліджень в питаннях вдосконалення конструкції підшипникового вузла прокатного стану;
- проведення аналізу сучасних систем вібродіагностики прокатних станів;
- визначити зусилля діючі на підшипниковий вузол прокатного стану;
- отримати шляхом моделювання підтвердження достовірності виконаних розрахунків;
- визначення ймовірність безвідмовної роботи підшипника при розрахованій середній довговічності наробітки на відмову;
- запропонування нової конструкції підшипникового вузла робочих валків прокатного стану.

Предмет дослідження – конструктивні параметри механізмів прокатного стану «Гандем».

Об'єкт дослідження – вузол робочих валків кліті кварто стана 1680

Методи дослідження. Предметне моделювання - розрахунок підшипникової опори робочого валка прокатного стану 1680 в програмному комплексі APM WinMachine 9.5 в модулі APM Bear.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на ІХХ науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів Інженерного інститут Запорізького національного університету (Запоріжжя, 2019 р.). Опубліковано 1 тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Випускна кваліфікаційна робота магістра складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 125 сторінок, у тому числі 112 сторінки основного тексту, 33 рисунків, 5 таблиць, 52 найменування використаних джерел на 5 сторінках, додатки на 6 сторінках.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, факультету металургії, Інженерного інститут Запорізького національного університету .

1 Огляд та аналіз науково-технічних рішень

1.1 Підшипники прокатних валків

Підшипники опор валків прокатних станів передають зусилля, що виникають при деформації металу, від валків на станину й інші вузли робочої кліти й утримують валки в заданому положенні [1, 2].

Підшипники прокатних валків є відповідальними вузлами робочої кліти. Від конструкції підшипників, правильної їхньої експлуатації, залежить безперебійна робота прокатного стану. Ці підшипники працюють у дуже тяжких умовах, які характеризуються високими питомими навантаженнями, в 4-10 раз перевищувачими навантаження підшипникових вузлів тих же габаритів, установлених на машинах загального призначення; високою температурою (до 300°C и більш) і обмежувальними габаритами (тому ці підшипники по зовнішньому виду значно відрізняються від підшипників інших машин).

Особливістю роботи цих підшипників є високе питома навантаження (у кілька раз перевищуюча навантаження підшипників загального призначення), яке обумовлене порівняно малими габаритами шийки валка й більшими зусиллями прокатки. До вибору матеріалу підшипників прокатних валків і їх конструкції висувають особливі вимоги.

Підшипники прокатних станів можна розділити на дві групи: ковзання й кочення. Підшипники ковзання конструктивно виконують двох видів: відкритими й закритими; підшипники кочення застосовують роликові з конічними й рідше зі сферичними циліндричними роликами.

До підшипників усіх типів пред'являються тверді вимоги по забезпеченню тривалого терміну служби вузлів тертя при зниженні витрати мастильних матеріалів і електроенергії й одержанню профілю прокату високої точності.

Правильна експлуатація підшипників прокатних валків включає питання, з яких основними є наступні: контроль стану підшипникових вузлів і підготовка їх до монтажу, монтаж і демонтаж підшипникових вузлів, підхід і

нагляд за підшипниками під час роботи, ремонт підшипників, зберігання й облік підшипників.

1.2 Підшипники ковзанні відкритого типу

На станах гарячої прокатки найбільше поширення одержали підшипники ковзання з текстолітовими вкладишами. Підшипники цього типу стали застосовувати близько 60 років тому, коли практично було обґрунтовано, що текстолітові вкладиші при рясному змащенні водою витримують високі питомі тиски й можуть цілком замінити дефіцитні вкладиші з кольорових металів. Підшипники ковзання із бронзовими й латунними вкладишами (ЛМЖц 66-6-3-2), а також із графітуванням сталі й чавуну мало досконалі, характеризуються високим коефіцієнтом тертя й малим терміном служби. Вони встановлюються на старих станах поштучної тонколистової прокатки, шийки валків яких розігріваються до 300 — 400 °С [2].

Металеві вкладиші (рис. 1.1) встановлюються в подушках тільки з одного боку, у напрямку якої діє зусилля на підшипники. Неметалічні вкладиші застосовують у підшипниках валків блюмінгів, слябінгів, товстолистових, середньолистових, рейкобалкових і сортових станів. Найпоширенішими матеріалами є (крім згаданого текстоліту) лигнофаль, лингостон і ін. Підшипники, виготовлені з текстоліту, лигнофоля й ін., мають низьку теплопровідність, тому в процесі роботи їх необхідно інтенсивно прохолоджувати, щоб вони працювали при температурі не вище 60—80°С, тому що при більш високій температурі починається їхнє інтенсивне розбухання, а надалі й обвуглювання. У якості змащувальної й охолодної рідини використовують воду або водну емульсію.

Підшипники з текстоліту характеризуються надзвичайно малим коефіцієнтом тертя (в 10-12 раз менше, чим бронзові), при більших швидкостях обертання він майже дорівнює коефіцієнту тертя роликів підшипників кочення. Для порівняння наведемо наступні цифри: коефіцієнт тертя бронзових

підшипників рівний 0,06-0,1, роликів 0,002 – 0,005; текстолітових 0,004-0,006.

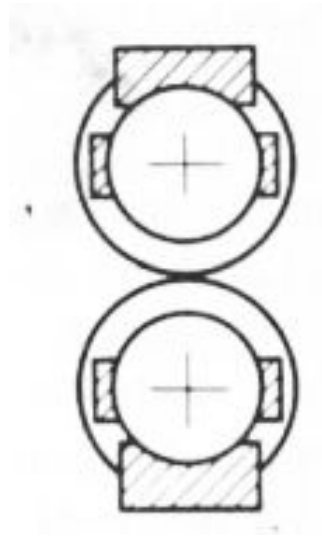


Рис. 1. Розташування металевих вкладишів у підшипників тонколистових станів поштучної прокатки листів.

Подушки із цільнопресованими текстолітовими вкладишами, установлені на блюмінгу 1300 конструкції УЗТМ, показані на рис.1.2. Текстолітові вкладиші закріплені в касеті планками й болтами. Із зовнішньої сторони вкладиші закріплюють металевим кільцем. Текстолітові фланці, що стикаються з валком вроздріб шийки, виготовляють окремо й закріплюють у спеціальних розточеннях касети з боку бочки валка. Осьове регулювання валків і підтиснення текстолітових фланців до торця бочки валка здійснюють за допомогою затягування болтів. Підвіска за допомогою текстолітових вкладишів підтримує верхній валок при холостому ході стану. У подушки нижнього валка передбачена кришка з невеликими текстолітовими вкладишами.

Змінні прокладки служать для збереження лінії прокатки на одному рівні після переточування стосовно роликів рольганга. За допомогою вушок права нижня подушка з'єднана з лівою й приєднана до механізму для витаскування комплекту валків. Верхня подушка при зміні валків залишається підвішеною до

1.3 Підшипники ковзання закритого типу

Підшипники ковзання закритого типу або інакше рідинного тертя (ПРТ) одержали широке поширення. Принцип роботи їх полягає в тому, що при всіх умовах роботи (малі швидкості обертання шийки валка в підшипнику, більші зусилля) між тілом шийки й матеріалом підшипників завжди зберігається масляна плівка, завдяки чому шийку валка як би плаває в масляному шарі підшипника. Цей стан рідинного тертя забезпечується герметичністю конструкції підшипникового вузла з досить ретельно обробленими (до дзеркального блиску) поверхнями тертьових деталей.

Тертя виникає при взаємному переміщенні дотичних тіл у місці контакту й викликає зношування тертьових поверхонь. Розрізняють три основні види тертя ковзання: сухе, рідинне й граничне (напівсухе). Сухе тертя (рис. 1.3, а) виникає при зачепленні нерівностей тертьових поверхонь при відсутності змащення. При сухому терті спостерігається велике зношування тертьових поверхонь. На підставі численних експериментів встановлено, що при сухому терті $\mu = 0,2 - 0,4$ (коефіцієнт тертя). Тертя цього виду неприпустимо в підшипниках.

Рідинне тертя виникає тоді коли поверхні що труться повністю розділені шаром змащення. Поверхні ретельно обробляються, змащення прилипає до них і швидкість переміщення її горизонтальних шарів буде змінної по товщині шару змащення: найбільша — у поверхні, що рухається, і дорівнює нулю у нерухливій поверхні.

У реальних умовах, навіть при самій ретельній обробці поверхонь, щоб забезпечити рідинне тертя, товщина шару змащення повинна бути більше сумарної висоти шорсткостей тертьових поверхонь.

Граничне тертя виникає тоді, коли шорсткості тертьових поверхонь контактують у деяких крапках. Якщо число крапок незначно, то таке тертя називають напіврідинним, якщо їх багато, а товщина шару змащення незначне, то виникає напівсухе тертя.

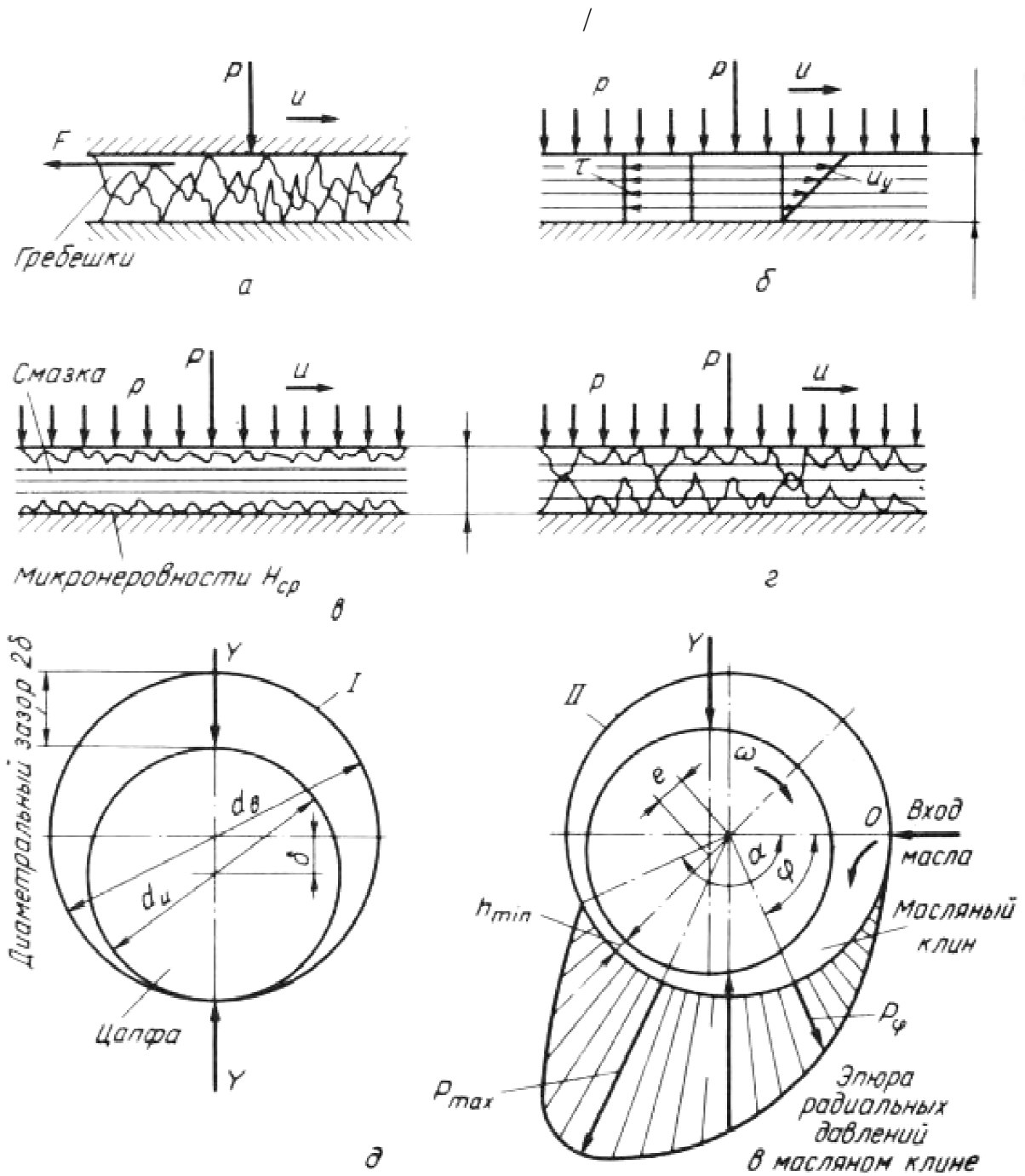


Рисунок 1.3 - Види тертя ковзання:

а — сухе; б — ідеальне рідинне; в — дійсне рідинне; г — граничне;
 д — гідродинамічне рідинне тертя в підшипниках з обертовою цапфою

1.4 Типи й конструкція ПРТ

Підшипник ПРТ (рис. 1.4) складається із двох основних частин:

1. Змінної втулки-цапфи, насадженої (на шпонці) на конічну шийку валка й обертової разом з ним. Зовнішній діаметр цапфи є номінальним діаметром підшипника. Відповідно до ГОСТ 7999—70 передбачене виготовлення підшипників діаметром 0,14 — 1,18 м при ширині 0,6 і 0,75м;
2. Втулки-вкладиша із заливанням шару (відцентровим способом) товщиною 3-5 мм із високо оловянистого бабіту марки Б83. Номінальний внутрішній діаметр втулки $d_v = d_c + \delta$, де δ — радіальний зазор (ухвалюють 100-200 мкм).

Шейки валків виготовляють конічними для того, щоб можна було легко зняти підшипники, крім того, конічна шийка в перетині близько бочки міцніше циліндричної, тому що її діаметр більше.

У якості змащення для більшості важко навантажених підшипників прокатних станів застосовують добре очищене мастило П-28 (брайт-стік). Масляна плівка витримує тиск до 25 МПа.

ПРТ мають свою окрему масляну систему. Масло з резервуара засмоктується шестерним насосом, подається у фільтр, проходить через охолоджувач і при тиску 1 МПа подається в підшипник. Електродвигуни насосів сблокован з регулятором тиску; якщо тиску у мережі недостатньо, то автоматично включається в роботу додатковий насос. Якщо ж спільна робота насосів не забезпечує необхідного тиску масла в системі змащення ПРТ, то система блокувань зупиняє головні двигуни робочих клітей.

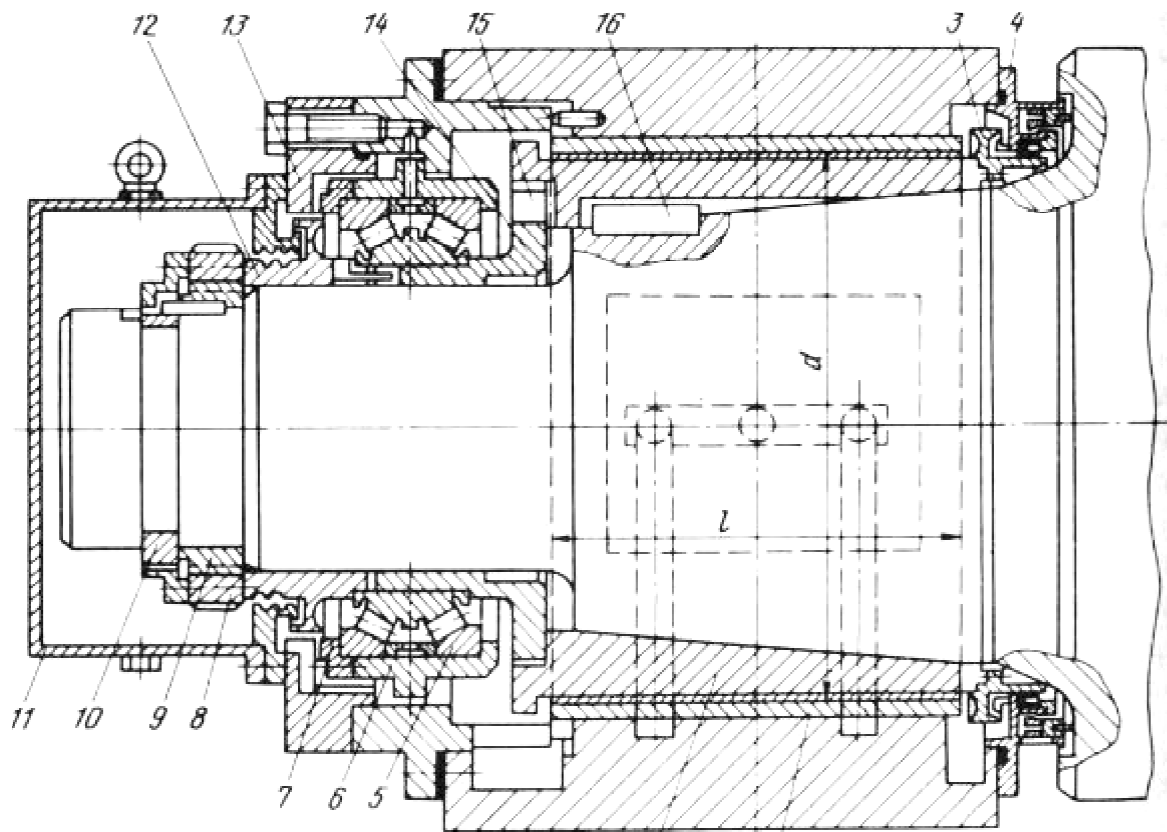


Рисунок 1.4.- Підшипник рідинного тертя конструкції ЕЗТМ діаметром 450-1320 мм:

- 1 — втулка-вкладиш; 2 — втулка-цапфа; 3 — кільце-насадка; 4 — вузол задньої кришки з манжетним і торцевим текстолітовим ущільненнями;
 5 — упорний вузол з роликовим конічним підшипником; 6 — стакан;
 7 — кришка; 8 — фіксуюча гайка; 9 — кільце; 10 — різні півкільця;
 11 — кришка-кожух; 12 — передня насадка; 13 — вузол передньої кришки;
 14 — втулка; 15 — шпонка-фіксатор; 16 — шпонка.

Підшипники рідинного тертя бувають двох типів — горизонтальні й вертикальні. Для сприйняття можливих осьових зусиль вони мають на кінцях шийок радіально-упорні кулькові або роликові підшипники. Підшипник повністю герметизований ущільнювачами з передньої й задньої сторін. У великих ПРТ дворядний конічний роликопідшипник внутрішнім кільцем установлений на втулці, що опирається високим фланцем у торець втулки-вкладиша з бабітовим заливом; по зовнішніх кільцях роликопідшипник

установлений у спеціальному стакані, що передає осьові зусилля на передню кришку, зафіксовану у вікні станини упорними планками.

За принципом нагнітання змащення підшипники діляться на гідродинамічні й гідростатодинамічні. Гідродинамічні ПРТ забезпечують масляний клин при високих швидкостях обертання. При перехідних же режимах (при пуску, реверсі, при заправній швидкості, під повним зусиллям на валки) масляний клин видавлюється, збільшується коефіцієнт тертя, погіршуються умови експлуатації.

При зміні швидкості обертання валків змінюється товщина масляного клина в підшипниках, що відбивається у свою чергу на товщині смуги, що прокочується.

Гідростатодинамічні ПРТ — це підшипники комбінованого типу. Змащення подається в підшипник під високим тиском тільки в період перехідних режимів роботи. При режимі, що встановився, роботи стану високий тиск змащення автоматично відключається, тому що рідинне тертя забезпечується масляним гідродинамічним клином при подачі змащення під звичайним тиском.

1.5 Підшипники кочення

Підшипники кочення широко застосовують у листових чотирьох валкових станах гарячої й холодної прокатки, а також у тонколистових двохвалкових, заготовочних і сортових станах. Для валків цих станів застосовують винятково роликові підшипники з конічними роликами (дворядні й чотирирядні), тому що вони добре самовстановлюються й здатні сприймати великі осьові навантаження.

Роликові підшипники для прокатних валків виготовляють на підшипникових заводах по спеціальних замовленнях, тому що вони повинні відповідати специфічним вимогам: витримувати великі навантаження при прокатці й мати малі габарити, необхідні для монтажу їх у подушках валків.

Наприклад, для більших чотирьох валкових станів холодної прокатки один підшипник повинен витримувати зусилля до 15 - 20 МН. Зовнішній діаметр підшипників кочення може скласти більш 1 м, а маса більш 3 т, їх виготовляють по спеціальних замовленнях. Для полегшення монтажу й демонтажу підшипників і підвищення міцності шийок робочих валків чотирьох валкових станів в останні роки стали застосовувати роликові конічні підшипники із внутрішніми конічними отворами.

Підшипники кочення застосовуються при високих швидкостях прокатки (30 — 40 м/с) і мають істотні перевага перед ПРТ, у яких зі зміною швидкості прокатки міняється товщина масляного клина, що негативно впливає на точність розмірів прокату. Точно виготовлені (прецизійні) підшипники із циліндричними роликами не мають цього недоліку, тому в останні роки вони встановлюються не тільки на робочих, але й на опорних валках (замість ПРТ).

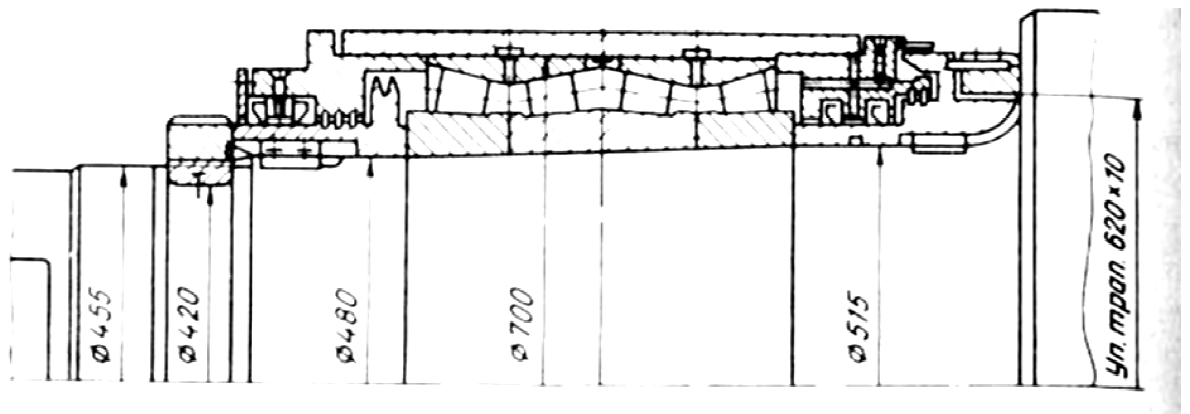


Рисунок 1.5 - Установка рабочего валка с конической шейкой чотирьох валкового стани 2000 на роликових конічних підшипниках

У чотирьох валкових станах гарячої й холодної прокатки підшипники рідинного тертя (ПРТ) встановлюють тільки на опорних валках; на робочих валках внаслідок порівняно невеликого зусилля на шейку й обмеженості габаритів підшипники рідинного тертя застосовують досить рідко, замість них встановлюють конічні роликові підшипники.

На рисунку 1.6, а показана установка робочого валка чотирьох валкового стана 2800 на роликівих конічних підшипниках (шийка валка циліндрична).

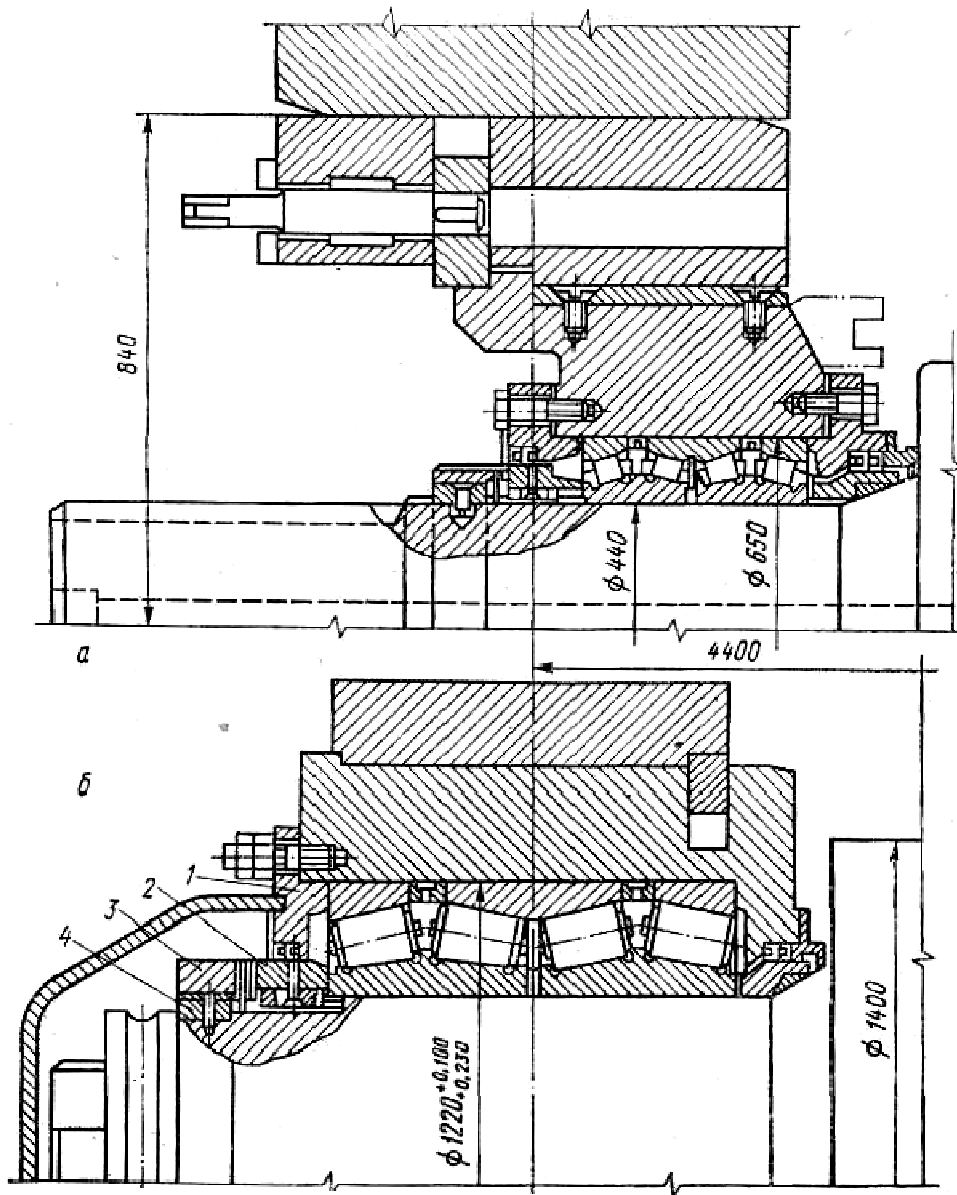


Рисунок 1.6 - Установка рабочего (а) і опорного (б) валків чотирьох валкового стана 2800 на роликівих конічних підшипниках

На кожній шийці робочого валка встановлений чотирирядний конічний роликівий підшипник. Змащення підшипників здійснюється від автоматичної централізованої системи густого змащення.

На рисунку 1.6, б показана установка опорного валка того ж стану. Чотирирядний конічний роликівий підшипник закріплений на подушці зовнішнім упорним 1 і внутрішнім розпірним кільцем 2. Розпірне кільце притискається до

внутрішнього кільця роликотідшипника іншим кільцем 3, що нагвинчуються на півкільця 4, укріплені в розточенні на кінці валка.

Для захисту підшипника від пилу по обидва боки в подушці передбачені севанітові ущільнення.

При установці окремих елементів підшипника на шийку й у корпусі необхідно зберігати порядок розташування деталей підшипника згідно з маркуванням. У випадку, якщо дистанційні кільця не будуть поставлені на свої місця, з'явиться «осьова гра» між окремими рядами роликів і порушиться умова рівномірного розподілу навантаження між чотирма рядами

Для полегшення монтажу й демонтажу підшипникових вузлів і підвищення міцності шийок робочих валків чотирьох валкових станів в останні роки стали застосовувати роликові конічні підшипники із внутрішньою конічною посадковою поверхнею.

