

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 та удосконалення режимів експлуатації  
підшипникових опор опорних валків кліті кварто стана 1680 комбінату  
«Запоріжсталь»

Виконав: магістрант групи МБ-18-1мд

Шефф О.І.

(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 кафедру Й.К. Огінський

"12" 09 2019 року

**Завдання**

на кваліфікаційну випускну роботу студентіві

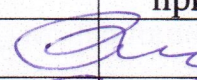
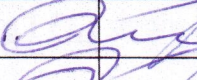
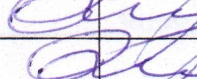
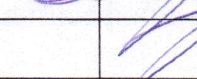
Шеффу Олексію Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз та удосконалення режимів експлуатації підшипникових опор опорних валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь»  
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 – 1А1; 4. Валок опорний – 1А1; 5. Вузол підшипників – 1А1; 6. Деталювання – 1А1; 7. Плакати з дослідження робочих параметрів – 2А1.



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)

Шеф О.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи

(підпис)

Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)



## АНОТАЦІЯ

Шефф О.І. Аналіз та удосконалення режимів експлуатації підшипникових опор опорних валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь»

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 виконано аналіз підшипникових опор опорних валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь». Побудована логічна модель діагностування технічного стану приводу прокатного стану, та запропоновані системи вимірювання основних технологічних параметрів прокатки.

Ключові слова: ПРОКАТНИЙ СТАН, ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗЕЛ, ОПОРНИЙ ВАЛОК, ДОВГОВІЧНІСТЬ, ЛОГІЧНА МОДЕЛЬ, ДОСЛІДЖЕННЯ.

## ABSTRACT

Sheff O.I. Analysis and improvement of operating modes of the bearing supports of the support rolls of the quarto mill stand 1680 of the Zaporizhstal plant

Qualification graduation work for the degree of higher education of master's degree in specialty 133 - "Branch Mechanical Engineering", supervisor O. Oginskiy Engineering Institute of Zaporizhzhya National University. Faculty of Metallurgy, Department of Metallurgical Equipment, 2019.

The analysis of bearing supports of the support rolls of the quarto mill stand 1680 of the Zaporizhstal combine was performed in the work. A logical model for diagnosing the technical condition of the drive of the rolling mill is constructed, and systems for measuring the basic technological parameters of rolling are proposed.

Keywords: ROLLING STATE, BEARING UNIT, ROLLING ROLL, DURABILITY, LOGICAL MODEL, RESEARCH.

## АННОТАЦИЯ

Шефф А.И. Анализ и совершенствование режимов эксплуатации подшипниковых опор опорных валков клетки кварто стана 1680 комбината «Запорожсталь»

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 опорных валков клетки кварто стана 1680 комбината «Запорожсталь». Построена логическая модель диагностирования технического состояния привода прокатного стана, и предложены системы измерения основных технологических параметров прокатки.

Ключевые слова: ПРОКАТНЫЕ СТАНЫ, ПОНДШИПНИКОВЫЙ УЗЕЛ, ОПОРНЫЙ ВАЛОК, ДОЛГОВЕЧНОСТЬ, ЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ИССЛЕДОВАНИЯ.



## ЗМІСТ

	стор.
Перелік умовних позначень . . . . .	6
Вступ . . . . .	7
1. Огляд та аналіз науково-технічних рішень . . . . .	8
1.1 Опори валків прокатних станів . . . . .	9
1.2 Розподілу навантаження між тілами кочення . . . . .	15
1.3 Дослідження моментів тертя та навантажень на опори . . . . .	17
1.4 Оптимізація конструкції галтелі прокатного валка . . . . .	22
1.5 Застосування гідророспору для збірки і демонтажу важко навантажених підшипникових вузлів . . . . .	25
1.6 Підшипники рідинного тертя . . . . .	28
1.7 Типи й конструкція ПРТ . . . . .	30
2. Розрахункова частина. . . . .	33
2.1 Розрахунок підшипника ковзання рідинного тертя . . . . .	34
2.2 Розрахунок найбільш навантажених вузлів та елементів приводу прокатного стану 1680. . . . .	42
2.3 Динамічний розрахунок привода кліті стану 1680. . . . .	49
3. Дослідницька частина . . . . .	57
3.1 Математичні моделі об'єктів діагностування . . . . .	58
3.2 Принципи побудови логічних моделей . . . . .	59
3.3 Принципи побудови логічної моделі приводу прокатного стану . . . . .	62
3.4 Принципи побудови явної математичної моделі об'єкта діагностування в табличній формі . . . . .	65
3.5 Явна математична модель привода кліті стану «1680» . . . . .	66
3.6 Аналіз логічної та математичної моделі . . . . .	69
3.7 Загальні відомості про експериментальні дослідження . . . . .	70
3.8 Методика проведення експерименту . . . . .	71
3.9 Сучасні системи вимірювання зусиль прокатки . . . . .	73
3.10 Вибір, характеристика, принцип роботи й установка датчика та вимірювальної апаратури . . . . .	76
4. Охорона праці в галузі та техногенна безпека . . . . .	81
4.1 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища . . . . .	82
4.2 Природне й штучне освітлення . . . . .	83
4.3 Санітарно – побутові приміщення . . . . .	84
4.4 Заходи щодо техніки безпеки . . . . .	85
4.5 Пропозиції по поліпшенню екологічних показників у ЦХП №1. . . . .	87
Загальні висновки та рекомендації. . . . .	88
Список використаних джерел . . . . .	89
Список виконаних креслень . . . . .	93
Додатки . . . . .	94



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ПРТ – підшипник рідинного тертя;

P – паспортне максимальне зусилля прокатки;

$\Delta h$  - величина обтиснення;

$D_6$  - діаметру бочки валка;

V – максимальна швидкість прокатки;

$D_p$  – робочий діаметр опорного валка;

A - оператор для перетворення вхідних величин у вихідні;

Z - вихідна величина;

Q - елементи логічної схеми діагностування;

Па – паскаль;

МПа – мегапаскаль;

$\text{хв}^{-1}$  - обертів за хвилину;

м/с - швидкість метрів за секунду;

кВт - кіловати;

Н – ньютон;

кН – кілоньютон;

$W_k$  - момент опору крутінню

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.** Прокатне виробництво є завершальною ланкою металургійного циклу. Відповідно до збільшення виплавки сталі, і кольорових металів передбачається безперервне зростання випуску, розширення сортаменту й підвищення якості готового прокату.

У сучасних прокатних цехах технологічні операції здійснюються по потоковому й безперервному принципах, що дозволяють широко застосовувати комплексну механізацію й автоматизацію. Тому механічне встаткування прокатних цехів є досить складним і різноманітним по призначенню й конструкції. Створення нового прокатного обладнання й експлуатація складних машин вимагає використання досягнень в різних галузях науки й техніці й підготовці висококваліфікованих фахівців – інженерів, конструкторів і механіків.

Основні цехи сучасного металургійного заводу з повним металургійним циклом – доменний, сталеплавильний і прокатний.

До складу металургійного заводу входять також допоміжні цехи й служби, до яких належать теплоелектростанції, водонасосні станції, ремонтні цехи, залізничне й транспортне господарство, сортувальні станції, загальнозаводські склади й обслуговуючі приміщення, лабораторії й ін.

У відмінності від металургійного заводу, металургійний комбінат є більш розвиненим підприємством. До його складу, крім зазначених цехів, входять рудник і вапняний кар'єр, збагачувальні й агломераційні фабрики, коксохімічний цех і ін.

Технічний прогрес у чорній металургії забезпечується шляхом подальшої концентрації виробництва, збільшення одиничної потужності агрегатів, інтенсифікації технологічних процесів, впровадження нових процесів і встаткування, механізації й автоматизації виробництва.

**Мета і задачі дослідження.** Аналіз та удосконалення режимів експлуатації підшипникових опор опорних валків кліті кварто стана 1680 комбінату «Запоріжсталь»



Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- проведення аналізу існуючих конструкції підшипникових вузлів прокатного стану;
- визначити зусилля діючі на підшипниковий вузол прокатного стану;
- отримати шляхом моделювання підтвердження достовірності виконаних розрахунків;
- побудова логічної моделі діагностування обладнання прокатного стану 1680;
- аналіз сучасних системи вимірювання технологічних параметрів прокатки;
- підбір, характеристика, принцип роботи й установка датчика та вимірювання параметрів прокатки.

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

**Об'єкт дослідження** – вузол опорних валків кліті кварто стана 1680

**Методи дослідження.** Предметне моделювання - розрахунок підшипникової опори опорного валка прокатного стану 1680 в програмному комплексі АРМ WinMachine 9.5 в модулі Plain

**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 102 сторінки, у тому числі 88 сторінки основного тексту, 31 рисунків, 4 таблиці, 44 найменування використаних джерел на 4 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 Опори валків прокатних станів

До навантажувальної здатності валкових опор прокатних станів пред'являються досить високі вимоги [12, 30, 31]. Підшипники в цих опорах повинні сприймати великі радіальні зусилля від тиску металу на валки, що досягають на найбільш потужних сучасних листових станах 120000 - 160000 кН при широкій амплітуді динамічних коливань. При цьому необхідно враховувати, що в радіальному напрямку габаритні розміри валкових опор (рис. 1.1), що визначають навантажувальну здатність, підшипника, украй обмежені: зовнішній діаметр підшипника  $D$  визначається по діаметру бочки валка  $D_{б\ min}$  з обліком її максимальної перешліфовки в процесі експлуатації (звичайно ухвалюють  $D \approx D_{б\ min} / 1,1$ ), а величина  $d/D_{б\ min}$  (де  $d$  — внутрішній діаметр підшипника) повинна бути досить значною, тому що від діаметра шийок валків залежить твердість валкової системи, що впливає на точність прокату. Тому при проектуванні валкових опор використовують роликпідшипники, що мають малу величину «живого перетину»  $(D-d)/2$ , тобто підшипники надлегкої серії діаметрів, що володіють невеликою динамічною вантажопідйомністю, підвищити яку можна в цих умовах тільки застосувавши багаторядні роликпідшипники, тобто збільшивши осьові габарити опори. Однак і тут є певні обмеження, тому що при надмірному збільшенні ширини опори знижується твердість валкової системи, а в самому підшипнику зростає нерівномірність розподілу навантаження між рядами роликів. В остаточному підсумку для більшості прокатних станів інтенсивність навантаження, що характеризується відношенням динамічної вантажопідйомності підшипника  $C$  до сприйманої їх еквівалентному навантаженню  $P$ , досить мала  $C/P = 2...5$ , що свідчить про надзвичайно напружений режим роботи підшипників, розрахункова довговічність яких у цих умовах звичайно не перевищує 3000 — 4000 ч.



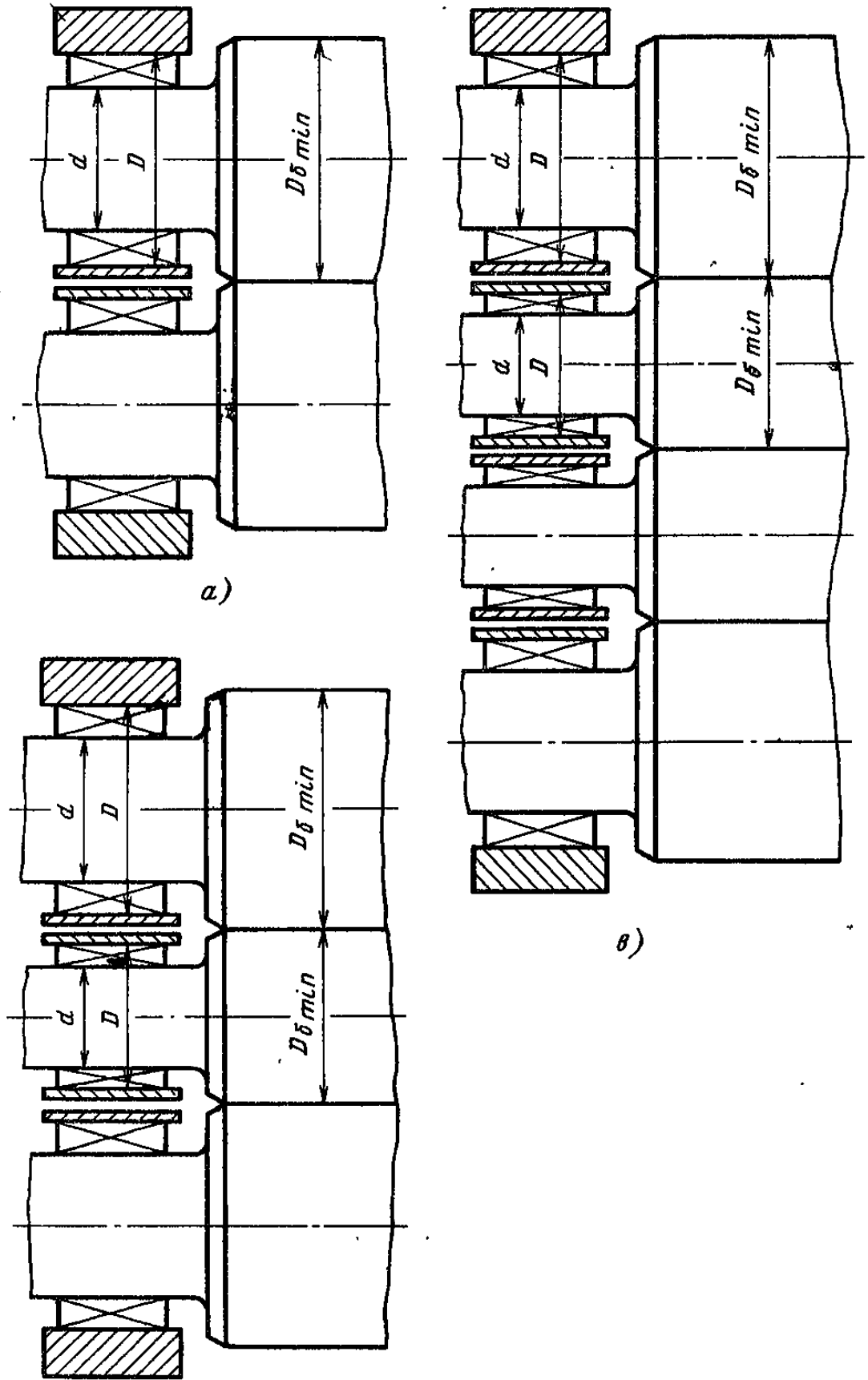


Рисунок 1.1 - Схема встановки підшипникових опор у робочих клітях прокатних станів: а — двохвалкових (дуо); б — тривалкових (тріо); в — чотирьохвалкових (кварто).

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.

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 1.2 показана опора валка стану, що працює з помірними швидкостями прокатки ( до 6 — 8 м/с), із чотирирядним конічним роликopідшипником, 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 нерухливих, 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. 1.2): 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;



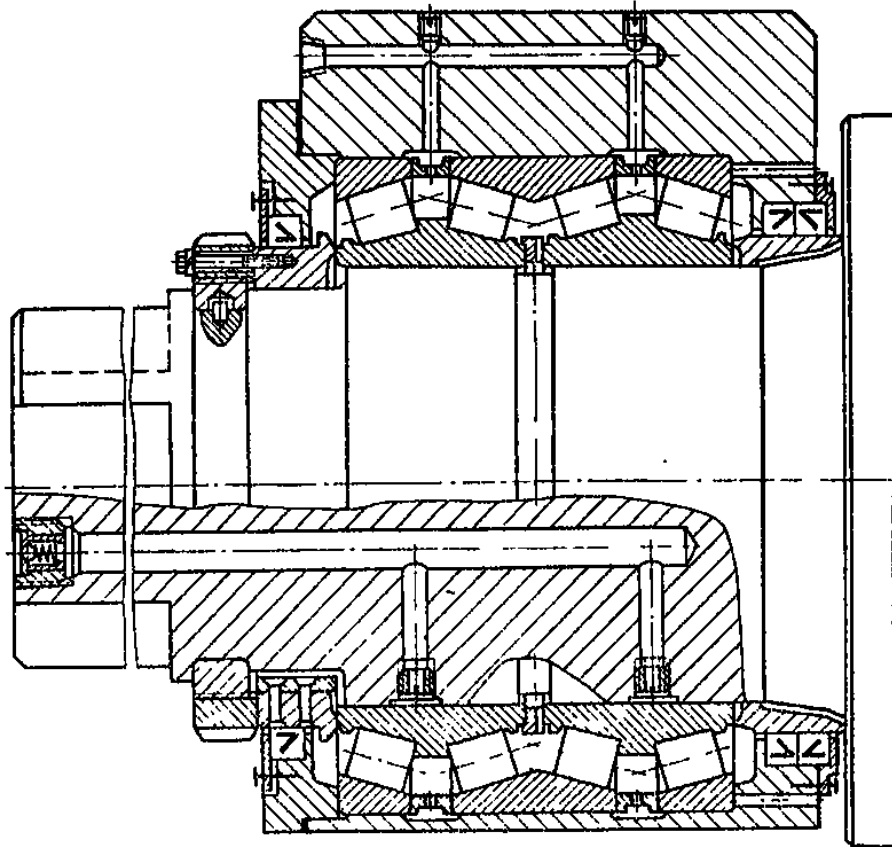


Рисунок 1.2 - Опора прокатного валка на чотирирядному конічному роликотідшипнику.

- 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. 1.3).

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

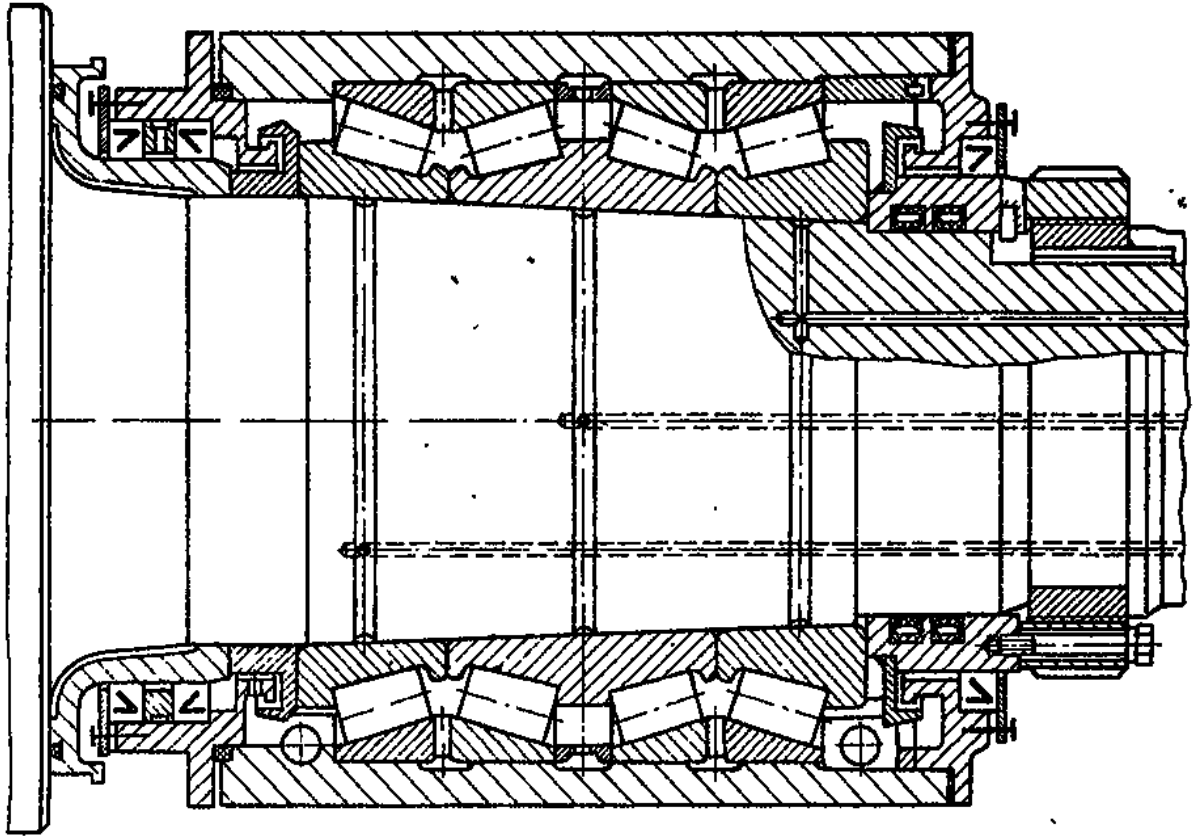


Рисунок 1.3 - Опора прокатного валка на чотирирядному конічному роликотпідшипнику з конусним отвором.

Значно більш перспективні щодо цього опори валків на багаторядних підшипниках із циліндричними роликами, установлюваних на шейки валків з гарантованим посадковим натягом (рис. 1.4).

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].