Тому що валки внаслідок їхнього зношування необхідно часто міняти й перешліфувати або переточувати на верстаті, то з метою зручності монтажу й демонтажу роликові підшипники звичайно встановлюють із гарантованим посадковим зазором (див. рис. 1.6, б). При установці підшипника його внутрішній отвір і шийку валка змазують тонким шаром густого змащення. Однак при роботі внутрішні кільця підшипника часто провертаються, що приводить до задирів, зношування посадкових поверхонь, особливо шийок валка. Для зменшення зношування цих поверхонь до них підводять змащення (з осьового каналу-резервуара від торця шийки) з різними присадками (графіт, сірчистий молібден), роблять гвинтові канавки на посадкових поверхнях і т.п.

Багаторядні підшипники із циліндричними роликами мають внутрішні кільця взаємозамінні по зовнішньому діаметру, тобто оброблені з великою точністю. Внутрішні кільця монтуються на шейки валків по посадці з натягом: при зміні валків внутрішні кільця залишаються на шейках валків. При переточуванні й перешліфовці бочки валок установлюють у люнетах верстата по зовнішньому (досить точному) діаметру внутрішніх кілець, тому ексцентричність бочки валка може бути повністю виключена, що в результаті

підвищує точність прокату (зменшується різнотовщинність смуги). Деталі підшипника (циліндричні ролики й внутрішні кільця) мають досить просту конфігурацію, тому їх можна обробляти з високою точністю.

Зазначені гідності дозволяють застосовувати багаторядні підшипники із циліндричними роликами в опорних валках при більших швидкостях прокатки (30-40 м/с) на листових, сортових і дровових станах.

Як відомо, підшипники типу ПРТ мають істотний недолік: при зміні частоти обертання цапфи змінюється товщина масляного клина, що негативно впливає на точність прокату (змінюється товщина смуги). Точно виготовлені (прецизійні) підшипники із циліндричними роликами не мають цього недоліку, тому на станах гарячої й холодної прокатки тонкої смуги іноді замість ПРТ установлюють підшипники кочення із циліндричними роликами не тільки на робочих валках, але й на опорні.

З метою підвищення навантажувальної здатності й поліпшення відводу тепла в підшипники кочення необхідно подавати рідке, а не густе мастило. Досить раціональної є змащення масляним туманом; подача розпиленого повітрям масла (туману) у цьому випадку здійснюється спеціальними насадками, змонтованими в корпусі підшипника, що й мають отвору певного діаметра.

Для сприйняття осьових зусиль у фіксуючих опорах валків (з боку перевалки) поруч із багаторядними підшипниками (із циліндричними роликами) установлюють кулькові або роликові упорні та радіально-упорні підшипники (рис. 1.7). У нефіксованих (плаваючих) опорах для втримання подушки на шийку валка поруч із багаторядним підшипником (із циліндричними роликами) установлюють однорядні радіальні підшипники.

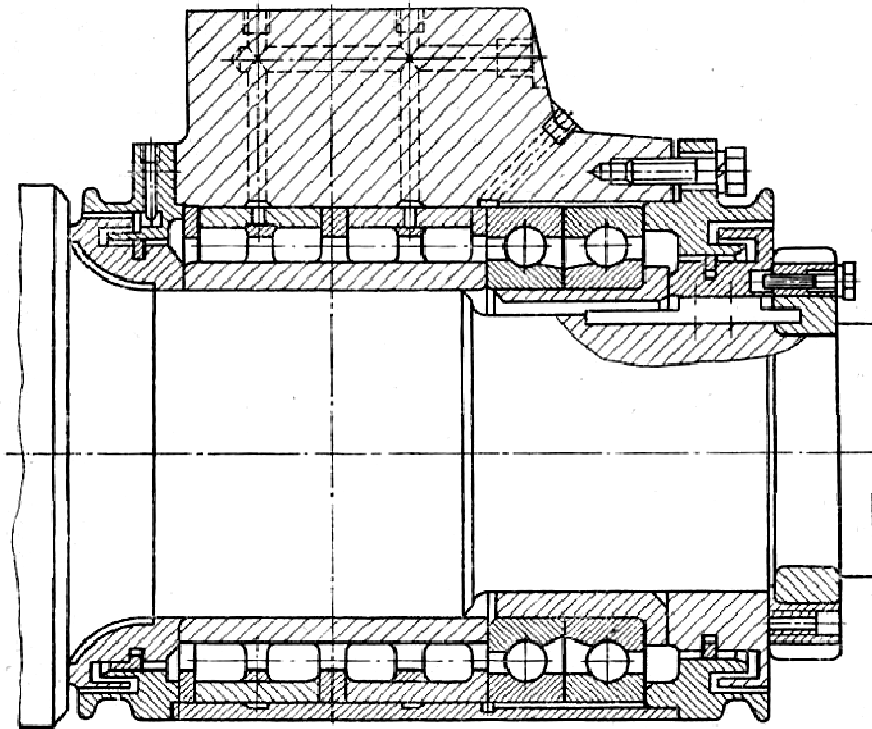


Рисунок 1.7. Фіксуєча опора валка на чотирирядному підшипнику із циліндричними роликами

На нових високошвидкісних прокатних станах застосовують нерухливу посадку роликового підшипника на шийку, що виключає зношування посадкових поверхонь. Легкість монтажу й демонтажу підшипника забезпечується застосуванням гідророзпору, при якому розпресування нерухливих з'єднань здійснюється за допомогою масла, що подається під високим тиском (50—100 МПа). Однак, цей спосіб ефективний тільки для напресування й розпресуванні з'єднань із конусними посадковими поверхнями й розпресуванні (демонтажу) циліндричних з'єднань; напресування (монтаж) останніх легше всього здійснити посадкою на циліндричну шийку попередньо нагрітого (до 80—90 °С) підшипника із циліндричним внутрішнім отвором.

Крім високої динамічної й статичної вантажопідйомності підшипники валкових опор повинні мати швидкохідність, відповідної до швидкостей прокатки до 35 — 40 м/с, і мати точність необхідну для забезпечення високої якості прокату [12, 20, 21].

Конструкція валкових опор повинна передбачати надійні ущільнювальні пристрої, що охороняють підшипники від проникнення води, емульсії, пили й окалини, а також від витікання змащення з вузла, і забезпечувати легкість проведення монтажних операцій при частих перевалках (змінах валків для їхньої перешліфовки або при переході на прокатку іншого профілю). У валкових опорах застосовують в основному підшипники чотирирядні конічні й багаторядні із циліндричними роликами.

На рисунку 1.8 показана опора валка стану, що працює з помірними швидкостями прокатки (до 6 — 8 м/с), із чотирирядним конічним роликотпідшипником, установленим на шийку валка з гарантованим зазором. Основний недолік установки підшипника на шийку валка з гарантованим зазором полягає в інтенсивному зношуванні, посадкових поверхонь що сполучаються, від провертання внутрішніх кілець при підвищених швидкостях прокатки. У результаті зношування посадкових поверхонь погіршується якість прокату, зростають осьові зусилля, порушується паралельність валків і збільшується ексцентричний зсув обертових деталей щодо нерушливих, що приводить до зниження ефективності ущільнювальних пристроїв.

Відомі наступні способи зменшення зношування посадкових поверхонь [15, 16, 31]:

- зниження тертя при провертанні внутрішніх кілець за рахунок примусової подачі пластичного змащення в посадковий зазор (рис. 1.8): при обертанні валка змащення з осьового каналу через радіальні канали надходить (під дією відцентрових сил) у посадковий зазор; витрата змащення визначається діаметром отворів у втулках, установлених у радіальних каналах;

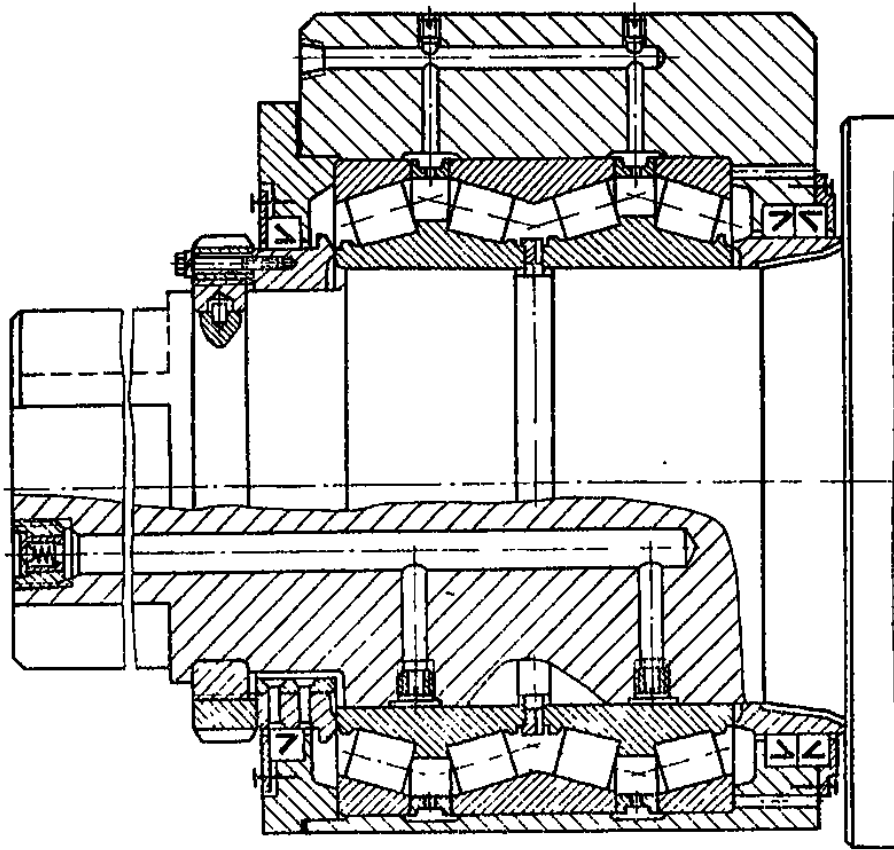


Рисунок 1.8 - Опора прокатного валка на чотирирядному конічному роликотішипнику.

- застосування змащення з підвищеними протизносними властивостями (використання як присадку дисульфиду молібдену або графіту);
- використання підшипників з фосфатованими внутрішніми кільцями або спіральними канавками, прошліфованими на посадковій поверхні внутрішнього кільця для вловлювання сторонніх часток;
- стопоріння внутрішніх кілець підшипників від провертання за допомогою шпонок і дюбелів; установка підшипників з конусним отвором на шийку валка з посадковим натягом (рис. 1.9).

Істотний недолік опор на чотирирядних конічних роликотішипниках полягає в тому, що при сприйнятті осьових зусиль, що виникають при прокатці, навантаження між рядами роликів розподіляються досить нерівномірно.

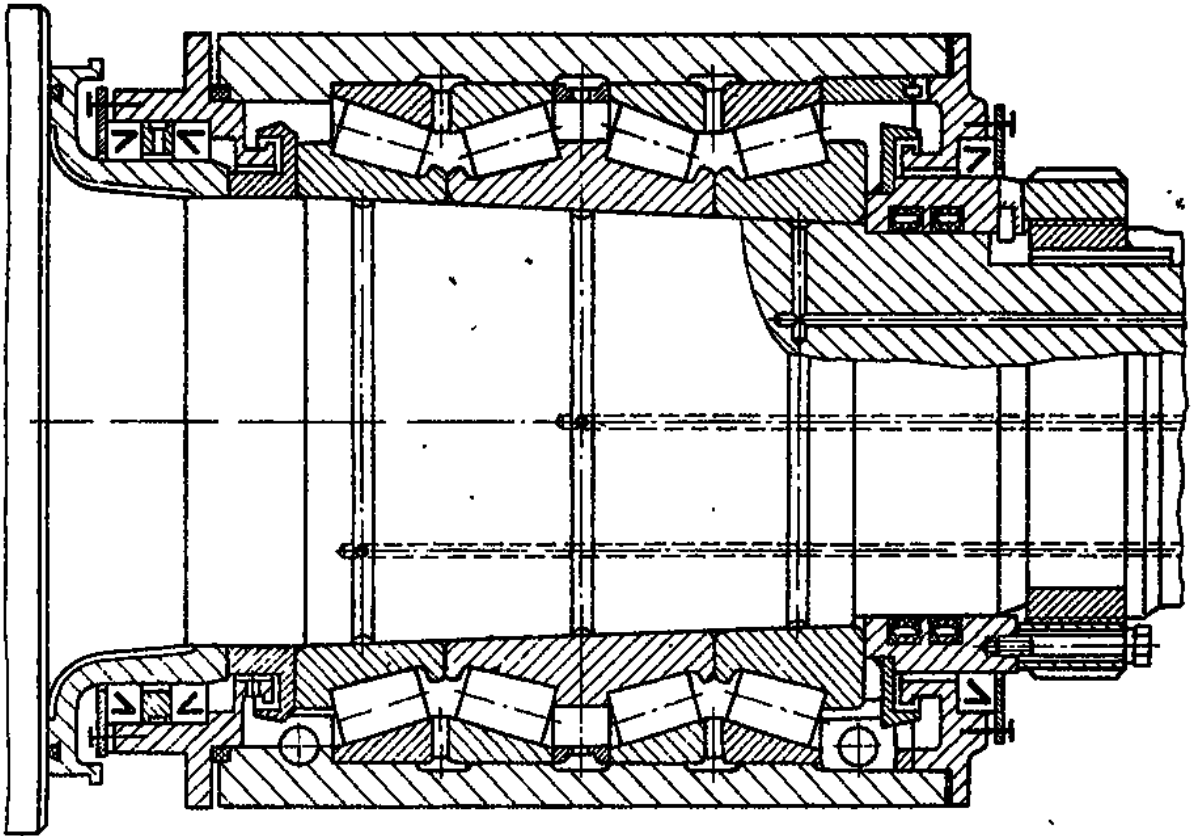


Рисунок 1.9 - Опора прокатного валка на чотирирядному конічному роликотпідшипнику з конусним отвором.

Значно більш перспективні щодо цього опори валків на багаторядних підшипниках із циліндричними роликами, установлюваних на шейки валків з гарантованим посадковим натягом (рис. 1.10).

Внутрішні кільця цих підшипників при перевалках залишаються на шейках валків (демонтується подушка із зовнішнім кільцем і комплектом роликів). Осьове зусилля в опорах сприймається радіально-упорними або упорними підшипниками, й отже не впливає на розподіл радіального навантаження між рядами циліндричних роликів. Крім того, багаторядні підшипники із циліндричними роликами мають більш високу граничну частоту

обертання й можуть бути виготовлені з більшою точністю завдяки простій конфігурації деталей (насамперед внутрішнього кільця) [15,16].

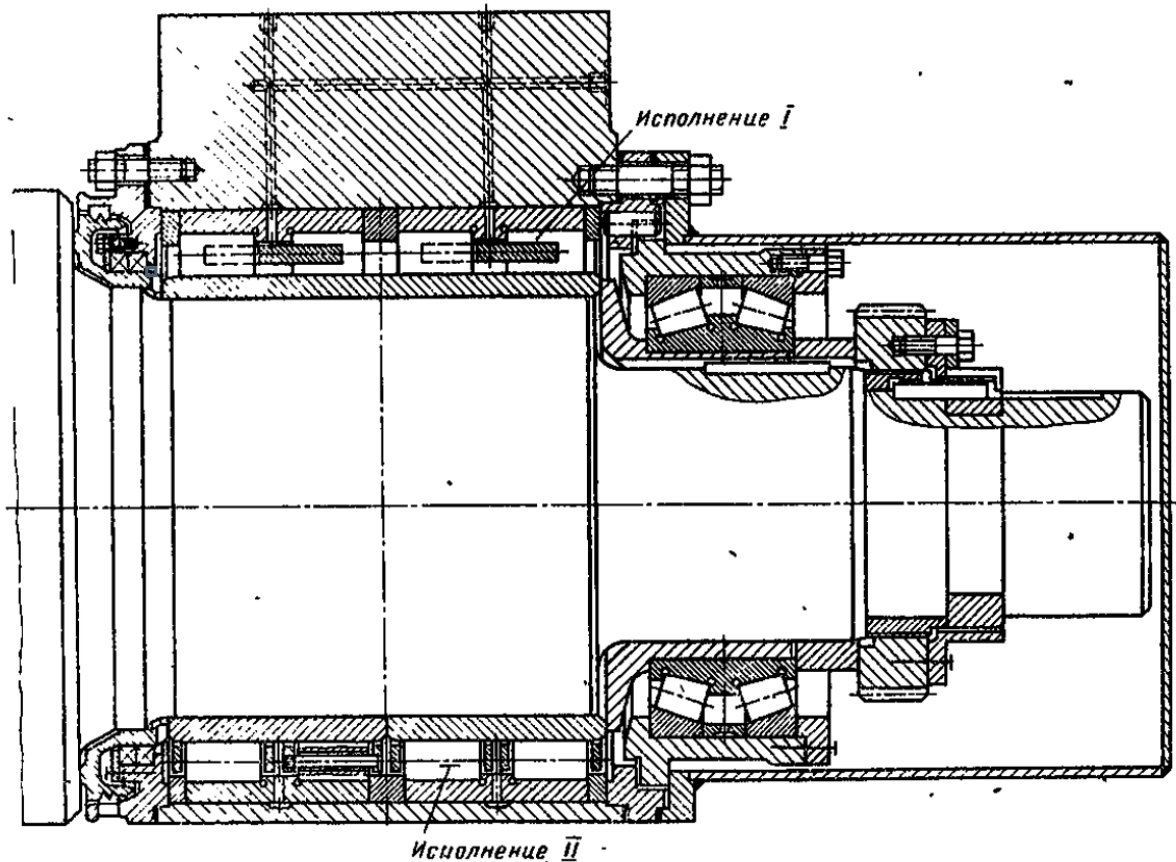


Рисунок 1.10 - Опора прокатного валка на багаторядному підшипнику із циліндричними роликами.

При виборі ущільнення для опор валків урахуються швидкість прокатки, навколишнє середовище (температура, наявність води й окалини), тип змащення. При малих і середніх швидкостях прокатки застосовують контактні ущільнення (манжети зі шкіри й синтетичних матеріалів, пружинні кільця типу поршневих), а при високих швидкостях — безконтактні щілинні або лабіринтові ущільнення. Звичайно в опорах з боку бочки валка застосовують комбінацію з різних типів ущільнень (контактні — для запобігання витікання змащення й безконтактне — для захисту від попадання в підшипник води або окалини).

Вибір сорту змащення залежить від багатьох факторів, і в першу чергу від швидкості прокатки: для опор валків з низькими й середніми швидкостями обертання використовується пластичне змащення, а для високошвидкісних опор — мінеральне масло. Пластичним змащенням віддається перевага й у тих випадках, коли мінеральне масло, впливаючи з подушки, може погіршити якість продукції, що прокочується, наприклад викликати жолоблення листа.

Останнім часом для опор високошвидкісних станів усе частіше застосовується змащення за допомогою масляного туману.

1.6 Розподілу навантаження між тілами кочення

Тому що валкові опори прокатних станів мають у край обмежені габаритні розміри, особлива увага слід приділяти твердості подушок, у яких установлюються підшипники. Недостатня - твердість подушок може суттєво відбитися на працездатності підшипників внаслідок викривлення геометричної форми кілець, погіршення характеру розподілу навантаження між рядами тіл кочення в багаторядному підшипнику й між тілами кочення кожного ряду.

На рисунку 1.11 показаний характер розподілу зовнішнього навантаження між тілами кочення при проведенні експериментальних робіт з моделями роликотілопідшипників і подушок, виготовлених з оптично активного матеріалу: при збільшенні висоти подушок H у зоні прикладення зовнішнього навантаження P або при зміні умов прикладення навантаження, яке зосереджене в центрі підшипника або наведена по двом силам $P/2$, що діють на відстані b , зменшується навантаження Q_{\max} , сприймана найбільш навантаженим роликом, тобто збільшується зона навантаження підшипника, а отже, і його довговічність.

Одним із характерних прикладів впливу твердості елементів опори на працездатність підшипників є конструкція двадцятивалкового прокатного стану (рис. 1.12) [16]. У такому стані тиск металу при прокатці смуги 1 з робочих валків 2 через проміжні валки 3 і 4 передається на опорні валки 5, які являють

собою комплекти з 3 — 8 підшипників із циліндричними роликами, встановлених на осях 6. Осі за допомогою кронштейнів 7, розташованих між підшипниками 5, кріпляться до станини робочої кліті.

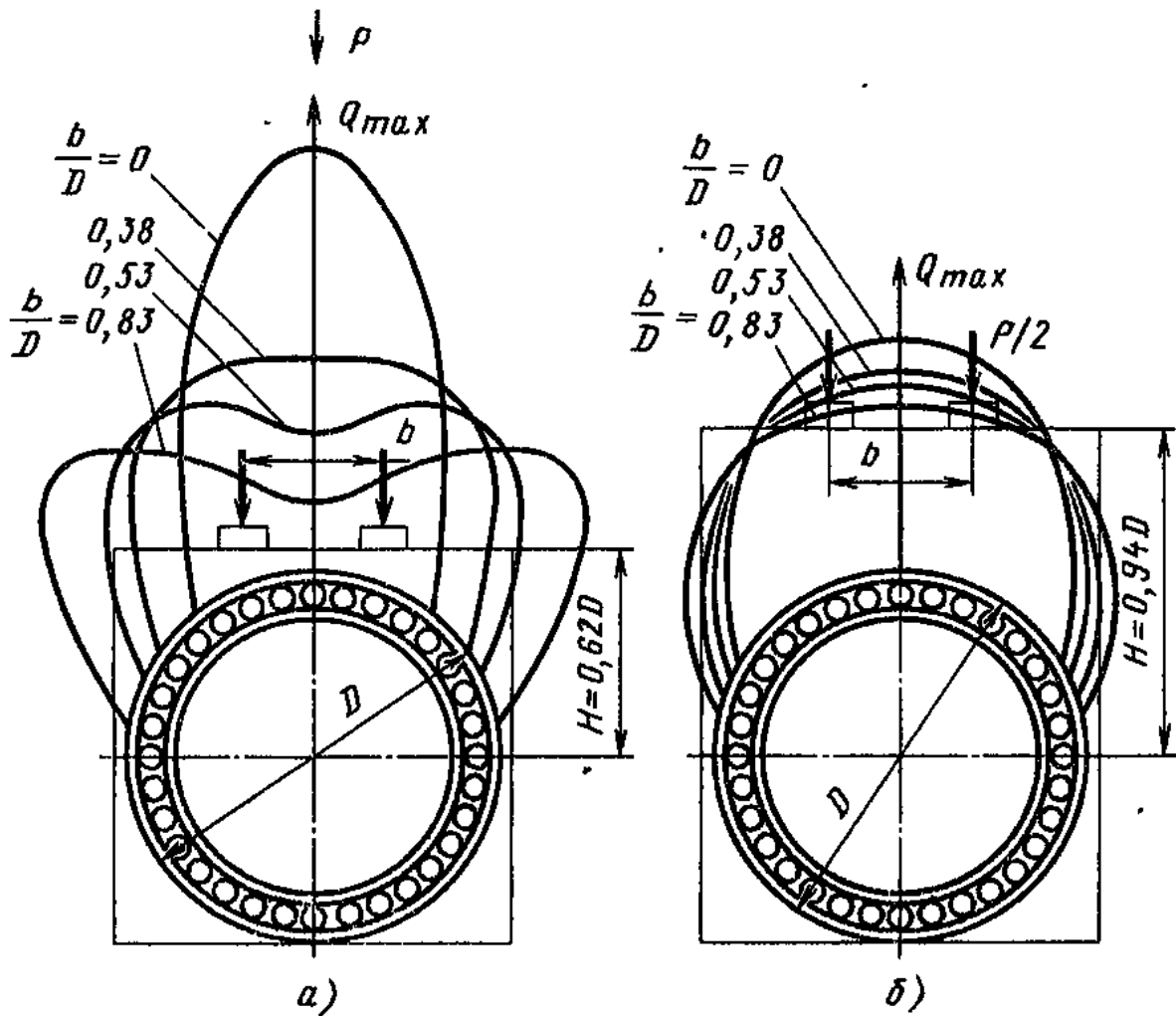


Рисунок 1.11 - Характер розподілу зовнішнього навантаження P між тілами кочення при проведенні експериментальних робіт з моделями підшипників і подушок, виготовлених з оптично-активного матеріалу:

а — при зміні висоти подушки H ; б — при зміні місць прикладання зовнішнього навантаження

Таким чином, навантаження, що виникає при прокатці, сприймається безпосередньо роликпідшипниками, тому зовнішні кільця яких повинні мати

значно більшу товщину й, отже більшу радіальну твердість у порівнянні з підшипниками стандартних конструкцій. При заданій висоті «живого» перетину $(D-d)/2$ підшипника дуже важливо в цьому випадку знайти оптимальне співвідношення товщини зовнішнього кільця й діаметра роликів, а якщо ні, то працездатність підшипника буде знижена внаслідок або малого діаметра роликів (при надмірній товщині зовнішнього кільця), або недостатньо твердого зовнішнього кільця (через виникнення в ньому вигинальних напруг і деформацій, погіршення характеру розподілу навантаження між роликами й порушення умов кочення).

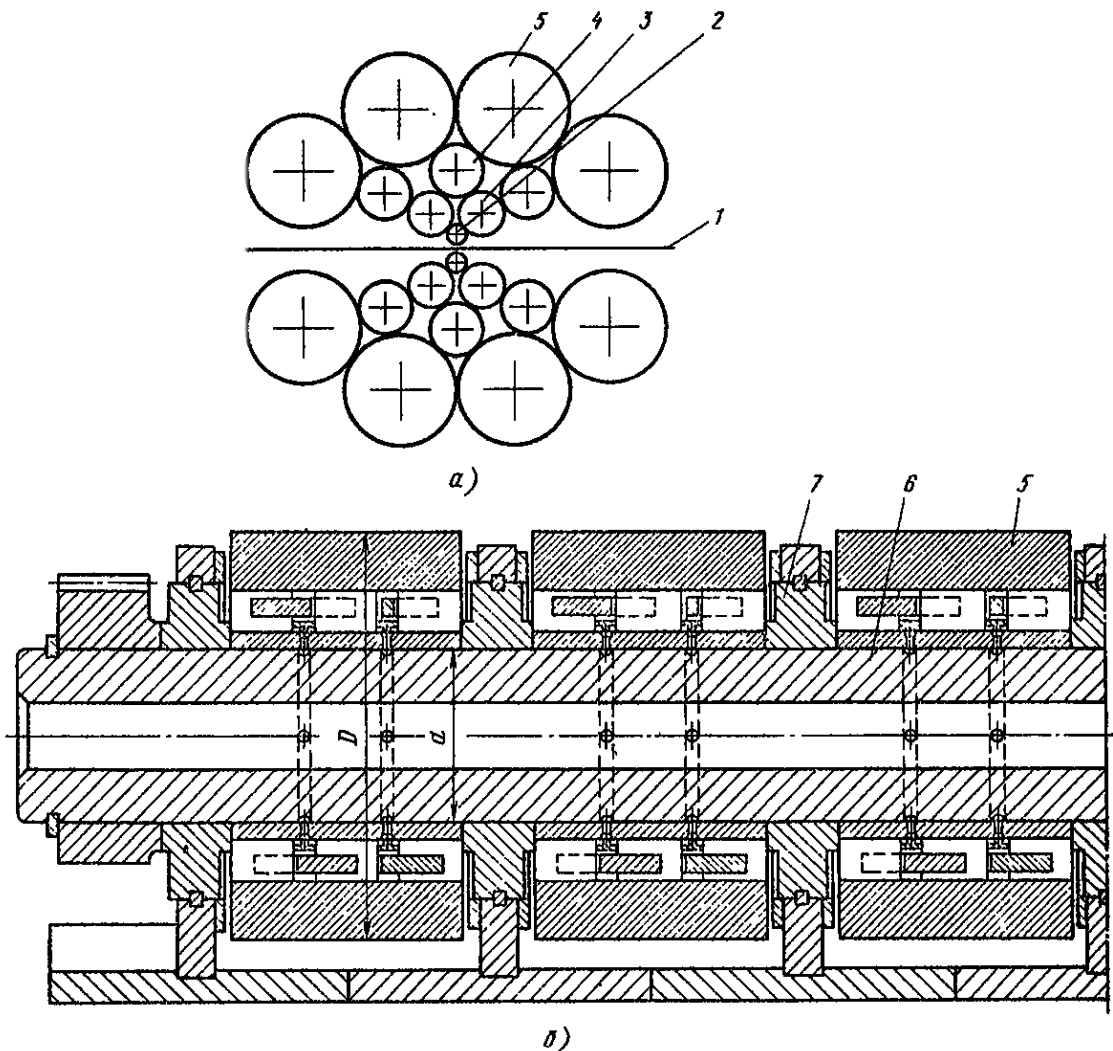


Рисунок 1.12 - Опори двадцятивалкового прокатного стану:

а — схема розташування валків; б — підшипники опорних валків

1.7 Змащення підшипникових вузлів

Для змащення прокатного встаткування, у тому числі й підшипникових вузлів, застосовують мінеральні (не рослинні які дуже дорогі) масла, одержувані при переробці нафти. Після сублімації бензину й гасу при переробці нафти залишається мазут, що є вихідною сировиною для одержання різних масел [2].