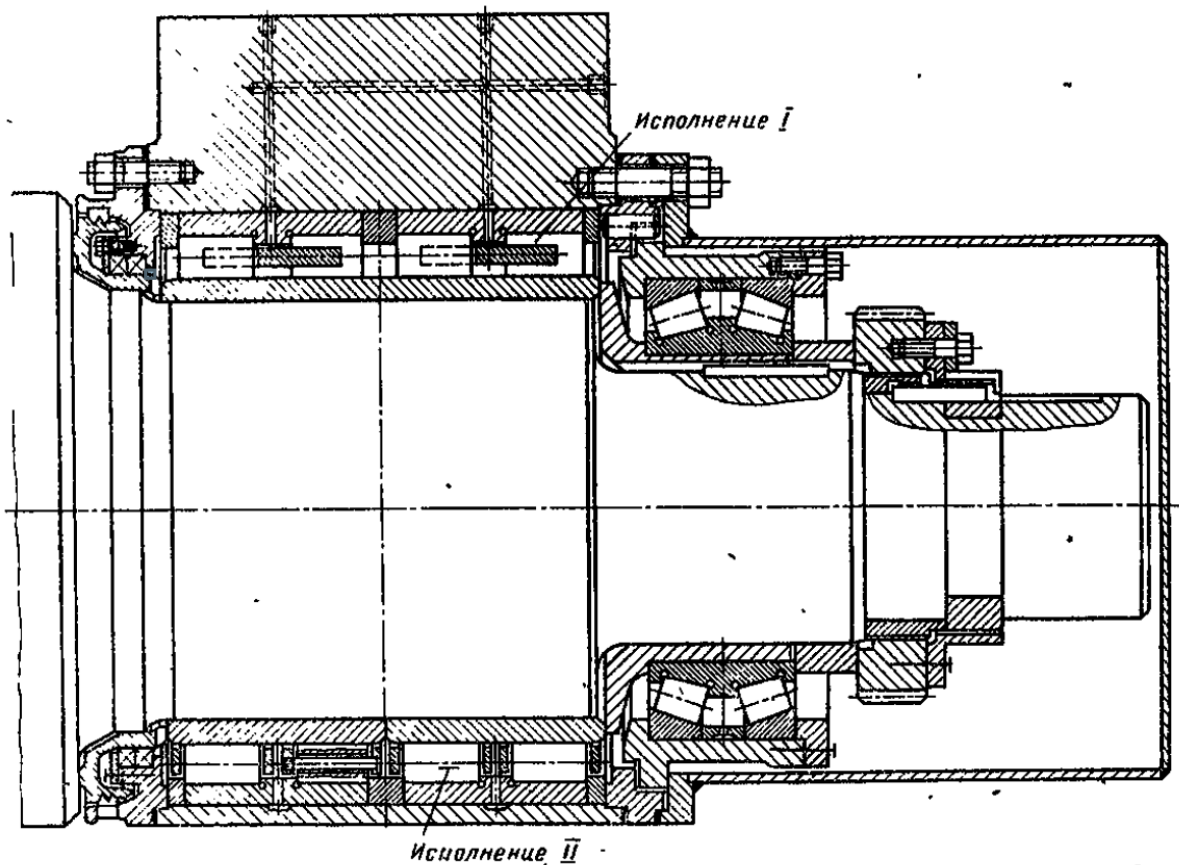


Рисунок 1.4 - Опора прокатного валка на багаторядному підшипнику із циліндричними роликами.

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 влучення 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.

## **1.2 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 встановлюються 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 1.5 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 до 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. 1.6) [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.

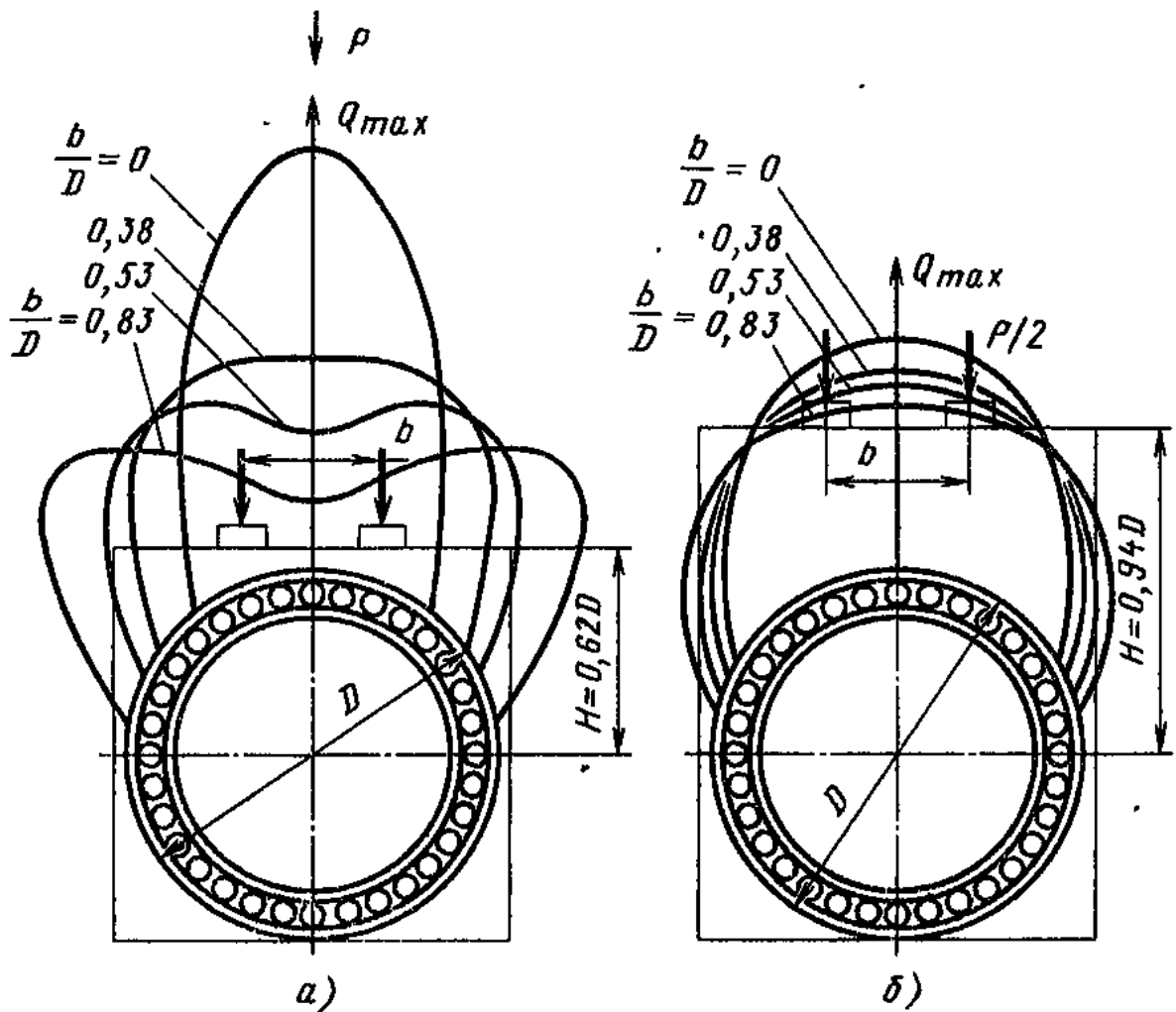


Рисунок 1.5 - Характер розподілу зовнішнього навантаження  $P$  між тілами кочення при проведенні експериментальних робіт з моделями підшипників і подушок, виготовлених з оптично-активного матеріалу:

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

Таким чином, навантаження, що виникає при прокатці, сприймається безпосередньо роликотілами підшипника, 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 роликками й порушення умов кочення).

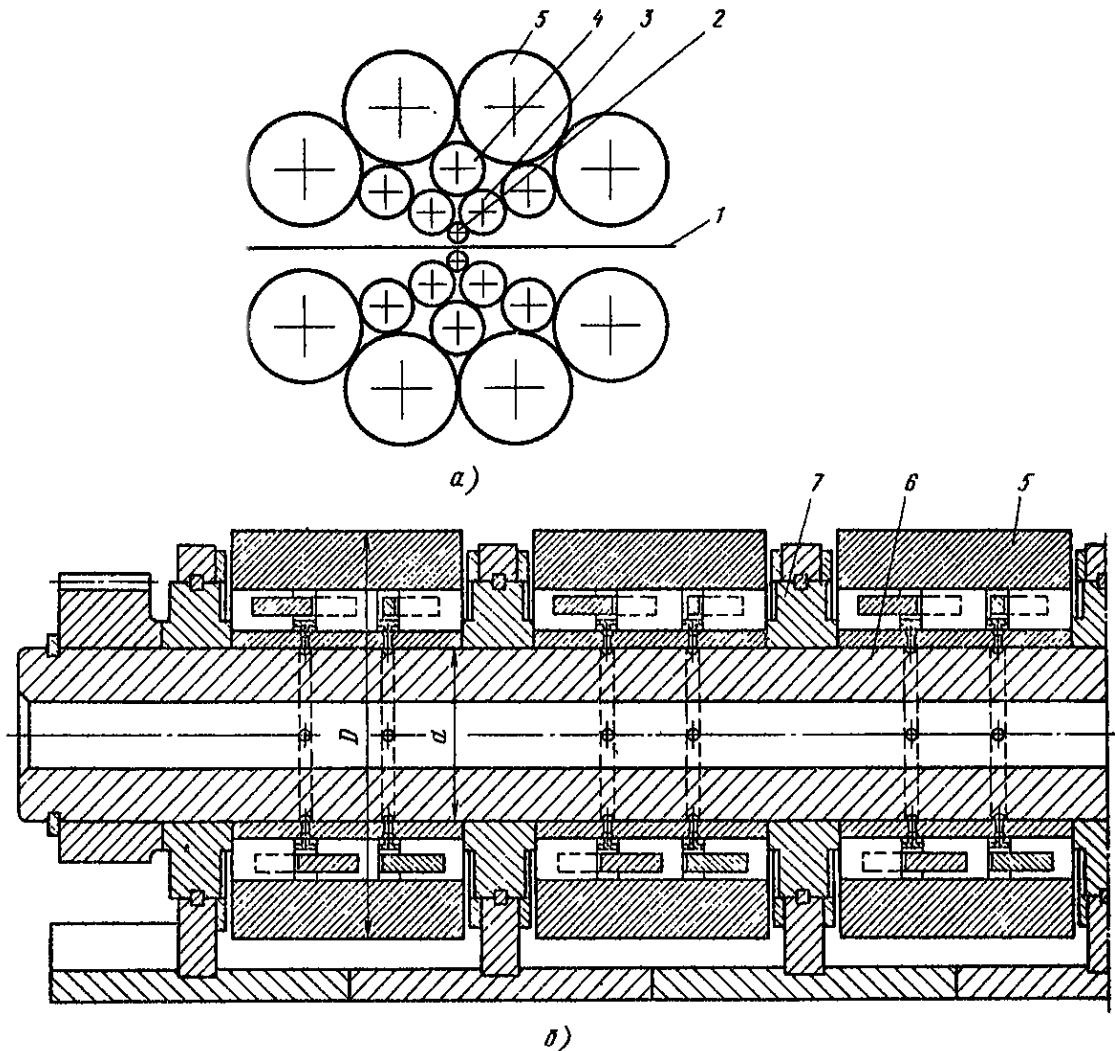


Рисунок 1.6 - Опори двадцятивалкового прокатного стану:

а — схема розташування валків; б — підшипники опорних валків

### 1.3 Дослідження моментів тертя та навантажень на опори

На нерівномірність розподілу навантаження між рядами роликів у підшипників валкових опор можуть також вплинути незадовільні умови для самовстановлення подушок при прогині валка під навантаженням [16]. При цьому підшипник сприймає додаткові зусилля від моментів тертя  $M_1$  і  $M_2$ , що утворюються відповідно між елементами осьової фіксації подушки й між

сферичними поверхнями під'ятника натискного пристрою.

$$\text{Момент тертя (рис. 1.6)} \quad M_1 = kF_a l \mu_1, \quad (1.1)$$

де  $k$  — число пар тертя в місцях осьової фіксації подушки;  $F_a$  — зусилля затискача кожної пари при осьовій фіксації подушки;  $l$  — відстань між осями механізму осьової фіксації підшипника;  $\mu_1$  — коефіцієнт тертя в механізмі осьової фіксації.

$$\text{Момент тертя} \quad M_2 = F_r h \mu_2, \quad (1.2)$$

де  $F_r$  — радіальне навантаження на опору;  $h$  — відстань між під'ятником натискного пристрою й віссю валка;  $\mu_2$  — коефіцієнт тертя на під'ятнику.

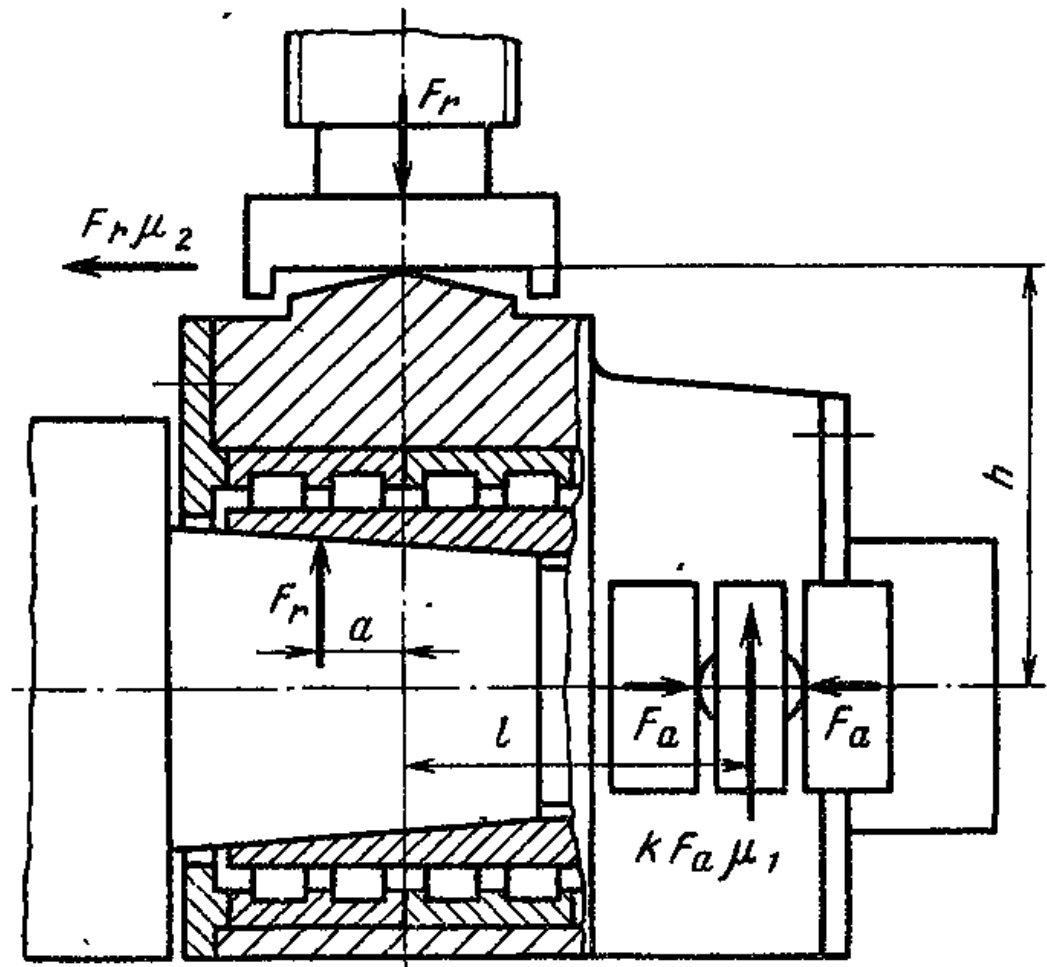


Рисунок 1.6 - Схема дії сил на підшипники при твердій осьовій фіксації подушки прокатного валка

Внаслідок впливу моментів тертя  $M_1$  і  $M_2$  навантаження на опору звичайно розподіляється між рядами тіл кочення в підшипнику таким чином, що ряди, розташовані ближче до бочки валка, сприймають більше навантаження, тобто центр прикладення навантаження виявляється як би зміщеним щодо центру підшипника на величину  $a$ :

$$a = \mu_1 \frac{kF_a b}{F_r} + \mu_2 h \quad (1.3)$$

Моменти тертя  $M_1$  і  $M_2$  багато в чому залежать від стану поверхонь, що сполучаються, і від умов експлуатації стану. Наприклад, у чистових клітках мілкосортних і дровових станів при відносно невеликих тисках металу на валки прагнуть забезпечити тверду осьову фіксацію валків, необхідну для одержання високої точності прокату. Тому затискач подушок роблять із більшим зусиллям  $F_a$ , тобто в цьому випадку на розподіл навантаження більшою мірою впливають зусилля від моменту  $M_1$ . При цьому перекіс кільце підшипника відносно один одного може виявитися настільки значним, що все навантаження буде сприйматися роликami обох крайніх рядів і довговічність підшипника буде набагато нижче розрахункової.

На рисунку 1.7 показаний стан доріжок кочення внутрішнього кільця пошкодженого багаторядного підшипника чистової клітки дровового стану з характерними для роботи, при значному перекосі й невеликому навантаженню, слідами руйнування на доріжках кочення крайніх рядів роликів. При більших тисках металу на валки характер розподілу навантаження між рядами тіл кочення більшою мірою залежить від зусилля тертя в сферичних підп'ятниках ( тобто зусилля від моменту  $M_2$ ); при цьому частіше руйнуються доріжки кочення, розташовані ближче до бочки валка.

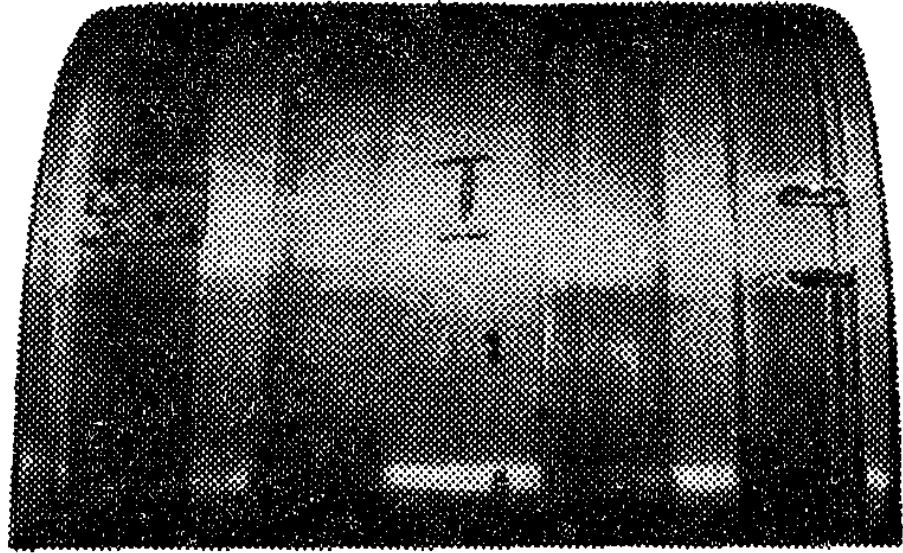


Рисунок 1.7 - Характерне руйнування доріжок кочення внутрішнього кільця багаторядного роликотітшипника при перекосі кільця внаслідок прогину прокатного валка.

Визначивши орієнтовно моменти тертя  $M_1$  і  $M_2$ , можна при проектуванні валкових опор створити умови для найбільш рівномірного розподілу навантаження між рядами тіл кочення багаторядного роликотітшипника шляхом зсуву його центру щодо осі підп'ятника на величину  $a$ . Вимір моментів тертя  $M_1$  і  $M_2$  проводиться за допомогою тензометричних датчиків, установлюваних на елементах осьової фіксації подушок (рис. 1.8, а), на підп'ятниках натискного пристрою (рис. 1.8,б) або на спеціальних вимірювальних підшипниках (рис. 1.8, в), у яких на доріжках кочення зовнішніх кілець у центрі зони навантаження прошліфовані вузькі канавки під датчики, які при проходженні роликів фіксують характер розподілу навантаження між рядами. При дослідженні працездатності багаторядних роликотітшипників на стенді конструкції ВНІМЕТМАША (рис. 1.9) зовнішнє навантаження, прикладена до центральної опори 2, сприймалася випробуваними підшипниками 1 і 3, а рівномірність розподілу навантаження між рядами підшипників досягалася при осьовому зсуві сферичних підп'ятників 4 і 5 щодо випробуваних підшипників [16].



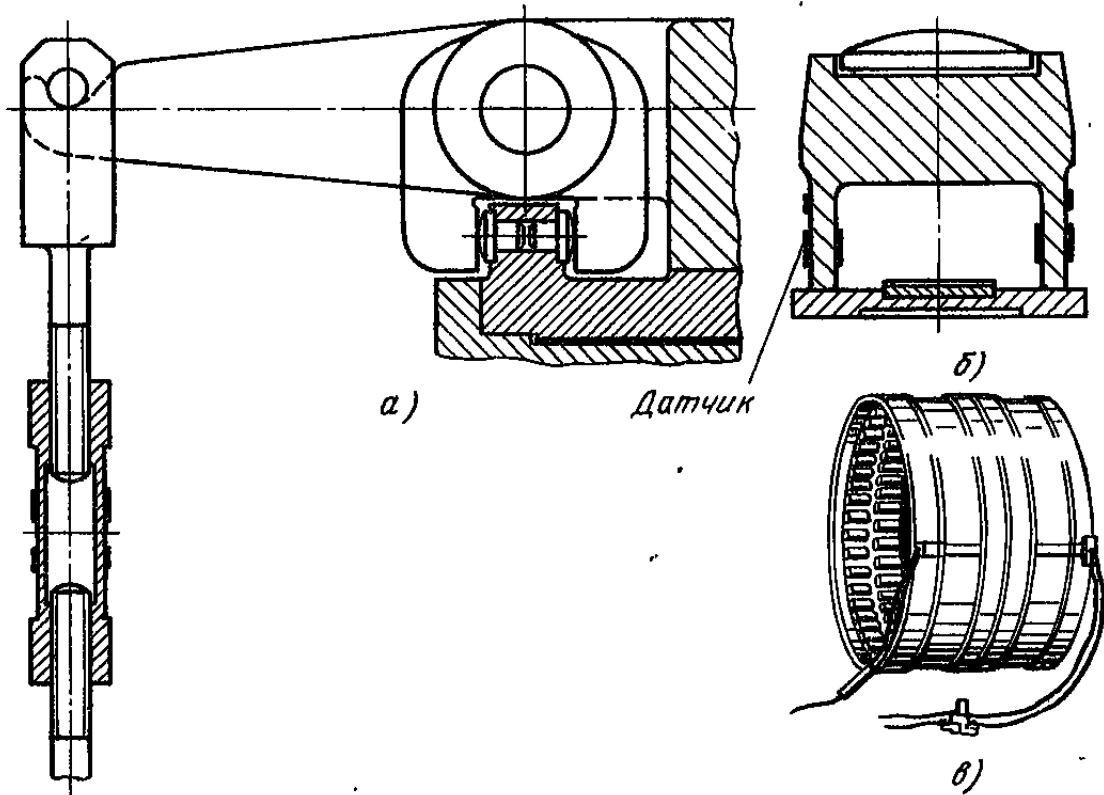


Рисунок 1.8 - Установка датчиків для виміру моментів тертя:

а — на елементах осьової фіксації подушок; б - на підп'ятниках натискного пристрою; в — на спеціальних вимірювальних підшипниках

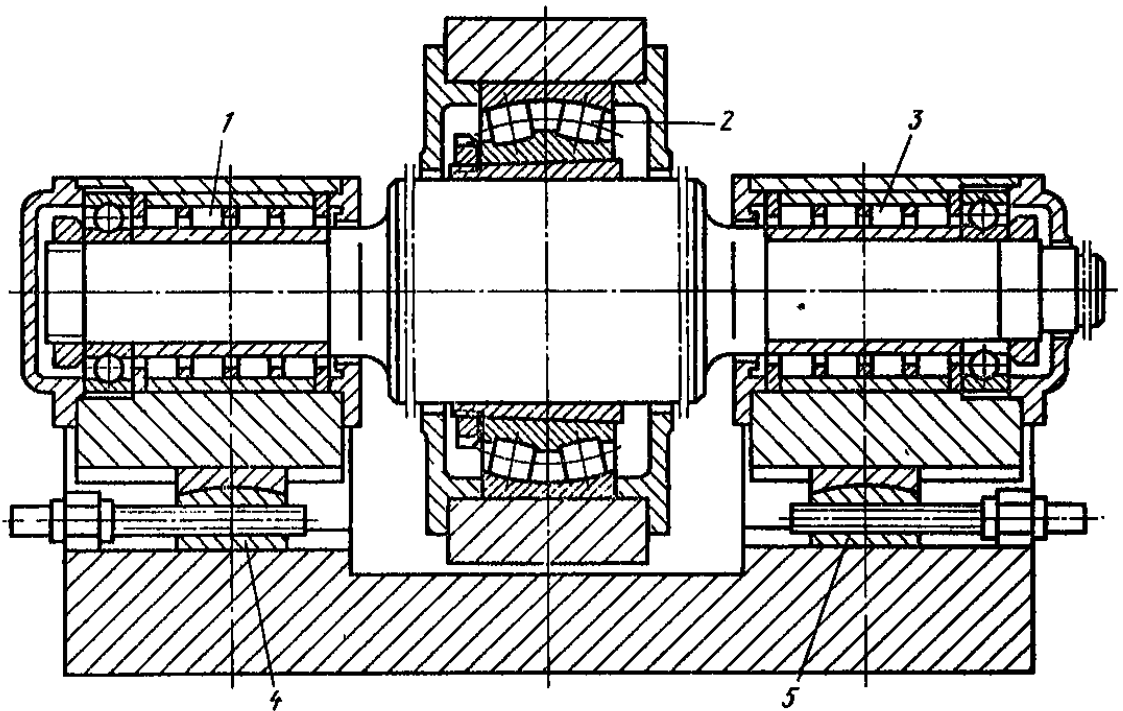


Рисунок 1.9 -. Стенд конструкції ВНІМЕТМАШ для випробування підшипників валкових опор

#### 1.4 Оптимізація конструкції галтелі прокатного валка

Для зменшення кромочних тисків, що виникають у торців циліндричних роликів, останні виготовляються з бомбіною (опуклістю), утвореною прямолінійними або криволінійними скосами на робочій поверхні. Однак при більшій величині бомбінування роликів радіальна твердість підшипників, необхідна для одержання високої точності прокату, знижується. Тому в багаторядних підшипниках доцільно застосовувати ролики з різною величиною бомбінування для того, щоб у роликів крайніх рядів, більшою мірою підданих кромочним тискам, ця величина була значніша, чим у роликів середніх рядів, що визначають в основному радіальну твердість багаторядного підшипника. З ростом навантажень при прокатці й зі збільшенням прогину валків виникла потреба в підшипниках, у яких профіль утворюючої роликів і доріжок кочення, а також радіальний зазор у кожному ряді відповідали б кривизні шийки валка під навантаженням, що також дозволить знизити кромочний тиск і поліпшити рівномірність розподілу навантаження між рядами [30].

Як вказувалося вище, одне з основних вимог, пропонованих до підшипників валкових опор, мала висота «живого перетину»  $(D-d)/2$ , що дозволяє при заданому діаметрі бочки забезпечити необхідну, твердість валкової системи і міцність шийок валка. Найкращий показник, що характеризує твердість валкової системи в опор на підшипниках рідинного тертя,  $D/D_{\text{б min}} \approx 0,67$ . При використанні підшипників кочення особливолегких діаметральних серій 7 і 1 цей показник значно гірше (відповідно  $D/D_{\text{б min}} = 0,56$  і  $D/D_{\text{б min}} \approx 0,62$ ). Тому при проектуванні валкових опор сучасних станів усе частіше виникає потреба в підшипниках кочення надлегких діаметральних серій 9 ( $D/D_{\text{б min}} \approx 0,68$ ) і 8 ( $D/D_{\text{б min}} \approx 0,75$ ).

В опорах з важко навантаженими підшипниками кочення особлива складність полягає у виборі оптимальної форми галтелі вала ( відносно концентрації напруг). Нижче приводиться методика розрахунків в проектування комбіновані галтелі для шийки прокатного валка [16].

Розміри комбінованої галтелі (рис. 1.10) визначаються з наступних формул:

кут галтелі (трикутник  $abc$ )

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{h}{l} \quad (1.4)$$

малий радіус галтелі

$$R_t = \frac{\sqrt{l^2 + h^2} - (l - h)}{2 \cos \gamma} \quad (1.5)$$

великий радіус галтелі

$$R_2 = R_1 + \frac{l - R_t}{\sin \gamma} \quad (1.6)$$

кути для побудови галтелі (трикутники  $ofm$ ,  $oef$ )

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{L}{0.167d + R_2}$$

$$\theta = \arccos \frac{R_2 \sin \varphi}{L}$$

$$\beta = \theta - \varphi$$

діаметр вала в небезпечному перерізі (трикутник  $e\theta n$ )

$$d_1 = d + 2R_2 (1 - \cos \beta)$$

відстань від осі, підшипника до небезпечного перерізу

$$L_1 = L + R_2 \sin \beta$$

Міцність шийці валка в небезпечному перерізі визначається по наступних формулах:

напруга в шийці вала від згинального моменту

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{F_r L}{0.1 d_1^3} \quad (1.7)$$

де  $F_r$ — радіальне навантаження на підшипник;

напруга в шийці вала від крутного моменту

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0.2 d_1^3} \quad (1.8)$$

результуюча напруга:

для сталевих валів

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\text{ш}}^2 + 3\tau_{\text{ш}}^2} \quad (1.9)$$

для чавунних валів

$$\sigma_p = 0,375\sigma_{\text{ш}} + 0625\sqrt{\sigma_{\text{ш}}^2 + 4\tau_{\text{ш}}^2} \quad (1.10)$$

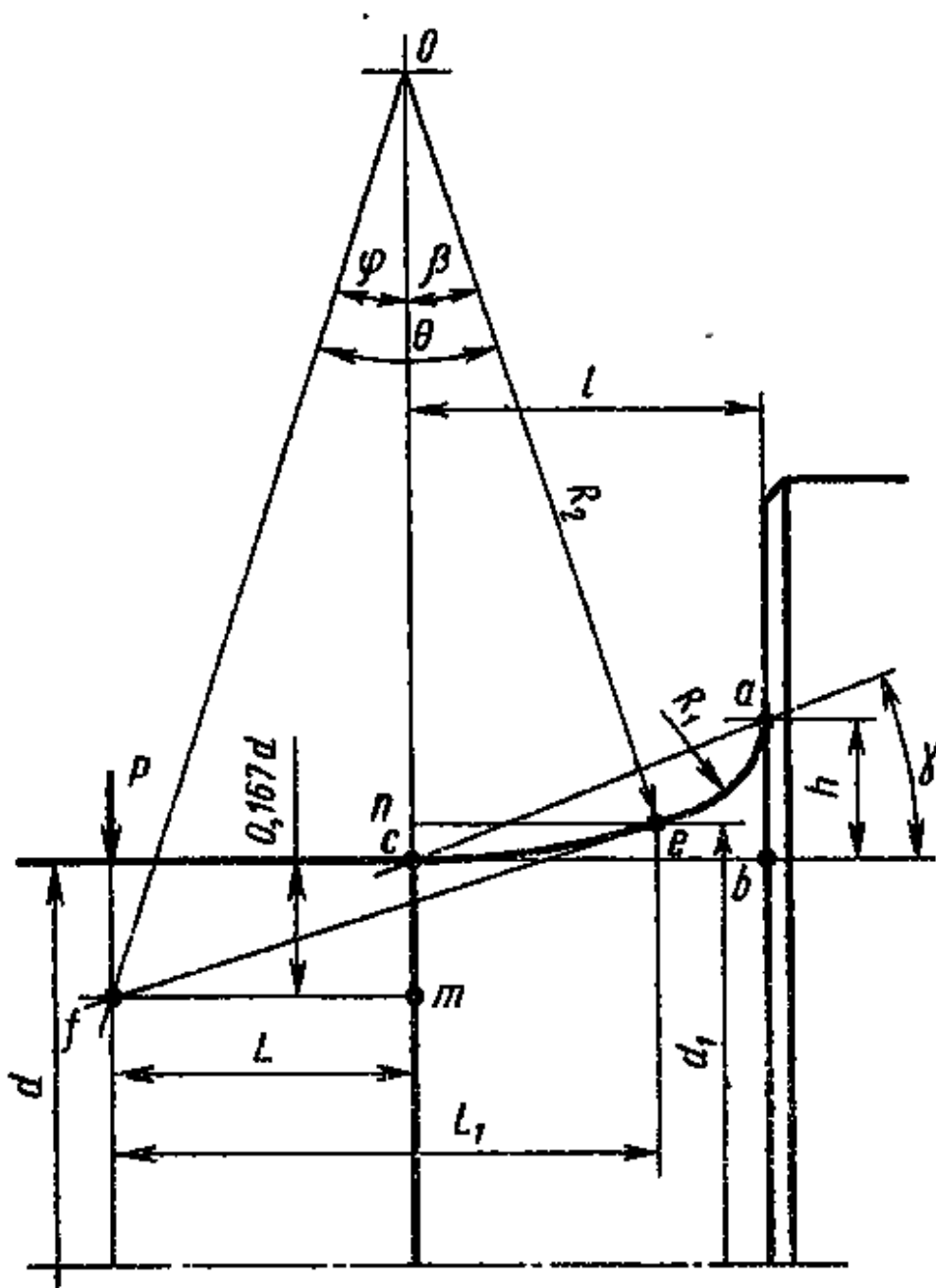


Рисунок 1.10 - До розрахунків комбінованої галтелі прокатного валка

### **1.5 Застосування гідророспору для збірки і демонтажу важко навантажених підшипникових вузлів.**

В опорах, що сприймають важкі динамічні навантаження, підшипники встановлюються на вал і в корпус з великими посадочними натягами, ніж зазвичай. Збірка і демонтаж підшипників в цих випадках успішно здійснюються за допомогою гідророспору, який полягає в створенні між посадочними поверхнями з'єднання тонкої плівки масла, що знаходиться під високим тиском. В результаті розпора зовнішньої деталі і зниження тертя між сполучаються посадочними поверхнями демонтаж з'єднання здійснюється з зусиллями трохи меншими, ніж при звичайному розпресуванні [12].

При багаторазовому розпресуванні з гідрораспором добре зберігаються чистота поверхонь, що сполучаються і величина посадкового натягу, в той час як при звичайній розпресуванні утворюються задираки на посадочних поверхнях і зменшується посадковий натяг.

Гідророспор можливо успішно застосовувати не тільки при складанні та демонтажі підшипників, але і в процесі їх експлуатації. Так, короткочасний гідророспор при сталому тепловому режимі механізму забезпечує «плавання» підшипника, запресованого в корпус з гарантованим натягом (рис. 1.11).

Гідророспор використовують при монтажі і демонтажі підшипників, а також деталей, які фіксують підшипник в осьовому напрямку і передавальних крутний момент (муфт, зірочок, зубчастих коліс і т.п.). Ці деталі встановлюють або безпосередньо на конусну шийку вала (якщо обробка конусної поверхні на валу не викликає ускладнень), або на проміжну втулку, що має конусність по зовнішньому діаметру (рис. 1.12). Циліндричні поверхні проміжної втулки і деталі при цьому обробляються з гарантованим зазором. При напружування на конус втулка пружно деформується, утворюючи натяг в конічному і циліндричному з'єднаннях. Після



розпресуванні з конуса втулка легко знімається з циліндричного посадкового місця.

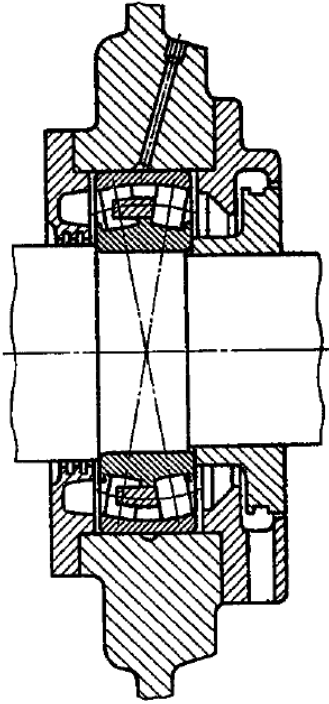


Рисунок 1.11 - Підшипниковий вузол з каналом в корпусі для створення гідроспору та «плавання» зовнішнього кільця підшипника.

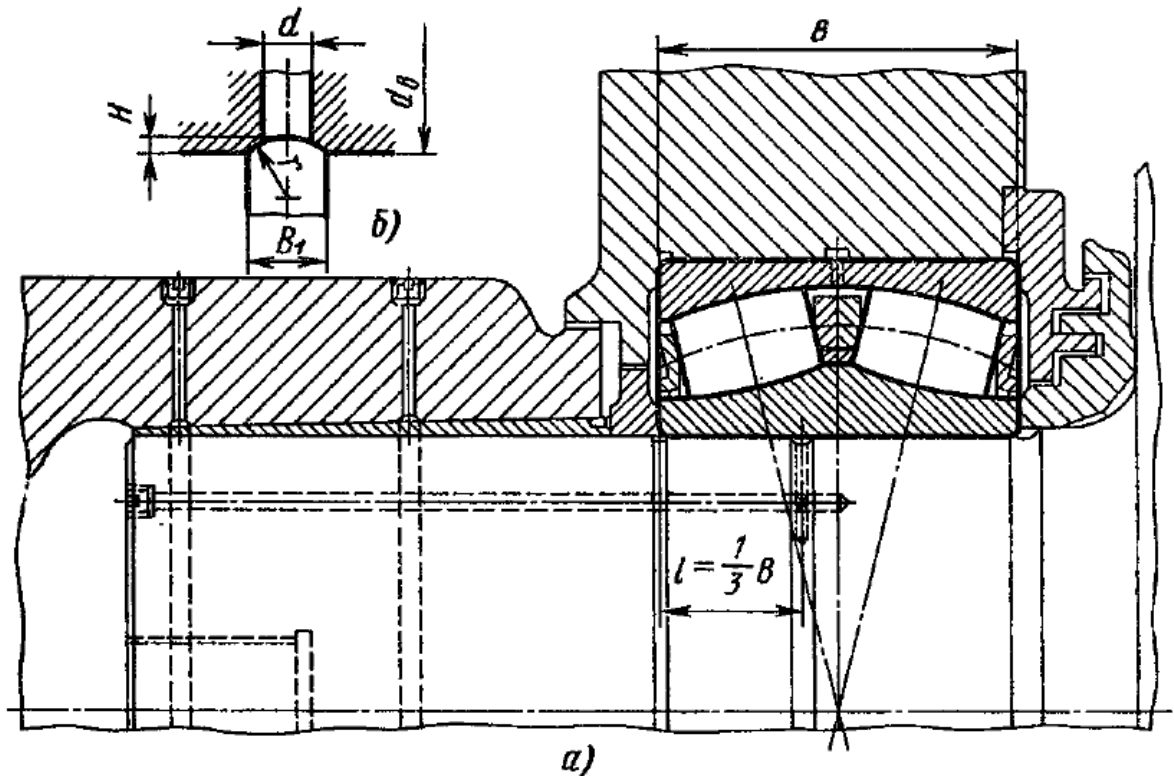


Рисунок 1.12 - Опора прокатного валка із застосуванням гідроспору для установки і демонтажу підшипника і деталі, що фіксує підшипник в осьовому напрямку.

Втулки виготовляють зі звичайної конструкційної сталі з НВ 200. Для часто демонтуються з'єднань рекомендується покращувати сталь до НВ 250 - 300. Фосфатування конічної поверхні втулки дозволяє підвищити зносостійкість посадочних місць.

При установці підшипників кочення маслорозподільна канавка розташовується на відстані  $l = (1/3)B$  (рис. 1,12, а) від переднього по ходу розпресування торця.

У з'єднаннях, що передають крутний момент, маслорозподільна канавку розташовують в місцях максимального тиску, обумовленого видом деталі, що охоплює.

Щоб спростити і прискорити монтаж підшипників з конусним отвором, іноді їх запресовують до упору в торцеву деталь (рис. 1.13). Заданий посадковий натяг забезпечується в цьому випадку тільки за умови повної взаємозамінності: посадочні місця шийки і підшипники виконують з вельми жорсткими допусками не тільки по конусу, а й по діаметру, а взаємозамінність шийок зазвичай забезпечують за рахунок дистанційній втулки, ширину якої визначають індивідуально для кожної шийки .

На рис. 1.13 показана схема контролю конусної шийки великого діаметру за допомогою спеціального приладу, який складається з сідлоподібного тримача 1 з двома вимірювальними штифтами 3. Шаблон 2 фіксує розташування конусного посадкового місця щодо базового торця, розмір  $M$  показує величину зміщення конусної поверхні щодо базового торця, а різниця  $M - M_1$  замірена мікрометрів над обома штифтами, визначає відхилення кута конусності від номінального.

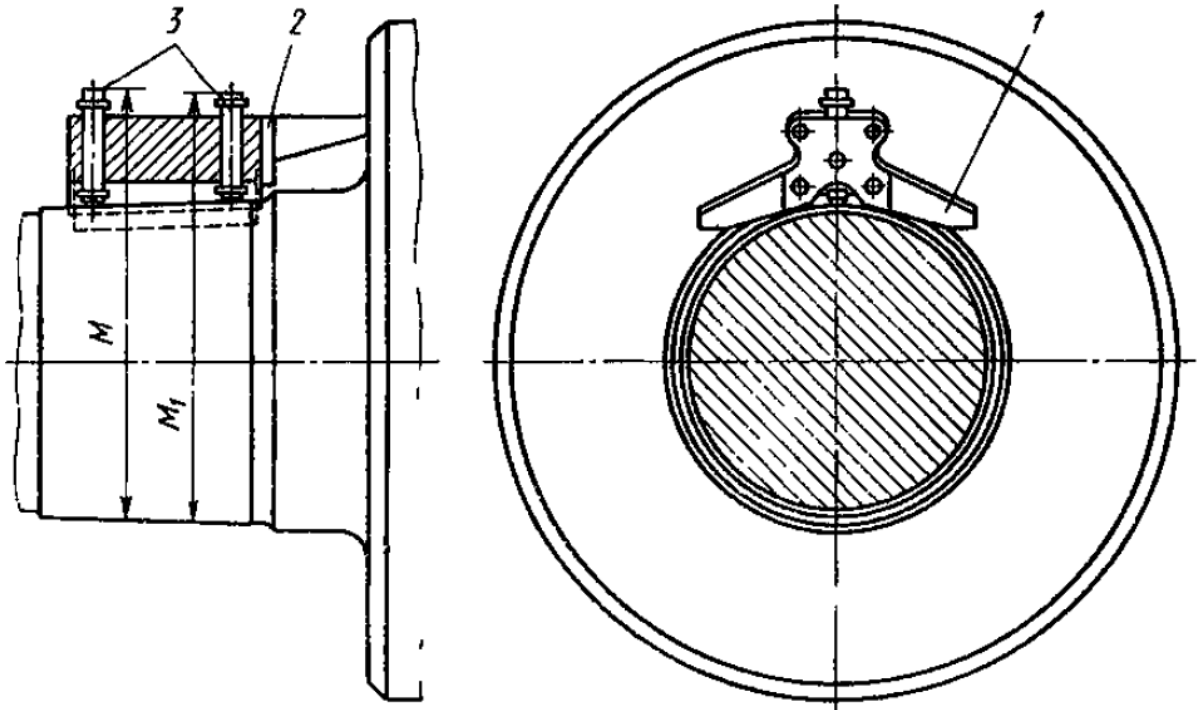


Рисунок 1.13 - Схема контролю конусної шийки під підшипник великого діаметра.