Для змащення підшипників використовують масло мінеральне П-28, циліндрове 24, ИП-50, автотракторне АК-10, турбінне УТ.

Найпоширенішими є густі мастила ИП-1, УНІОЛ, металургійна, які подаються до вузлів тертя автоматичними централізованими станціями.

Рідкі масла (прокатні марки П-28 або брайт-сток, циліндрове 24, автотракторне АК-10 і турбінне марки УТ) одночасно служать і для охолодження тертьових поверхонь. У порівнянні з густими мастилами вони мають ряд переваг: допускають більш високі частоти обертання валків, більш високі температури усередині підшипника, краще працюють в умовах низьких температур (густі мастила загустівають і викликають лишні витрата енергії на тертя). Подача рідкого змащення до вузлів тертя й повернення її для очищення й охолодження здійснюється автоматичними циркуляційними насосами.

Густі консистентні змащення (мазі) одержують у результаті змішування рідких мінеральних масел із згущувачами (калієві для солідолів і натрієві мила). Густі змазки в порівнянні з рідкими маслами застосовують рідше. Перевага густих мастил у тому, що вони не вимагають складних ущільнень й самі є ущільненнями, захищаючи тертьові поверхні (підшипники кочення) від влучення пили, бруду й води. Тому що здійснення циркуляції густих мастил неможливо, тобто густе мастило, подаване в підшипникові вузли тертя витрачається безповоротно. Для цих вузлів застосовують спеціальне густе мастило ИП-1, періодично подавану автоматичними централізованими станціями.

Щоб рідке мастило не впливало з вузлів тертя, а також для запобігання їх від води, пилу й окалини, застосовують спеціальні ущільнювальні кільця з

маслостійкої гуми. Гумові манжетні ущільнення (кільця) більш стійкі, чим шкіряні, останні швидко зношуються й кришаться. Гумові ущільнення застосовують двох типів: без каркасні й з металевим розпірним кільцем. Першим властива менша твердість, чим другим. Постійний тиск на вал, що забезпечує герметичність ущільнення, створюється за допомогою сталеві витої пружини (браслета), з'єднаної замком у кільце. В підшипниковому вузлі надлишковий тиск масла перевищує 100 кПа, тобто для запобігання прогину гумової манжети застосовують додаткове підтримуюче штамповане металеве кільце.

З метою поліпшення умов експлуатації підшипників кочення, змащення повинно бути рідким, раціональною є також змащення масляним туманом.

Масляний туман утворюється шляхом ефективного розпилення масла стисненим повітрям. Економічна ефективність застосування системи змащення масляним туманом заснована на значній економії мастильних матеріалів, підвищенні терміну служби підшипників кочення, підвищенні якості прокату, зниженні трудомісткості обслуговування підшипникових вузлів і підвищення культури виробництва. За даними експлуатації стану 1700 річна витрата змащення ИП-1 на один підшипник становив 3000 кг, а при змащенні масляним туманом - 200 кг, тобто в 15 раз менше. Масляний туман застосовується також для змащення шарнірів універсальних шпинделів, гвинтових пар натискних гвинтів і т.п.

Однак треба пам'ятати, що змащення масляним туманом малоефективна, а в деяких випадках і зовсім непридатна там, де є високі швидкості обертання й великі навантаження, що викликає більші тепловиділення у вузлах тертя.

1.8 Удосконалення конструкції підшипникового вузла робочого валка

Недоліком опор робочих валків є недостатня вантажопідйомність чотирирядного конічного роликового підшипника для виробництва листа більшої товщини. Крім того, в процесі роботи валка за рахунок тертя по контактних поверхнях манжетні ущільнення швидко зношуються, в результаті чого скорочується термін служби підшипника [52].

Очікуваний технічний результат при впровадженні модернізації опори - розширення номенклатури по товщині листа, збільшення вантажопідйомності роликотопідшипника і підвищення довговічності опори шляхом виключення витікання густого змазування з підшипників і попадання в нього мастильно-охолоджувальної рідини.

Даний результат досягається тим, що опора валка, яка містить подушку, чотирирядний конічний роликовий підшипник, зовнішнє упорне, внутрішнє кільце розпору переднього вузла ущільнення, кільце розпору якого притискається до внутрішнього кільця роликотопідшипника другим кільцем, що нагвинчується на третє кільце, яке за допомогою шпонки пов'язане з валком, а переднім торцем упирається до півкільцями, укріплену в розточці на кінці валка шайбу упорну, кришку торцеву заднього вузла ущільнення, чотирирядний конічний роликотопідшипник що виконаний з великим "живим перетином" за рахунок збільшення діаметра зовнішнього кільця підшипника на 30 мм і тіл кочення на 10 мм при оптимальному співвідношенні товщини зовнішнього кільця підшипника і діаметра тіл кочення, при цьому збільшений посадковий діаметр в подушці опори на 30 мм, а внутрішнє розпорне і зовнішнє упорне кільця переднього вузла ущільнення, а також кришка торцева і шайба наполеглива заднього вузла ущільнення виконані з можливістю утворення лабіринтових ущільнень осьового типу, утворених кільцевими проточками і виступами для виключення витікання пластичного мастила з підшипника і попадання в нього мастильно-охолоджувальної рідини, причому в торцевій кришці виконані кругові жирові канавки.

Опора складається з подушки 1, в якій виконані дві кільцеві проточки, чотирирядного конічного роликотідшипника 2, встановленого на шийці валка в розточці подушки і закріплений зовнішнім упорним 3 і внутрішнім розпірним кільцем 4. Розпірне кільце притискається до внутрішнього кільця роликотідшипника іншим кільцем 5, накручується на упорне кільце 6. Упорне кільце 6, насаджене на шийку валка за допомогою шпонки 7 і обертається разом з ним, переднім торцем упирається в півкільця 8, укріплені в розточці на кінці валка. Внутрішнє кільце розпору 4 також насаджено на шийку валка за допомогою шпонки 7. Упор заднього торця внутрішнього кільця підшипника до галтелі валка здійснюється через упорну шайбу 9, яка спільно з торцевою кришкою 10 утворюють задній вузол ущільнення. У торцевій кришці 10 і зовнішньому упорному кільці 3 виконані кругові жирові канавки 11. Шайба наполеглива 9 і внутрішнє кільце розпору 4 встановлені з радіальним зазором відповідно щодо кришки торцевої 10 і зовнішнього упорного кільця 3.

Підшипники валків чотирирядні конічні, змащуються рециркулюючою системою охолодження мастила. Отримати метал товщиною понад 4 мм на даному стані не представляється можливим через недостатню вантажопідйомності підшипників. "живий перетин" підшипника 2 в пропонуваному технічному рішенні збільшено в порівнянні з існуючим на 15 мм при оптимальному співвідношенні товщини зовнішнього кільця підшипника і діаметра роликів, що значно підвищує вантажопідйомність опори.

Робота підшипників опор прокатних станів відбувається в умовах вологого зовнішнього середовища, що представляє собою мастильно-охолоджуючу рідину, яка тече з валків на опору.

При прокатці металу на валок подають мастильно-охолоджуючу рідину. Упорна шайба 9 через внутрішнє кільце підшипника 2 розпірним кільцем 4 щільно притискається до торця бочки валка, забезпечуючи герметичність з'єднання. Лабіринтове ущільнення, утворене кільцевими проточками і виступами на упорній шайбі 9 і торцевій кришці 10 заднього вузла ущільнення, а також на зовнішньому упорному 3 і внутрішньому розпірним кільцем 4

переднього вузла ущільнення підшипника 2 і кругові жирові канавки 11, виконані в кришці торцевої 10 і наполегливому кільці 3 і заповнені густим мастилом, запобігають не тільки потрапляння в підшипник 2 пилу, бруду і мастильно-охолоджувальної рідини, але і витікання мастила з підшипника назовні.

Радіальні зазори забезпечують безконтактну роботу переднього і заднього вузла ущільнення підшипникової опори прокатного валка.

Техніко-економічні переваги запропонованого технічного рішення в порівнянні з існуючим вузлом обумовлені збільшенням вантажопідйомності опори прокатного валка в 1,4 рази, терміну служби підшипників в 2 рази, і значним розширенням сортаменту листа по товщині.

2 Розрахункова частина

2.1 Розрахунок підшипникової опори робочого валка прокатного стану 1680

В якості підшипникових опор на робочих валках прокатного стану використовується підшипник № 77752. Цей підшипник є роликівим, радіально-упорним, конічним (або ж такий тип ще називають «з конічними роликами»), чотирирядним. Підшипник відповідає нульовому класу точності. Чотирирядні підшипники цього типу використовуються для сприйняття великих радіальних і відносно невеликих двосторонніх осьових навантажень. Допускається регулювання осьового зазору між сусідніми рядами роликів шляхом підшліфуванням або заміни дистанційних кілець, які встановлені між зовнішніми і внутрішніми кільцями. Існує кілька різних модифікацій цього типу, в залежності від класу точності, матеріалу сепаратора, особливостей застосовуваних матеріалів (так, наявність літери X праворуч від основного найменування підшипників говорить про те, що деталі зроблені з цементуємих сталей, а Л - латунний сепаратор), які мають різні ціни.

Технічні характеристики підшипника 77752

Внутрішній діаметр - 260 мм;

Зовнішній діаметр - 400 мм;

Ширина - 255,8 мм;

Маса - 117 кг;

Кількість роликів в підшипнику - 108 шт .;

Розміри ролика - 30,21 / 32 x 41,17 мм;

Вантажопідйомність динамічна - 5048 кН;

Вантажопідйомність статична - 4775 кН;

Номінальна частота обертання при рідкому мастилi - 800 об / хв;

Номінальна частота обертання при пластичної мастилi - 630 об / хв.

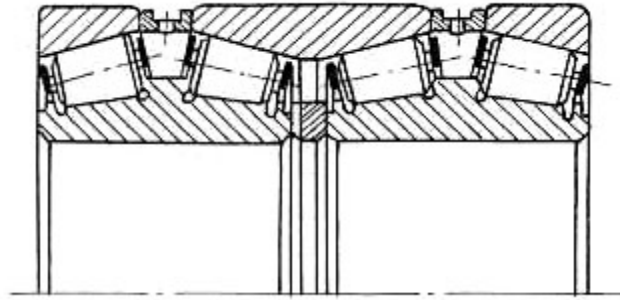


Рисунок 2.1 - Схема підшипника № 77752

Таблиця 2.1 - Тіла кочення підшипника 77752

Підшипник	Ескіз	діаметр D, мм.	діаметр D2, мм.	довжина ролика L, мм.	кількість роликів в підшипнику шт.	вага 1000шт, кг.	марка сталі
77752		30,21	32	41,17	108 шт.	240 кг.	20X2H

Радіальне навантаження на підшипник

$$F_r = P / 2 = 20000 / 2 = 10000 \text{ кН,}$$

$P = 2000\text{т} = 20000 \text{ кН}$ – максимальне зусилля прокатки.

Еквівалент навантаження для радіальних роликів підшипників

$$F = V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 10000 \cdot 1.2 \cdot 1 = 12000 \text{ кН,}$$

де $V = 1$ - кінематичний коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця,

$$F_r = 10000 \text{ кН} - \text{радіальне навантаження на підшипник;}$$

$K_T = 1$ - температурний коефіцієнт (при $t < 105^{\circ}\text{C}$) [12];

$K_B = 1.2$ - коефіцієнт безпеки, навантаження з значними поштовхами і вібрацією [12].

Максимальна частота обертання підшипника

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot D_p} = \frac{10 \cdot 1000 \cdot 60}{3.14 \cdot 500} = 382 \text{ хв}^{-1}$$

де $v = 10 \text{ м / с}$ – максимальна швидкість прокатки листа;

$D_p = 500 \text{ мм}$ - діаметр робочого валка.

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника

$$C' = F \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 12000 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 382 \cdot 1000}{10^6}} = 34086 \text{ кН},$$

де $L_h = 1000 \text{ год.}$ – середній термін напрацювання на відказ підшипника робочого валка.

Довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 382} \cdot \left(\frac{34086}{12000}\right)^{10/3} = 1411 \text{ годин.}$$

Умова по динамічній вантажопідйомності та довговічність підшипника виконується вказує на раціональне використання даного підшипника

Виконаємо перевірочний розрахунок обраного підшипника в програмному комплексі АРМ WinMachine 9.5 в модулі АРМ Bear. Результати розрахунку представлені нижче.

2.2 Загальний порядок розрахунків підшипникової опори в модулі APM Bear [43]

1. Вибір типу підшипника.
2. Завдання геометрії підшипника.
3. Завдання точності виготовлення підшипника.
4. Завдання умов роботи підшипника.
5. Виконання розрахунків.
6. Перегляд результатів розрахунків.
7. Завдання додаткових параметрів.
8. Вивід результатів розрахунків на друк.

Розрахувати підшипниковий вузол, що полягає із двох роликкових радіально-упорних підшипників, з наступними параметрами:

- тип підшипника — 77752;
- клас точності — 0;
- швидкість обертання — 382 об/хв;
- схема установки — « X » ;
- радіальна сила на навантаженій опорі — 10000000 Н;
- радіальна сила на ненавантаженій опорі — 10000000 Н;
- осьова сила — 10000 Н;
- величина осьового преднатяга — 5000 Н;
- коефіцієнт динамічності — 1,2;
- режим роботи — постійне навантаження.

1. Вибір типу підшипника.

Входимо в меню Дані/Тип підшипника... і в діалоговому вікні, що відкрилося, «Виберіть тип підшипника» вибираємо «Роликковий радіально-упорний підшипник».

2. Завдання геометрії підшипника.

Геометричні параметри підшипника можуть бути задано двома способами: вручну й з бази даних.

2.1. Завдання геометричних параметрів підшипника вручну. Для того щоб задати геометрію підшипника вручну, потрібно увійти в меню Дані/Геометрія... і в діалоговому вікні, що відкрилося, «Радіально-упорний роликовий підшипник» задати параметри підшипника, що розраховується, внести їх значення у відповідні поля введення.

2.2. Завдання геометричних параметрів підшипника з бази даних. Цей спосіб годиться тільки для стандартних підшипників.

Радиально-упорный роликовый подшипник	
Обозначение	
Введите данные по геометрии	
Внешний диаметр, мм:	400
Внутренний диаметр, мм:	260
Диаметр тел качения, мм:	32
Число тел качения:	27
Угол контакта, град:	9
Длина ролика, мм:	164
Ширина подшипника, мм:	255
<input type="button" value="Ок"/> <input type="button" value="Отмена"/> <input type="button" value="База данных..."/> <input type="button" value="Справка"/>	

Рисунок 2.2 – Діалогове вікно «Завдання геометрії підшипника»

3. Завдання точності виготовлення підшипника.

Вибір точності виготовлення також може бути зроблено двома способами: вручну й з бази даних (якщо підшипник стандартний).

3.1. Для того щоб задати точність підшипника вручну, потрібно увійти в меню Дані/Точність... і в діалоговому вікні, що відкрилося, «Точність виготовлення» задати дані по точності підшипника, що розраховується, вручну, внести їх значення у відповідні поля введення.

3.2. Для вибору з бази даних натисніть кнопку «БД» напроти відповідного параметра. Після цього відкривається діалогове вікно «Виберіть відхилення діаметра», у якому, насамперед, слід вибрати Клас точності підшипника з, що випадає списку. Далі клацанням лівої кнопки миші вибираємо той рядок таблиці, у якому перебуває значення зовнішнього діаметра. Натисканням кнопки «Ок» відповідні дані із цього рядка переносяться у вікно «Точність виготовлення». Аналогічно задається параметр по внутрішньому кільцю.

Задаємо з «БД»:	Радіальні биття зовн. кільця	0.070 мм
	Радіальні биття внутр. кільця	0.060 мм

4. Завдання умов роботи підшипника.

Входимо в меню Дані/Умови роботи ... і в діалоговому вікні, що відкрилося, «Роликовий радіально-упорний підшипник» задаємо параметри навантаження, а саме:

- Тип установки — вибираємо « X».
- Осьова сила, Н — уводимо число 10000;
- Радий. сила на навант. опорі, Н — 10000000;
- Радий. сила на ненавант. опорі, Н — 10000000;
- Осьова сила преднатяга, Н — 5000;
- Швидкість обертання, об/хв» — 382;
- Коэфф. динамічності — 1.2.
- Постійне навантаження

Для завдання нестандартного режиму роботи вибираємо опцію Змінне навантаження й у вікні, що відкрилося, «Режим нагружения» будуємо графік режиму роботи.

Після введення координат крапок графіка вибираємо тип їх з'єднання – за допомогою сплайна або лінійне, у цьому випадку з'єднуємо крапки сплайном.

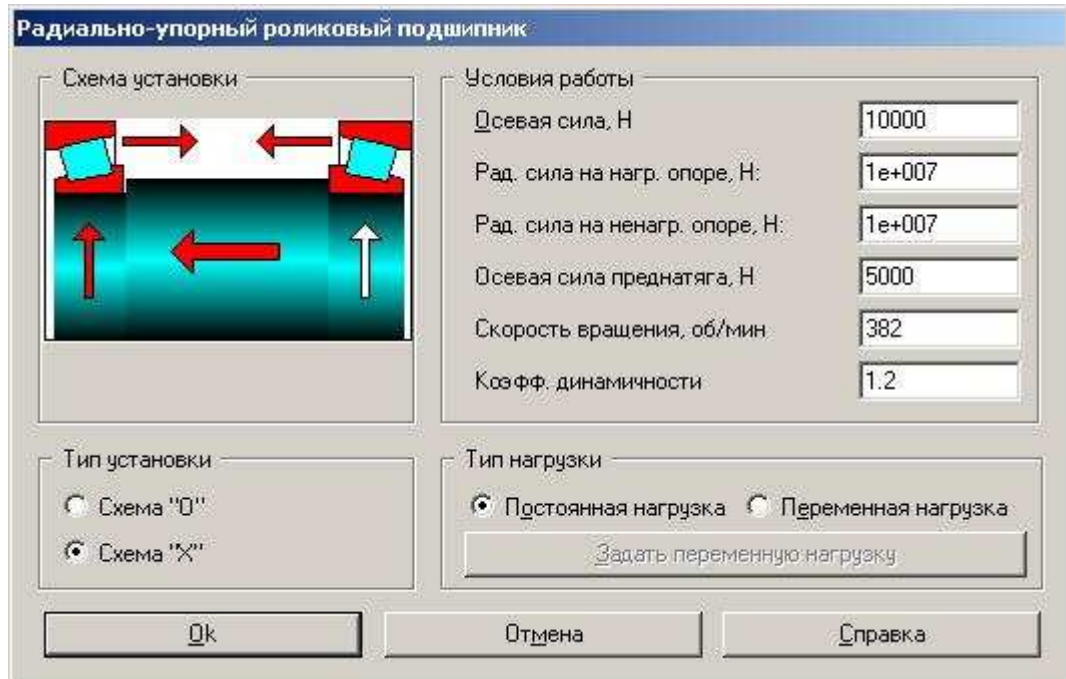


Рисунок 2.3 – Діалогове вікно «Завдання умов роботи підшипника»

Усі вихідні дані введені, підшипниковий вузол готовий до розрахунків.

5. Виконання розрахунків.

Натискаємо кнопку «Розрахунки» (меню «Розрахунки»). Після закінчення розрахунків стає активною кнопка «Результати» (меню «Результати»).

6. Перегляд результатів розрахунків.

Натискаємо кнопку «Результати» (меню «Результати»), після чого відкривається діалогове вікно «Результати» із загальними результатами розрахунків по навантаженому або ненавантаженому підшипнику (група параметрів Резюме). Натисканням відповідних кнопок можна викликати

діалогові вікна перегляду окремих параметрів підшипника, таких як момент тертя, втрати потужності, різні биття і т.д.

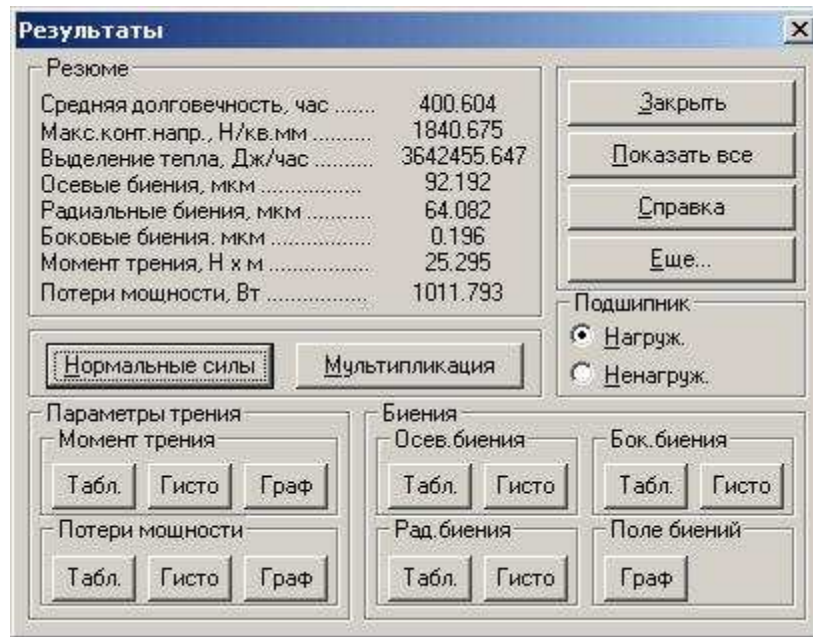


Рисунок 2.4 – Діалогове вікно «Перегляд результатів розрахунків».

7. Завдання додаткових параметрів.

Для одержання додаткової інформації про величину довговічності, розрахованої за стандартною методикою, а також про довговічність імпортованих підшипників, натисніть у вікні «Результати» кнопку «Ще». Це приведе до відкриття діалогового вікна «Додаткові параметри».

На рисунку 2.4 подано графік залежності безвідмовної роботи підшипника при розрахованій середній довговічності наробітки на відмову підшипника №77752.

Також запишемо в табличному виді результати розрахунку довговічності підшипника (табл.. 2.2)

8 Роздрукуємо звіт з результатами розрахунків навантаженої опори та подамо в записці нижче.

Таблиця 2.2 - Ймовірність безвідмовної роботи підшипника при розрахованій середній довговічності наробітки на відмову підшипника 77752

Ймовірність безвідмовно ї роботи, %	Середня довговічність, годин	Ймовірність безвідмовно ї роботи, %	Середня довговічність, годин	Ймовірність безвідмовно ї роботи, %	Середня довговічність, годин
40	2741.067150	60	1630.627189	80	780.965262
41	2675.307849	61	1583.640644	81	742.197197
42	2610.937889	62	1537.247480	82	703.654637
43	2547.890664	63	1491.425158	83	665.318284
44	2486.104030	64	1446.151974	84	627.167810
45	2425.519897	65	1401.406984	85	589.181565
46	2366.083872	66	1357.169940	86	551.336229
47	2307.744938	67	1313.421224	87	513.606346
48	2250.455168	68	1270.141790	88	475.963722
49	2194.169465	69	1227.313096	89	438.376622
50	2138.845326	70	1184.917050	90	400.808655
51	2084.442639	71	1142.935945	91	363.217205
52	2030.923482	72	1101.352402	92	325.551132
53	1978.251958	73	1060.149303	93	287.747268
54	1926.394035	74	1019.309731	94	249.724801
55	1875.317399	75	978.816895	95	211.375697
56	1824.991325	76	938.654062	96	172.546902
57	1775.386554	77	898.804473	97	133.003224
58	1726.475183	78	859.251256	98	92.334767
59	1678.230559	79	819.977323	99	49.639611
				100	0.000000

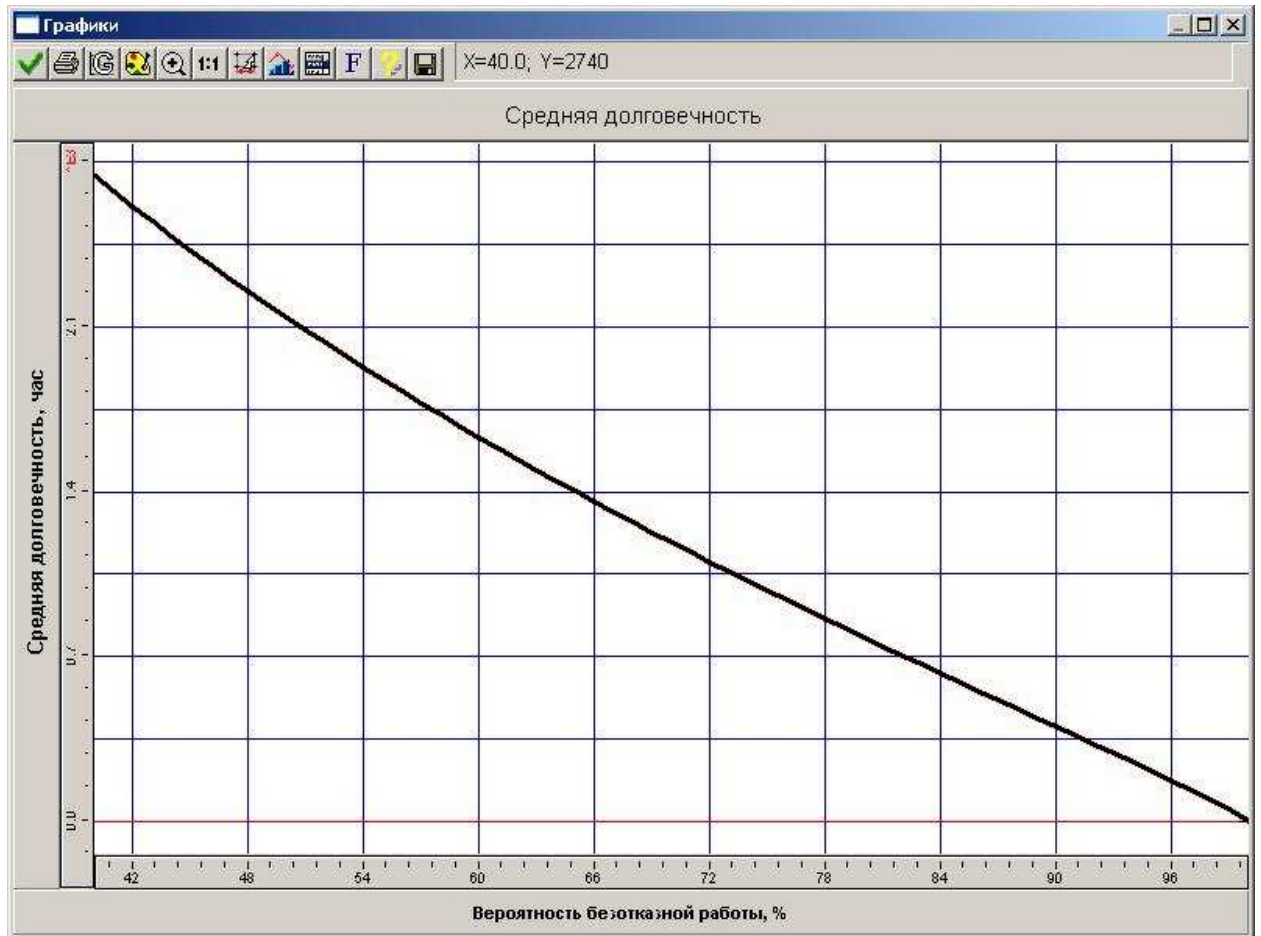


Рисунок 2.4 – Діалогове вікно «Довговічність підшипників».

Висновок: аналізуючи отриману діаграму бачимо що при розрахованій середній довговічності наробітки на відмову в 1400 годин ймовірність безвідмовної роботи підшипника 77752 складає приблизно 65%, що повністю відповідає попереднім розрахункам та реальним даним по експлуатації підшипника отриманим на виробництві.

2.3 Друкований звіт модуля APM Bear.

Роликовый радиально-упорный подшипник №77752 (Нагруженный)

Исходные данные

Геометрия

Внешний диаметр	400.000	мм
Внутренний диаметр	260.000	мм
Диаметр тела качения	32.000	мм
Число тел качения	27.000	
Длина ролика	164.000	мм
Угол контакта	9.000	град

Точность

Радиальные биения внешн. кольца	0.070	мм
Радиальные биения внутр. кольца	0.060	мм

Условия работы

Осевая сила	10000.000	Н
Радиальная сила на нагр.опоре	1000000.000	Н
Радиальная сила на ненагр. опоре	1000000.000	Н
Осевая сила преднатяга	5000.000	мм
Скорость вращения	382.000	об/мин
Козфф. динамичности	1.200	
Тип нагрузки	Постоянная	
Тип установки	Схема "X"	

Резюме:

Средняя долговечность	400.604	час
Максимальное контактное напряжение	1840.675	Н/кв.мм
Выделение тепла	3642455.647	Дж/час
Динамическая грузоподъемность	2333781.645	Н
Осевые биения	92.192	мкм
Радиальные биения	64.082	мкм
Боковые биения	0.196	мкм
Момент трения	25.295	Н х м
Потери мощности	1011.793	Вт



Потери мощности (Вт)

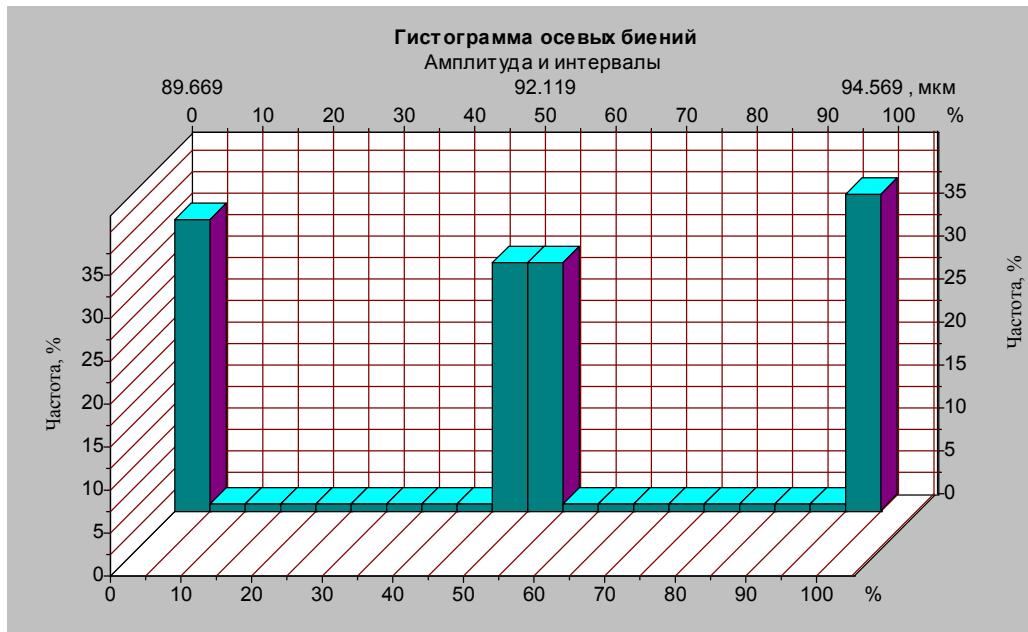
Математическое ожидание	1011.793
Дисперсия	3207.498
Стандартное отклонение	56.351

1056.521	1020.307	965.783	989.772	1104.376
1030.896	978.317	1035.587	976.036	994.817
1047.080	1023.756	1050.026	1024.987	984.411
1034.869	1074.680	911.794	1002.700	1079.193
940.478	1033.267	960.921	1141.364	1060.257
928.782	1084.762	988.858	1022.604	1066.108
983.893	994.393	1036.204	966.404	1079.153
973.629	996.910	1069.481	1039.139	996.758
1018.594	920.345	946.068	1029.447	910.925
953.610	1022.698	1027.537	1016.332	1011.437
986.714	1036.891	988.094	1113.453	1018.204
986.761	1014.404	1103.232	938.852	1116.572
955.864	995.628	986.790	963.154	1043.314
1068.472	1123.459	950.492	1007.345	1138.536
943.473	1054.230	958.926	906.506	953.127
1149.570	957.590	1076.264	975.190	999.717
930.491	992.227	1073.270	1020.169	1105.414
990.582	984.216	938.394	991.503	1011.062
969.673	1044.121	1020.002	1067.301	923.914
1069.111	1013.507	983.578	885.311	1048.386

Осевые биения

Математическое ожидание	92.192
Дисперсия	4.299
Стандартное отклонение	2.063

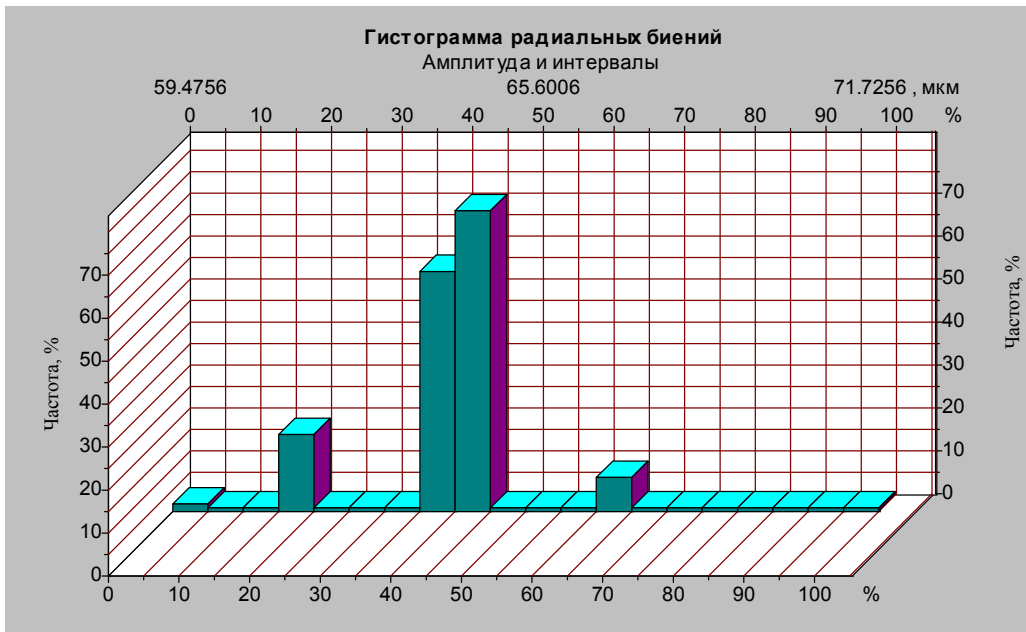
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	94.569	94.569	94.569
94.569	94.569	92.119	92.119	92.119
92.119	92.119	92.119	92.119	92.119
92.119	92.119	92.119	92.119	92.119
92.119	92.119	92.119	92.119	92.119
92.119	92.119	92.119	92.119	92.119
92.119	92.119	92.119	92.119	92.119
92.119	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669
89.669	89.669	89.669	89.669	89.669

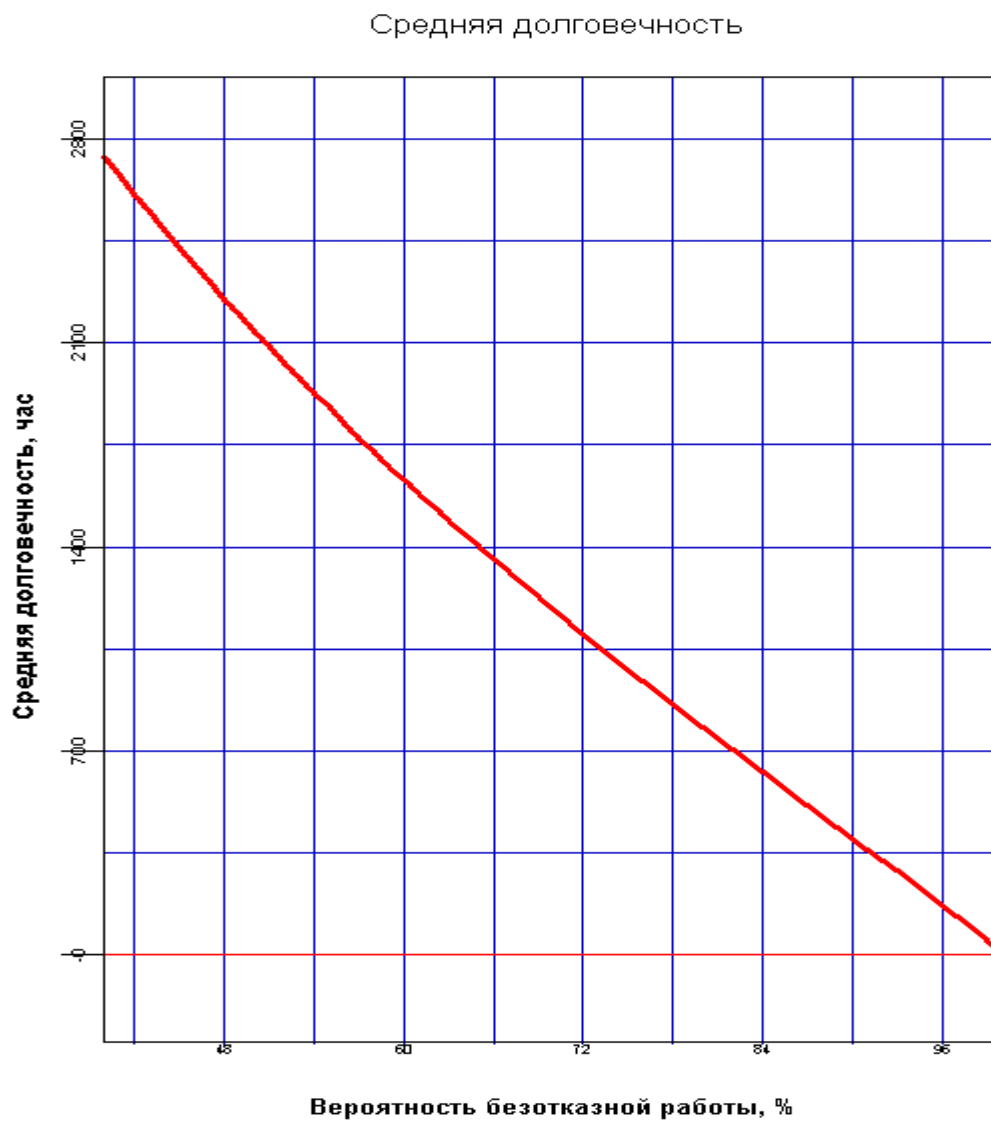
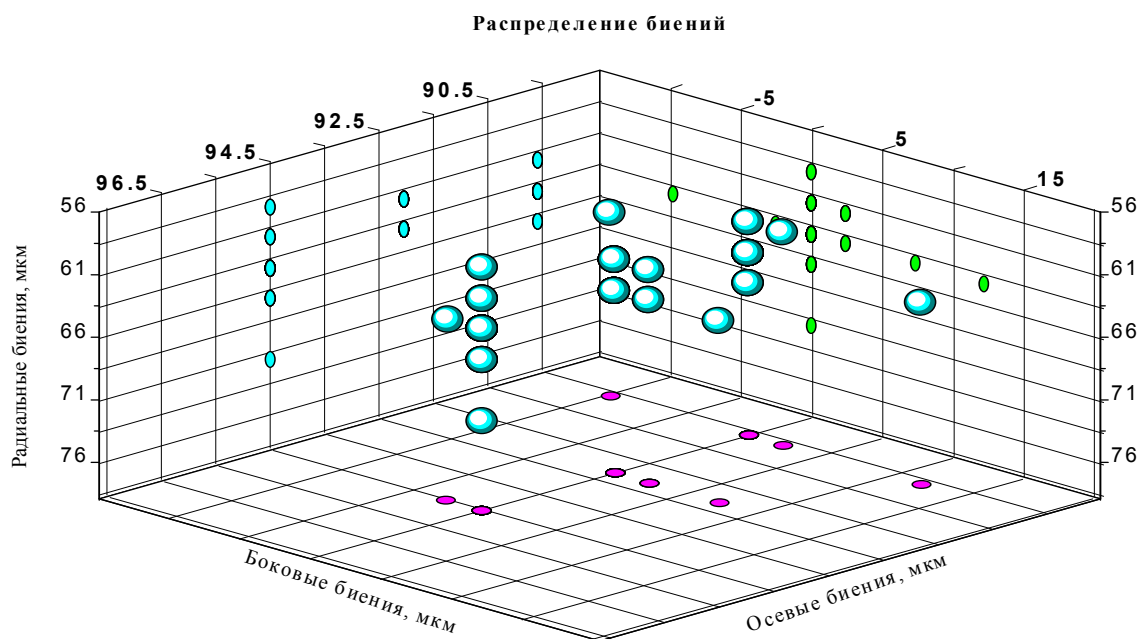


Радиальные биения, (мкм)

Математическое ожидание	64.082
Дисперсия	2.580
Стандартное отклонение	1.598

59.476	59.476	61.926	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	66.826	66.826	66.826
66.826	66.826	71.726	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	61.926
61.926	61.926	61.926	61.926	61.926
61.926	61.926	61.926	61.926	61.926
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	61.926
61.926	61.926	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
61.926	66.826	61.926	61.926	61.926
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
66.826	64.376	61.926	61.926	61.926
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	64.376	64.376
64.376	64.376	64.376	66.826	66.826





2.4 Пояснення стосовно отриманих результатів в модулі АРМ Bear

Довговічність

Під довговічністю розуміється період часу, протягом якого 90 підшипників з 100 не будуть мати втомних руйнувань. У діалоговому вікні «Результати» для розрахунків довговічності ймовірність безвідмовної роботи з умовчання ухвалюється рівної 90%.

Якщо для підшипника потрібна більша надійність, то розрахунковий час роботи зменшується. Час роботи при цьому визначається чисельними методами теорії надійності. Для перегляду графіка довговічності (година.) від імовірності безвідмовної роботи (%) служить команда Результати | Довговічність...

Максимальна контактна напруга

Визначення. Максимальна контактна напруга являє собою напругу в контактній найбільш навантаженому тілі кочення або його частини.

Що розраховується. В АРМ Bear розраховується значення максимальної контактної напруги. Воно показується у вікні Резюме діалогового вікна Результати.

Тепловиділення

Визначення. Тепловиділення визначається як кількість тепла, що виділилося в підшипнику в результаті дії сил тертя.

Що розраховується. Значення тепловиділення, що розраховується в АРМ Bear можна переглянути у вікні Резюме діалогового вікна Результати.

Твердість (переміщення)

Визначення. Твердість. Здатність підшипника пручатися деформації, викликаній дією зовнішнього навантаження. Чисельно твердість дорівнює навантаженню, яке викликає переміщення, рівне 1 (в обраній системі одиниць виміру).

Переміщення. Абсолютне переміщення центру підшипника під дією зовнішнього навантаження.

Биття. Відносне переміщення центру підшипника, пов'язане з його обертанням і залежне від геометрії й точності підшипника, а також від зовнішнього навантаження.

В АРМ Беар абсолютні й відносні переміщення збігаються, тому терміни переміщення й биття використовуються як взаємозамінні.

Що розраховується. В АРМ Беар розраховуються значення абсолютного осьового, радіального й бічного переміщень. (Залежно від типу підшипника переміщення підшипника може бути одне-, двох- або тривимірним.) Для кожної складової переміщення підшипника розраховується масив, що полягає з 100 значень. Для радіально-упорних підшипників окремі масиви розраховуються для навантаженого й ненавантаженого.

Форми результатів. Ви можете переглянути значення переміщень у чотирьох формах:

- 1) Як таблицю, доповнену значеннями статистичних характеристик (середнє значення, дисперсія, середньоквадратичне відхилення).
- 2) У вигляді гістограми.
- 3) У вигляді двовимірної й тривимірної діаграм положень центру підшипника.
- 4) У вигляді анімації руху підшипника.

Математичне очікування визначає положення центру розподілу.

Корінь квадратний з дисперсії називається розкидом або середнім квадратичним відхиленням.

Момент тертя

Визначення. Момент тертя визначається як момент обертання, який повинен бути прикладений до підшипника для того, щоб компенсувати дію сил тертя.

Що розраховується. В АРМ Беар розраховується масив з 100 значень моменту сил тертя.

Форми результатів. Значення моменту тертя можуть бути представлені:

- 1) У вигляді таблиці, доповненої значеннями статистичних характеристик (середнього значення, дисперсії, середньоквадратичне відхилення).
- 2) У вигляді гістограми.
- 3) У вигляді графіка.

Крім цього, середнє значення моменту тертя відображається у вікні Резюме діалогового вікна Результати.

Втрати потужності

Визначення. Втрати потужності являють собою потужність, розсіяну в підшипнику в результаті тертя в контактні тіла кочення з доріжками кочення.

Що розраховується. В АРМ Bear розраховується масив з 100 значень втрат потужності.

Форми результатів. Значення втрат потужності можуть бути представлені:

1) У вигляді таблиці, доповненої значеннями статистичних характеристик (середнього значення, дисперсії, середньоквадратичне відхилення).

2) У вигляді гістограми.

3) У вигляді графіка.

Крім цього, середнє значення втрат потужності відображається у вікні Резюме діалогового вікна Результати.

Сили, що діють на тіла кочення

Визначення. Сили, що діють на тіла кочення (або нормальні сили) являють собою сили, прикладені до окремих тіл кочення з боку доріжок кочення, з якими вони перебувають у контактї. Величина цих сил залежить від геометрії підшипника, його точності, зовнішнього навантаження й відносної позиції тіл кочення й кілець.

Що розраховується. В АРМ Bear сили, що діють на тіла кочення, розраховуються для кожного з 100 положень центру підшипника.

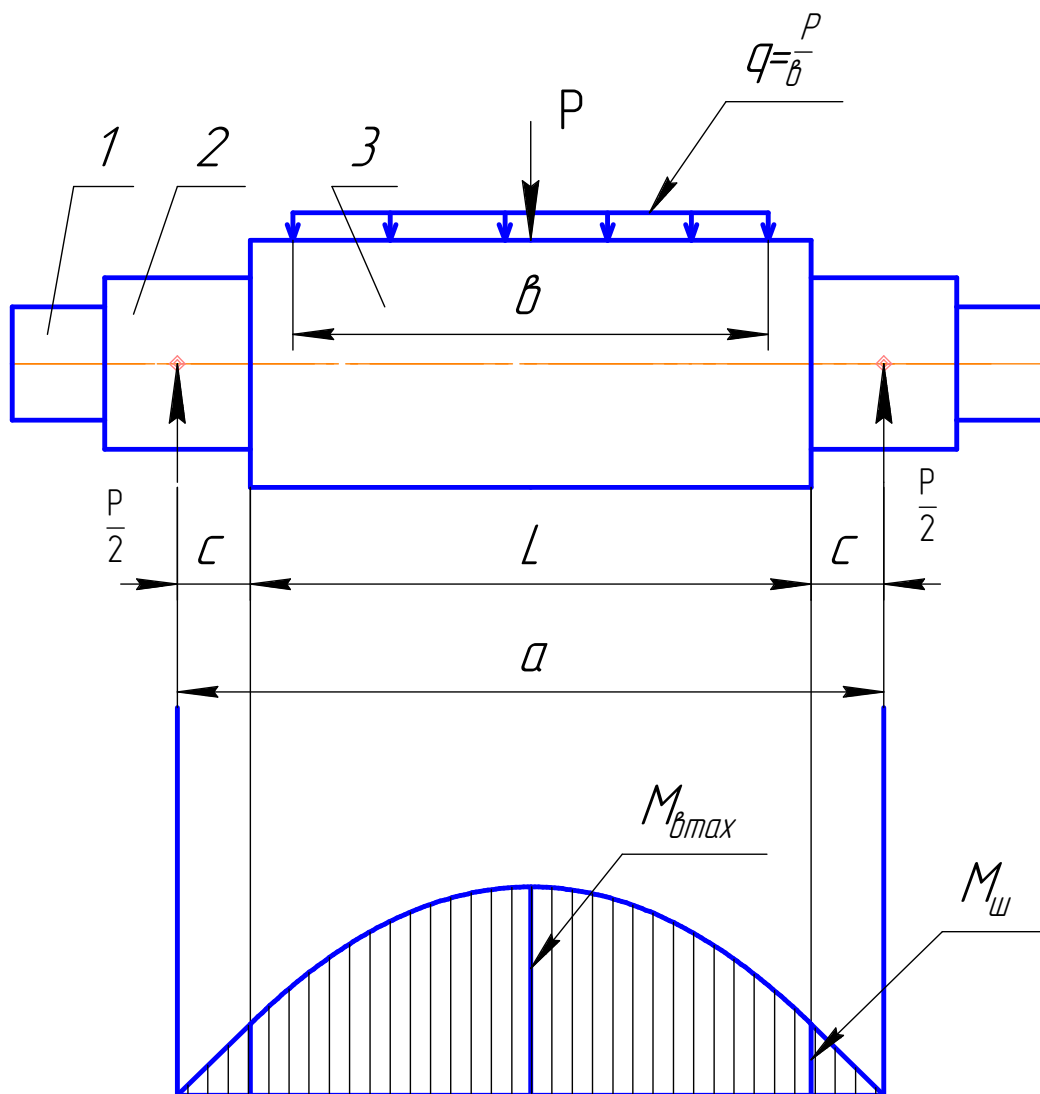
Форми результатів. Сили, що діють на тіла кочення, можуть бути представлені в АРМ Bear

1) У вигляді епюри, намальованої на фоні підшипника

2) У вигляді графіка

2.5 Розрахунки робочого листового валка на міцність і деформацію

Валки – це робочий інструмент прокатного стану, що виконує деформацію (обтиснення) металу з метою придання йому необхідної форми поперечного перерізу. Основні елементи валка (рис. 2.5): робоча частина валка, шийка, кінцева частина. Залежно від форми робочої частини валки розділяються на листові й сортові. Листові валки встановлюють у клітях листових станів і вони мають бочку циліндричної форми [1, 2].



1 – кінцева частина валка; 2 – шийка валка; 3 – робоча частина валка;

Рисунок 2.5 – основні елементи листового валка.

Вихідні дані для розрахунків:

Середній питомий тиск $P_{cp} = 5479,7 \frac{\text{кН}}{\text{мм}^2}$;

Максимальна величина обтиснення $\Delta h = 1 \text{ мм}$;

Ширина листа $b = 1400 \text{ мм}$;

Мінімальна товщина листа $h = 0,8 \text{ мм}$;

Межа міцності матеріалу валка $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$;

Визначаємо необхідні розміри валків. Діаметр бочки вибираємо з умови прокатки листа мінімальної товщини :

$$D \leq (500 \dots 700) h_{\min}, \quad (2.1)$$

$$D = (500 \dots 700) \cdot 0,8 = 400 \dots 560 \text{ мм}.$$

Приймаємо

$$D = 500 \text{ мм}$$

довжина бочки визначається максимальною шириною листа, що прокатується:

$$L = b + (100 \dots 400), \quad (2.2)$$

де b – ширина листа, мм; $b = 1400$;

$$L = 1400 + 300 = 1700 \text{ мм}.$$

діаметр шийки вибирають залежно від типів підшипників:

$$d = (0,55 \dots 0,75) D, \quad (2.3)$$

де D – діаметр бочки, мм;

$$d = (0,5 \dots 0,75) \cdot 500 = 250 \dots 375 \text{ мм}.$$

Приймаємо

$$d = 260 \text{ мм}$$

довжину шийки ухвалюємо по довжині підшипника:

$$l = 380 \text{ мм}. \quad (2.4)$$

діаметр кінцевої частини ухвалюємо:

$$d_1 = d - 25, \quad (2.5)$$

$$d_1 = 260 - 25 = 235 \text{ мм.}$$

довжину кінцевої частини ухвалюють із конструкторських міркувань рівною:

$$l_1 = 270 \text{ мм.}$$

ширина валка що катається:

$$e = b = 1400 \text{ мм,} \quad (2.6)$$

де b – ширина листа, мм; $b = 1400$.

половина шийки валка:

$$c = 555 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

відстань між шийками валка:

$$a = L + l, \quad (2.8)$$

де L – довжина бочки валка, мм; $L = 1700$;

l – довжину шийки, мм; $l = 1120$;

$$a = 1700 + 1120 = 2820.$$

При перевірці міцності валка бочку розраховують тільки на вигин, шийку – на вигин і крутіння, кінцеву частину – на крутіння. З обліком цього й даних умовами міцності будуть:

Для бочки.

Зусилля прокатки:

$$P = P_{cp} \cdot b \cdot \sqrt{\frac{\Delta h \cdot D}{2}}, \quad (2.9)$$

де P_{cp} – середній питомий тиск, кН/мм²; $P_{cp} = 5479,7$;

b – ширина валка що катається, мм; $b = 1400$;

$$P = 5479,7 \cdot 1400 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 1420}{2}} = 10,51 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Згинальний момент:

$$M_{\delta} = P \cdot \left(\frac{a}{4} - \frac{b}{8} \right), \quad (2.10)$$

де b – ширина валка що катається, мм; $b = 1400$;

a – відстань між шийками валка, мм; $a = 2820$;

$$M_{\delta} = 10,51 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{2820}{4} - \frac{1400}{8} \right) = 5,87 \cdot 10^9 \text{ Нм}.$$

тоді напруга вигину буде:

$$\sigma_B = \frac{M_{\delta}}{0,1 \cdot D^3} \leq [\sigma_B] = \frac{\sigma_B}{5}, \quad (2.11)$$

де σ_B – межа міцності матеріалу валка, МПа; $\sigma_B = 600$;

$$\sigma_B = \frac{5,87 \cdot 10^9}{0,1 \cdot 1500^3} = 17,39 \leq [\sigma_B] = \frac{600}{5} = 120.$$

Умова виконується.

Шийка валка. Момент на шпинделі:

$$M = 2 \cdot P \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{\Delta h \cdot D}{2}}, \quad (2.12)$$

де ψ – коефіцієнт запасу; $\psi = 0,5$;

P – сила прокатки, Н; $P = 10,51 \cdot 10^6$;

$$M = 2 \cdot 10,51 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{\frac{2,0 \cdot 500}{2}} = 203,44 \cdot 10^6 \text{ Нм}.$$

Момент на шийці валка:

$$M_u = \frac{P \cdot c}{2}, \quad (2.13)$$

де P – зусилля прокатки, Н; $P = 10,51 \cdot 10^6$;

c – половина шийки валка, мм; $c = 555$;

$$M_u = \frac{10,51 \cdot 10^6 \cdot 555}{2} = 2,92 \cdot 10^9 \text{ Нм}.$$

Напруга на шийці валка:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1 \cdot d^3}, \quad (2.14)$$

де d – діаметр шийки, мм;

$$\sigma_u = \frac{2,92 \cdot 10^9}{0,1 \cdot 260^3} = 20,86 \text{ Па}.$$

Крутний момент переданий шпинделем:

$$M_p = 0,7 \cdot M, \quad (2.15)$$

де M – момент на шийку валка, Нм; $M = 203,44 \cdot 10^6$;

$$M_p = 0,8 \cdot 203,44 = 142,41 \cdot 10^6 \text{ Нм}.$$

Дотичне напруження для циліндричної кінцевої частини валка:

$$\tau = \frac{M_p}{0,2 \cdot d^3}, \quad (2.16)$$

де M_p – крутний момент переданий шпинделем, Н*м; $M_p = 142,41 \cdot 10^6$;

d – діаметр шийки, мм;

$$\tau = \frac{142,41 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 260^3} = 0,5 \text{ Па} .$$

тоді міцність шийки:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 3 \cdot \tau^2} , \quad (2.17)$$

де σ_u – напруга на шейку валка, Па; $\sigma_u = 20,86$;

τ – дотичне напруження для циліндричної кінцевої частини валка, Па;
 $\tau = 0,5$;

$$\sigma = \sqrt{20,86^2 + 3 \cdot 0,5^2} = 20,88 \text{ Па} .$$

Умова міцності:

$$\sigma = 20,88 \leq [\sigma] = 120 .$$

Дана умова міцності виконується.