### 1.6 Підшипники рідинного тертя

Підшипники ковзання закритого типу або інакше рідинного тертя (ПРТ) одержали широке поширення [1, 2]. 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).

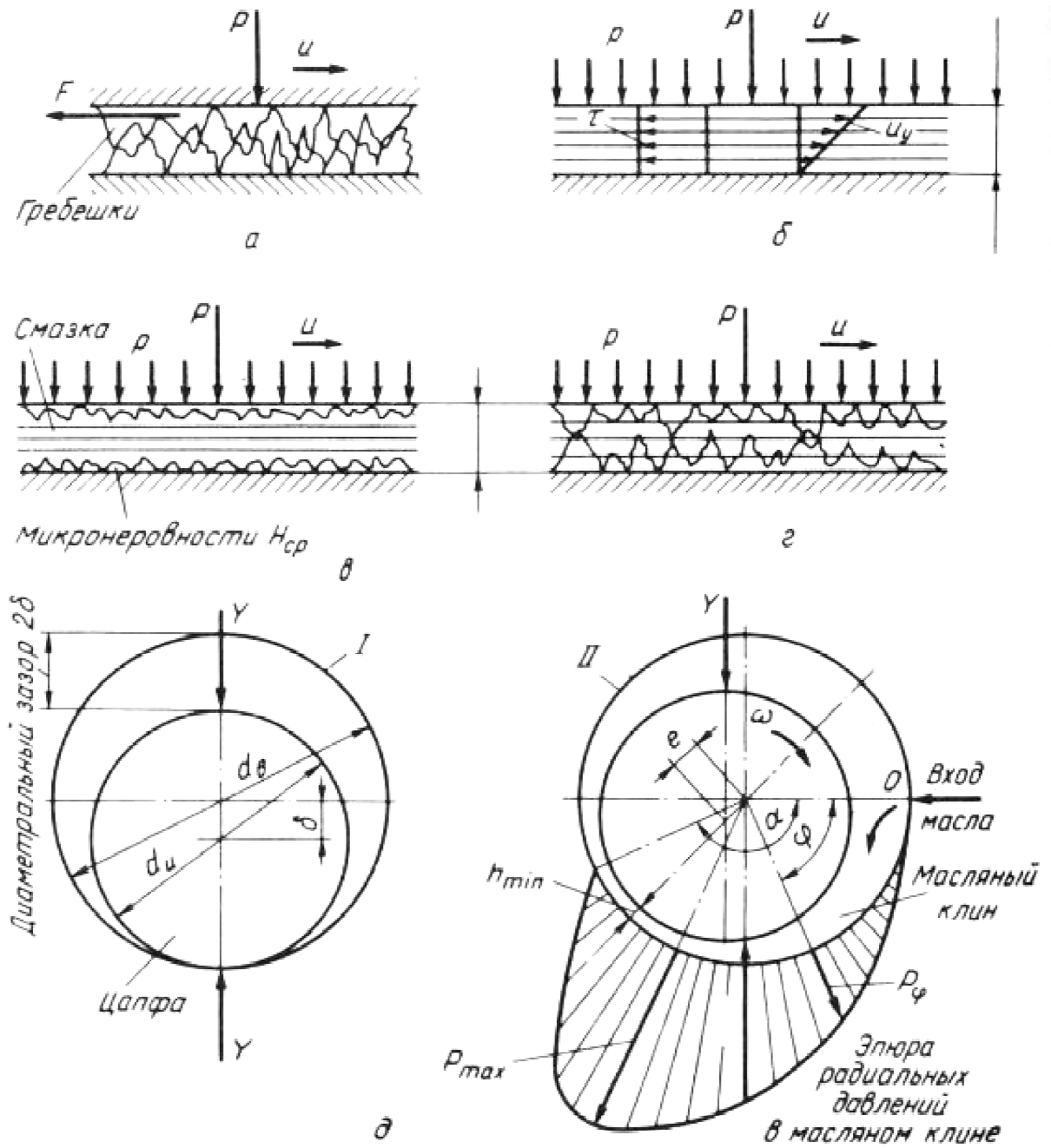


Рисунок 1.14 - Види тертя ковзання:

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

Сухе тертя (рис. 1.14, а) виникає при зачепленні нерівностей тертьових поверхонь при відсутності змащення. При сухому терті спостерігається велике зношування тертьових поверхонь. На підставі численних експериментів установлене, 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.

## 1.7 Типи й конструкція ПРТ

Підшипник (рис. 1.15) 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  $d_v = d_{ц} + \delta$ , де  $\delta$  — радіальний зазор (ухвалюють 100-200 мкм).



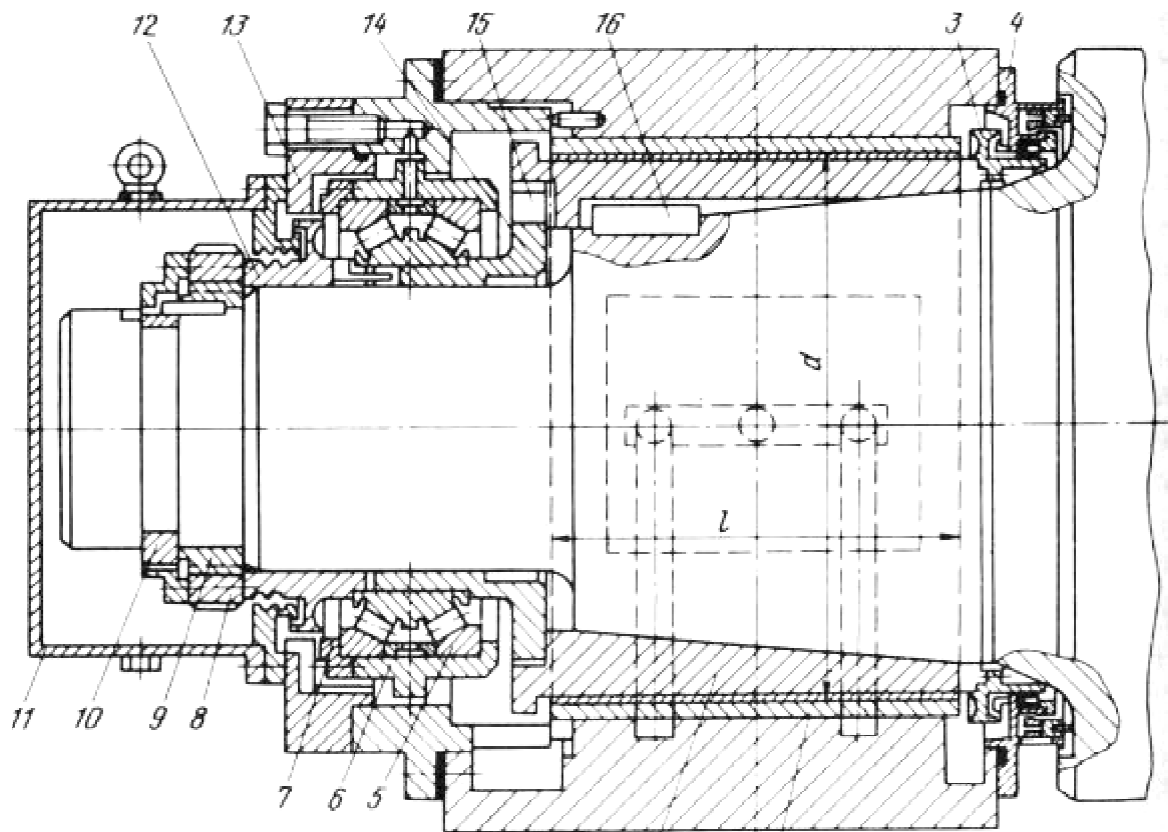


Рисунок 1.15.- Підшипник рідинного тертя  
конструкції ЕЗТМ діаметром 450-1320 мм:

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

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 тиск 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.

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 герметизовані ущільнювачами з передньої й задньої сторін. У великих ПРТ дворядний конічний роликпідшипник внутрішнім кільцем установлений на втулці, що опирається високим фланцем у торець втулки-вкладиша з бабітовим заливом; по зовнішніх кільцях роликпідшипник 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.

## **2 Розрахункова частина**

## 2.1 Розрахунок підшипника ковзання рідинного тертя

Виконаємо розрахунок підшипника ковзання рідинного тертя опорного валка кліті кварто прокатного стану 1680.

Загальний порядок розрахунків в програмі АРМ «WinMachine» у модулі АРМ Plain [43].

1. Вибір типу підшипника.
2. Завдання геометрії підшипника.
3. Завдання радіального зазору в додаткових параметрах (якщо необхідно).
4. Завдання умов роботи підшипника.
5. Завдання параметрів масла;
6. Проведення розрахунків;
7. Перегляд результатів розрахунків.

Проведемо розрахунки підшипника ковзання рідинного тертя ПРТ 900x670 при подачі змащення в робочу зону. Вихідні дані:

### *геометричні параметри*

- діаметр вала — 900 мм;
- довжина контактної зони — 670 мм;
- чистота поверхні вала й отвору — 0,8 та 1.25 мкм;
- не циліндричність вала й отвору — 0,025 та 0,03 мм.

### *умови роботи*

- радіальна сила — 10000000 Н;
- швидкість обертання — 146 об/хв;
- тиск масла — 0,25 МПа;

### *параметри змащення*

- теплоємність масла — 1980 Дж/(кг•°С);
- щільність — 872 кг/м<sup>3</sup>.
- в'язкість масла при температурі T=20 °С — 0.0872 Па•с.
- в'язкість масла при температурі T=70 °С — 0.0095 Па•с.

Частота обертання підшипника опорного валка

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot D_p} = \frac{10 \cdot 1000 \cdot 60}{3.14 \cdot 1300} = 146 \text{ хв}^{-1}$$

де  $V=10$  м/с – максимальна швидкість прокатки;  
 $D_p=500$  мм – робочий діаметр опорного валка.

### Розв'язок

#### 1. Вибір типу підшипника.

Входимо в меню Дані/Тип підшипника... і в діалоговому вікні, що відкрилося, «Вибір типу підшипника» вибираємо «Радіальний підшипник рідинного тертя».

#### 2. Завдання геометрії підшипника.

Натискаємо кнопку «Геометрія» (меню Дані/Геометрія...) і в поля введення діалогового вікна, що відкрилося, «Геометрія підшипника» записуємо запитовані параметри відповідно до вихідних даних:

- «Діаметр вала, мм» — уводимо число 900;
- «Довжина контактної зони, мм» — 670;
- «Чистота поверхні вала, мкм» — 0,8;
- «Чистота поверхні отвору, мкм» — 1,25;
- «Не циліндричність вала, мм» — 0,025;
- «Не циліндричність отвору, мм» — 0,03.

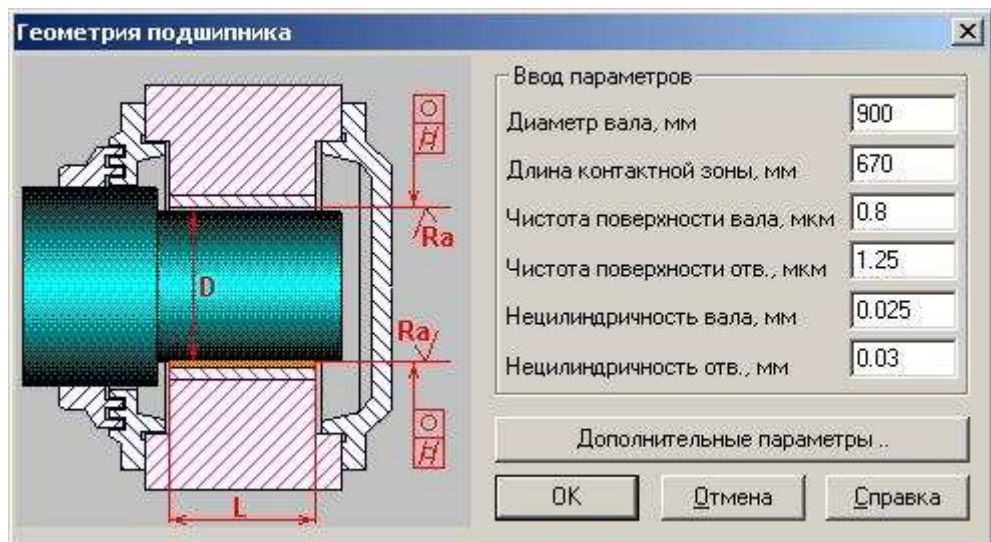


Рисунок 2.1 - Діалогове вікно «Завдання геометрії підшипника»

### 3. Завдання радіального зазору в додаткових параметрах.

Для завдання величини радіального зазору в діалоговому вікні «Геометрія підшипника» натиснути кнопку Додаткові параметри... Це приводить до відкриття діалогового вікна «Геометрія підшипника». Оскільки величина радіального зазору не задана, то в поле введення Додаткові параметри... Радіальний зазор, мм залишаємо значення, рівне 0.

### 4. Завдання умов роботи підшипника.

Для завдання умов роботи слід натиснути кнопку «Умови роботи» (меню Дані/Умови роботи...) і в поля введення діалогового вікна, що відкрилося, «Умови роботи» увести запитовані параметри відповідно до вихідних даних:

- «Радіальна сила, Н» — 100000;
- «Швидкість обертання, об/хв» — 146;
- «Температура масла, °С» — 20;
- «Тиск масла, Па» — 250000;



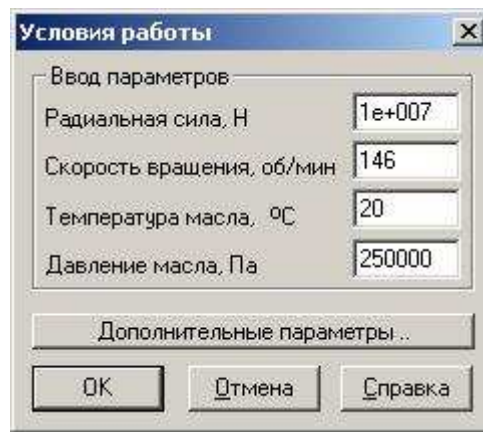


Рисунок 2.2 - Діалогове вікно «Завдання умов роботи підшипника»

## 5. Завдання параметрів масла.

Для завдання параметрів масла потрібно натиснути кнопку «Параметри масла» (меню Дані/Параметри масла...) і в діалоговому вікні, що відкрилося, «Уведення характеристик масла...» у групі *параметрів Дані по в'язкості* вибрати Значення.

Далі слід увести параметри масла.

- В'язкість масла при темп. 1, Па\*сек — 0.0872;
- В'язкість масла при темп. 2, Па\*сек — 0.0095;
- Температура 1, гради. С — 20;
- Температура 2, гради. С — 70.

Крім того, у полях введення групи параметрів *Основні параметри* слід задати теплоємність і щільність масла:

- «Теплоємність масла, Дж/(кг•°С)» — 1980;
- «Щільність масла, кг/м<sup>3</sup>» — 872.

**Ввод характеристик масла...**

Данные по вязкости

Значения  
 Марка масла

Основныe параметры

Теплоемкость масла, Дж/(кг·°C)

Плотность масла, кг/м<sup>3</sup>

Подача масла в..

рабочую зону  
 нерабочую зону

Значения вязкости

Вязкость масла при темп. 1, Па·сек

Вязкость масла при темп. 2, Па·сек

Температура 1, град. C

Температура 2, град. C

Марка масла

Рисунок 2.3 - Диалогове вікно «Завдання параметрів масла»

По введених параметрах в'язкості будується залежність в'язкості масла від температури. Щоб її переглянути слід натиснути кнопку «Визначити залежність», що приведе до відкриття діалогового вікна «Залежність Температура-В'язкість для масла», у якому за введеними значенням в'язкості й температури буде побудована залежність.

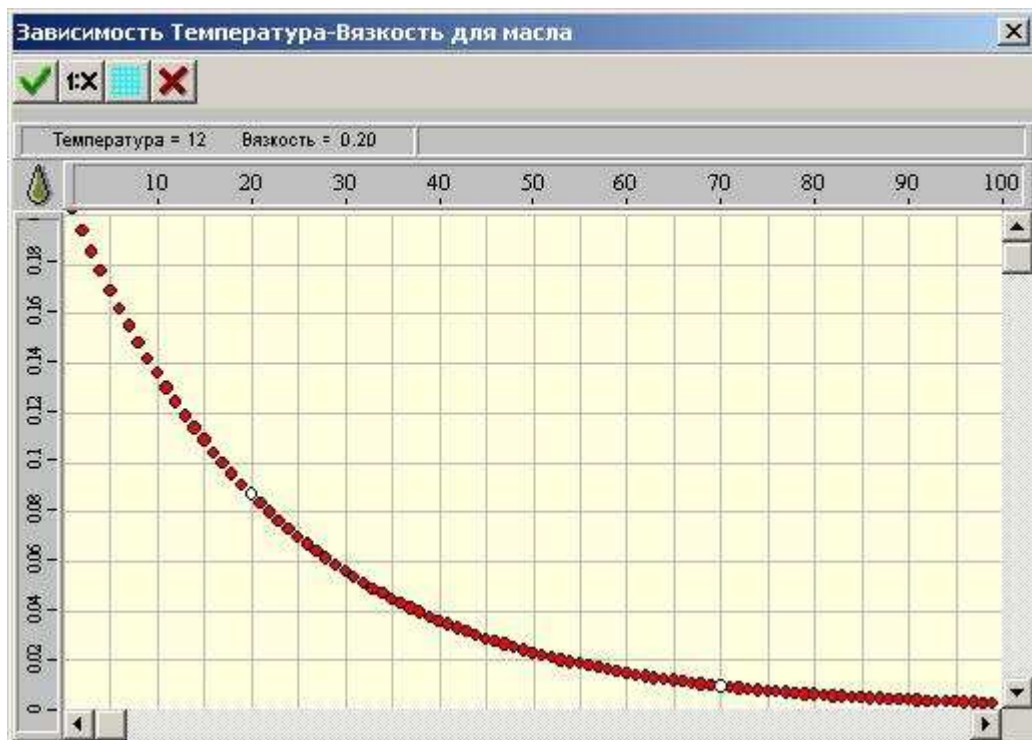


Рисунок 2.5 - Диалогове вікно «Залежність Температура-В'язкість для масла»

## 6. Проведення розрахунків.

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

## 7. Перегляд результатів розрахунків.

Для перегляду результатів розрахунків натискаємо кнопку «Результати» (меню «Результати»). У діалоговому вікні, що відкрилося, «Результати розрахунків» показуються результати розрахунків.

Також занесемо усі результати розрахунку ПРТ 900x670 до таблиці 2.1.