Кінцева частина.

Дотичне напруження для кінцевої частини:

$$\tau_1 = \frac{M_p}{0,2 \cdot d_1^3} , \quad (2.18)$$

де M_p – крутний момент переданий шпинделем, Нм; $M_p = 142,41 \cdot 10^6$;

d_1 – діаметр кінцевої частини ухвалюють, мм; $d_1 = 235$;

$$\tau_1 = \frac{1,8 \cdot 10^8}{0,2 \cdot 235^3} = 0,67 .$$

дотичне напруження, що допускається:

$$[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma] , \quad (2.19)$$

$$[\tau] = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ Па} .$$

Умова міцності:

$$\tau_1 = 0,67 \leq [\tau] = 72 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Розрахунки листових валків на деформацію полягає у визначенні прогинів валка під дією зусилля прокатки й у порівнянні цих прогинів з допустимими.

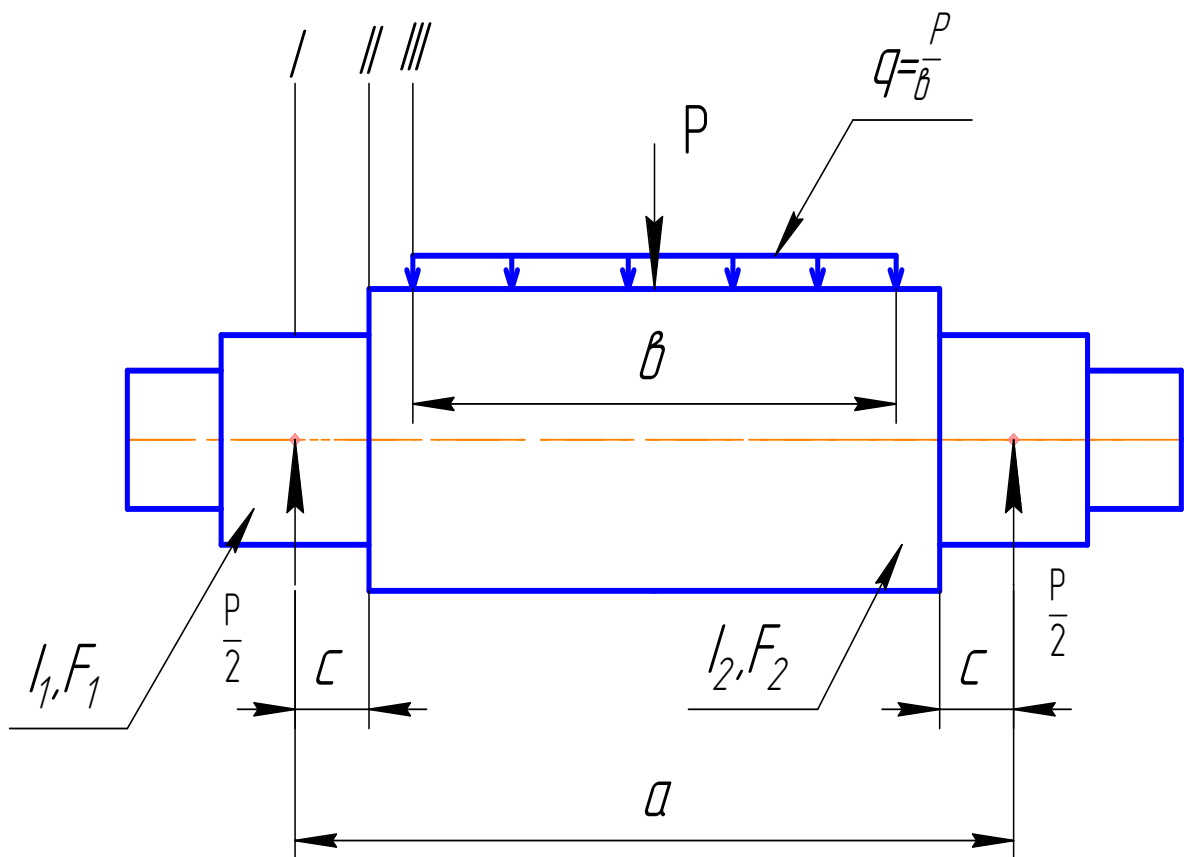


Рисунок 2.6 - До визначення моменту інерції перетину шийки валка:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \quad (2.20)$$

де d – діаметр шийки, мм;

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot (260 \cdot 10^{-3})^4}{64} = 0,0772 \text{ м}^4 .$$

Момент інерції бочки валка:

$$I_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64}, \quad (2.21)$$

де D – діаметр бочки, мм;

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot (500 \cdot 10^{-3})^4}{64} = 0,248 \text{ м}^4.$$

Площа перетину шийки валка:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (2.22)$$

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot (260 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,9847 \text{ м}^2.$$

Площа перетину бочки валка:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (2.23)$$

$$F_2 = \frac{3,14 \cdot (500 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1,766 \text{ м}^2.$$

Визначаємо прогини валка на шийці й бочці:

$$f_1 = \frac{P}{384 \cdot E \cdot I_1} \cdot \left[8 \cdot a^3 - 4 \cdot a \cdot b^2 + b^3 + 64 \cdot c^3 \cdot \left(\frac{I_1}{I_2} - 1 \right) \right], \quad (2.24)$$

де E – модуль пружності для матеріалу валків, Н/мм²; $E = 210000$;

P – зусилля прокатки, Н; $P = 10,51 \cdot 10^6$;

I_1 – момент інерції перетину шийки валка, м^4 ; $I_1=0,0772$;

$$f_1 = \frac{10,51 \cdot 10^6}{384 \cdot 210000 \cdot 0,0772 \cdot 10^6} \cdot \left[8 \cdot 2,77^3 - 4 \cdot 2,77 \cdot 1,75^2 + 1,75^3 + 64 \cdot 0,555^3 \cdot \left(\frac{0,0772}{0,2483} - 1 \right) \right] = 0,338 \text{ мм.}$$

$$f_2 = \frac{P}{4 \cdot G \cdot F_2} \cdot \left[a - \frac{b}{2} + 2 \cdot c \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right) \right], \quad (2.25)$$

де G – модуль зрушення, Н/мм^2 , $G = 75000, [2.105]$;

F_2 – площа перетину бочки валка, м^2 ; $F_2 = 1,76$;

$$f_2 = \frac{10,51 \cdot 10^6}{4 \cdot 750000 \cdot 1,76625} \left[2,77 - \frac{1,75}{2} + 2 \cdot 0,555 \cdot \left(\frac{1,76625}{0,9847} - 1 \right) \right] = 0,062 \text{ мм}$$

Сумарний прогин валка:

$$f = f_1 + f_2, \quad (2.26)$$

$$f = 0,338 + 0,062 = 0,4 \text{ мм,}$$

$$f = 0,4 \leq [f] = 1.$$

умова сумарного прогину виконується.

3 Дослідницька частина

3.1 Сучасні приклади системи вібродіагностики прокатних станів

Приклади успішного застосування систем моніторингу та діагностики стану обладнання прокатних станів свідчать про перспективність розвитку напрямку технічного обслуговування по фактичному стану. Одним із приводів, які привернули увагу до розробки і застосування систем вібромоніторингу і діагностики з'явилися високочастотні коливання в клітках смугових станів холодної прокатки. Раптова поява вібрацій, що виражалася в «гудінні» стану, супроводжувалося дефектом на готовій смузі у вигляді поперечних світлих і темних смуг, що чергуються з кроком 25-50 мм [17]. У таких випадках оператор стану вдавався до зниження швидкості прокатки. Завдання полягало в тому, щоб не тільки встановити момент виникнення вібрацій, а й попередити про час їх можливої появи. На п'ятиклетевому стані холодної прокатки фірмою Voest-Alpine Stahl Linz в 1998 році введена в експлуатацію система контролю високочастотних коливань спільно з контролем головного приводу клітей [8]. Вібросигнали з робочих і опорних валків кожної кліті піддаються спеціальній експертизі і класифікуються за такими типами: вібрації (третья гармоніка), високочастотні коливання (п'ята гармоніка) і биття валків. При перших ознаках появи небезпечних для обладнання високочастотних коливань здійснюється автоматичне зменшення швидкості головного приводу. Контролювалися всі редуктори, шпинделі і підшипники всіх клітей, включаючи моталки. У головному меню системи схематично зображені всі контрольовані вузли обладнання із зазначенням місць розташування датчиків.

Подібна система у 2000 році введена в експлуатацію на стані гарячої прокатки фірми Voest-Alpine Stahl Linz для контролю редукторів. Встановлена на реверсивної чотирьохвалковій кліті стану гарячої прокатки смуги система діагностики дозволяє виявляти дефекти на опорних валках. Датчики встановлені не в подушках прокатних валків, а на верхній траверсі кліті. Система успішно функціонує незважаючи на високий рівень перешкод в процесі експлуатації і низьке число оборотів валків при великих зусиллях

прокатки. Тільки на стадії пробного запуску були виявлені дві неполадки і проведено більш 20 своєчасний ремонт обладнання. За допомогою датчиків вібрацій, встановлених на кронштейні підшипника, виявлені дефекти на ножах ліній поздовжнього різання та обрізки кромки. При порушенні режиму роботи ножів рівень вібрації багаторазово перебиває корисний сигнал при нормальній роботі. Виділення діагностичної ознаки здійснюється за допомогою відповідних фільтрів. При виявленні дефекту на ножах автоматично подається сигнал тривоги на пульт оператора. Спеціально для прокатних станів фірмою Mannesmann Demag AG Metallurgie розроблена система спостереження RoCoCo [6]. Головна мета системи полягає в своєчасному розпізнаванні критичного стану обладнання, яке може впливати на якість прокату. Система базується на трьох вимірювальних системах:

1. Mi DaS (Mill Diagnostic System) - система спостереження за коливаннями;
2. DTECT- система спостереження за роботою підшипників і діагностики редуктора;
3. TAS (Torgue Analising System) - система спостереження за обертаючими моментами. Передбачена високий ступінь модульності і сумісність вимірювальних систем з урахуванням програмних засобів і апаратної частини.

Система MiDaS призначена для реєстрації і аналізу коливань клітей, зокрема, типу «гудіння» або «тремтіння». Коливання реєструються в режимі он-лайн за допомогою трьохосьових сенсорів прискорення, встановлених на подушках робочих валків. По одному каналу на верхньому і нижньому валкі контролюється допустимий рівень вібрацій, їх сигнали підводяться до відповідних приладів та розшифровуються заданими алгоритмами. Коливання можна вимірювати з частотою до 10 кГц і представляти в залежності від часу і частоти. В системі для аналізу сигналів використовуються вторинні інформативні параметри - частота обертання валків і зусилля прокатки, а також дані про діаметр валків і про підшипники кочення.

За допомогою системи MiDaS можна накопичити великий досвід в області пошуку причин неполадок, зв'язати їх з якістю прокату і розробити відповідні заходи.

Система TAS призначена для спостереження за моментом обертання в головних приводах клітей. Для цього використовуються тензометричні датчики, які наклеюють на вал. Рівномірність зміни (сталість) крутного моменту свідчить про оптимальність технологічного процесу і відсутності несправностей в обладнанні. Система ДТЕСТ є самостійною системою діагностики підшипників кочення і редукторів і дозволяє спостерігати за великим числом підшипників. Обробка сигналу ведеться за методом обвідної. Пошкоджений підшипник валка можна виявити на такій ранній стадії, що його вдається замінити при найближчій плановій зупинці стану. Система ДТЕСТ розрахована на підключення до 256 сенсорів до одного комп'ютера. Вимірювання проводяться циклічно через певні проміжки часу, додатково знімаються значення частоти обертання підшипника і навантаження. Зусилля прокатки постійно контролюється.

Контроль технології та стану обладнання на станах гарячої та холодної прокатки відкривають великі можливості забезпечення якості прокату та своєчасного виявленню несправностей обладнання [7].

Представлений аналіз публікацій свідчить про активний розвиток вібраційної діагностики обладнання прокатних станів і ефективності використовуваних систем. В цілому відзначається, що розвиток вібродіагностики знаходиться на початковому етапі, а можливості методів вібродіагностики в даний час далеко не вичерпані. На вітчизняних металургійних підприємствах організуються підрозділи технічної діагностики і моніторингу обладнання, зокрема прокатного. Є приклади успішного практичного вирішення приватних завдань [9,18]. В останні роки активно розвиваються теоретичні питання діагностування та моніторингу обладнання [10,11,18]. Разом з тим необхідно розширення і поглиблення досліджень вібродинамічних процесів в тісному зв'язку з технологічним

процесом і моніторингом навантажень і режимами роботи діючих станів. Така основа запорука успішної розробки нових і ефективних методів, способів, засобів і систем вібраційного діагностування прокатних станів. Успішна діагностика не може бути здійснена тільки за рахунок придбання сучасної системи. Необхідні великі знання в області роботи прокатного обладнання і вібродинамічних процесів і висока компетентність фахівців експлуатуючих і обслуговуючих прокатні стани. Аналіз відмов обладнання прокатних клітей і економічних втрат, приклади успішного застосування вібродіагностичних методів і засобів дозволяє виділити одне з актуальних напрямків подальшого розвитку вітчизняних методів і способів вібраційного діагностики і моніторингу прокатного обладнання, яке у використанні вібродинамічних процесів в перехідних режимах роботи, зокрема, під час захоплення заготовки валками, біля витоків дослідження яких стояв С.Н.Кожевніков.

3.2 Вібраційний моніторинг та діагностика обладнання прокатного стану «1680»

Метою створення системи контролю технічного стану обладнання на стані «1680» є побудова сучасної багаторівневої ієрархічної системи, яка виконує діагностику, аналіз відхилень параметрів роботи обладнання на підставі вимірювання вібраційних і технологічних параметрів і передає інформацію про технічні параметри роботи обладнання і супутньої аналітичної інформації в системи верхнього рівня (MES-систему).

Система забезпечує:

1. Вимірювання і відображення загального рівня віброшвидкості в діапазоні до 10-1000 ГЦ;
2. Вимірювання і відображення віброприскорення в діапазоні до 10000 ГЦ;
3. Вимірювання і відображення форми сигналу в діапазоні до 10000 ГЦ;
4. Вимірювання і відображення форми обвідної сигналу в діапазоні до 10000 ГЦ;

5. Вимірювання спектрів огинаючої з різними 13 октавними фільтрами до 2000 ГЦ;
6. Вимірювання ПСК-фактора в смузі до 10000 ГЦ;
7. Вимірювання ексцесу в обраній смузі до 10000 ГЦ;
8. Спектральна здатність до 12800 ліній;
9. Довжина вибірки (форма сигналу, форма обвідної) до 32,7 К точок;
10. Вимірювання і відображення температури від 25 до +140°C. 54

На підприємстві використовується система СКТС "Корунд", яка призначена для попередження аварій виробничих неполадок динамічного обладнання шляхом безперервного моніторингу його технічного стану. СКТС забезпечує виконання таких функцій:

1. Відображення поточних значень контрольованих параметрів на мнемосхемі і їх колірні індикації;
2. Відображення діаграми виміру технічного стану за обраний інтервал часу по всіх каналах;
3. Відображення обраних типів вимірів і контрольованих параметрів одночасно по всім обраним каналам за обраний інтервал часу;
4. Відображення Вибраних даних в реальному часу;
5. Детальний аналіз усіх контрольованих типів вимірів;
6. Розширений призначений для користувача аналіз тимчасової реалізації (розрахунок і відображення спектрів ПСК-фактора, ексцесу та ін. по обраному користувачем фрагменту форми сигналу);
7. Підтримка фільтрації даних, що відображаються в залежності від режиму роботи;
8. Розрахунок і накладення на спектрограми частот несправностей;
9. Автоматичне формування звітів;
10. Відображення трендів декількох змінних;
11. Відображення Тимчасових розгорток сигналів з фазової міткою,
12. Відображення графіка Бode і полярних графіків;

13. Накладення різних графіків для діагностики;
14. Відображення списків аварійних і системних подій;
15. Можливість видачі командних сигналів в АСУ агрегатів, для запобігання аварійних ситуацій, аварій чи зменшення тяжкості їх наслідків, на підставі аналізу контрольованих системою параметрів;
16. Контроль достовірності одержуваної інформації;
17. Захист від несанкціонованого доступу до інформації,
18. Захист від випадкового або навмисного несанкціонованого знищення інформації.

Всю систему структурно можна розділити на 3 основних рівня:

- 1 рівень: польовий рівень (первинне обладнання), вимірювальний рівень (вторинне обладнання);
- 2 рівень: мережевий рівень (рівень передачі і обміну даними);
- 3 рівень: верхній рівень (рівень накопичення та обробки інформації)

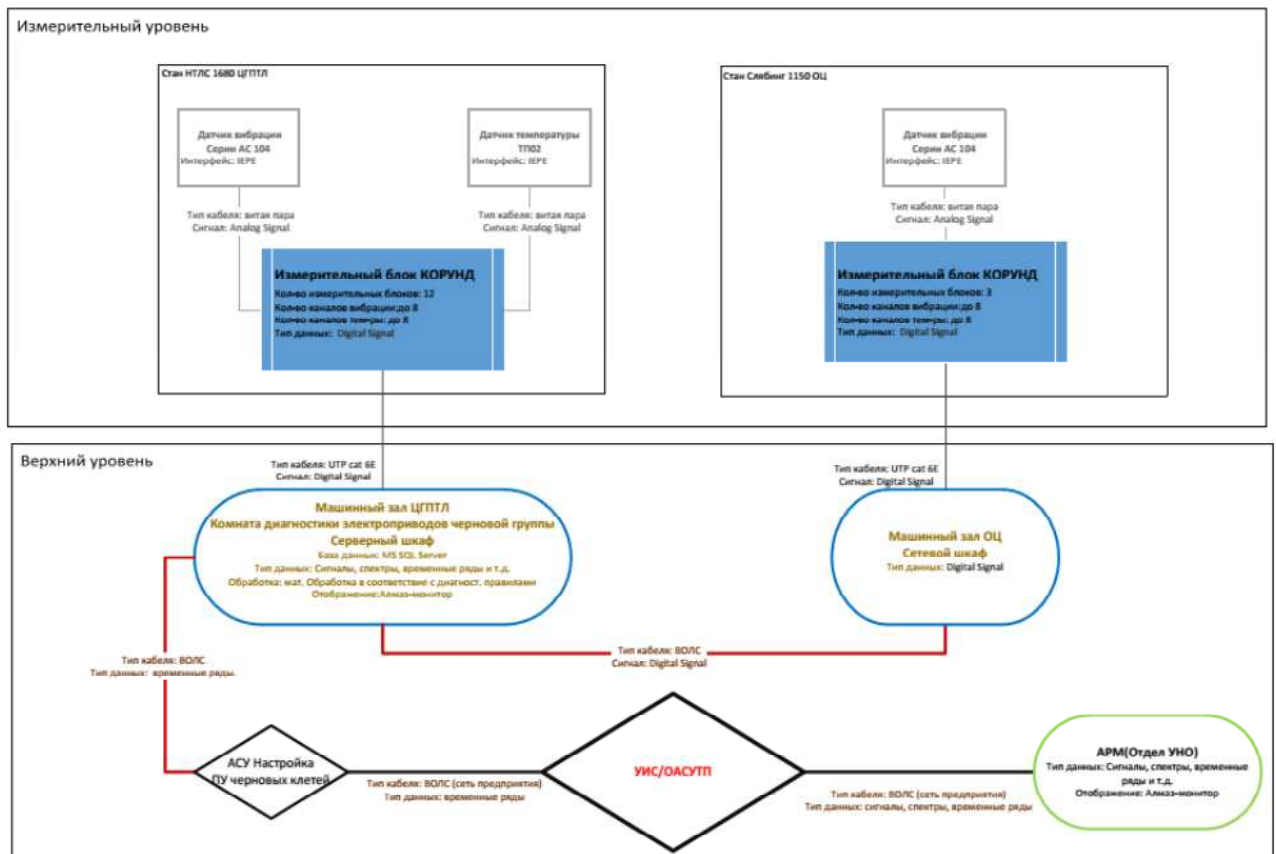


Рисунок 3.1 – Функціональна схема СКТС «Корунд»

Первинне обладнання включає в себе:

1. Віброперетворювач типу АС103 серії 3С (виробництва компанії "Connection Technology Center", США). Конструкція датчика забезпечує захист від проникнення твердих тіл і води - IP68, і захист від температур в межах від - 50°C до +125°C. Датчики встановлюються на перехідник і з'єднуються 3-х метровим броньованим кабелем в клемну коробку;

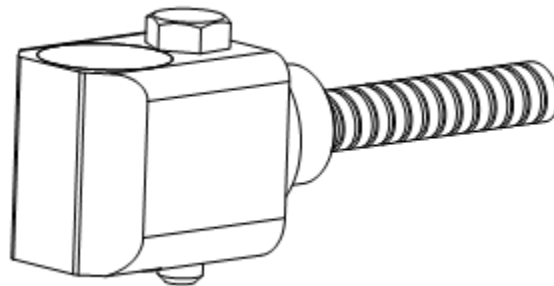


Рисунок 3.2 – Віброперетворювач типу АС103 серії 3С

2. Віброперетворювач типу АС104 серії 1А (виробництва компанії "Connection Technology Center", США). Конструкція датчика забезпечує захист від проникнення твердих тіл і води - IP68, захист від температур в межах від - 50°C до + 125 ° С. Датчики встановлюються на перехідник і з'єднуються броньованим кабелем (7, 10, 12 м);

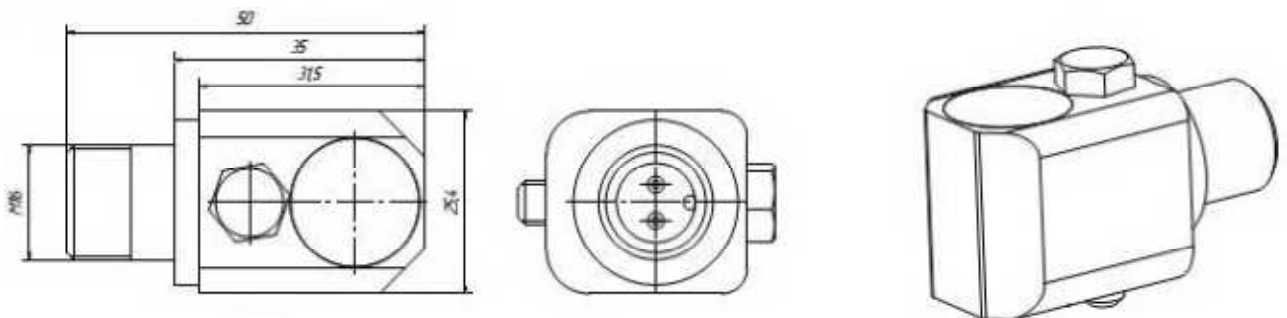


Рисунок 3.3 – Віброперетворювач типу АС104 серії 1А

3. Датчик температури типу ТП02, встановлюється на перехідник і з'єднуються броньованим кабелем у клемну коробку У якості перехідника для

установки датчиків на поверхню агрегатів використовується металевий куб, зварюванням кріпиться на підшипникову опору контрольованого обладнання;

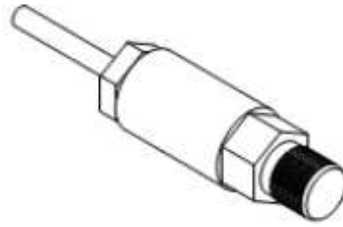


Рисунок 3.4 – Датчик температури типу ТП02

4. Клемна коробка монтується за допомогою кріпильних елементів на корпус обладнання. Клемна коробка призначена для комутації кабельних з'єднань від вимірювальних датчиків до вимірювального блоку "Корунд", а також для захисту цього підключення від механічних впливів.

Вторинне обладнання включає в себе:

1. Блок вимірювальний "Корунд" з сервісом обробки сигналу СМ8.

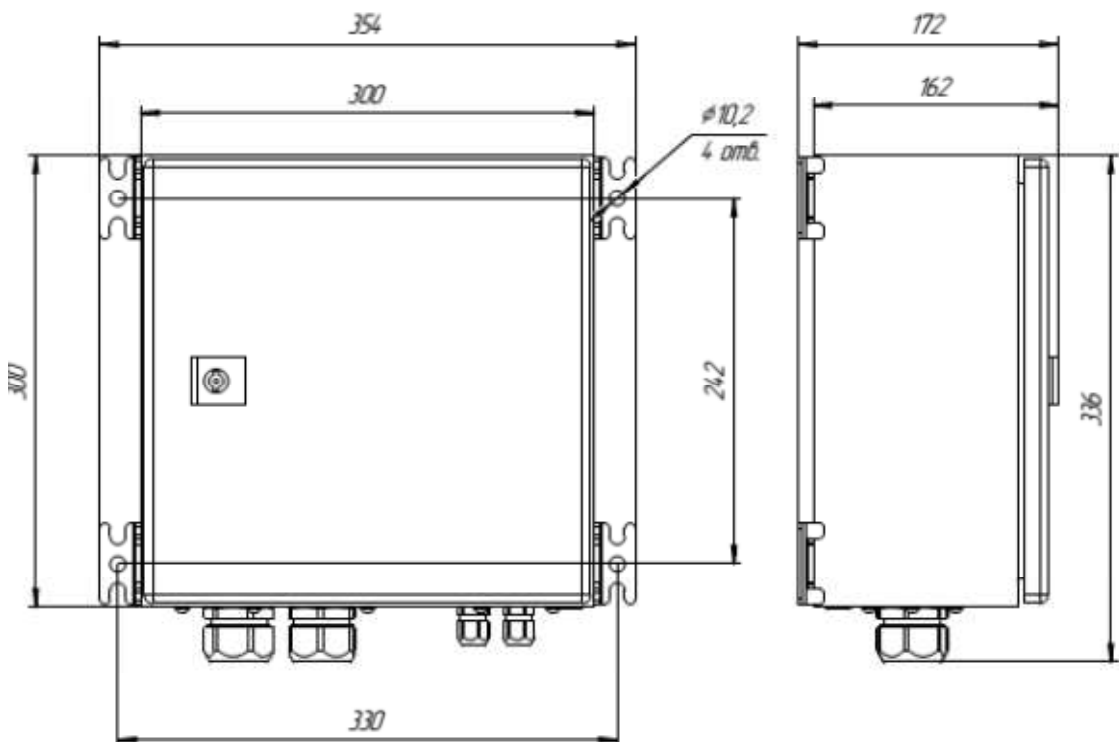


Рисунок 3.5 – Блок вимірювальний «Корунд»

Мережевий рівень включає в себе усі необхідні кабелі: лінії зв'язку, мережевий кабель Ethernet, оптичні кабелі, та лінії живлення.

Верхній рівень СКТС включає в себе серверне обладнання. Використовується промисловий сервер, який розташовується в монтажній шафі.

Для забезпечення безперерйного живлення і комутації вимірювальних блоків у машинному залі обтискного цеху використовується монтажна шафа. Програмне забезпечення забезпечує збір, обробку, запис зберігання і відображення результатів вимірювань і експортованих даних.

До складу СКТС входить програмне забезпечення "Алмаз Монітор" яке, забезпечує візуальне відображення всіх на даний момент часу прийнятих від контролера даних, таких як скаляри, спектри, сигнали, збереження даних.

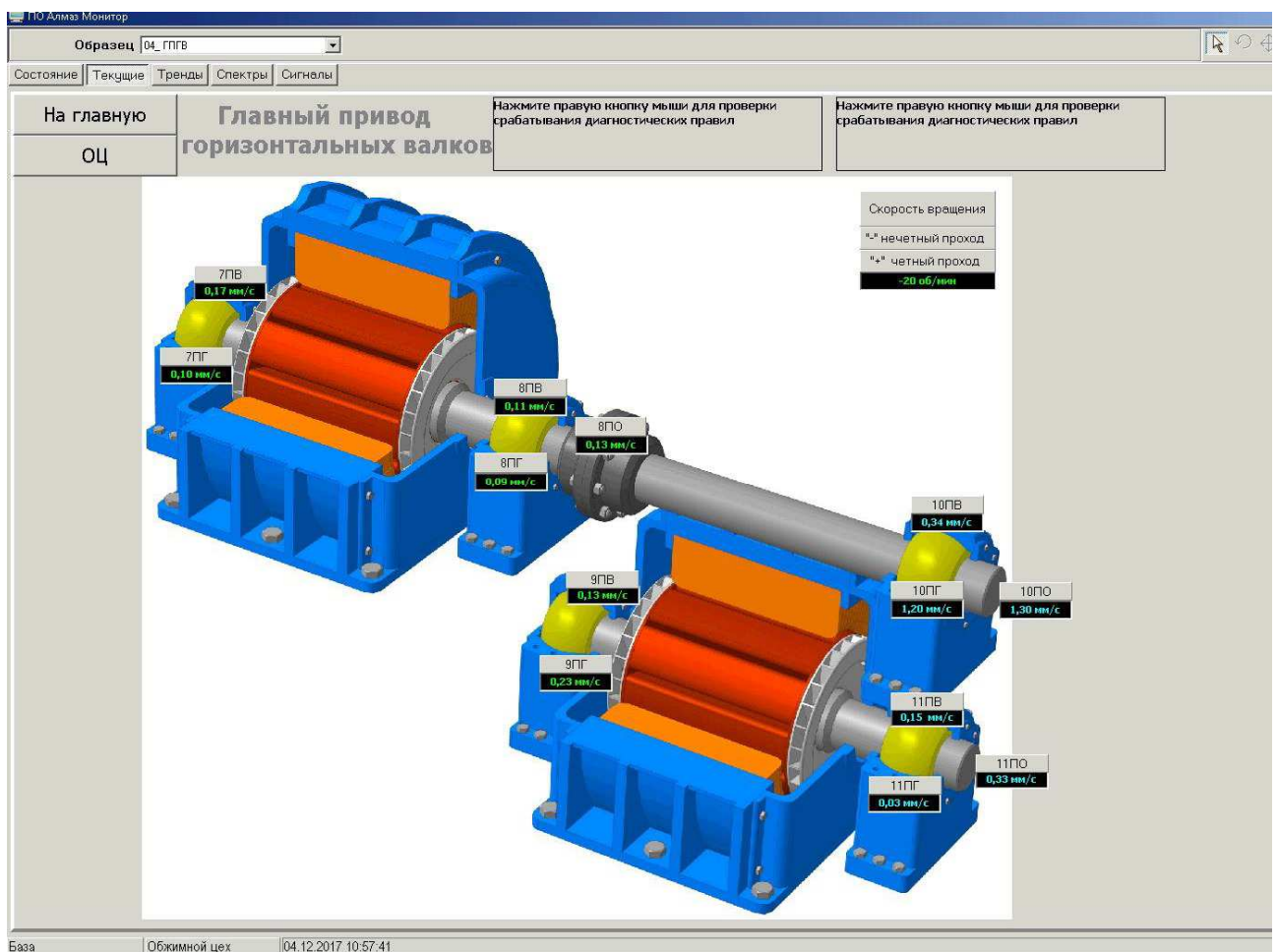


Рисунок 3.7 – Відображення процесів у ПО «Алмаз Монітор»

У якості периферійного обладнання для контролю стану обладнання на стані «Тандем» у цеху холодної прокатки №1 можливо використати використовується 28 датчиків вібрації які встановлюються на:

1. Підшипники двигунів головного приводу № 1, 2, 3, 4 – у вертикальному, осьовому горизонтально-поперечному напрямку;
2. Підшипники шестеренної кліті № 5, 6, 7, 8 – у вертикальному, осьовому горизонтально-поперечному напрямку;
3. Опори робочих валків верхні №9, 10, 11, 12 та нижні № 13, 14, 15, 16 у вертикальному, осьовому горизонтально-поперечному напрямку;
4. Опори опорних валків верхні №17, 18, 19, 20 та нижні № 21, 22, 23, 24 у вертикальному, осьовому горизонтально-поперечному напрямку;
5. Опори вузла врівноваження шпинделів № 25, 26, 27, 28 – в вертикальному осьовому горизонтально-поперечному напрямку;

Для комутації ліній зв'язку використовуються відповідні клемні коробки, лінії зв'язку від датчиків підключаються на пряму до блоку "Корунд".

Термін служби системи не менше 10 років. Середнє напрацювання на відмовлення каналів вимірювання і контролерів становить не менше 10000 годин з ймовірністю 0,95. Середнє напрацювання на відмовлення каналів 60 вимірювання параметрів для динамічного обладнання не менше 10000 годин з ймовірністю 0,95. Ймовірність безвідмовної роботи системи у цілому за 20000 годин - не менше 0,9.

В СКТС входить діагностичний модуль, який виконує періодичний аналіз отриманих вібраційні сигналів і визначає наявність/відсутність дефектів на контрольованому устаткуванні. У СКТС передбачена можливість передачі і відображення інформації в місця цілодобового контролю у вигляді світлової сигналізації.

3.3 Діагностика дефектів підшипників кочення

Підшипники кочення різних типів і марок, кулькові й роликові, радіальні й радіально - упорні, однорядні й дворядні і т.д. широко застосовуються в устаткуванні різного призначення. Без перебільшення можна сказати, що більша частина ремонтів устаткування, особливо великої й середньої потужності, проводиться через дефекти опорних підшипників кочення. Тому питання оперативної оцінки технічного стану таких підшипників, діагностики виникаючих у них дефектів, а також прогнозування можливості їх подальшої експлуатації, займають одне з найважливіших місць у роботі служб вібраційної діагностики [26].

Основні ознаки й особливості розвитку дефектів.

Наявність дефекту в підшипнику кочення легко виявляється декількома способами. Дефект може бути діагностован «на слух», за формою вібраційного сигналу, по спектру, по СКЗ сигналу, по спектру, з використанням «пик-фактора», «ексцесу», і іншими методами.

Характерна форма вібраційного сигналу зареєстрованого на опорі з підшипником кочення, що має досить розвитий дефект стану, для прикладу, наведено на рисунку 3.8. На цьому рисунку добре видні дві найбільш характерні, і важливі для діагностики, що становлять сигналу вібрації – фонові, і імпульсна [26].

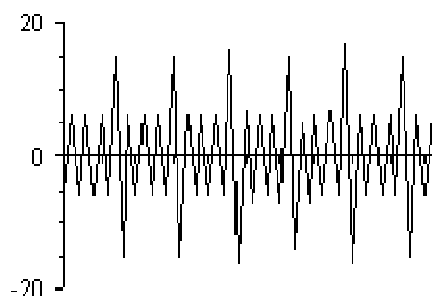


Рисунок 3.8 - Форма вібраційного сигналу на підшипнику кочення з дефектом

Фонове, або середнє значення рівня вібросигналу, региструємого на підшипнику кочення, характеризується якимось середнім значенням,

наприклад середньоквадратичним значенням віброшвидкості. Це значення вібрації досить просто може бути заміряне за допомогою звичайних віброметрів.

У моменти проходження через «несучу», навантажену зону підшипника кочення, дефектного елемента, на вібросигналу з'являється чітко виражений амплітудний пік, якийсь енергетичний імпульс. Параметри цього імпульсу визначаються видом, локалізацією й ступенем розвитку дефекту підшипника. Кожний такий ударний імпульс має чотири основні діагностичні параметрами. Це максимальна амплітуда імпульсу, частота вільних коливань, швидкість загасання амплітуди цих коливань, і частота повторення імпульсів.

Найбільш важливим параметром, що характеризують ступінь розвитку дефекту підшипника, є амплітуда ударного імпульсу. Для виміру цього параметра імпульсу в приладах вібраційного контролю повинні бути передбачене використання високочастотних датчиків виміру вібрації й застосування спеціальних пікових детекторів або досить високочастотних АЦП. Це обумовлене тим, що ударні імпульси мають порівняно високу частоту. Локалізація дефекту, місце його розташування, звичайно уточнюється по частоті проходження імпульсів, для чого використовуються спектральні методи.

Якщо діагностику стану опорних підшипників кочення проводити по параметрах тимчасових вібраційних сигналів, то основна увага слід приділити двом. Це, по-перше, кількісне значення загального рівня фону вібрації, по-друге, це співвідношення між рівнями фону вібрації й амплітудами пікових значень у вібраційному сигналі.

У самому загальному випадку зміна технічного стану підшипника кочення, виникнення й розвиток у ньому дефектів, за весь період його служби можна, розділити на п'ять основних етапів. Ці етапи схематично показано на рис. 3.9. На цьому рисунку по вертикалі відкладений рівень вібрації в розмірності віброшвидкості (мм/сек), а по горизонтальній осі відкладений відносний час експлуатації підшипника.

Узагальнений технічний стан підшипника, на кожному етапі його експлуатації, визначається зоною між двома лініями вібраційних рівнів. Нижня лінія відповідає значенню фонового рівня вібрації, певному в розмірності СКЗ віброшвидкості, а верхня лінія відповідає усередненій амплітуді ударних імпульсів, що виникають при роботі підшипника кочення.

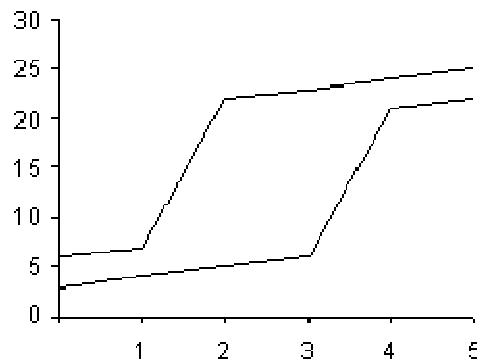


Рисунок 3.9 – Етапи розвинення дефектів підшипників кочення

Як ми вже відзначали [26], етапів що характеризують зміну технічного стану підшипників кочення, можна виділити п'ять. На першому етапі, на рисунку це зона до границі з оцінкою «1», загальний технічний стан підшипника будемо вважати ідеальним. Цю зону можна вважати не зоною наявності дефектів, а зоною їх первинного виникнення. Дефекти ще не виявляють впливу на вібрації підшипників, збільшення вібрації обумовлене природнім зношуванням поверхонь кочення підшипників. На цьому етапі піки вібрації перевищують рівень незначно, а сам «фоновий рівень» вібрації, у цьому випадку це СКЗ віброшвидкості, значно менше нормованих значень тривожного й аварійного рівнів, прийнятих для даного класу встаткування.

Зона «1-2» на рисунку 3.9. У цій зоні, починаючи із границі «1», у підшипнику з'являється й починає розбудовуватися який-небудь дефект, який супроводжується ударними вібраційними імпульсами, амплітуда який швидко росте по величині. «Руйнуюча енергія» імпульсів затрачається на «поглиблення» дефекту в робочих поверхнях підшипника, у результаті чого відбувається ще більше збільшення енергії імпульсів. Рівень фону вібрації по своїй величині поки що залишається майже незмінним, тому що дефект носить

локальний характер і на загальному стані підшипника поки не позначається. Повторимо, що це зона виникнення дефекту в процесі експлуатації.

Зона «2-3». Починаючи із границі «2» ударні імпульси в підшипнику досягають по своїй енергії, стосовно до графіка це збільшення по амплітуді, практично максимального значення. Далі амплітуда імпульсів уже росте небагато. Кількісне значення максимуму енергії імпульсів визначається типом підшипника й умовами його експлуатації. енергія, що виділяється в підшипнику, імпульсів уже настільки велика, що її досить не тільки « для поглиблення», але й для розширення зони дефекту. На даній стадії процес саморозвитку дефекту починає йти більш швидко. Одночасно із цим і рівень фону теж росте досить монотонно. Можна сказати, що дефект набирає силу, готуватися до вирішального нападу.

Зона «3-4». Це зона переходу дефекту підшипника від стадії «сильний дефект» до повної деградації. Процес починається із границі «3». Геометрична зона розвитку дефекту тут уже настільки велика, що підшипник починає «втрачати» своє основне призначення - забезпечувати обертання підтримуваного вала з мінімальним тертям. Зростають втрати в підшипнику на обертання ротора й, як результат, збільшується енергія, що виділяється в підшипнику, росте рівень фону. Це вже етап саморуйнування підшипника.

Зона «4-5». Це останній етап розвитку дефекту, коли він охопив уже весь підшипник, вірніше говорячи все те, що залишилося від підшипника. Рівень фону вібрації практично зрівнявся з рівнем піків, точніше кажучи, увесь вібраційний сигнал складається з піків. Роботи підшипників кочення в цій зоні слід уникати, хоча, якщо говорити точніше, вона вже просто неможлива.

Усі ці перераховані вище етапи погіршення стану підшипника властивий практично всім видам дефектів, що мають місце в будь-яких різновидах підшипників. Залежно від ряду конструктивних і експлуатаційних параметрів підшипників можуть спостерігатися відмінності в тривалості описаних етапів, в інтенсивності вібраційних процесів у них, але загальна картина розвитку дефектів не міняється.

Є й інші характерні ознаки наявності дефектів у підшипниках кочення.

При роботі підшипника з дефектами на поверхнях кочення в спектрі вібраційного сигналу з'являються характерні складові, гармоніки, із власними частотами, по яких можна досить коректно виявити місце знаходження дефекту. Чисельні значення частот цих гармонік залежать від співвідношення геометричних розмірів елементів підшипника, і звичайно однозначно пов'язані з оборотною частотою обертання ротора контрольованого механізму.

У навантаженому підшипнику кочення можна диференціювати чотири основні, характерні частоти для діагностики - гармонік. Це гармоніки (від оборотної частоти) викликаються специфічними процесами на зовнішній обоймі підшипника, на внутрішній обоймі підшипника, пов'язані з роботою сепаратора підшипника, і із частотою обертання тіл кочення – кульок або роликів. Розглянемо, для спрощення без проміжних математичних викладень, формули для розрахунків цих частот.

Частота обкатування тіл кочення по зовнішній обоймі підшипника, часто в літературі позначується як ВРФО:

$$F_H = N_{TK} / 2 \times F_1 (1 - D_{TK} / D_c \times \cos j)$$

де: N_{TK} - кількість тіл кочення в одному ряді підшипника;

F_1 - частота обертання ротора;

D_{TK} - діаметр тіла кочення;

D_c - середній діаметр сепаратора;

j - кут контакту тіла кочення з обоймою.

Частота обкатування тіл кочення по внутрішній обоймі - ВРФІ:

$$F_B = N_{TK} / 2 \times F_1 (1 + D_{TK} / D_c \times \cos j)$$

Частота роботи сепаратора - FTF:

$$F_c = 1/2 \times F_1 (1 - D_{TK} / D_c \times \cos j)$$

Частота роботи (обертання) тіл кочення - BSF:

$$F_{TK} = 1/2 \times F_1 \times D_{TK} / D_c (1 - D_{TK}^2 / D_c^2 \times \cos^2 j)$$

Як видно із цих формул, для точного визначення характерних гармонік роботи підшипника кочення досить 4 первинних параметрів, три з яких є

конструктивними, а четвертий визначається робочою частотою обертання ротора.

Дані формули розрахунків характерних підшипникових частот є досить простими, але не завжди зручними для практики. Складність полягає в тому, що вони містять у собі кут контакту тіл кочення з обоймами. Цей параметр не завжди відомий точно й у процесі роботи підшипника, у міру зношування робочих поверхонь підшипника, може змінювати своє значення.

У практиці зручніше використовувати більш прості формули, що не включають у себе цей кут, менш точні, найчастіше прийнятні для практичної діагностики. Приведемо й ці формули:

Частота обкатування тіл кочення по зовнішній обоймі - ВРФО:

$$F_H = F_1 (N_{TK} / 2 - 1,2)$$

Частота обкатування тіл кочення по внутрішній обоймі - ВРФІ:

$$F_B = F_1 (N_{TK} / 2 + 1,2)$$

Частота роботи сепаратора - FTF:

$$F_C = (1/2 - 1,2/ N_{TK})$$

Частота обертання тіл кочення - BSF:

$$F_{TK} = (N_{TK} / 2 - 1,2/ N_{TK})$$

Алгоритм використання цих формул досить простий – якщо в спектрі вібраційного сигналу з'являються гармоніки з такими частотами, то можна говорити про дефекти у відповідному елементі підшипника. Так це можна трактувати теоретично, практично ж усе виглядає складніше.

Використовувати ці формули, опираючись на аналіз «прямих спектрів» (класичних спектрів Фур'є від усього сигналу) впливає вірогідність діагностики з їхнім використанням може бути не високої. Досить часто навіть при наявності в підшипнику явного дефекту у вібросигналі характерні частоти можуть бути повністю відсутніми, мати зрушення по частоті, або мати дуже малий рівень.

3.4 Методи діагностики дефектів підшипників кочення

Для оцінки технічного стану й діагностики дефектів підшипників кочення різними авторами й компаніями розроблене досить багато різних методів. Природно, що всі ці методи, різні по своїх теоретичних передумовах, мають різну трудомісткість, вимагають різного приладового забезпечення й можуть застосовуватися для різних цілей. Звичайно, підсумкова інформація, отримана в результаті використання цих методів, має різну інформативність і вірогідність.

У самому загальному випадку оцінка технічного стану й пошук дефектів підшипників кочення може проводитися при чотирьох найпоширеніших методів, по наступних діагностичних параметрах:

1. По величині СКЗ віброшвидкості

Даний метод дозволяє виявляти дефекти підшипників на останніх стадіях, починаючи, приблизно, із середини третього етапу розвитку дефекту, коли загальний рівень вібрації значно виростає. Даний метод діагностики простий, має нормативну базу, вимагає мінімальних технічних витрат і не вимагає спеціального навчання персоналу, застосовується при діагностиці «масового» і порівняно недорогого встаткування.

2. Діагностика дефектів підшипників кочення по спектрах вібраційних сигналів

Даний метод застосовується на практиці досить часто, хоча й не має високу чутливість, але він дозволяє виявляти, поряд з діагностикою підшипників, велика кількість інших дефектів встаткування. Цей метод дозволяє починати діагностику дефектів підшипників приблизно із середини другого етапу, коли енергія резонансних коливань виросте настільки, що буде помітна в загальній картині частотного розподілу всієї потужності вибросигналу. Для реалізації даного методу необхідний гарний вимірювальний прилад досить високого рівня, і спеціально підготовлений персонал.

3. Діагностика дефектів по співвідношенню пік / фон вибросигналу

Основи методу ілюструються малюнком 3.8. Цей метод розроблявся декількома компаніями й має багато різних, приблизно однакових по ефективності, практичних модифікацій. Це метод HFD (High Frequency Detection - метод виявлення високочастотного сигналу), метод SPM (Shock Pulse Measurement - метод виміру ударних імпульсів), метод SE (Spike Energy - метод виміру енергії імпульсу), а також ще трохи інших, але менш відомих методів. Кращі різновиди даного методу дозволяють виявляти дефекти підшипників кочення на досить ранніх стадіях, починаючи приблизно з кінця першого етапу розвитку. Прилади, що реалізують даний метод діагностики дефектів досить прості й дешеві.

4. Діагностика дефектів підшипників кочення по спектру вібраційного сигналу що обгинає

Даний метод дозволяє виявляти дефекти підшипників на самих ранніх стадіях, починаючи приблизно із середини першого етапу. Теоретично даний метод діагностики дефектів підшипників кочення може базуватися й на аналізі акустичних сигналів, і на аналізі вібраційних сигналів. У першому випадку метод називається SEE (Spectral Energy Emitted - аналіз випромінюваної спектральної енергії), і для своєї роботи використовує спеціальний датчик акустичного випромінювання. Найчастіше для такої діагностики використовують акустичні детектори витоків різних модифікацій, що працюють у діапазоні частот до 100 кГц. У цьому випадку вимір акустичних параметрів проводиться дистанційно, з деякого видалення від контрольованого підшипника. Якщо для виміру вібраційних сигналів використовуються «звичайні контактні датчики вібрації», то застосування цього методу не вимагає використання спеціального устаткування.

Усі перераховані вище методи діагностики дефектів підшипників кочення різняться не тільки теоретичними передумовами, покладеними в їхню основу. Вони різняться типом використовуваного діагностичного устаткування, його вартістю, необхідною підготовкою персоналу й звичайно своєю ефективністю. Практично завжди справедливе просте правило - чим на більш ранній стадії, і

чим більш вірогідно необхідно виявляти дефекти підшипників, тим дорожче це коштує.

Крім того завжди слід пам'ятати й урахувати, що діагностика стану підшипників є тільки частиною загального діагнозу по встаткуванню. Повний аналіз стану встаткування звичайно проводиться по спектрах вібросигналів, тому при виборі методу діагностики підшипників кочення перевагу слід віддавати діагностиці по спектрах, що робить цей метод практично універсальним. При такому підході повний набір технічних засобів, призначений для діагностики стану встаткування, буде мінімальним за обсягом і вартості.

У випадку, якщо стандартна спектральна діагностика даного типу встаткування постійно не проводиться, то для ранньої діагностики стану підшипників кочення досить ефективно застосування методів, заснованих на порівнянні рівнів фону й піка вібросигналу. Ці методи мають достатню вірогідністю для стандартної практичної роботи фахівців з вібраційної діагностики. Дуже більшою гідністю цих методів є те, що для своєї реалізації вони не вимагають дорогих і спеціалізованих віброметрів.

Для того щоб виявити наявності явного дефекту в підшипнику, необхідно виконання цілого ряду різних вимог. Ці вимоги обумовлені конструктивними, експлуатаційними, і методичними особливостями проведення діагностики підшипників кочення різними методами.

Основна вимога до конструкції підшипникового вузла наступне - повинен існувати гарний акустичний контакт між зоною установки підшипника кочення, і можливим місцем установки вимірювального датчика. Тут використаний термін «акустичний контакт» з тієї причини, що більша частина вібраційних частот, що цікавлять нас, перебуває в зоні акустичної чутності. Звичайно, більш правильно було б говорити про передачу вібраційних сигналів від контрольованого підшипника до датчика, але в цьому випадку це рівноцінно.

Вимір параметрів технічного стану контрольованого підшипника повинні проводитися в певних умовах:

- Контрольований підшипник повинен бути навантажений достатнім зусиллям, щоб дефект міг виявитися у вимірюваних вібраційних сигналах. При невиконанні цієї умови діагностика в режимі «on-line» стає безглуздою.

- Дефектна зона підшипника кочення повинна періодично проходити через зону навантаження підшипника.

- Бажане, щоб у контрольованому встаткуванні не було інших джерел вібраційних сигналів із частотою, рівній частоті дефектів, або їх вплив був ослаблений у зоні контролю.

Використовуване для діагностики вимірювальне встаткування повинне мати певні властивості:

- Частотні параметри вимірювального датчика повинні охоплювати весь можливий діапазон частот, які можуть виникнути в контрольованому підшипнику, і який представляє «діагностичний інтерес».

- Реєстратор і аналізатор вібраційних сигналів, використовуваний для аналізу «прямих спектрів» підшипників кочення, повинен забезпечувати, після обробки, одержання спектра вібросигналу з здатністю не менше 1600 - 3200 ліній.

Ці вимоги ставляться до всіх методів діагностики підшипників кочення по спектрах, які базуються на використанні вищенаведених формул розрахунків підшипникових частот.

3.5 Діагностика підшипників ковзання

Для діагностики підшипників ковзання в програмному забезпеченні діагностичної апаратури переважно використовуються методи вузькосмугового спектрального аналізу вібрації і її обвідної. Перший з них проводить діагностику по низькочастотній вібрації, а другий - по високочастотній.

При вимірюванні високочастотної вібрації, як було зазначено вище, коли вібрація швидко згасає в міру віддалення від дефектного вузла, можливо без особливих труднощів виявити джерело цих вібрацій. У той же час по

низькочастотної вібрації, можливо, виявити дефекти тих кутів, до яких неможливо добратися в процесі вимірів, тому що низькочастотні вібрації поширюються на значно більші відстані, ніж високочастотні. Однак в тому і в іншому випадках виникають певні ускладнення діагностування, оскільки на вібрацію підшипникового вузла впливають як дефекти самого підшипника, так і умови його роботи.

Тому завдання діагностування вирішується в два етапи: спочатку визначаються умови роботи підшипника, а потім, з їх урахуванням, визначається глибина дефектів підшипників. До того ж для оптимізації процесу діагностування, через програмне забезпечення, дефекти власне підшипника, режими його роботи і дефекти інших вузлів, що знижують ресурс підшипника, об'єднують в групи. Ці групи за особливостями формування вібрації розрізняються настільки, що надають можливість ідентифікувати їх вид по параметрам вузькосмугових спектрів вібрації та її обвідної.

Всього цих груп вісім:

1. Неврівноваженість ротора (вала, барабана і т.п.);
2. Бій вала (муфти);
3. Дефекти вузлів кріплення підшипника;
4. Автоколиваннями вала;
5. Перекіс підшипника;
6. Знос підшипника;
7. Удари в підшипнику;
8. Дефект мастила.

Неврівноваженість ротора збільшує інтенсивність вібрації машини на частоті його обертання, що і є ознакою розглянутого дефекту. Через нееврівноваженості відцентрові сили, що діють на ротор, можуть перевищувати за величиною силу його тяжкості, що викличе обкатування шийкою вала вкладишів підшипника. В цьому випадку при нерівній поверхні вкладишів вібрація зростає на гармоніках частоти обертання і з'являється модуляція сил

тертя з частотою обертання ротора, тобто в спектрі обвідної вібрації з'являються лінії на гармоніках частоти обертання ротора.

Бій вала (муфти) призводить до тих же результатів, що і значна невірноваженість ротора, тобто до обкатування шийкою вала вкладишів підшипника.

Автоколивання вала в підшипниках призводять до зростання вібрації машини на гармоніках частоти цих коливань, тому що автоколивання викликають переміщення вала в площині, перпендикулярній його осі обертання, то вони є наслідком або збільшення зазору між поверхнями, що труться, або неправильної подачі мастила. Відмінною ознакою процесу вібрації в цьому випадку є те, що перша частота з групи частот в два або три рази нижче частоти обертання валу. Аналогічним чином і з тією ж частотою змінюються сили тертя і, отже, виникає модуляція високочастотної вібрації підшипника

Діагностичними ознаками автоколивань вала є поява складових низькочастотної вібрації частотах, кратних другою або третьою субгармоніках частоти обертання, або ж складових в спектрі обвідної високочастотної вібрації.

Перекіс підшипника призводить до зростання вібрації на частотах, кратних другої гармоніки частоти обертання, і до модуляції сил тертя і високочастотної вібрації підшипникового вузла тими ж частотами.

Однаковий вплив на вібрацію, з точки зору прояву ознак вібрації, підшипникових вузлів і машини в цілому надають як перекіс безпосередньо підшипника, так і вигин вала в районі підшипника.

Знос підшипника (знос вкладишів) супроводжується зростанням величини і зміною форми зазору, а також викришування поверхонь окремих ділянок вкладишів, що призводить до зміни цілого ряду параметрів вібрації, причому ці зміни безпосередньо залежать від режиму роботи ротора (вала, муфти і т.п.) і його дефектів. Діагностичні ознаки зносу підшипника ділять на дві незалежні одна від одної групи. Перша пов'язана з нестабільністю масляного клина і являє собою зміну форми фону в спектрі обвідної

високочастотної вібрації підшипника у вигляді його підйому на низьких частотах. Друга група ознак визначається зростанням гармонік спектру вібрації.