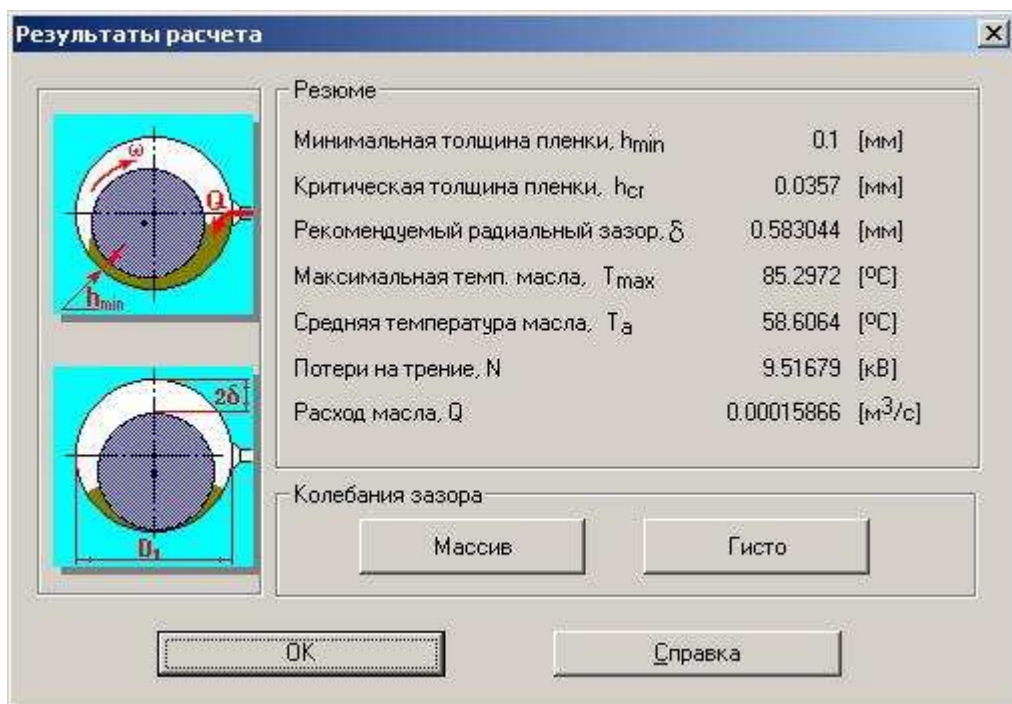
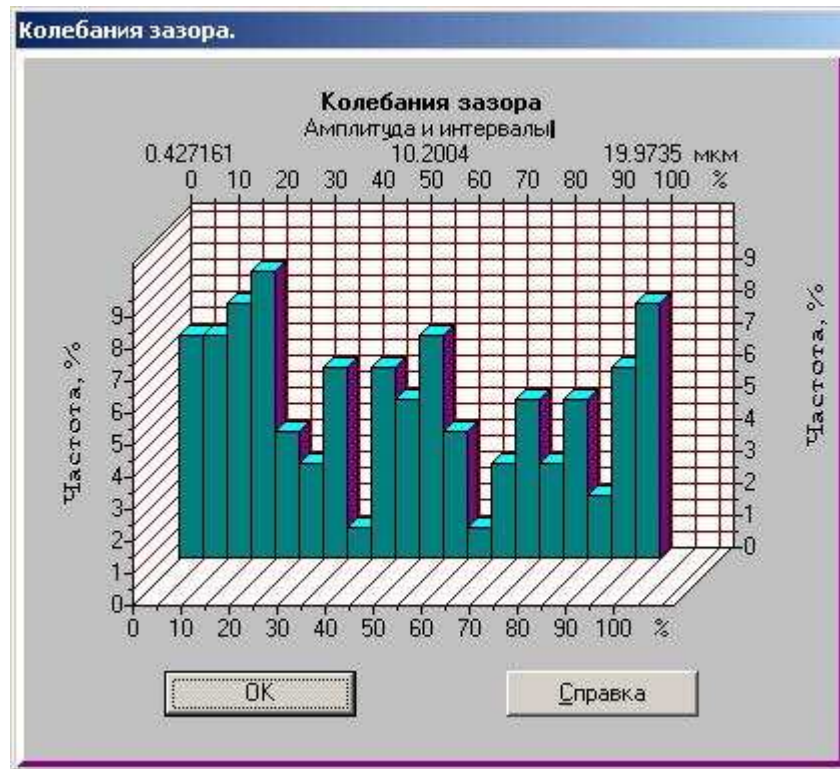


Рисунок 2.6 - Діалогове вікно «Результати розрахунків»



**Колебания зазора**

14.133	11.520	5.453	16.774	2.027
16.601	0.427	16.628	19.055	17.683
16.539	14.022	10.361	4.183	14.344
16.327	12.471	10.598	2.868	13.266
15.934	9.000	4.734	13.534	16.067
11.401	9.269	0.470	9.538	9.808
19.147	6.755	7.702	16.256	3.758
19.615	3.373	2.987	6.160	6.947
14.907	3.653	16.360	1.613	19.974
1.567	1.361	2.748	3.908	6.456
10.164	16.420	6.364	2.604	6.787
11.191	19.776	10.769	10.348	0.917

**Математическое ожидание:** 9.360 [мкм]  
**Дисперсия:** 38.129 [мкм]  
**Среднее квадратическое :** 6.144 [мкм]

OK      Справка

Рисунок 2.7 - Диалоговое окно «Коливання зазору»

При необхідності можливо збереження результатів розрахунків у файлі формату \*.rtf.

Таблиця 2.1 Результати розрахунку підшипник рідинного тертя 900x670

Діаметр вала, мм...	900	Радіальна сила, Н...	1e+007
Довжина контактної зони, мм...	670	Швидкість обертання, об/хв	146
Чистота поверхні вала, мкм	0.8	Температура масла, град...	20
Чистота поверхні отвору, мкм	1.25	Тиск масла, Па...	25000
Не циліндричність вала, мм...	0.025	Кут контакту масла, град...	120
Не циліндричність отвору, мм...	0.03		

Теплоємність масла, Вт/м*град.	1980	В'язкість масла при температурі 1, Па*с.	0.0872
Щільність масла, кг/куб.м...	872	В'язкість масла при температурі 2, Па*с.	0.0095
Обрана марка масла:		Температура 1, град.	20
Подача масла в:	4.5982 e+122	Температура 2, град.	70

Мінімальна товщина мастильної плівки	0.1	мм
Критична товщина мастильної плівки	0.0357	мм
Рекомендований радіальний зазор	0.58304	мм
Максимальна температура масла	85.297	град
Середня температура масла	58.606	град
Втрати на тертя в підшипнику	9.5168	кВт
Повне споживання	0.00015866	куб. м/с

Висновок. Враховуючі проведенні розрахунки слід зазначити, що отримані дані по рекомендованим радіальному зазору та температурі мастила відповідають фактичним даним роботи підшипників на стані при нормальних умовах експлуатації.

## 2.2 Розрахунок найбільш навантажених вузлів та елементів приводу прокатного стану 1680.

Виконаємо розрахунок найбільш навантажених вузлів та елементів приводу прокатного стану 1680 для підтвердження працездатності та умов міцності при заданих режимах експлуатації та навантаження.

### 2.2.1 Розрахунки зубчастого зачеплення шестеренної кліті прокатного стану 1680

Шестеренна кліть «500»:

- максимальний переданий крутний момент, $kH \cdot m$	400
- міжосьова відстань, мм	500
- довжина бочки валка, мм	1200
- торцевий модуль, мм	24
- кут зачеплення в торцевому перетині, град.	17,30
- кут нахилу зуба по ділильному циліндру, град.	30
- число зубів шестерні, шт.	21

Розрахунковим навантаженням є передання зубчастим зачепленням максимального крутного моменту [2, 6]:

$$M_{расч} = M_{зац} \cdot K_{зац}, \quad (2.1)$$

де  $M_{зац} = 400kHm$  - максимальний момент, переданий зубчастим зачепленням;  $K_{зац} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$  - розрахунковий коефіцієнт, де  $K_1 = 1,55$  коефіцієнт ширини шестірні,  $K_2 = 1,1$  - коефіцієнт концентрації напруг,  $K_3 = 1,2$  - коефіцієнт якості.

Тоді: 
$$M_{расч} = 400 \cdot 1,55 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 800kHm.$$



Контактна напруга в поверхневому шарі зубів шестірні ( при куті евольвенти  $\alpha_{ш} = 20^\circ$ , кут нахилу зубів  $\beta_{ш} = 30^\circ$  і перекритті  $\theta = 1,35$ ):

$$\sigma_{\text{конт.ш.}} = \frac{27 \cdot 10^3}{A_{ш}} \cdot \sqrt{\frac{M_{\text{расч}}}{B_{ш}} \cdot \frac{(i+1)^3}{i}}, \quad (2.2)$$

де  $A_{ш} = 500\text{мм}$  - міжосьова відстань;

$B_{ш} = 1200\text{мм}$  - довжина нарізаної частини валка;

$i = 1$  - передаточне число шестеренної кліті.

Підставивши числові значення в (2.2), одержимо

$$\sigma_{\text{конт.ш.}} = \frac{27 \cdot 10^3}{500} \cdot \sqrt{\frac{800 \cdot 10^3}{1200} \cdot \frac{(1+1)^3}{1}} = 394,4\text{МПа}.$$

Умова міцності по контактних напругах виконується, тому що  $\sigma_{\text{конт.ш.}} = 394,4\text{МПа} < [\sigma]_{\text{конт}} = 450\text{МПа}$ , отже, що стосується контактних напруг, сталь 40ХН є підходящим матеріалом для виготовлення шестерні.

Напруга вигину в основі зубів шестірні:

$$\sigma_{\text{изг.ш.}} = \frac{10 \cdot M_{\text{расч}} \cdot \psi}{y \cdot m_H^2 \cdot z \cdot B_{ш}}, \quad (2.3)$$

де  $\psi = 1,6$  - коефіцієнт концентрації напруг у основі зуба;

$y = 0,4$  - коефіцієнт форми зубів шестерні;

$m_H = 2,1\text{см}$  - нормальний модуль;

$z = 21$  - число зубів шестірні;

$B_{ш} = 120\text{см}$  - довжина нарізаної частини шестерні.

Підставивши числові значення в (2.3), одержимо

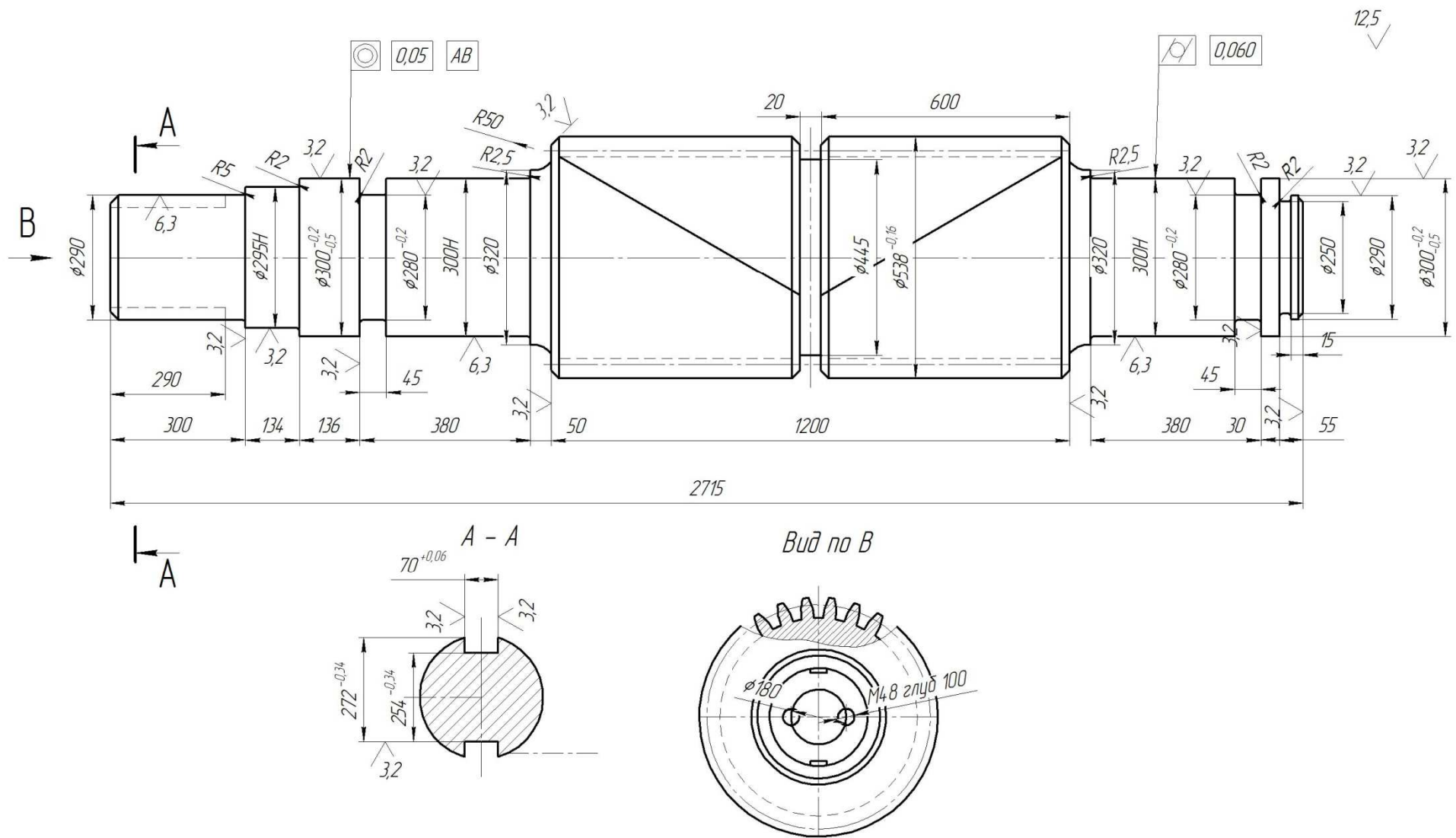


Рисунок 2.8 - Шестеренный валок

$$\sigma_{\text{изг.ш.}} = \frac{10 \cdot 800 \cdot 1,6}{0,4 \cdot 2,1^2 \cdot 21 \cdot 120} = 60,47 \text{ МПа} .$$

Умова міцності по напругах вигину виконується, тому що  $\sigma_{\text{изг.ш.}} = 60,47 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{изг}} = 225 \text{ МПа}$ , отже, при дії на шестеренний валок напруг вигину, сталь 40ХН повністю задовольняє нас як матеріал для виготовлення шестеренного валка.

### 2.2.2 Розрахунки шестеренного валка на спільну дію вигину й крутіння

Кут у торцевому перетині шестірні:

$$\text{tg} \alpha_T = \frac{\text{tg} \alpha_{\text{ш}}}{\cos \beta_{\text{ш}}}, \quad \text{звідси} \quad \alpha_T = \text{arctg} \frac{\text{tg} \alpha_{\text{ш}}}{\cos \beta_{\text{ш}}}, \quad (2.4)$$

де  $\alpha_{\text{ш}} = 20^\circ$  - кут зачеплення;  $\beta_{\text{ш}} = 30^\circ$  - кут нахилу зубів.

Підставивши числові значення в (2.4), одержимо

$$\alpha_T = \text{arctg} \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{0,36397}{0,866} = 23^\circ .$$

Зусилля, що діє в зубах:

$$P_T = \frac{X_T}{\cos \alpha_T}, \quad (2.5)$$

де  $X_T$  - максимальне окружне зусилля в зачепленні, визначається як

$$X_T = \frac{M_{\text{зац}}}{\left(\frac{d_o}{2}\right)} = \frac{2 \cdot M_{\text{зац}}}{d_o}. \quad (2.6)$$

Підставивши (2.5) в (2.6), одержимо

$$P_T = \frac{2 \cdot M_{зац}}{d_o \cdot \cos \alpha_T}. \quad (2.7)$$

Підставивши числові значення в (2.7), одержимо

$$P_T = \frac{2 \cdot 400}{0,538 \cdot \cos 23^\circ} = 1615,4 \text{ кНм}.$$

Зусилля, що діє на кожну шийку:

$$R = \frac{P_T}{2}. \quad (2.8)$$

Підставивши числові значення в (2.8), одержимо

$$R = \frac{1615,4}{2} = 807,7 \text{ кН}.$$

Напряга вигину в небезпечному перерізі шийки:

$$\sigma_{изгI} = 5,43 \cdot \frac{M_{зац} \cdot l_{ш}}{d_o \cdot d_i^3}, \quad (2.8)$$

де  $l_{ш} = 360 \text{ мм}$  - довжина шийки шестеренного валка;

$d_{ш} = 300 \text{ мм}$  - діаметр шийки шестеренного валка.

Підставивши числові значення в (2.8), одержимо

$$\sigma_{изгI} = 5,43 \cdot \frac{400 \cdot 0,36}{0,538 \cdot 0,3^3} = 53,8 \text{ МПа}.$$

Максимальна напруга крутіння:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_{ш}^3}, \quad (2.9)$$

де  $M_{кр} = 2 \cdot M_{зац}$  - максимальний крутний момент, переданий шийкою двом шестірням від провідного вала.

Підставивши числові значення в (2.9), одержимо

$$\tau_{кр} = \frac{2 \cdot 400}{0,2 \cdot 0,3^3} = 138,15 \text{ МПа} .$$

Результуюча напруга в шийці валка:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} . \quad (2.10)$$

Підставивши числові значення в (2.10), одержимо

$$\sigma_{рез} = \sqrt{53,8^2 + 3 \cdot 138,15^2} = 245,3 \text{ МПа} .$$

Для сталі 40ХН можна прийняти  $[\sigma] = 230 - 250 \text{ МПа}$ , отже, умова міцності виконується, тому що  $\sigma_{рез} = 245,3 \text{ МПа} < [\sigma] = 250 \text{ МПа}$ .

### 2.2.3 Розрахунки шестеренного валка по небезпечних перерізах

Визначення коефіцієнта запасу міцності робимо для приблизно небезпечних перерізів вала.

Матеріал шестеренного валка сталь 40ХН:

$$\sigma_{-1} = 365,5 \text{ МН} / \text{м}^2 ;$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 365,5 = 211,99 \text{ МН} / \text{м}^2 \quad (2.11)$$

Перетин А-А.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} , \quad (2.12)$$

де  $k_\tau = 1,9$ - коефіцієнт концентрації напруг;

$\psi_\tau = 0,1$ - коефіцієнт, що відбиває співвідношення границі витривалості при симетричному й пульсуючому циклах крутіння;

$\varepsilon_\tau = 0,57$  масштабний фактор;

$\tau_{-1}$ - границя витривалості при симетричному циклі крутіння;

$\tau_v$  і  $\tau_m$  - амплітуда й середня напруга циклу дотичних напружень:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{зац}}{W_\kappa}, \quad (2.13)$$

де  $W_\kappa$  - момент опору крутінню по перетину шпонкового паза, визначається як

$$W_\kappa = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}, \quad (2.14)$$

де  $d = 290\text{мм}$  - діаметр на якому перебуває паз;

$b = 70\text{мм}$  - ширина шпонкового паза;

$t = 18\text{мм}$  - глибина шпонкового паза.

Підставивши числові значення в (2.14), одержимо

$$W_\kappa = \frac{3,14 \cdot 0,29^3}{16} - \frac{0,07 \cdot 0,018 \cdot (0,29 - 0,018)^2}{0,29} = 44,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Підставивши числові значення в (2.13), одержимо

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{400 \cdot 10^3}{44,6 \cdot 10^{-3}} = 4,48 \text{ МН} / \text{м}^2.$$

Підставивши числові значення в (2.12), одержимо

$$n = n_{\tau} = \frac{211,99}{4,48 \cdot \left( \frac{1,9}{0,57} + 0,1 \right)} = 13,8 > [n] = 7.4.$$

Умова міцності виконується.

Перетин при переході від валу до зубчатки. У цьому перетині виникає найбільший згинальний момент. Однак, оскільки вал виконаний заодно із шестірнею, його діаметр зріс. Тому коефіцієнт запасу міцності для цього перетину буде більше чим у перетині А-А.

### 2.3 Динамічний розрахунок привода кліті стану 1680.

Для визначення максимального додаткового динамічного моменту від обертових мас складемо наведену розрахункову схему у вигляді чотирьох обертових мас привода кліті, зображену на рисунку 2.9.