Удари в підшипнику найчастіше виявляються по обвідної високочастотних вібрацій і діляться на дві групи: гідродинамічні і механічні (сухі). Перший вид ударів є короткочасне поява ділянок в змащувальному шарі, що характеризуються підвищеною турбулентністю потоку мастила другий і більш небезпечний вид ударів пов'язаний з розривом масляної плівки і появою короткочасного «сухого» контакту поверхонь тертя. Характерною ознакою прояви першого виду є короткочасна стрибкоподібна зміна високочастотної вібрації підшипника, що призводить до значного зростання рівня високочастотної вібрації, в той час, як в другому випадку зростання високочастотної вібрації виявляється досить сильним. Діагностичні ознаки поява ударів в підшипниках лише незначно відрізняються від групи ознак зносу, який виявляється по гармонійним складовим спектра вібрації і її обвідної. Ця відмінність стосується спектра обвідної вібрації, в якому при появі ударів невеликої тривалості з'являється велика кількість гармоні аж до граничної частоти спектра.

Дефекти мастила призводять до зростання високочастотної вібрації підшипника і можуть призводити до розриву масляного шару і ударам. Однак ці удари не є періодичними і в спектрі обвідної вібрації відсутні гармонійні складові, якщо в підшипнику немає інших дефектів. Діагностичною ознакою дефектів змащення є зростання високочастотної випадкової вібрації підшипникового вузла за умови, що він не пов'язаний із зносом підшипника або появою в ньому ударів.

Вкрай важливим моментом при виконанні вимірювань є правильний вибір точок контролю вібрації і діагностичних ознак. Діагностика підшипників виробляється за вібрації, вимірюваної на корпусі підшипникового вузла.

Обов'язковою умовою вимірювань є:

1. Наявність безпосереднього контакту вкладишів підшипника з тією частиною корпусу підшипникового вузла, на яку кріпиться датчик вібрації;

2. Повторність результатів вимірювання спектрів вібрації при повторній установці датчика;
3. Вибір напрямку вимірювання, по можливості, перпендикулярного осі обертання валу і проходить через цю вісь.

3.6 Побудування моделі розпізнавання стану підшипника кочення та прийняття рішення за результатами діагностики

Підшипники ковзання є невід'ємною частиною багатьох великих, і дуже відповідальних агрегатів, широко застосовуються в енергетичному обладнанні. При зовнішній простоті конструкції, а підшипник ковзання складається всього з трьох елементів - з антифрикційного вкладиша, частини поверхні вала підшипникової шийки, і шару масла між ними, насправді це складний і відповідальний вузол, в якому можливе виникнення небезпечних дефектів.

З метою забезпечення високої надійності роботи обладнання з підшипниками ковзання, а це зазвичай саме відповідальне і дороге обладнання, необхідно забезпечувати необхідний рівень моніторингу технічного стану та діагностики виникають дефектів. Це одне з основних оперативних завдань, які доводиться постійно вирішувати співробітникам обслуговуючого і діагностичного персоналу підприємства.

Вібраційні методи діагностики і оцінки технічного стану підшипників ковзання є в даний час найбільш ефективними і широко поширеними. Вони дозволяють контролювати технічний стан підшипників в процесі роботи, не вдаючись до розбирання агрегатів.

Фізичні процеси, що протікають в підшипниках ковзання, досить складні, залежать від особливостей конструкції підшипника, а також від співвідношення багатьох зовнішніх і внутрішніх факторів, що визначають умови роботи підшипника. Питання, що виникають в процесі експлуатації підшипників ковзання проблеми стану, можуть бути об'єднані в три основні групи. Це:

1. Проблеми загального технічного стану робочих поверхонь підшипника ковзання;
2. Проблеми, пов'язані зі збільшенням або зменшенням величини зазору між жолобником вала і антифрикційним вкладишем;
3. Проблеми несучої здатності масляного клина, що виконує функції опорного елемента підшипника ковзання.

В першу чергу необхідно визначитися з особливостями виникнення і роботи масляного клина, що підтримує обертовий ротор контрольованого механізму. Несуча здатність масляного клина підшипника ковзання, його основний експлуатаційний параметр, є складної нелінійної функцією від величини зазору між валом і антифрикційним вкладишем. З одного боку, чим тонше шар масла між валом і вкладишем, тим вище несуча здатність підшипника. Але з іншого боку, надмірне зменшення товщини шару масла знижує стійкість підшипника до динамічних навантажень, що збільшує ймовірність виникнення механічного торкання шийки вала про вкладиш. Робочий шар масла в підшипнику цілком обґрунтовано називають масляним клином тому, що на радіальному розрізі підшипника несучий шар масла дуже схожий на клин, вигнутий навколо шийки ротора. Товщина робочого шару масла в підшипнику є максимальною в місці входу робочої поверхні обертового вала в несучу зону підшипника і мінімальна на виході з неї.

Чим більше величина вертикального навантаження на підшипник ковзання, тим тонше стає робочий шар масла, що несе радіальне навантаження, і навпаки. Така особливість роботи підшипників ковзання може призвести до того, що ротори агрегатів, які спираються на такі підшипники, при певних конструктивних і експлуатаційних умовах, можуть втратити стійкість і перейти в режим автоколивань в радіальному напрямку. Найбільш часто це може статися при значному зменшенні навантаження вала ротора на підшипник, що може бути наслідком багатьох причин. Зменшення

навантаження на підшипник може перевести його в режим коливань товщини масляного клина.

При монтажі підшипника ковзання завжди ретельно контролюються зазори з усіх боків вкладиша і галтелі ротора, тому що усі вони, а не тільки нижня частина вкладиша, в тій чи іншій мірі беруть участь в роботі підшипника. Навіть зазор у верхній частині підшипника важливий для стабілізації становища ротора в зазорі підшипника. В процесі роботи через природного зносу робочі зазори поступово зростають, і настає такий момент, коли це починає позначатися на стані агрегату і, відповідно проявлятися в спектрі вібрації.

Досить часто при цьому в агрегаті може бути присутнім ще один дефект, який має іншу природу виникнення, наприклад небаланс або розцентровка. Цей дефект збуджує вібрації, які повинні привести до обкатування ротора по внутрішньому колу підшипника. Не рідкісні випадки, коли зазор збільшений, а в вібраційних сигналах це не проявляється, немає впливу, що обурює, що приводить до підвищення вібрації.

Вібрації масляного клина проявляються зазвичай там, де є значне відхилення від нормальної кондиції одного з наступних основних параметрів: навантаження від ротора на підшипник не відповідає розрахунковій несучої здатності масляного клина, найбільш «небезпечно» знижене значення навантаження. У контрольованому агрегаті, як мінімум, є ще одна обурює динамічна сила, яка виникла не як результат проблем контрольованого підшипника, але здатна порушити коливання ротора в підшипнику. Відбулися важливі зміни робочих параметрів масла, в порівнянні з розрахунковими значеннями, що впливають на несучу здатність масляного клина. Це може бути зміна в'язкості, температури, тиску, поява в маслі сторонніх домішок.

Також розглянемо основні діагностичні особливості при монтажі дефекту підшипнику ковзання. Як правило, при перекосі вкладиша в підшипникової опори рівень вібраційного сигналу в різних вимірювальних проекціях істотно відрізняється. Крім того, в залежності від місця вимірювання рівень вібрації

одного і того ж підшипника може відрізнятись. Коли внутрішня частина вкладиша підшипника, розташована з боку ротора, переміщається, умовно кажучи «вгору», зовнішня частина вкладиша, з боку муфти, може переміщатися з меншою швидкістю, або залишатися на місці, або навіть переміщатися в зворотному напрямку, «донизу».

Вібраційні сигнали на двох сторонах підшипникової опори, можуть не тільки відрізнятись за загальним рівнем, а й мати фазовий зсув один від одного. Основних причин виникнення такої вібраційної картини дві. Ці два дефекту, в сукупності, і призводять до складного характеру прецесії в часі різних точок підшипника. Якщо вкладиші є такими, які самі встановлюються, то вони переміщаються в точку нового рівноважного стану і вібрації можуть зменшитися. Якщо такої можливості вільного зсуву у них немає, то вібрація так і залишиться підвищеною. Максимальне значення вона зазвичай має в осьовому напрямку. Це відбувається не тому, що найбільші сили діють вздовж осі агрегату, просто конструктивна податливість підшипникової стійки в даному напрямку найбільша.

Порівняння вібрацій в вертикальному і поперечному напрямках, особливо побудова «троянди вібрацій» в цій площині дозволяє досить коректно виявити вісь перекошу вкладиша. Частотний склад вібрацій при такому дефекті простий і зазвичай обмежується першою гармонікою. При сегментних вкладишах можлива поява гармоніки з частотою, що дорівнює добутку зворотному частоти на число сегментів.

В процесі роботи шийка вала, що є частиною підшипника ковзання, може нерівномірно зноситися, і її поперечний переріз, спочатку що є кругом, може набути ознак еліпса. При певних умовах зносу перетин шийка вала може мати в собі деяку тригранність, чотиригранний чи ін. При роботі такого підшипника товщина масляного клина буде модулюватися не лінійністю кривизни шийки вала. В результаті радіальні вібрації матимуть в своєму складі гармоніки, пропорційні добутку зворотному частоти валу на «порядок еліпсності» шийки

вала. При еліпсності відбувається деяке збільшення частоти вібрації масляного клина.

Розглянемо приклади діагностування та оперативного виявлення і прийняття рішень по ліквідації аварійного стану обладнання на комбінаті «Запоріжсталь», де вже використовується система СКТС "Корунд", а саме на обтискному стані «Слябінг 1150».

07 серпня 2014 р. о 22 год 00 хвилин при черговому обході підшефного обладнання черговим електромонтером на приладі КВП було виявлено підвищення температури бабіту підшипника №8 до 77°C, МС – 47°C, вимір пірометром – 61°C. Даний підшипник служить опорою якоря електродвигуна з боку стану. Була дана команда на ПУ-1 припинити прокатку і викликані начальник зміни і змінний майстер-електрик. Оперативним електротехнічним персоналом цеху були прийняті коригувальні дії, пов'язані з охолодженням підшипника, а саме:

- на повзучої швидкості збільшена подача мастила;
- підведено додаткове охолодження (стиснене повітря).

При зниженні температури до 75°C начальником зміни було прийнято рішення відновити прокатку, що в подальшому спричинило зростання температури (на приладі КВП до 110°C, МС-56°C, пірометр – 67°C) і подальшу зупинку стану 07.08.14г в 22ч 21 хв.

При розбиранні підшипника №8 виявлено руйнування замкової частини мастильного кільця (з боку стану), що спричинило за собою зменшення подачі мастила для створення масляного клина в сполученні «якір-вкладиш». Проведено ремонт мастильного кільця з виготовленням нового сегмента замку. Проведена зачистка і шабрування сполучених сферичних поверхонь вкладиша і стійки.

09.08.2014г. робота стану «Слябінг 1150» відновлена. 10.08.2014г. о 03 годині 00 хвилин при черговому обході підшефного обладнання черговим електромонтером на приладі КВП був виявлений зростання температури підшипника №8 електродвигуна МПС-9000-66 7200 кВт приводу верхнього

горизонтального валка (ДВГВ) стану «Слябінг 1150» обтискного цеху. Повідомлено майстру-електрику, була збільшена подача масла. У зв'язку з подальшим зростанням в 3 години 20 хв була зупинена прокатка і включена повзуча швидкість, о 3 годині 40 хвилин температура на приладі КВП - 57°C, МС – 67°C.

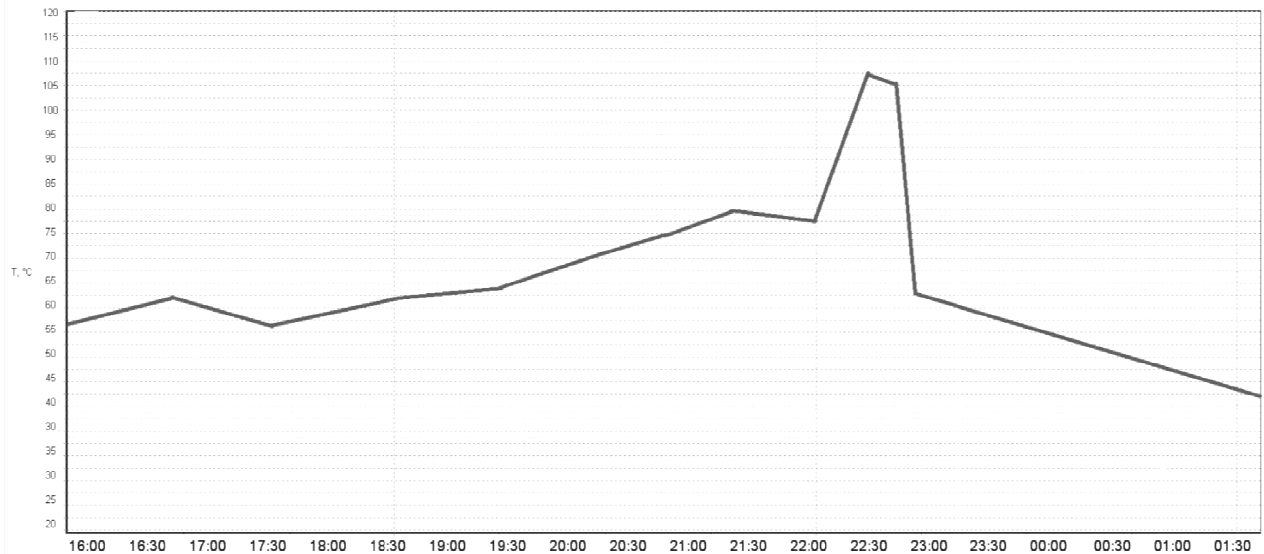


Рисунок 3.10 – Графік різкого росту температури на підшипнику №8 електродвигуна МПС-9000-66 обтискного стану «Слябінг 1150» 69

При розбиранні підшипника №8 11.08.2014г. було виявлено:

1. Оплавлення бабітового заливу в місці утворення масляного клину;
2. Сліди на шийці якоря в місці обертання масляних кілець із закиданням продуктів піттинг-корозії олійними кільцями в робочу зону масляного клина.

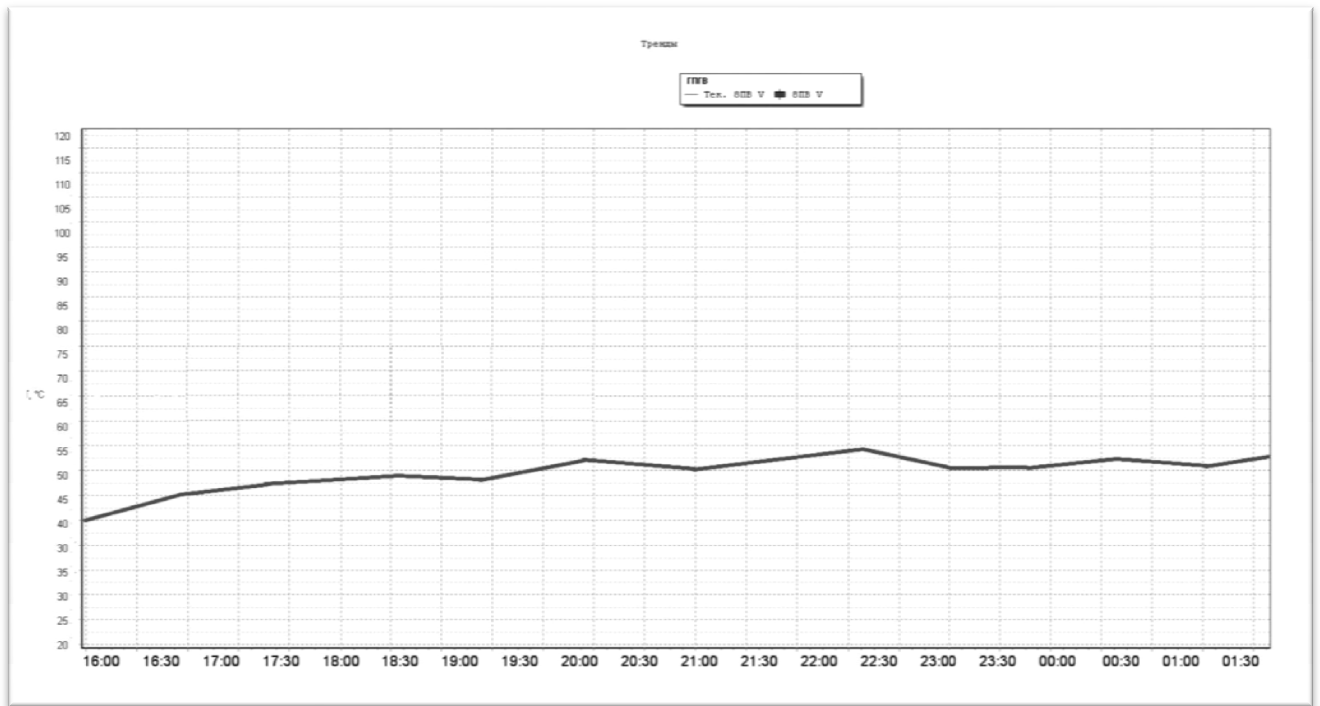


Рисунок 3.11 – Графік температури підшипника №8 електродвигуна МПС-9000-66 обтискного стану «Слябінг 1150» за нормальних умов роботи

Розслідуванням встановлено:

1. При проведенному аналізі характеру руйнувань мастильного кільця було встановлено, що руйнування сталося по одному з отворів діаметром 6 мм, за місцем зламу виявлена раковина сегмента замку.

2. При аналізі поверхні бабітових вкладиша виявлено оплавлення бабіту, після чого було прийнято рішення провести його ремонт з підгонкою.

3. Після численних примірок вкладиша виявили пошкодження сферичної частини стійки підшипника №8. Характер пошкодження говорить про піттинг-корозію сферичної поверхні стійки.

4. Наявність піттинг-корозії свідчить про втоми металу та незадовільну роботу сполучених частин.

5. Зважаючи на відсутність резерву підтверджена необхідність закупівлі нового комплекту підшипникових вузлів.

6. Сліди на шийці якоря в місці обертання масляних кілець утворилися через закидання продуктів піттинг-корозії олійними кільцями в робочу зону масляного клина.

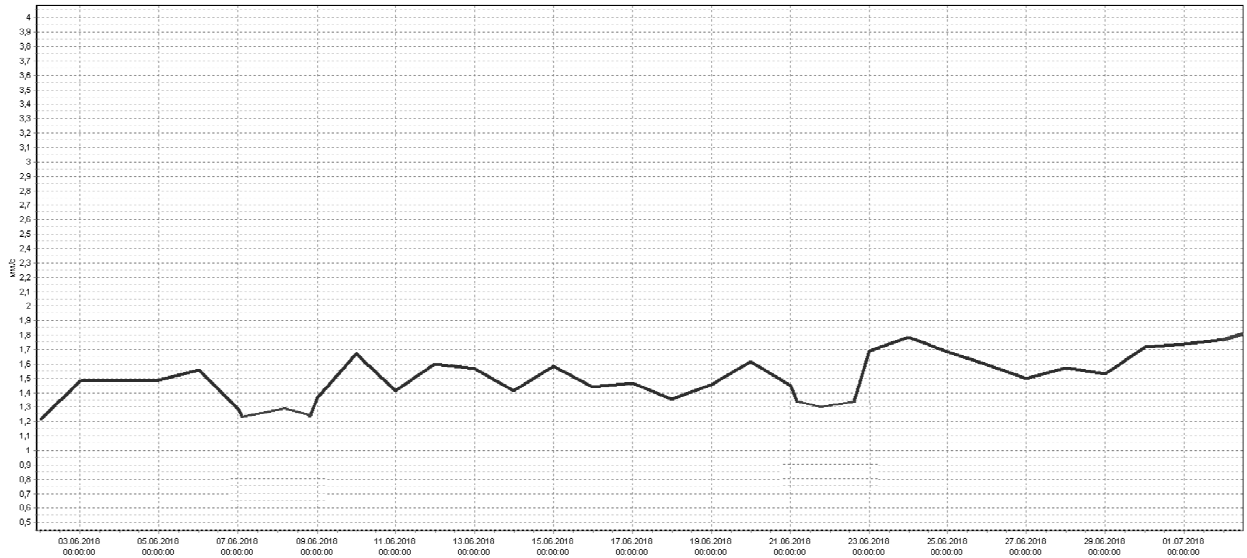


Рисунок 3.12 – Графік стабільної роботи підшипника №8 обтискного стану «Слябінг 1150» за показаннями віброшвидкості

Віброшвидкість - це швидкість переміщення контрольованої точки обладнання під час її прецесії уздовж осі виміру.

У практиці вимірюється зазвичай не максимальне значення віброшвидкості, а її середньоквадратичне значення, СКЗ. Фізична суть параметра СКЗ віброшвидкості полягає в рівності енергетичного впливу на опори машини реального вібрації і фіктивного постійного, чисельно рівного за величиною СКЗ.

У випадку коли на графіку ми бачимо різке підвищення показників віброшвидкості, це може свідчити про наявність тріщин чи виробітки на шпінделі, або значного перекосу шпинделя.

Віброприскорення - це значення вібрації, прямо пов'язане з силою, що викликала вібрацію. Віброприскорення характеризує ту силову динамічну взаємодію елементів всередині агрегату, яке викликало дану вібрацію. Зазвичай відображається амплітудою (Пік) - максимальне по модулю значення прискорення в сигналі. Застосування віброприскорення теоретично ідеально, тому що акселерометр вимірює саме прискорення і його не потрібно спеціально

перетворювати. Недоліком є те, що для нього немає практичних розробок по нормам і граничним рівням, немає загальноприйнятого фізичного і спектрального тлумачення особливостей прояву віброприскорення. Успішно застосовується при діагностиці дефектів, що мають ударну природу - в підшипниках кочення та редукторах.

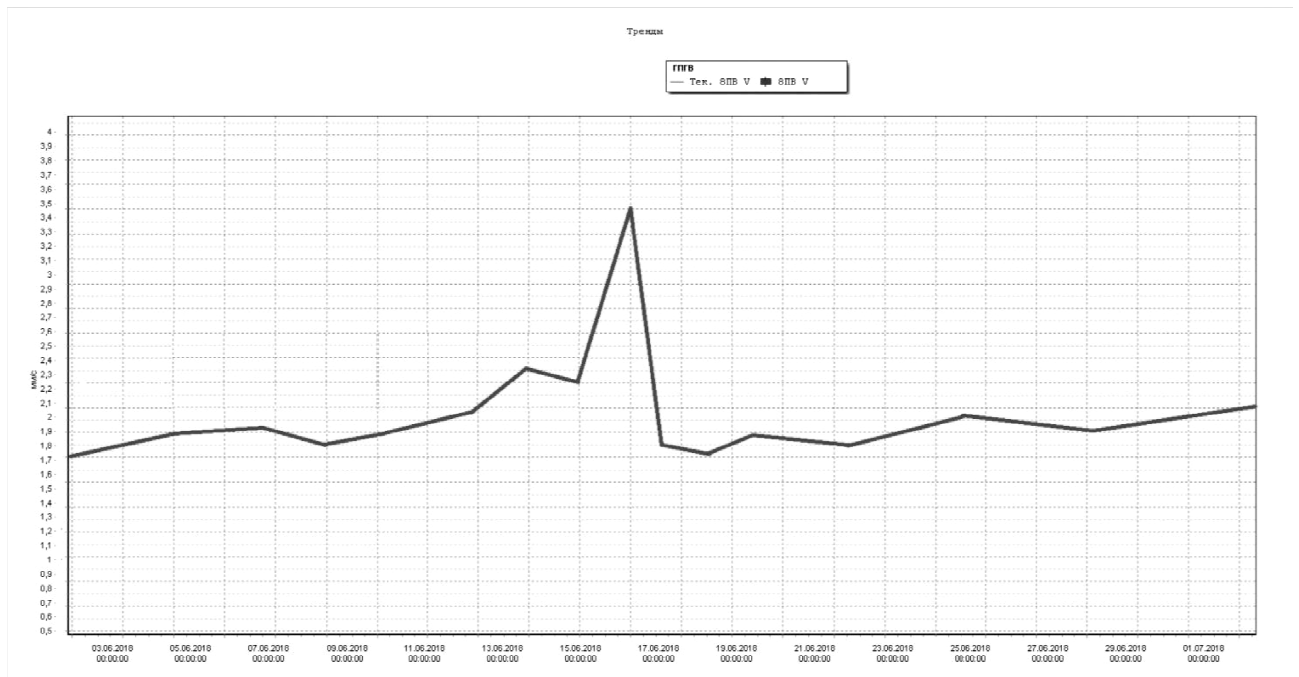


Рисунок 3.13 – Графік різкого підвищення віброшвидкості на підшипнику №8 обтискного стану «Слябінг 1150»

З двох широко застосовуваних на практиці уявлень вібросигналів (віброшвидкість і віброприскорення) краще використання віброшвидкості, так як це параметр, відразу враховує і переміщення контрольованої точки і енергетичний вплив на опори від сил, що викликали вібрацію. Інформативність віброприскорення може зрівнятися з інформативністю віброшвидкості тільки за умови, коли додатково, крім розмаху коливань, будуть враховані частоти, як всього коливання, так і його окремих складових. На практиці зробити це досить проблематично.

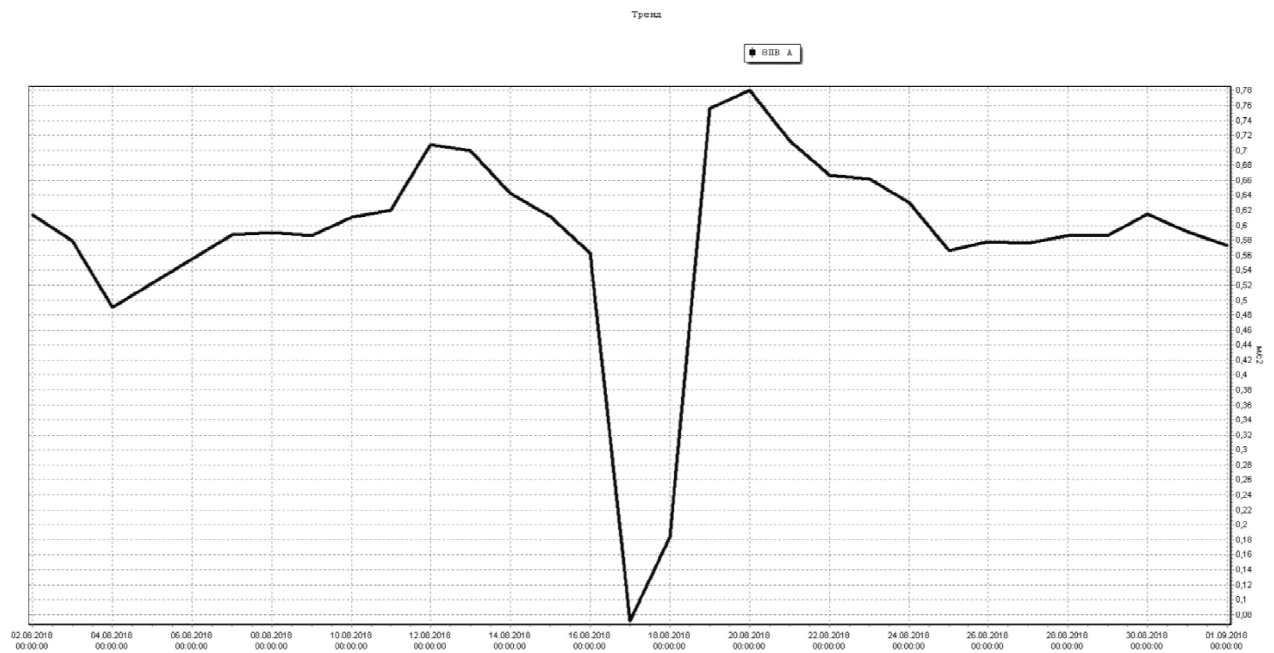


Рисунок 3.14 – Графік віброприскорення на підшипнику №8 обтискного стану «Слябінг 1150»

Аналіз зіставлених енерго-силових параметрів прокатки з вібродіагностичними параметрами роботи підшипників показує, що найбільш значущим критерієм оцінки зміни технічного стану підшипників є віброшвидкість. Збільшення віброшвидкості корелюється з параметрами збільшення сили прокатки і току двигунів в період неусталеного процесу, а саме захоплення валками зливку та вихід зливка з валків.

Значення віброшвидкості при інших рівних умовах збільшується зі зменшенням ресурсу підшипника, що пов'язане з наступними факторами:

1. Погіршення умов змащення;
2. Забруднення мастила;
3. Незадовільне первинне виготовлення вкладишів підшипника (невідповідність нормам шорсткості поверхні);
4. Порушення технології монтажу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1. Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

До шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, зокрема, відносяться: несприятливі кліматичні (мікрокліматичні) умови у повітрі робочої зони; напружені зорові роботи; інтелектуальні навантаження; монотонність праці; нервово-емоційна напруженість праці; невідповідність ергономічних показників робочого місця діючим вимогам; фізична важкість виконуваної роботи (статичні та динамічні навантаження на кістково-м'язовий апарат людини); шуми; ультразвук та інфразвук; вібрації; електромагнітні поля промислової частоти; електромагнітні випромінювання радіочастот; електромагнітні випромінювання оптичного спектру (ультрафіолетові або інфрачервоні) від природних, або штучних джерел; статичні електричні поля; розрядження зарядів статичної електрики; рентгенівські та інші іонізуючі випромінювання; надходження шкідливих речовин у повітря робочої зони; ризики ураження електричним струмом; ризики виникнення пожеж; ризики аварій при експлуатації ємностей, що працюють під тиском; біологічна небезпека; недостатня, або надмірна освітленість робочого місця; ризик виникнення надзвичайних ситуацій природного або штучного характеру на об'єкті або території. Аналіз карти умов праці слюсаря ремонтника представлений у таблиці 4.1

Гігієнічна оцінка умов праці. Умови і характер праці відносяться до III класу 2 ступені по факторах: пил, шум.

Атестація робочого місця. Робочі місця мають у наявності: 2 фактор 1 ступені, 2 факторів 2 ступеня, 1 фактор 3 ступені. По показниках робоче місце варто вважати з особливо шкідливими й особливо важкими умовами праці, що відповідає показникам списку № 1 пункт 1.

Відповідно до списку №1: пенсійний вік по пільгових умовах для чоловіків складає 50 років, для жінок 45 років, дається додаткова відпустка 7 днів і молоко.

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці

Фактори	Норма-тивне значення, ГДК, ГДР	Фактичне значення	Клас шкідливих і небезпечних умов, характер праці			Час дії фактора, % в зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3			90,8
Азоту діоксид	2,0	4,0	2			90,8
Ангідрид сірчаный	10,0	13,5	1,35			90,8
II. Пил переважно 103фібро генної дії (силікато-вмісний), мг/м ³						90,8
Зміст кремнію діоксида – 2,5%	4,0	7,9	1,8			90,8
III. Шум, дБА	80	90		10		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °С	26-15	38			11	90,8
- швидкість руху повітря, м/с	0,5	<0,3	60,6			90,8
- відносна вологість повітря, %	55	28				90,8
Категорія важкості та напруженості праці	Важка III Помірна					
V. Робоча поза						
Нахил корпусу в просторі, обумовлений технологічним процесом, град	перебування в похилому положенні понад					
	28,1	30		30		
Кількість факторів			5	2	1	

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

В процесі виробництва на стані 1680 існують наступні небезпечні чинники: деталі механізмів, що обертаються і рухаються.

Основні небезпеки при прокатці складає можливе захоплення одягу або рук робітника валяннями стану, що обертаються, опіки і удари прокатуваним металом. Частково знижується ризик здобуття травми механізацією процесу прокатки автоматизацією технологічного процесу. Механізують пркатку, застосовуючи рольганги для подачі заготовок від печей до стану, стан обладнаний підйомно-качаючими столами, кантувальниками і маніпуляторами. Для передачі розкату з кліті в кліть застосовують автоматичні прилади, як із заднього, так і з переднього боку кліті.

Ризик травматизму викликає так само можливе відлітання окалини на обтискних клітях. Для профілактики травматизму в даному випадку застосовують новітні методи безокислювального нагріву металу. При звичайному нагріві заготовок в методичних газових печах перед чорновими клітями встановлюють окалинозламувачі.

Для захисту обличчя вальцювальників на обтискних клітях від викидів окалини і шлаку застосовують металеві сітки або пластмасові козирки, установку запобіжних завіс і екранів.

При налаштуванні клітей існує ризик захвату одягу або рук робітника. Щоб уникнути подібних випадків застосовують наступні запобіжні засоби. Процес управління натискними гвинтами на станах послідовного або безперервного типу здійснюється штурвалами з торцевого боку, а на станах лінійного типу – з переднього боку клітей.

Небезпечним чинником в цеху є електромостові крани, що завантажують заготовки в колодязі сповільненого охолодження і у вагони. Пропонуються наступні заходи (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Технічні міри захисту від впливів шкідливих факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип	Параметри	Місце установки
1	Запиленість	Витяжна вентиляція	Місцева	Витрата 1000 м ³ /год	Зона виділення пилу
2	Запиленість	Респіратор ЗІЗОД	"Росток", Тополь-4	-	Індивідуально
3	Шум	Навушники проти-шумові Беруші	- -	Придатний до 100дБА	Індивідуально
4	Температура	Утеплена куртка, ватяні штани	Тн	До -20°С	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини	Те ж що і при запиленості + костюм х/б, рукавиці	Ят	До 20 мг/м ³	Індивідуально

4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії

4.3.1 Мікроклімат

Мікроклімат (метеорологічні умови) характеризуються атмосферним тиском, температурою, вологістю, швидкістю руху повітря, а так само інтенсивністю теплового випромінювання. Мікроклімат виробничих приміщень, в основному, впливає на тепловий стан організму людини і його теплообмін з довкіллям.

Терморегуляція – здатність організму регулювати теплообмін із зовнішнім середовищем при цьому температура тіла на певному, постійному рівні – 36,6 °С, відносну вологість в межах 35-60% при температурі – 18-20 °С - вважають нормальною.

До основних заходів щодо нормалізації і поліпшення параметрів мікроклімату можна віднести:

- удосконалення технологічних процесів;
- раціональне розміщення технологічного устаткування;

- раціональна вентиляція, опалювання, а в літній час – кондиціонування повітря;
- раціоналізація режимів праці і відпочинку;
- вживання теплоізоляції устаткування і захисних екранів;
- використання засобів індивідуального захисту.

У даній роботі пропонуються наступні заходи по поліпшенню мікроклімату на виробничій ділянці:

- розміщувати основні джерела тепла безпосередньо під аераційним ліхтарем, біля зовнішніх стін будівлі і в один ряд на такій відстані один від одного, щоб повітряні потоки не перехрещувалися на робочих місцях.
- для охолодження гарячих виробів необхідно передбачати окремі приміщення, устаткування яке випромінює тепло розташовувати в ізольованих приміщеннях або на відкритих майданчиках, створювати повітряні і водоповітряні душі.
- слід упроваджувати аерацію, на постійних робочих місцях встановлювати джерела променистого тепла. Для огорожування джерел тепла від робочих місць застосовувати захисні екрани і завіси.

4.3.2 Освітлення виробничих приміщень

Як відомо велику роль в зниженні травматизму грає якісне освітлення робочої ділянки. Крім того, низьке освітлення негативно впливає на зір робітника, в результаті, на його самопочуття і загальну працездатність. Тому, забезпечення хорошого освітлення є одному з пріоритетних завдань в організації виробництва. За одиницю освітленості прийнятий люкс. Контроль освітлення здійснюється спеціальними приладами – люксометрами. Для створення сприятливих умов освітлення, зорової роботи, що виключає швидке стомлення очей, виникнення професійних захворювань, нещасних випадків виробниче освітлення повинне відповідати наступним вимогам:

- створювати на робочому місці рівень освітленості, відповідний характеру зорової роботи, не нижче встановлених норм.

- забезпечити достатню рівномірність і постійність рівня освітленості у виробничих приміщеннях, щоб уникнути надмірного навантаження зору і зміни світлових контрастів.

- не створювати засліплюючої дії в результаті роботи прокатного стану. - забезпечити контраст освітлених поверхонь.

- освітлення має бути простим і надійним в експлуатації, економічним і по можливості – естетичним.

Залежно від джерел світла виробниче освітлення може бути як природним, так і штучним. Природне освітлення передбачає попадання джерела світла через світлові отвори, вікна. Комбіноване освітлення передбачає поєднання верхнього і бічного освітлення. На рівень освітленості, у свою чергу, впливають наступні чинники: світловий клімат, площа світлових отворів, джерел, міра їх чистоти, забарвлення приміщення, наявність предметів тих, що утрудняють пряме освітлення.

Штучне освітлення передбачається у всіх виробничих і побутових приміщеннях. При організації даного типу освітлення необхідно забезпечити сприятливі гігієнічні умови для зорової роботи і враховувати всі економічні показники.

Для раціонального розподілу світлового потоку застосовується освітлювальна арматура. Її призначення – перерозподіл світлового потоку ламп, захист очей від яскравості. У цехах застосовуються світильники прямого світла, що підвішують на значній висоті. Для місцевого освітлення користуються світильниками типа «Альфа», «Бета», і коробчасті світильники. Використовують лампи типу ДРІ-400 і світильники «Астра».

4.3.3 Виробничий шум

Виробничим шумом прийнято називати всякий шум, який присутній на робочому місці, на ділянці або території підприємства, що виникає в результаті виробничого процесу.

Під впливом шуму, що перевищує 85-90 дБА, в першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Сильний шум надає негативної дії на здоров'я та працездатність людей. Тривала робота в умовах підвищеного рівня шуму призводить до зниження працездатності, швидкого стомлення і психічного виснаження. До того ж порушується процес травлення, відбувається зміна об'єму внутрішніх органів. Впливаючи на кору головного мозку, шум надає дратівливу дію, ослабляє увагу.

Для боротьби з шумом, безпосередньо в джерелі його виникнення, застосовують малошумні механічні передачі, розробляються способи зниження шуму в підшипникових вузлах, вентиляторах. Акустичні засоби захисту від шуму можна розділити на декілька груп: звукоізолюючі, звукопоглинаючі і глушники шуму.

Суть методу зниження шуму звукоізоляцією передбачає шумоізоляцію обладнання, розташування гучного об'єкту на великій відстані один від одного і основного приміщення роботи. Можливе оснащення приміщення звукоізолюючою стіною або перегородкою. Звукопоглинання відбувається за рахунок переходу коливань енергії в теплоту, яка виникає унаслідок втрат в звуконосії на тертя.

Звукопоглинальні матеріали і конструкції призначені для поглинання звуку як в приміщеннях з джерелом шуму, так і в сусідніх приміщеннях. Акустична обробка приміщень передбачає покриття стелі і верхньої частини стінів звукопоглинальними матеріалами.

4.3.4 Виробничі випромінювання

Ряд виробничих процесів в чорній металургії супроводжується дією на працівників інфрачервоного, видимого, ультрафіолетового і іонізуючого випромінювання. Надмірна яскравість в прокатному цеху викликає явище тимчасової сліпоти та негативно впливає на світлочутливі елементи сітківки очей людини.

Для попередження сліпоти робочих, потрібно застосовувати окуляри з кольоровим склом (світлофільтрами).

4.3.5 Гігієна праці

Гігієна праці це наука, що вивчає дію трудового процесу і навколишнього виробничого оточення на організм працюючої людини. Виробнича санітарія, у свою чергу, є системою організаційних заходів і засобів, що запобігають дії шкідливих чинників на робітниках. Такими можуть бути пил, шум, висока температура, інфрачервоне випромінювання.

Людина постійно знаходиться у взаємозв'язку з довкіллям, в міру можливості він пристосовується до неї, або пристосовує її до себе, забезпечуючи умови для існування. В разі недостатнього пристосування зовнішнє середовище надає несприятливу дію на людину, унаслідок чого страждає його фізичне і психічне здоров'я.

На основі вивчення умов і характеру праці на підприємствах чорної металургії і їх впливу на організм робітників розроблений комплекс організаційних, санітарно-технічних і лікувально-профілактичних заходів, направлених на усунення несприятливих чинників виробничого середовища. Серед них запобігання або зменшення їх впливу на організм людини, а також зміна самого характеру праці для зміцнення здоров'я працівників і підвищення їх працездатності.

4.4 Заходи пожежної безпеки

Згідно до ДСТУ пожежна безпека об'єкту забезпечується системою запобігання пожежі, системою пожежного захисту, заходами організаційного характеру. За всіх умов роботи, виробництва, має бути забезпечена пожежна безпека об'єкту і людей. Основним нормативним документом про пожежну безпеку є Закон «Про пожежну безпеку» 1993 р., будівельні норми і інші нормативні акти.

Під пожежею мають на увазі неконтрольоване горіння, що розвивається в часі і просторі.

До чинників пожежі відноситися не лише вогонь, але і такі чинники як дим, вибух, пил, недолік кисню та ін.

Під системою запобігання пожежам слід розуміти комплекс організаційних заходів, технічних засобів спрямованих на виключення умов виникнення пожежі. Одним з основних принципів в системі є положення про те, що горіння можливе лише за певних умов. Система включає: запобігання появи горючого середовища і виникнення в цьому середовищі джерела запалення. Перша умова досягається вживанням герметичного устаткування, заміною технологічного процесу негорючими речовинами. Друга передбачає наявність устаткування, при роботі якого поява джерела запалення зведена до мінімуму. Для формування системи запобігання пожежам необхідні вимоги пожежної безпеки мають бути враховані ще в проекті промислового підприємства.

До цих вимог відносяться:

Забезпечення належних розривів між підприємствами і житловими кварталами.

Раціональне зонування споруд на території підприємства, Формування оптимальних умов для ліквідації можливого вогнища спалаху і ін.

Для запобігання поширенню пожежі встановлюють протипожежні перешкоди. До них відносяться перекриття, що не горять, протипожежні стіни. При проектуванні приміщень підприємства передбачають можливість безперешкодного виходу з приміщень при виникненні пожеж, і інших аварій. Дороги евакуації мають бути мінімальними довгі, що б можна було швидко покинути приміщення. Число евакуаційних виходів має бути не менше двох. Двері на дорогах евакуації повинні відкриватися у бік виходу з будівлі. Евакуаційні виходи мають бути виконані з несучих вогнестійких конструкцій. Дах будівлі більше 10 метрів потрібно обладнати сходовими спусками.

4.5 Техногенна безпека

В цеху можливі аварії техногенного характеру: вибухи пов'язанні з використанням газу в термічних печах, поломки обладнання, пожежі в кабельних тунелях. В складі ГСМ використовують керосин, при горінні якого виникає небезпека пошкодження шкіри людини різного ступеня (табл. 4.3).

Таблиця 4.3 - Характеристика небезпечної речовини – керосин

Найменування параметра	Параметр
Найменування речовини	Керосин
Склад	До складу керосину входять вуглеводи, які википають при температурі від 180°C до 360°C
Теплота згоряння, кДж/кг	43540
Температура спалаху, °C	53
Температура займання, °C	63
Температурні межі займання, C	35-75
Молекулярна маса	154,7
Щільність при 20°C, кг/м ³	792
Агрегатний стан, колір	Безбарвна або жовтувата (без спеціальних добавок) рідина
Вибухопожежонебезпечність	Горюча рідина
Токсичність	ГДК згідно ГОСТ 12.1.005 300 мг /мл 12.1.007 (малонебезпечна рідина).
Реакційна здатність	Хімічна стабільність керосина це здатність протистояти окислювальним процесам під час зберігання. При тривалому зберіганні керосин окислюється і утворюється осад. Процес окислення прискорюється при наявності деяких металів.
Корозійна активність	Корозійна стійкість керосина помірна, сполук сірки.
Вплив на людину і на навколишнє середовище	Сприяє подразненню слизової оболонки і шкіри людини, а також появи шкірних захворювань. При тривалому контакті викликає зміна функцій центральної нервової системи, підвищений захворювання органів дихання людини. Не утворює токсичні сполук у повітрі і стічних водах в присутності інших речовин при температурі навколишнього середовища. Пари негативно впливають на стан навколишнього середовища. При зливі у водойму на поверхні утворюється плівка, яка перешкоджає проходженню кисню, що може призвести до масової загибелі представників флори і фауни водойм.

Найменування параметра	Параметр
Засоби безпеки, засоби захисту	Вентиляція. При чищенні та ремонті цистерн - попередня продувка інертним газом (гострою парою), потім - чистим повітрям. В атмосфері з високим вмістом гасу забороняється працювати в поодинці. Застосування засобів індивідуального захисту згідно з ГОСТ 12.4.011 і ГОСТ 12.4.103. в місцях з вмістом пари гасу вище ГДК - протигази марок А. БКФ і шлангові протигази ПШ-1 або аналогічні (ГОСТ 12.4.034). Для захисту шкіри рук - рукавиці, креми і пасти згідно ГОСТ 12.4.068.
Методи перетворення речовини в безпечний стан	При пожежі: вуглекислий газ, хімічна піна, перегріта пара, розпорошена вода, порошок ПСБ-3; в приміщеннях - об'ємне гасіння. При протоці гасу зібрати його в окрему тару, місце протоки промити мильним розчином, гарячою водою, протерти сухою тканиною. При протоці на відкритому майданчику місце протоки засипати піском з наступним його видаленням і утилізацією. Для попередження розтікання при великих протоках обладнання тимчасовим обвалуванням навколо місця протоки.
Перша допомога потерпілим	При попаданні керосина на відкриті ділянки тіла необхідно його видалити і ретельно промити шкіру водою з милом; при попаданні на слизову оболонку очей ретельно промити водою.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. В роботі виконано огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення надійності підшипникових вузлів валків прокатних станів, проведено літературний та патентний пошук для обґрунтування обраного напрямку роботи.

2. Визначені зусилля що діють на підшипниковий вузол прокатного стану, та шляхом моделювання в сучасних програмних комплексах, отримано підтвердження достовірності виконаних розрахунків.

3. Виконано аналіз сучасних систем вібродіагностики прокатних станів, та більш детально розглянуті питання діагностування підшипників кочення.

4. Визначено ймовірність безвідмовної роботи підшипника робочого валка прокатного стану при розрахованій його середній довговічності наробітки на відмову.

5. Запропоновані рекомендації по поліпшенню умов експлуатації та елементів конструкції підшипникових опор робочих валків прокатного стану.

6. Виконано перевірочні розрахунки найбільш навантажених та відповідальних вузлів та деталей прокатного стану 1680, проведені розрахунки свідчать про високу надійність та працездатність машини.

7. Виявленні та оцінені шкідливі і небезпечні чинники виробничого середовища ковальського цеху та подано рекомендації по їх усуненню.

8. Результати роботи можуть бути використані не тільки на комбінаті «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії де діє аналогічне обладнання.

Список використаних джерел

1. Королев, А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов: учеб. пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Металлургия, 1985. - 376 с.
2. Машины и агрегаты металлургических заводов В 3 т. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката : учебник для вузов / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Металлургия, 1988. - 680 с.
3. Теория продольной прокатки: учеб. пособие для вузов / А. И. Целиков, Г. С. Никитин, С. Е. Рокотян. - М. : Металлургия, 1980. - 319 с.
4. Теория прокатки. Справочник /Целиков А. И., Томленов А. Д., Зюдин В. Н., Третьяков А. В., Никитин Г. М. - М.: Металлургия, 1982.-335с.
5. Колесников А.Г., Яковлева Р.А. Механизмы и устройства клетей прокатных станов: Учеб. Пособие по курсу «Расчет и конструирование прокатных станов». – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. - 63с.
6. Аренс М. RoCoCo–модульная система наблюдений за работой прокатных установок // Черные металлы. Март 1999.–С.18–23.
7. Бёттнер Д., Унгерер В. Возможности обеспечения качества путем контроля технологии и состояния оборудования на станах холодной прокатки. // Черные металлы. – № 12. – 1997. – С. 20–26.
8. Теория и практика приводов. В 3 кн. Кн. 3. Эксперимент и диагностика : учеб. пособие для вузов / А. Я. Жук, Н. К. Желябина ; ЗГИА. - Запорожье : ЗГИА, 2001. - 176 с.
9. Седуш В.Я. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин: Учебник / Донец. политехн. ин-т. - 3-е изд., перераб. и доп. - К.: УМК ВО, 1992. - 367 с.
10. Техническая диагностика механического оборудования. / В.А. Сидоров, В.М. Кравченко, В.Я. Седуш и др. – Донецк. –2003. –125 с. 100

11. Діагностування механічного обладнання металургійних підприємств. / В.Я.Седуш, В.М.Кравченко, В.А.Сидоров та ін. Монографія. –Донецьк. – 2004.– 98 с.
12. Перель Л. Я, Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник.—М.: Машиностроение, 1983,— 543 с., ил.
13. Опоры осей и валов машин и приборов/Под ред. Н. А. Спицына и М. М. Машнева, М. —Л.: Машиностроение, 1970. 519 с.
14. Перель Л. Я., Колчицкнй С. Н. Изменение радиального зазора в подшипниках качения для тяжело нагруженных опор металлургического оборудования. — Труды ВНИИМЕТМАШ, 1974, № 37, с. 213 — 218.
15. Перель Л. Я. Новые конструкции опор прокатных валков в СССР и за рубежом. - Металлургическое оборудование/НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1971,№ 6, 45 с.
16. Перель Л. Я. Опоры на подшипниках качения в механизмах прокатных станов. М.: Машиностроение, 1972. 183 с.
17. Веренев В.В., Кукушкин О.Н., Зиновьев Е.Г. Влияние динамических процессов в оборудовании полосовых станов на качество и выход годного: //Обзор по системе Информсталь. Ин-т «Черметинформация». –1990. –Вып. 4(361), –33 с.
18. Опыт диагностирования приводов трубопрокатных станов. / В.Я. Седуш, В.А. Сидоров, С.И. Аввакумов и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность, –№ 4. –1993. – С.67–69.
19. Перель Л. Я. Подшипниковые узлы букс подвижного состава в опорах механизмов прокатных станов. — Металлургическое оборудование/ НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1971, № 21, с. 35-37.
20. Перель Л. Я., Романов В. В., Чертков Б. И. Современные конструкции валковых подшипников прокатных станов в СССР и за рубежом. —

- Металлургическое оборудование/НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1968, № I. 67 с.
21. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 152 с.
 22. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. –Л.: Машиностроение, 1989. -496с.
 23. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин. Учебник для вузов. Плахтин В.Д. –М.: Металлургия, 1983. – 415с.
 24. Расчет и выбор подшипников качения: Справочник/Н. А. Спицын, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов, И. М. Забулонов. М.: Машиностроение, 1974. 56 с.
 25. Сеницын В. В. Подбор и применение пластичных смазок. М.: Химия, 1974. 414 с.
 26. Русова В.А. "Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам" 2012 г.
 27. Спришевский А. И. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1969. 632 с.
 28. Фпгатнер А. М. Расчет и конструирование шпиндельных узлов с подшипниками качения металлорежущих станков. М.: НИИМАШ, 1971. 196 с.
 29. Чуб Е. Ф. Крупногабаритные подшипники качения: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.
 30. Целиков Л. И., Перель Л. Я. Основные направления в повышении работоспособности подшипниковых опор металлургического оборудования.— Вестник машиностроения, 1980, № 1, с. 7—8.
 31. Целиков А. И., Перель Л. Я. Проблемы создания подшипниковых опор с высокими эксплуатационными характеристиками для металлургического оборудования. — Вестник машиностроения, 1968, № 7, с. 9—11.
 32. Цыпкин Б. В., Альшниц И. Я., Томашев А. Д. Подшипниковые узлы прокатного оборудования. М.: Машгиз, 1954, 292 с.

33. Цыпкин Б. В., Перель Л. Я., Виноградова М. Д. Гидравлический способ напрессовки и распрессовки подшипников качения. — Подшипниковая промышленность, 1961, № 1, с. 53—63.
34. Комиссар А. Г. Уплотнительные устройства опор качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 192 с.
35. Геврик Е.О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.:Ельга, Ніка-центр. 2003. – 280с.
36. Ярошевська В.М., Чабан В.Н. Охорона праці в галузі, -К.: Видавництво «Професіонал», 2004.
37. Брынза В.Н., Зиньковский М.М. Охрана труда в черной металлургии – М.: Металлургия3, 1982. – 366с.
38. Бринза К. Н. Охрана труда в прокатном производстве.
39. Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» ОПП – «Металургійне обладнання» рівня вищої освіти – магістр / Огінський Й. К., Таратута К. В., Шевченко І. А., Ковязін О. С., Васильченко Т. О.; Запоріж. держ. інж. акад. – Запоріжжя: ЗДІА, 2018. – 76 с
40. Путеводитель по потерям ЦХП. Метинвест 2015
41. Путеводитель по технологии. Непрерывный 4-х клетевой стан «ТАНДЕМ». Метинвест 2012
42. Порядок действий слесаря- ремонтника при ремонтно-восстановительных работах на участке по ремонту и монтажу валков и подшипников прокатных и дрессировочных станков ЦХП – 1. ОАО «ЗАПОРОЖСТАЛЬ»
43. Програмный комплекс АРМ «WinMachine» АРМ Беар. Довідкова система.
44. Парчевский А.Б., Тарасова Л.К. Диагностика металлургического оборудования на заводах Японии. // Бюлл. Черная металлургия. – №7. – 1984. – С.26–34.
45. Гайгемюллер Г., Клаппрот У., Лейтриц У. Диагностика агрегатов в прокатных цехах // Черные металлы.– № 12. –1996. –С.48–50.

46. Системы диагностики и мониторинга в черной металлургии / Х. Айгнер, Г. Хелекаль, В. Хохрайтер и др. // Черные металлы. – Июнь 2001. – С. 41–45.
47. Седуш В.Я., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. Определение вибраций редукторов металлургических машин. // Защита металлургических машин от поломок. Мариуполь. –1997. –Вып. 2. – С. 151–154.
48. Анализ причин аварий оборудования листопрокатных станов и меры по их предупреждению. / А.Ф. Крисанов, В.Ф. Кузерман, Б.Н. Виноградов и др.: //Обзор, информ. Институт «Черметинформация». – М. –1985. –С.36.
49. Аш А., Айгнер К. Повышение эффективности эксплуатации широкополосного стана горячей прокатки благодаря использованию современных элементов привода // Черные металлы. –2001.– Март – С.28–36.
50. Повышение работоспособности прокатного оборудования за счет снижения динамических нагрузок / Б.Е. Житомирский, С. Д. Гарцман, А.А. Филатов и др. // Металлургическое оборудование (ЦНИИТЭИтяжмаш). – М: –1982.– № 33.– 47 с.
51. Суворов И.К., Тиц Ю.В., Плахтин В.Д. Исследование надежности оборудования непрерывного широкополосного стана 1700 горячей прокатки // Сталь. –1976. –№2. – С. 152–155.
52. Плужников Ю.В. Патент RU 2172654, 7 В 21 В 31/02. Опора прокатного валка / Ю.В. Плужников, А.В. Колмаков, А.П. Пудовкин и др. -2000123971, заявл. 18.09.2000. Оpubл. 27.08.2001, Бюл. №24.
53. <https://www.zaporizhstal.com> - сайт ПАТ «Запоріжсталь»

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кіл. листів	Формат
1	Загальний вид кліті та допоміжного обладнання стана "Тандем"	1	A1
2	Загальний вигляд привода кліті стана "1680"	1	A1
3	Кліть стана 1680	1	A1
4	Стан "Тандем" Вузол робочих та опорних валків	2	A1
5	Валок робочий нижній	2	A1
6	Ймовірність безвідмовної роботи підшипника при розрахованій середній довговічності наробітки на відмову	1	A1
7	Валок робочий (деталювання)	1	A1