Розрахунки вихідних даних

$$I_1 = m_1 \cdot r_1 / 2 = 1600 \cdot 0,255^2 / 2 = 52,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 ; \quad (2.15)$$

$$I_2 = m_1 \cdot r_1 / 2 = 4000 \cdot 0,755^2 / 2 = 1140 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.16)$$

$$I_3 = \frac{4m_2R_2^2}{7} = \frac{4 \cdot 3265 \cdot 0,270^2}{7} = 136 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 ; \quad (2.17)$$

$$I_4 = \frac{4m_3R_3^2}{7} = \frac{4 \cdot 3265 \cdot 0,270^2}{7} = 136 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 ; \quad (2.18)$$

$$I_5 = \frac{4m_4R_4^2}{9} = \frac{4 \cdot 200 \cdot 0,250^2}{9} = 22,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.19)$$

$$I_6 = 16,6 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 ;$$

$$l_1 = 4000 \text{ мм} ; l_2 = 1000 \text{ мм} ; l_3 = 1000 \text{ мм} ; d_1 = 240 \text{ мм} ; d_2 = 290 \text{ мм} ; d_3 = 270 \text{ мм} .$$



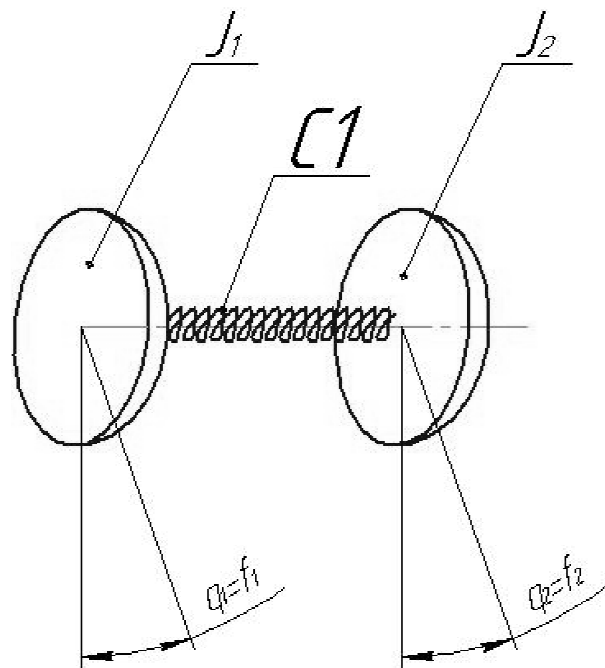
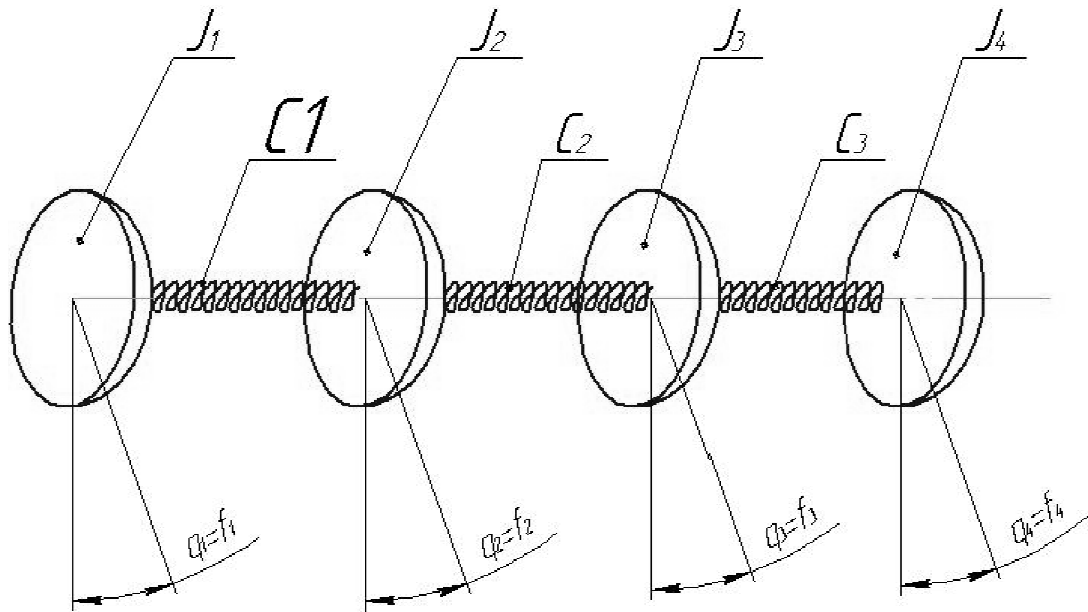
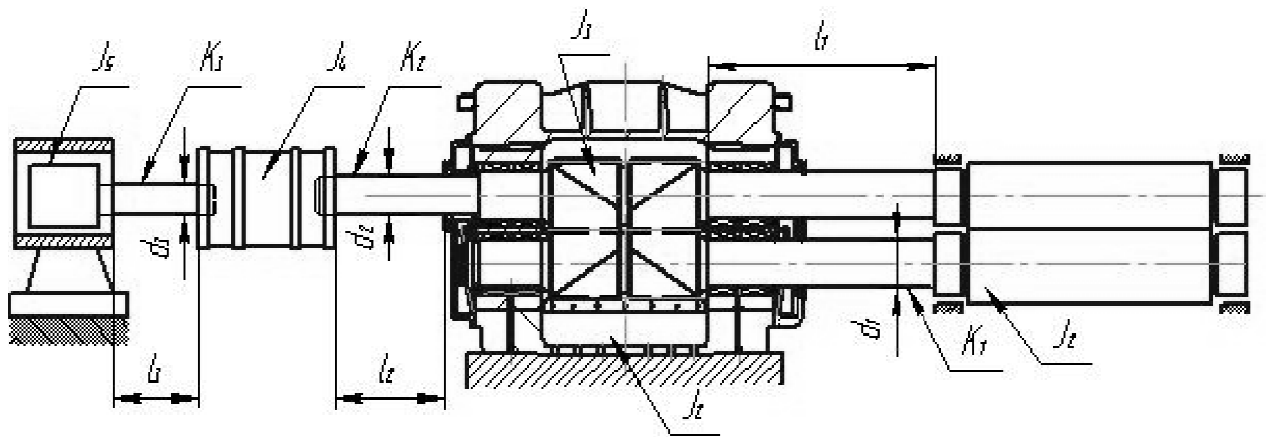


Рисунок 2.9 - Розрахункова схема привода кліти стану «1680».

Коефіцієнти твердості для валів 1,2 і 3 при їхнім крутінні:

$$K_1 = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_1)^4}{32 \cdot l_1} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot (240)^4}{32 \cdot 4000} = 6511104 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.20)$$

$$K_2 = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_2)^4}{32 \cdot l_2} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot (290)^4}{32 \cdot 1000} = 55521558 \text{ ,5 Н} \cdot \text{м} \quad (2.21)$$

$$K_3 = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_3)^4}{32 \cdot l_3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot (270)^4}{32 \cdot 1000} = 41718118 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.22)$$

де  $d$ -діаметр вала;  $l$ -довжина ділянки вала, що закручується;  $G$  - Модуль другого роду,  $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

Наведену схему можна представити у вигляді обертової маси. Місцем приведення мас призначимо робочий валок кліті з моментом інерції  $I_1$  (рис. 2.9).

Визначаємо наведені маси з умови рівності кінетичних енергій параметрів які приводяться й наведених.

$$I_1 = I_1' + I_2' \frac{R_1'^2}{R_2^2} = 52,05 + 1140 \frac{0,275^2}{0,755^2} = 182 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.23)$$

$$I_2 = I_2' + I_3' \frac{R_2'^2}{R_3^2} = 136 + 136 \frac{0,270^2}{0,270^2} = 272 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.24)$$

$$I_3 = I_4' \frac{R_2'^2}{R_3^2} = 22,5 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 22,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.25)$$

$$I_4 = I_5' \frac{R_2'^2}{R_3^2} = 16600 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 16600 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.26)$$

Обчислюємо наведені твердості по формулах

$$C_1 = K_1 = 6511104 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.27)$$

$$C_2 = K_2 \cdot \frac{R_2^2}{R_3^2} = 55521558,5 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 55521558,5 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.28)$$

$$C_3 = K_3 \cdot \frac{R_2^2}{R_3^2} = 41718118 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 41718118 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.29)$$

Дослідження вільних коливань привода кліті стану «1680» (див. рис. 2.9,б). У початковий момент часу масі була повідомлена початкова швидкість м/с. Система має чотири ступені волі. Положення її визначаються чотирма узагальненими координатами.

Для даної системи рівняння Лагранжа мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = 0; \\ \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_3} = 0; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_4} = 0. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Кінетична енергія системи

$$T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \dot{\varphi}_2^2 + I_3 \dot{\varphi}_3^2 + I_4 \dot{\varphi}_4^2. \quad (2.31)$$

Потенційну енергію визначаємо як роботу сил пружності наведених твердостей  $C_1, C_2, C_3$  при переміщенні системи з відхиленого положення від основного її руху в початкове, тобто в положення, відповідне до поступального руху системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_3 (\varphi_3 - \varphi_4)^2. \quad (2.32)$$

Знаходимо похідні, такі що входять у рівняння Лагранжа у вигляді:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= C_1 \varphi_1 - C_1 \varphi_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = (C_1 + C_2) \cdot \varphi_2 - C_1 \varphi_1 - C_2 \varphi_3; \\
\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_3} &= (C_2 + C_3) \cdot \varphi_3 - C_2 \varphi_2 - C_3 \varphi_4; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_4} = C_3 \varphi_4 - C_3 \varphi_3; \\
\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} = \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} = 0; \\
\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= m_1 \varphi_1^1; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = m_2 \varphi_2^1; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} = m_3 \varphi_3^1; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} = m_4 \varphi_4^1; \\
\frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} \right) &= m_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} \right) = m_2 \ddot{\varphi}_2; \\
\frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} \right) &= m_3 \ddot{\varphi}_3; \quad \frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} \right) = m_4 \ddot{\varphi}_4;
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Підставляючи отримані вираження в (2.33), одержуємо

$$\begin{aligned}
I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 \varphi_1 - C_1 \varphi_2 &= 0; \\
I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 \varphi_1 + (C_1 + C_2) \varphi_2 - C_2 \varphi_3 &= 0; \\
I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 \varphi_2 + (C_2 + C_3) \varphi_3 - C_3 \varphi_4 &= 0; \\
I_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3 \varphi_3 + C_3 \varphi_4 &= 0.
\end{aligned} \tag{2.34}$$

Використовуючи числові значення наведених мас і твердостей, рівняння (2.34) запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned}
52,02 \ddot{\varphi}_1 + 6511104 \varphi_1 - 6511104 \varphi_2 &= 0; \\
272 \ddot{\varphi}_2 - 6511104 \varphi_1 + (6511104 + 55521558,5) \varphi_2 - 55521558,5 \varphi_3 &= 0; \\
112,5 \ddot{\varphi}_3 - 55521558,5 \varphi_2 + (55521558,5 + 41718118) \varphi_3 - 41718118 \varphi_4 &= 0; \\
16660 \ddot{\varphi}_4 - 41718118 \varphi_3 + 41718118 \varphi_4 &= 0.
\end{aligned}$$

Цей запис є системою диференціальних рівнянь, які описують рух наведених мас  $I_1, I_2, I_3, I_4$ .

Розв'язок цієї системи пов'язане з великою обчислювальною роботою, тому дослідження коливань систем із числом ступенів волі більше трьох проводиться на ЕОМ.

Дослідження привода кліті з наведеною розрахунковою схемою у вигляді двох мас.

### Початкові дані

$$I_1 = 52.05; I_2 = 16985; C = 6511104.$$

### Розрахунки

Система має два ступені волі, тому положення мас відносно  $I_1, I_2$  і її поступального руху визначається двома узагальненими координатами:

$$\varphi_1 = \varphi_1(t); \varphi_2 = \varphi_2(t); \quad (2.35)$$

Для даного рівняння система Лагранжа 2-го роду мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= 0; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} &= 0; \end{aligned} \quad (2.36)$$

Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2. \quad (2.37)$$

Потенційна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} C (\varphi_2 - \varphi_1)^2. \quad (2.38)$$

Обчислюємо похідні які входять у рівняння Лагранжа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= C \varphi_1 - C \varphi_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = -C \varphi_1 + C \varphi_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{\varphi}_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{\varphi}_2} = 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= I_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = I_2 \ddot{\varphi}_2. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Підставляємо отримані значення в рівняння, яке описує рух двомасової системи:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C\varphi_1 - C\varphi_2 &= 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - C\varphi_1 + C\varphi_2 &= 0; \end{aligned} \quad (2.40)$$

Розв'язок цієї системи відносно  $I$ , будемо шукати у формі:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= A_1 \sin(kt + \beta); \\ \phi_2 &= \mu A_1 \sin(kt + \beta); \end{aligned} \quad (2.41)$$

де  $k$  – до частота коливань  $A_1, \beta$  постійні підмети обчисленню.

Продефіренціював вираження одержимо систему двох однорідні лінійні рівнянь для визначення коливань  $A_1, A_2$ .

$$\begin{aligned} (C - I_1 k^2) A_1 - C \mu A_1 &= 0; \\ -C A_1 + (C - I_2 k^2) \mu A_1 &= 0. \end{aligned} \quad (2.42)$$

Система рівнянь має нетривіальний розв'язок щодо невідомих  $A$  та вирішується коли визначник рівний 0.

$$\begin{vmatrix} (C - I_1 k^2) & -C \\ -C & (C - I_2 k^2) \end{vmatrix} = \Delta(k^2) = 0 \quad (2.43)$$

Розкриваючи визначник одержуємо рівняння частоти:

$$(C - I_1 k^2)(C - I_2 k^2) - C^2 = 0. \quad (2.44)$$

Звідси:

$$K_1^2 = 0; K_2^2 = \frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}. \quad (2.45)$$

Витягаючи із другого рівняння квадратний корінь і прийнявши в увагу тільки позитивне значення визначаємо частоту коливань системи:

$$K_2 = K = \sqrt{C \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} = \sqrt{6511104 \frac{52.05 + 16985}{52.05 \cdot 16985}} = 354 \text{ c}^{-1}. \quad (2.46)$$

З урахуванням фізичного змісту результатів розв'язку рівняння частот, закон коливань наведених моментів інерції:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(kt + \beta); \\ \varphi_2 &= \mu A_1 \sin(kt + \beta); \end{aligned} \quad (2.47)$$

Коефіцієнт форми коливань визначаємо з рівняння:

$$\mu = \frac{C - I_1 k^2}{C} = \frac{6511104 - 52.05 \cdot 354^2}{6511104} = -0.0008. \quad (2.48)$$

Загальний розв'язок системи має вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(kt + \beta) + C_1 + C_2 t; \\ \varphi_2 &= \mu A_1 \sin(kt + \beta) + C_1 + C_2 t; \end{aligned} \quad (2.49)$$

Диференціюємо рівняння за часом:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_1 &= k A_1 \sin(kt + \beta) + C_2; \\ \dot{\varphi}_2 &= \mu k A_1 \sin(kt + \beta) + C_2; \end{aligned} \quad (2.50)$$

Після підстановки початкових умов одержимо:

$$\begin{aligned} 0 &= A_1 \sin \beta + C_1; \\ 0 &= \mu A_1 \sin \beta + C_1; \\ 3 &= k A_1 \cos \beta + C_1; \\ 0 &= \mu k A_1 \cos \beta + C_1. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Із третього рівняння:

$$A_1 = \frac{3}{k - \mu k} = \frac{3}{354 + 0.0008 \cdot 354} = 0.008 \text{ м}. \quad (2.52)$$

Підставляючи значення  $\beta$  записуємо закон коливання для кожної маси:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,008 \sin(354t); \\ \varphi_2 &= 0.0000064(354t) \end{aligned} \quad (2.53)$$

Максимальний додатковий динамічний момент від обертових мас:

$$\Delta M = C(x_2 - x_1) = 6511104 (0,008 - 0,0000064) = 52047 \text{ Н} \quad (2.54)$$

## **3 Дослідницька частина**



### 3.1. Математичні моделі об'єктів діагностування

Металургійні машини складаються з великої кількості певним чином з'єднаних між собою деталей, відмова яких викликають порушення працездатності. Наявність складних функціональних залежностей між елементами механічного встаткування значно ускладнює технічне діагностування. У літературі розглянуті методи й приймання, що дозволяють спростити процес визначення технічного стану механічних систем. Основний зміст цих методів полягає в тому, що машини формально розчленовуються на ряд блоків і об'єкт технічного діагностування заміняють математичною (діагностичною) моделлю [9, 10].

Математична модель об'єкта діагностування - це формальний опис ( в аналітичній, табличній або іншій формі) об'єкта і його поведінки в працездатному й непрацездатному станах. Будь-яку металургійну машину можна розглядати як перетворювач вхідних (технологічні впливи) величин  $x$  у вихідні (температура, віброшвидкість, ударні імпульси й ін.) величини  $Z$ . Це перетворення можна виразити так:

$$Z(t) = Ax(t) \quad (3.1)$$

де  $A$  - оператор, що характеризує перетворення вхідних величин у вихідні;  $t$ - час.

Якщо в об'єкті діагностування механічних ушкоджень або інших дефектів немає, то система є математичною моделлю працездатного стану. Позначимо символом  $S$  безліч усіх можливих відмов машини й будемо вважати, що вона перебуває в 1-му непрацездатному стані, якщо виявлений дефект  $S_i$  ( $i = 1, 2, \dots, S$ ). Система передатних функцій для цього випадку

$$Z_i(t) = Ax_i(t). \quad (3.2)$$

Отже, система (3.1) і сукупність систем (3.2) для всіх  $S_i$  утворюють явну математичну модель об'єкта діагностування. Для механічного встаткування в явному виді задається модель працездатних станів - система (2.1), а поведінка в  $i$ -непрацездатних станах може бути презентовано побічно через безліч  $S$  можливих відмов. У цьому випадку неявну математичну

модель утворюють: систему (3.1), безліч можливих відмов і способів обчислення залежностей (3.2) для будь-якої відмови. При експлуатації металургійного встаткування необхідно вирішувати різні завдання. Одна з основних - завдання визначення фактичного залишкового ресурсу деталей або вибору моменту ремонтних впливів для відновлення заданого рівня надійності.

Можливі різні шляхи розв'язку цього завдання:

1. Можна спробувати знайти явний або неявний аналітичний опис об'єкта діагностування й одержати уточнені значення наробітку на відмову. Цей шлях не можна практично реалізувати, тому що невідомі закони зміни умов експлуатації, закони зміни технології виготовлення деталей, механічних властивостей матеріалів і ін.
2. Більш раціональним є шлях, при якому використовуються оцінки вихідних величин виду "працездатний - непрацездатний", "у нормі - не в нормі". Сучасні засоби технічного діагностування дозволяють відносно просто одержати такі оцінки. Тому цей шлях на сучасному етапі розвитку техніки цілком реальний.

Для опису станів машин такими допусковими оцінками необхідно використовувати математичні моделі логічного типу, а для їхнього аналізу - теорію математичної логіки. Вихідні форми вистави станів металургійного встаткування, по яких будуються математичні моделі логічного типу, можуть бути різні. Характерними формами є структурні, функціональні або принципіві схеми працездатного об'єкта, а також системи рівнянь, що задають залежності між вхідними й вихідними величинами. Для побудови логічних моделей часто буває досить знань причинно-наслідкових зв'язків між діагностичними ознаками або параметрами.

### **3.2. Принципи побудови логічних моделей**

Формальна процедура побудови логічної моделі полягає в наступному. Будемо вважати, що об'єкт технічного діагностування складається з  $N$

зв'язаних між собою компонентів вузлів, блоків, складових частин. Склад компонентів зв'язки між ними й зовнішні зв'язки утворюють структуру об'єкта. З погляду діагностування при розчленуванні об'єкта слід ураховувати такі показники, як змінність компонентів, їх контролепригодність, методи ремонту й інше. Структура об'єкта діагностування задана й зображена на схемі приводу прокатного стану. Компоненти структури будемо називати блоками [9, 10]. Позначимо:

$X_{i1}, X_{i2}, \dots, X_{in}$ - вхідні сигнали блоку  $P_i$ , що є зовнішніми вхідними сигналами об'єктами діагностування;

$Y_{i1}, Y_{i2}, \dots, Y_{in}$ -Вхідні сигнали блоку  $P_i$ , що представляють собою вихідні сигнали інших блоків;

$Z_{i1}, Z_{i2}, \dots, Z_{in}$ - вихідні сигнали блоку  $P_i$ .

Кожний сигнал може характеризуватися одним або декількома фізичними параметрами. Сигнали на функціональній схемі позначають стрілками, число яких повинне бути дорівнює числу сигналів, що характеризують ці параметрів. Таким чином, деякі зв'язки на функціональній схемі розділяються. Якщо деякий вихідний сигнал  $Z_i$  блоку  $P_i$ , що є вхідним сигналом  $Y_k$  блоку  $P_k$ , розділяється на кілька вихідних сигналів  $Z_{ij}$ , то вхідний сигнал  $Y_k$  також розділяється на таке ж кількість вхідних сигналів  $Y_{kj}$ . Розділивши вхідні й вихідні сигнали всіх блоків  $i$ , з'єднавши відповідні блоки, одержимо функціональну схему об'єкта технічного діагностування. Будемо вважати, що для всіх вхідних і вихідних параметрів блоків завжди можна встановити області їх припустимих значень у режимі роботи що встановився. Тоді значення вхідного й вихідного сигналів блоку буде припустимим  $x, y, z$ , якщо значення всіх параметрів, що характеризують його сигнали, належить областям їх припустимих значень. У такому випадку символи  $x, y, z, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ , можна вважати двійковими логічними змінними, що ухвалюють значення "дійсне", якщо значення відповідних їм вхідних (вихідних) сигналів припустимі, і значення "не дійсне". Якщо кожному набору вхідних логічних змінних відповідає одне із двох значень вихідних -

одиниця або нуль, то отримана функція є булевою і називається функцією умов роботи блоку по виходу  $F_{ij}$ . Для булевої функції можна одержати її мінімальну форму, використовуючи наступні закони й теореми:

1) комутативні

$$A+B=B+A,$$

$$AB=BA;$$

2) асоціативні

$$A+(B+C)=(A+B)+C,$$

$$A(BC)=(AB)C;$$

3) дистрибутивні

$$A(B+C)=AB+AC,$$

$$A+BC=(A+B)(A+C);$$

4) ідемпотентність

$$A+A=AA=A;$$

5) поглинання

$$A(A+B)=A+AB=A.$$

У результаті мінімізації для кожного вихідного сигналу  $Z_{ij}$  блоку  $P_i$  можна одержати сукупність істотних вхідних сигналів (оптимальний алгоритм діагностування). Для переходу від функціональної моделі до логічної необхідно виконати наступні операції.

1. Кожний блок  $P_i$  функціональної моделі замінити в логічній моделі  $k_i$  блоками ( $Q_1, Q_2, \dots, Q_h$ ) з одним вихідним сигналом  $Z_{ij}$  і істотними для нього вхідними сигналами.

2. Логічна модель називається правильною, якщо для будь-якої пари блоків  $Q_i$  і  $Q_j$ :

а) вихідний сигнал  $z_i$  одного з них є вхідним сигналом  $u_i$ - іншого й області припустимих (неприпустимих) значень  $z_i, u_i$  збігаються;

б) області припустимих (неприпустимих) значень вхідних сигналів  $u_i, u_j$ , що характеризуються одним фізичним параметром, збігаються.

### 3.3 Принципи побудови логічної моделі приводу прокатного стану.

Побудуємо логічну модель приводу кліті стану «1680» (рис. 3.1).  
Вихідні параметри системи – число обертів валків робочої кліті.

Для цього позначимо окремі елементи схеми блоками Q.

- Q<sub>1</sub>- електродвигун;
- Q<sub>2</sub> , Q<sub>3</sub> - підшипники електродвигуна;
- Q<sub>5</sub>- муфта;
- Q<sub>4</sub> , Q<sub>6</sub> – шпонки муфти;
- Q<sub>7</sub> - шестеренний валок;
- Q<sub>11</sub> , Q<sub>14</sub> – напівмуфти;
- Q<sub>10</sub> , Q<sub>15</sub>– шпонки напівмуфт;
- Q<sub>12</sub> - шпindelь;
- Q<sub>13</sub> – опора шпинделя;
- Q<sub>16</sub> , Q<sub>17</sub> – опора робочого валка;
- Q<sub>18</sub> – робочий валок;
- Q<sub>19</sub> – опорний валок;
- Q<sub>20</sub> , Q<sub>21</sub> – опора опорного валка;

Істотними подіями для працездатного стану приводу є:

- а) вихід з ладу електродвигуна 1;
- б) відмова муфти 5;
- в) у непрацездатному стані перебуває шестеренний валок 7;
- г) у непрацездатному стані перебувають підшипники 2,3,8,9,13, 16, 17, 20, 21;
- д) відмова напівмуфт 11, 14;
- е) відмова шпинделя 12;
- ж) відмова шпонок 4,6,10,15;
- з) у непрацездатному стані перебуває робочий та опорний валок 18, 19;
- к) число обертів шпинделя й відповідно валків не відповідає технологічній швидкості прокатки та якості листа.

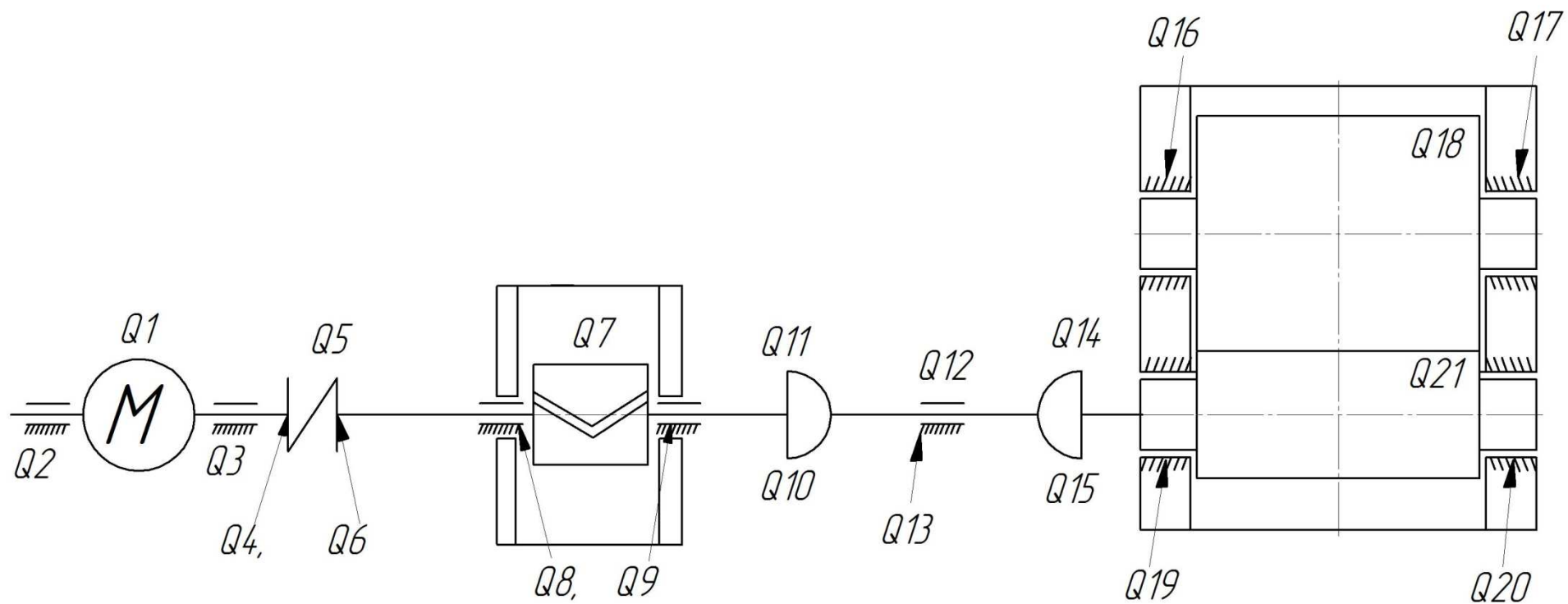


Рисунок 3.1- Схема привода кліті стану «1680».

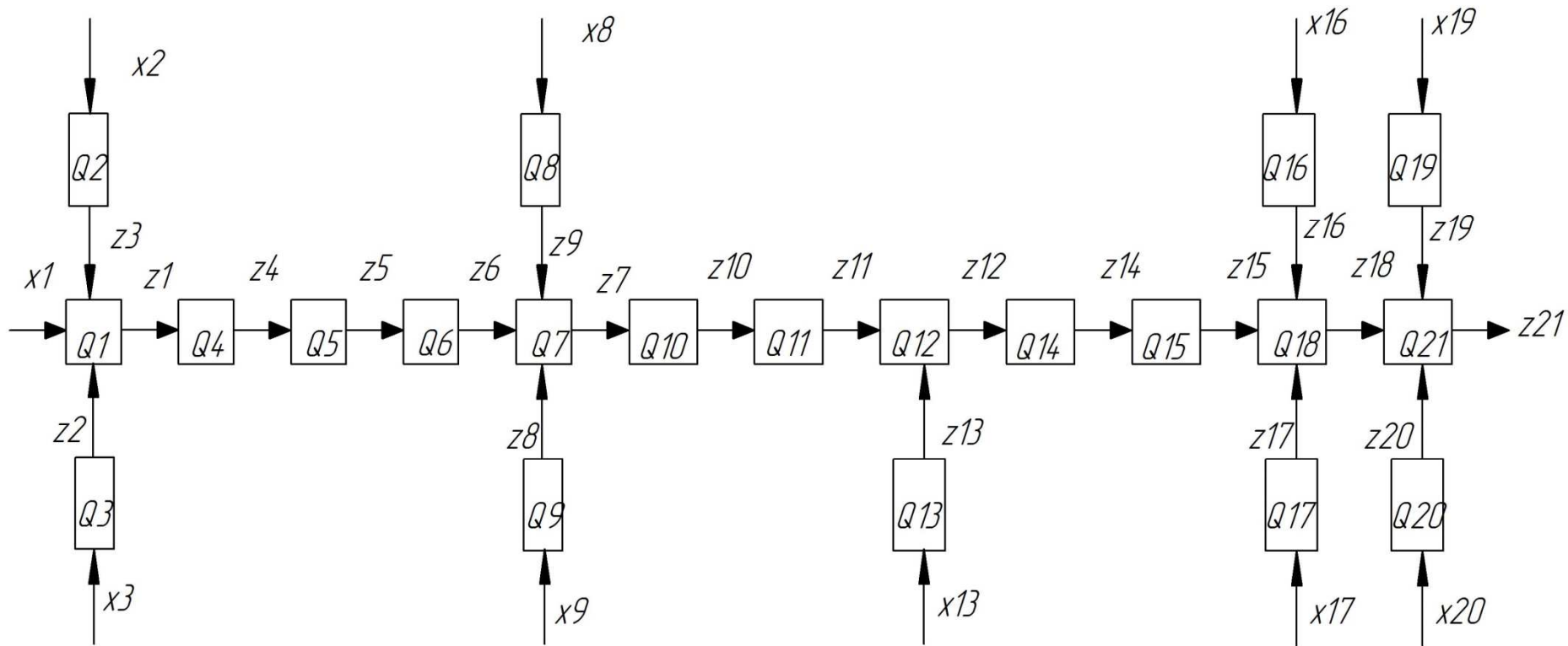


Рисунок 3.2 - Логічна модель привода кліті стану «1680».

Логічна модель привода показана на рисунку 3.2, де блоки зображені прямокутниками, у яких записані умовні позначки подій. Блоки позначені  $Q_i$ , а сигнали  $z_i$ . Логічну модель можна розглядати як орієнтований граф, вершинами якого є блоки, зовнішні вхідні й вихідні сигнали, а дугами - зв'язку між складеними елементами.

### **3.4 Принципи побудови явної математичної моделі об'єкта діагностування в табличній формі.**

Явна математична модель об'єкта діагностування являє собою сукупність функцій працездатного  $z(t) = Ax(t)$  і всіх непрацездатних  $Z_i(t) = Ax(t)$  станів. Використовуючи логічну модель, можна побудувати таблицю, рядки якої відповідають припустимим елементарним перевіркам, а стовпці - технічним станам, реалізованим об'єктом у працездатному або непрацездатному стані. Математична модель, представлена у вигляді такої таблиці, називається таблицею функцій несправностей об'єкта діагностування. Вона застосовується для розробки алгоритмів технічного діагностування й фізичних моделей об'єктів. Уважаємо, що в металургійних машинах, параметри яких змінюються безупинно, виникають тільки одиничні несправності й функції умов роботи кожного блоку дорівнюють результату логічного множення вхідних зовнішніх і внутрішніх сигналів: Крім того, задана глибина діагностування, наприклад, до змінного блоку. Фактичне значення вхідного сигналу  $Z_i$  блоку  $Q_i$  залежить від значення функції  $F_i$  і від того, працездатний цей блок чи ні. Логічне висловлення "блок  $Q_i$  працездатний" позначимо  $Q_i$ . Якщо блок працездатний  $Q_i = 1$ , а якщо ні, то  $Q_i = 0$ . Можливі набори значень двійкових змінних  $F_i$ ,  $Q_i$  і відповідні їм значення вихідних сигналів  $Z_j$  наведені в таблиці 2.1, з якої формально випливає, що  $Z_i$  - результат логічного множення змінних  $Z_i$  і  $Q_i$ :  $Z_i = Q_i Z_i$ . Фізично це означає, що вихідний сигнал  $Z_i$  блоку  $Q_i$  - допустимо, коли всі його вхідні сигнали припустимі ( $F_i=1$ ) і блок працездатний ( $Q_i = 1$ ).



Інформація про технічний стан об'єкта знімається з виходів блоків його логічної моделі. Максимум інформації буде отриманий при контролі виходів усіх блоків. Об'єкт перебуває в працездатному стані, якщо  $Z_1 Z_2 \dots Z_h = 1$ .

Однак у загальному випадку немає необхідності контролювати виходи всіх блоків. Використовуючи логічні моделі, можна одержати мінімальні сукупності елементарних перевірок (мінімальні алгоритми діагностування).

Таблиця 3.1.- Можливі набори  $F_i$  і  $Q_i$

$F_i$	$Q_i$	$Z_i$
1	1	1
0	1	0
1	0	0
0	0	0

Як правило, для визначення таких алгоритмів необхідно використовувати спеціальні методи мінімізації, що вимагають значних обсягів обчислень по перебору варіантів. Якщо об'єкт діагностування представлений логічною моделлю, то з'являється можливість визначити мінімальний алгоритм пошуку несправностей більш простими методами, реалізованими за допомогою наступних правил.

1. Якщо вихід одного блоку  $Q_i$  з'єднаний тільки із входом іншого блоку  $Q_j$ , то вихід блоку  $Q_i$  неодмінно включається в мінімальний алгоритм.

2. Для пошуку несправностей обов'язкові зовнішні виходи логічної моделі, що утворюють мінімальну перевіряючу сукупність. Це пояснюється тим, що при виключенні будь-якого вихідного сигналу з мінімального алгоритму неможливо перевірити його стан.

### 3.5 Явна математична модель привода кліті стану «1680».

У таблиці 2.2 представлена явна математична модель привода кліті побудована на викладених принципах. Розглядаються тільки одиночні

несправності із глибиною пошуку до блоку. Тому число стовпців (потужність безлічі E технічних станів) на одиницю більше числа блоків, а число рядків (потужність безлічі n можливих елементарних перевірок) дорівнює числу блоків. Щоб заповнити клітки таблиці функцій несправностей, запишемо функції умов роботи блоків логічної моделі (по рисунку 2.2):

зовнішні сигнали

$$\begin{aligned} F1 &= x1 * z1 * z2; & F2 &= x2; & F3 &= x3; & F4 &= z1; & F5 &= z4; & F6 &= z5; \\ F7 &= z6 * z8 * z9; & F8 &= x8; & F9 &= x9; & F10 &= z7; & F11 &= z10; \\ F12 &= z11 * z13; & F13 &= x13; & F14 &= z12; & F15 &= z14; \\ F18 &= z15 * z16 * z7; & F16 &= x16; & F17 &= x17; & F21 &= z18 * z19 * z20; \\ F19 &= x19; & F20 &= x20; \end{aligned}$$

рівняння умов роботи

$$\begin{aligned} Z1 &= Q1 * x1 * z2 * z3; & Z2 &= Q2 * x2; & Z3 &= Q3 * x3; & Z4 &= Q4 * z1; \\ Z5 &= Q5 * z4; & Z6 &= Q6 * z5; & Z7 &= Q7 * z6 * z8 * z9; & Z8 &= Q8 * x8; \\ Z9 &= Q9 * x9; & Z10 &= Q10 * z7; & Z11 &= Q11 * z10; & Z12 &= Q12 * z11 * z13; \\ Z13 &= Q13 * x13; & Z14 &= Q14 * z12; & Z15 &= Q15 * z14; \\ Z18 &= Q18 * z15 * z16 * z17; & Z16 &= Q16 * x16; & Z17 &= Q17 * z17; \\ Z21 &= Q21 * z18 * z19 * z20; & Z19 &= Q19 * x19; & Z20 &= Q20 * z20; \end{aligned}$$

Уміст клітки ij таблиці 2.2 - припустиме або неприпустиме значення виходу zi для i-го технічного стану об'єкта. Єдиним впливом можливих елементарних перевірок можуть бути припустимі значення всіх зовнішніх вхідних сигналів. Заповнимо клітки по стовпцях. Для цього задамося технічним станом об'єкта й обчислимо значення zi.

Перший стовпець таблиці, відповідний до працездатного стану об'єкта e, обчислюється за умови, що всі  $Q_j=1$  для всіх  $j=1,2,\dots,h$  і тому всі  $z_i=1$ .

Другий стовпець - за умови, що  $Q_1=0$ , а інші  $Q_j=1$ . Одержуємо  $Z_1=0$ ;  $Z_2=1$ ;  $Z_3=1$ ;  $Z_4=0$ ;  $Z_5=0$ ;  $Z_6=0$ ;  $Z_7=0$ ;  $Z_8=1$ ;  $Z_9=1$ ;  $Z_{10}=0$ ;  $Z_{11}=0$ ;  $Z_{12}=0$ ;  $Z_{13}=1$ ;  $Z_{14}=0$ ;  $Z_{15}=0$ ;  $Z_{16}=1$ ;  $Z_{17}=1$ ;  $Z_{18}=0$ ;  $Z_{19}=1$ ;  $Z_{20}=1$ ;  $Z_{21}=0$ .



### 3.6 Аналіз логічної та математичної моделі

Аналізуючи дані таблиці 3.2 на основі раніше викладених положень, можна зробити наступні висновки:

1. Мінімальний алгоритм технічного діагностування привода кліті містить вихідний сигнал Z21. Для перевірки його працездатності необхідно й досить контролювати швидкість вихідних валів і надійне з'єднання й роботу ланок привода.

2. Для пошуку відмов Z1, Z2, Z3, Z4, Z5, Z6, Z7, Z8, Z9, Z10, Z11, Z12, Z13, Z14, Z15, Z16, Z17, Z18, Z19, Z20 (див. правило 1) і Z21 (див. правило 2) обов'язкові виходи.

Таким чином, для пошуку одиночних несправностей (відмов) у приводі кліті необхідно контролювати : швидкість робочих валків, роботу електродвигуна, працездатність валів, шпонок, та муфт, режими роботи підшипників.

Математичні модель устаткування дозволяє нам визначити поведінку встаткування при експлуатації його на різних етапах існування, тобто прогнозувати поведінка об'єкта, швидко аналізувати інформацію й оперативно призначати обґрунтовані ремонтні впливи.

### 3.7 Загальні відомості про експериментальні дослідження

У науковому дослідженні експеримент – один з найважливіших способів одержання інформації про об'єкт, який вивчається. Створення нового й удосконалення існуючого металургійного встаткування неможливо без його експериментального дослідження [8].

Ціль діагностування - підвищити надійність металургійного встаткування. Відмови машин і механізмів спричиняють важкі наслідки, наприклад, втрати виробництва, підвищена витрата запасних частин, матеріалів, енергії, трудових ресурсів.

На етапі проектування, створення моделі й модернізації технічна діагностика сприяє розв'язку наступних завдань:

1. Дослідження для перевірки гіпотези або теорії, на підставі якої буде створюватися нове обладнання.
2. Дослідження моделей нового обладнання, що передують створенню промислових зразків.
3. Виявленню виникаючих під час експлуатації несправностей.
4. Дослідження з метою пошуку оптимальних умов реалізації технологічного процесу.
5. Дослідження навантажень, що діють на встаткування при різних умовах його роботи, з метою одержання вихідних даних по проектуванню нового, більш досконалого встаткування.
6. Установленню наявності або відсутності в об'єкті діагностування дефектних елементів і виявленню допущених при складанні помилок;
7. Оцінці працездатності машин перед пуском їх у роботу після модернізації;

У даній роботі планується дослідження діючого встаткування з метою з'ясування причин його незадовільної роботи або вишукування резервів підвищення його надійності й продуктивності, визначення оптимальних умов роботи, а також дослідження з метою пошуку оптимальних умов реалізації технологічного процесу. При роботі кліті привод обертання валків виконує

наступні функції: передає необхідний момент прокатки. Для забезпечення нормального технологічного процесу прокатки необхідно контролювати момент (число обертів) на входному валу шестеренної кліті. При виконанні експериментальних досліджень привода кліті стану «1680» робимо вимір крутних моментів  $M_{кр}$ .

### **3.8 Методика проведення експерименту [8]**

1. Постановка завдання, складання цілей досліджень, формулювання вимог до експерименту;

2. Складання плану експерименту набір, що включає, інструкцій із проведення експерименту, у яких вказується послідовність, характер і величина змін змінних і даються вказівки про проведення повторних експериментів. У плані повинен бути правильно відображений обсяг експериментальної роботи;

3. Добір датчиків для виміру необхідних параметрів і встаткування (осцилографи, цифрові вимірники, самописні прилади) для реєстрації цих параметрів;

4. Проведення випробувань;

5. Аналіз отриманих даних, побудова графічних і математичних залежностей з оцінкою їх точності й надійності;

6. Складання звіту експерименту.

Схема типового експерименту зображено на рисунку 3.3

План проведення експерименту може бути послідовним або випадковим (рандомізованим). Ми використовуємо послідовний план. Він включає послідовну зміну однієї з експериментальних змінних. Застосування цього плану особливо доцільно при проведенні не відновлюваних експериментів.

Експерименти бувають однофакторними або багатофакторними. У нашому випадку експеримент однофакторний, тому що є одна незалежна або регульована змінна  $x$  (фактор) і залежна змінна або результат  $b$  (відгук).

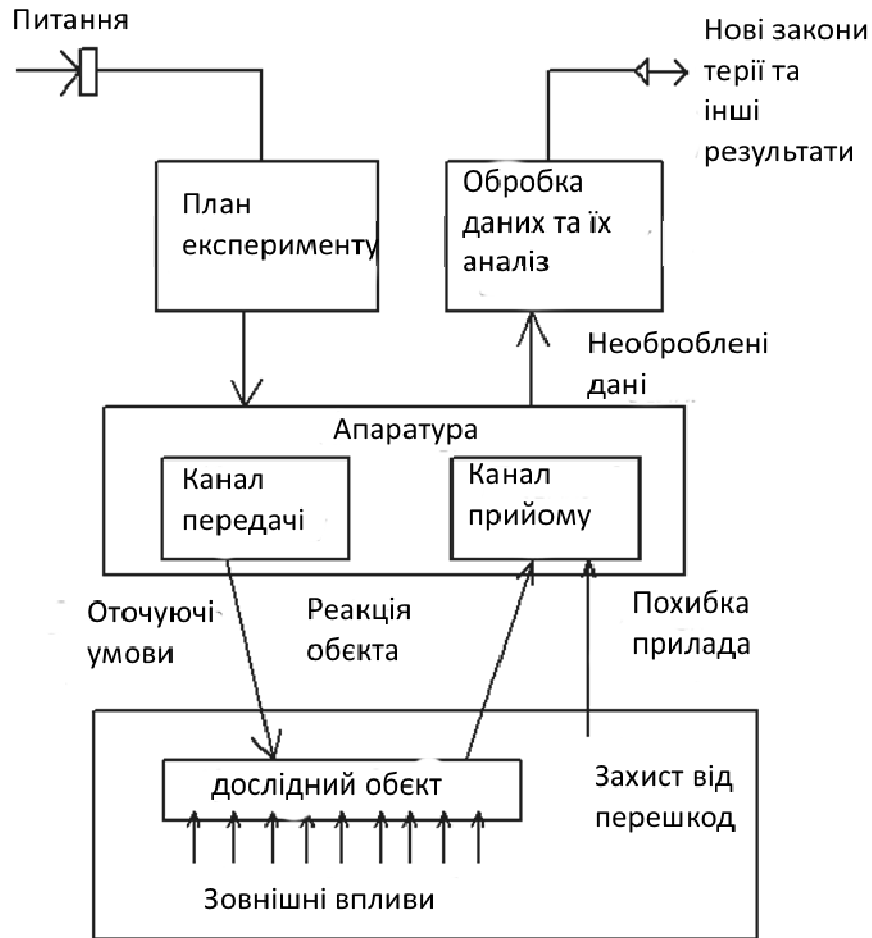


Рисунок. 3.3- Схема типового експерименту.

Будь-який вимір пов'язане з помилками, джерелами яких можуть бути всілякі причини: недосконалість методу виміру, неправильне градування або установка вимірювальної апаратури, зміна зовнішніх умов, перешкоди й нарешт індивідуальні особливості дослідника. Іноді помилки є навіть причиною зриву експерименту. Тому однієї з важливих завдань підготовки до експерименту є з'ясування природи й кількісного значення ймовірної помилки.

Слід також попередньо оцінити співвідношення між систематичної й випадкової помилками, тому що від нього залежить кількість виконуваних вимірів. Якщо визначальної є систематична помилка, властива даному методу вимірів, то вимір досить зробити тільки один раз. Якщо ж визначальної є випадкова помилка, то виміру слід робити кілька разів.

Може складатися уява, що виміри необхідно робити як можна точніше. Однак з точністю вимірів зв'язана вартість устаткування. Більш точний експеримент вимагає й більш точного встаткування, а воно, як правило, має й більш високу вартість. З підвищенням вимог до точності ускладнюється й експеримент, зростає обсяг вимірів. Тому при проведенні експерименту необхідно враховувати всі три аспекти вимірів: погрішність, вартість і складність проведення.

З появою експериментальних даних починається новий етап роботи - етап обробки отриманих даних.

При обробці першорядним завданням є виключення промахів, а якщо ні, то може виникнути сильне викривлення не тільки середнього значення вимірюваної величини, але й границі довірчого інтервалу. Далі застосовуються або регресивний, або кореляційний методи аналізу (визначаються залежністю між змінними). Кінцевим результатом є графічні й математичні залежності з оцінкою їх точності й надійності.

### **3.9 Сучасні системи вимірювання зусиль прокатки**

Розглянемо сучасні системи вимірювання зусиль прокатки які можливо використати для нашого прокатного стану (рис.3.4).

**Кільцеві месدوزи.** Забезпечують високу точність в умовах нерівномірного навантаження. Переважно встановлюються між гайкою натискного гвинта і станиною. В цьому місці нерівномірність навантаження мінімальна, особливо через поперечні переміщення натискного пристрою.

У верхній частині стану навколишні умови більш сприятливі. Особливо гарні для чорнових клітей і товстолистових станів з великими ударними навантаженнями і важкими експлуатаційними умовами.

Це найдешевший тип месдоза, що не вимагає складних настановних деталей. Легко і економічно вбудовуються в існуючі стани.



**Дискові месдозы.** Порівняно мало чутливі до нерівномірних навантажень, які завжди присутній в цьому місці кліті. Сухе місце установки вимагає менше ремонту і техобслуговування. У верхній частині стану навколишні умови більш сприятливі. Такі месдозы економічно замінюють застарілі датчики зусиль дискової форми.

**Месдоза у формі плити.** Довжина відповідає блоку що качається, це забезпечує оптимальний розподіл навантаження. Застосовуються для вимірювання навантаження, розподіленої по частині поверхні месдоза, у випадках, коли неможливо поєднати месдозу з хитним блоком. Такі месдозы економічно замінюють застарілі датчики зусиль прямокутної форми.

**Т-Блок месдоза.** Спеціальна, вузька форма пристосована для установки під хитним блоком в нижній частині кліті. Вузький вимірювальний майданчик забезпечує чудову інтеграцію лінійного навантаження від хитного блоку без застосування пластин для розподілу навантаження. Герметично захищені від рідини і окалини на стані. Прогини станини кліті не викликають помилки вимірювання.

**Екстенсометр.** Вимірює зусилля прокатки шляхом визначення деформації розтягування робочої поверхні кліті.

Порівняно недорогий і легко монтується, забезпечуючи надійну і повторювану індикацію зусиль для тих випадків, коли потрібно наближене значення абсолютної величини зусиль прокатки. Пересувна система калібрування.

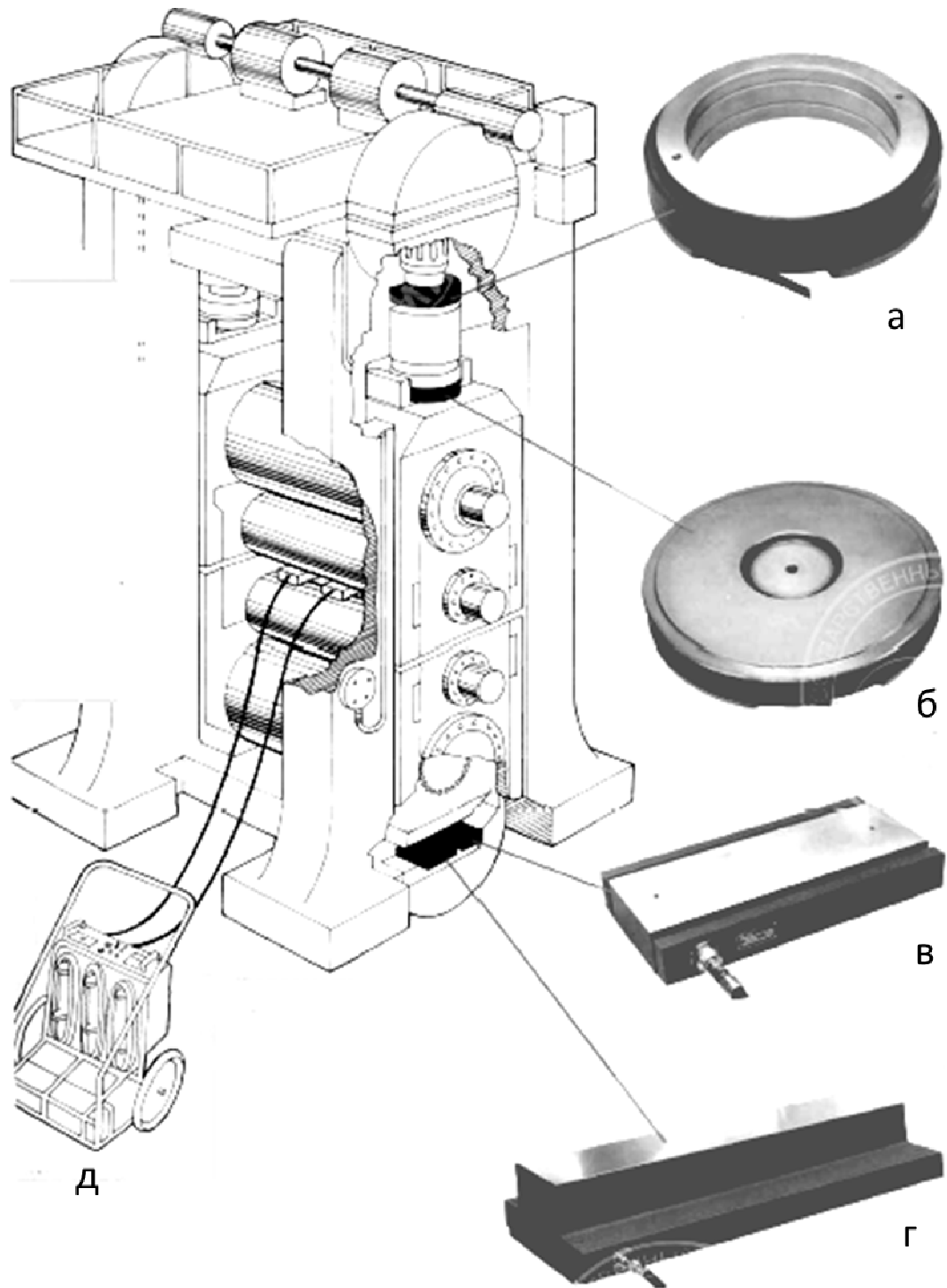


Рисунок 3.4 – Сучасні системи вимірювання зусиль прокатки:

а- кільцева месдоза; б - дискова месдоза; в - месдоза у формі плити;  
г - Т-Блок месдоза; д - екстенсометр.

### 3.10 Вибір, характеристика, принцип роботи й установка датчика та вимірювальної апаратури.

У магістерській роботі пропонується застосувати датчик крутного моменту й установити його в привод кліті стану 1680 для контролю й діагностики крутного моменту на валках й в інших ланках привода. Датчик установлюємо між двигуном і шестеренною кліттю замість муфти (рис. 3.5).

На валу електродвигуна постійного струму:

Тип	П 21-70-15 ДО
Потужність	$N = 3300$ кВт
Частота обертання	$n = 160/280$ об/хв

розвивається максимальний момент  $M=300$  кН\*м, виходячи із цього вибираємо датчик крутного моменту T10FH.

Тензометричні датчики крутного моменту T10FH [42] перетворюють скручування вимірювального вала відповідно до моменту в електричний сигнал і передають цей сигнал за допомогою контактних кілець і щіток, або за принципом обертового трансформатора, або оптичним способом. Датчики забезпечують високоточний вимір з мінімальним впливом на процес передачі моменту при високих частотах обертання. Датчики T10FH має в якості чутливого елемента мостову тензосхему, це забезпечує високу стабільність довгочасних вимірів. Тому датчики знаходять широке застосування не тільки при випробуваннях і експериментах, але в промислових машинах.

Більшість T10FH створені для спільної роботи з тензометричними підсилювачами. Статичний момент може бути обмірюваний статичним підсилювачем (індикатором), динамічний момент вимагає підключення динамічного підсилювача або цифрової системи збору даних T10FH.

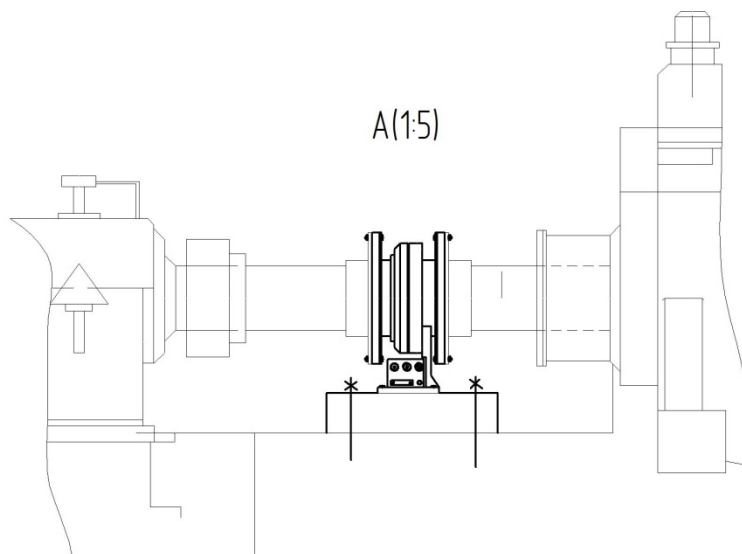
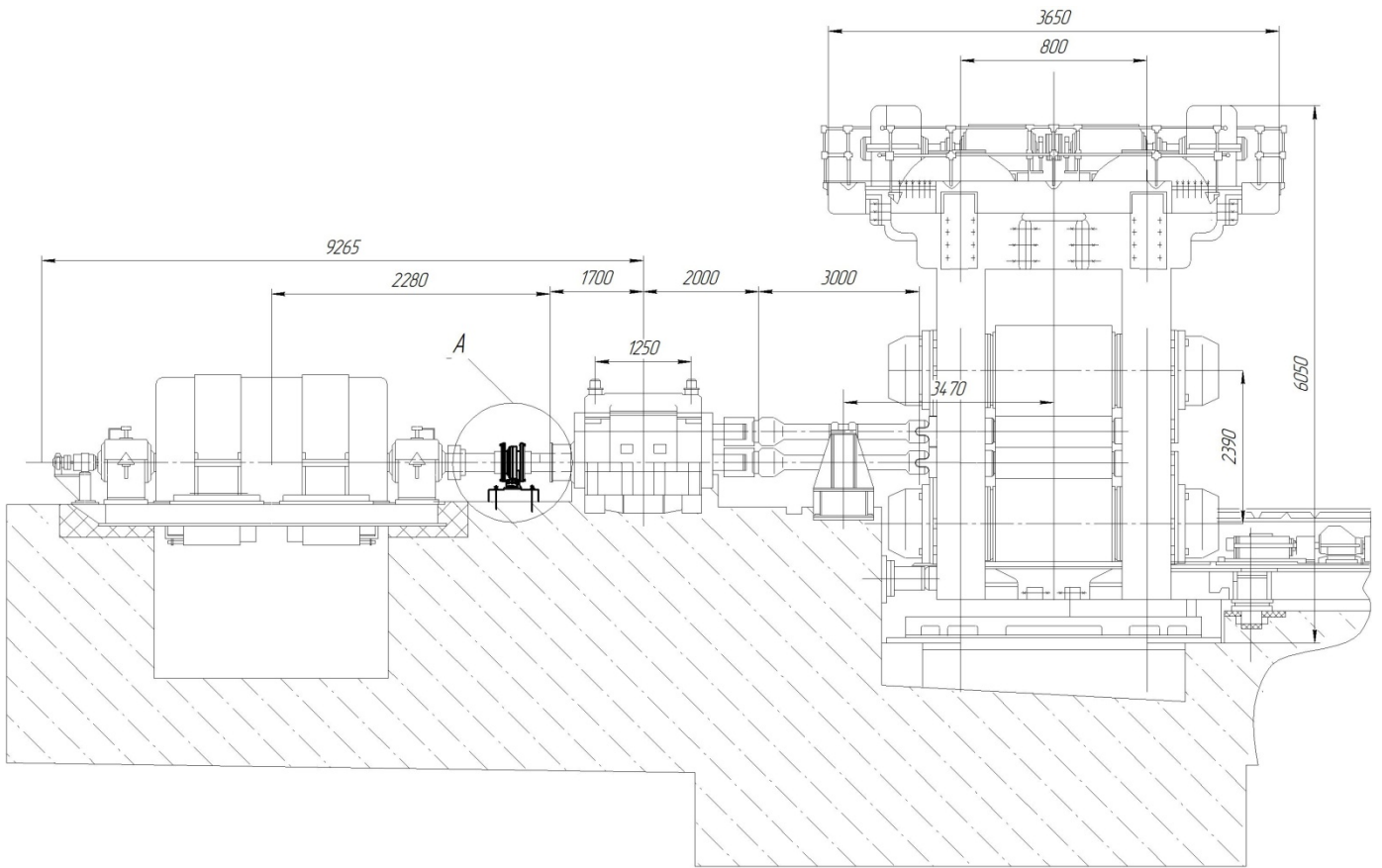


Рисунок 3.5 - Встановлення датчика T10FH в приводі кліті стану 1680

Системи типу Mgcplus дозволяють одночасно із крутним моментом записувати й інші параметри, такі частота обертання, температура й інше. Моделі серії Mgcplus є безконтактними, у них застосований принцип обертового трансформатора для передачі даних. Відсутність щіток і контактних кілець робить ці датчики зручними в обслуговуванні. Тому, їх можна рекомендувати як елемент систем контролю й керування. Обладнані оптичною передачею замість контактних механізмів передачі сигналу моделі серії Mgcplus мають високу стійкість до скручування й дозволяють вимірювати момент із високою точністю при більших частотах обертання. Вбудований підсилювач дозволяє передавати сигнал по напрузі або струмі безпосередньо на апаратуру, що реєструє.

Усі датчики крутного моменту T10FH засновані на принципі виміру торсіонної деформації вала за допомогою тензосхеми. Вимірювальний вал установлюється між приводом і навантаженням.

#### Переваги T10FH:

1. Високостабільний вимір крутного моменту при великих швидкостях обертання;
2. Високоточні виміри з мінімальним ефектом від вигину й скручення вала;
3. Компактний, міцний конструктив для простої установки й експлуатації;
4. Вбудований обмежник перевантаження ;
5. Легке обслуговування й огляд ;
6. Висока торсіонна твердість, висока точність і мінімальні перешкоди від вібрації на валу ;

Безконтактні датчики крутного моменту серії фланцевого типу мають високу чутливість, відтворюваність і повторюємість. Вони дозволяють вимірювати крутний момент при частоті обертання до 1000 об/хв. Високі міцнісні характеристики датчиків доповнюються використанням додаткових пружних муфт. Унікальна конструкція без контактних елементів, таких як контактні кільця, дозволяє безпечно експлуатувати датчик у тривалих

режимах при високих частотах обертання. Вбудований підсилювач сигналу дає можливість видавати сигнал по напрузі й струмовий сигнал безпосередньо на пристрої запису й індикації, а також через АЦП на персональний комп'ютер для збору й обробки даних. Вихід датчика частоти обертання, що входить у стандартну конфігурацію, дозволяє одночасно вимірювати момент і частоту обертання.

#### Особливості конструкції датчика серії T10FH:

- Номінальний діапазон швидкості від 10 до 1000 об/хв
- Мала товщина фланця
- Версія для вимірів при обертанні й без обертання
- Без щіток і контактних кілець
- Опція: магнітна система виміру швидкості обертання, 180 імпульсів/оберт; РТВ сертифікат по DIN 51309; клас 0.5
- Відсутність обертових частин, таких як, струмознімальні кільця, робить датчики легенькими в обслуговуванні й дозволяє робити точні виміри при високих швидкостях обертання.
- Відсутність впливу температури тертя в підшипниках робить характеристики датчиків високостабільними.
- Подача живлення на датчик за допомогою “обертаючого трансформатора ” і оптична передача цифрових сигналів дозволяють уникнути інтерференції сигналу й мінімізувати наведення від вібрації й зсуву валів.
- Пружні муфти діафрагменного типу
- Спеціальний вбудований підсилювач дозволяє одержати сигнал по напрузі ( $\pm 10$  В) і току ( $4 \div 20$  мА).
- Тахометричний вихід (відкритий колектор) дозволяє фіксувати число обертів (1 імпульс/оберт).



Рисунок 3.6 - Датчик крутного моменту серії T10FH .

Датчики серії T10FH вимірюють деформацію торсіонного вала, викликану моментом за допомогою тензосхеми й перетворюють у сигнал по напрузі. Після посилення, сигнал надходить на АЦП і передаються в оптичному виді на світлодіоди стаціонарної частини. Переданий сигнал конвертується ЦАП в аналоговий вихідний сигнал, який потім надходить на пристрій, що реєструє. Сигнал частоти обертання передається також в оптичному виді, що робить доступним одночасне зчитування значень як крутного моменту, так і частоти обертання. Живлення на обертову частину подається за допомогою обертового трансформатора.

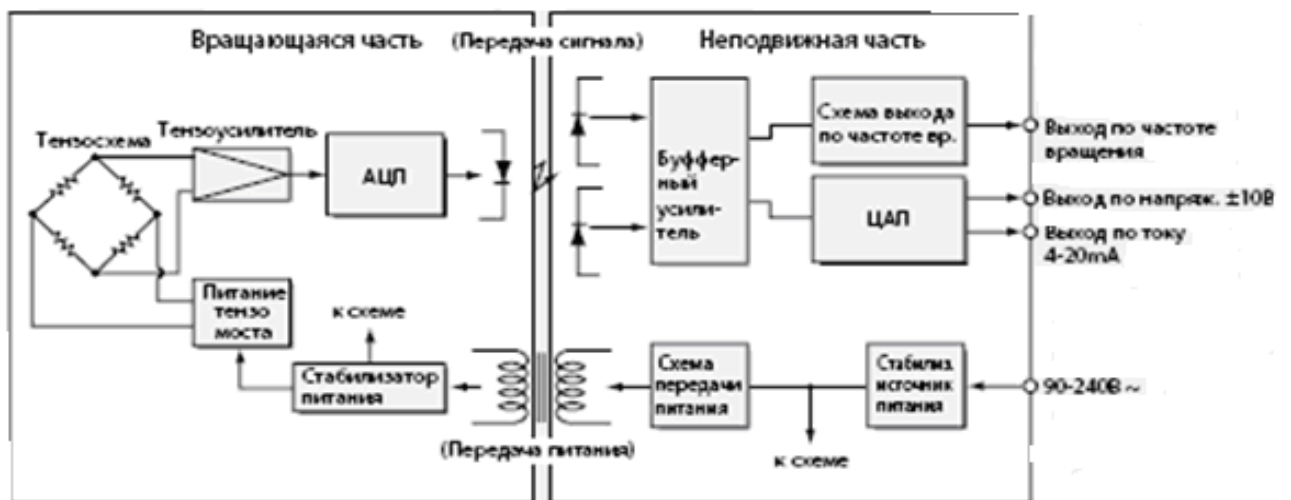


Рисунок 3.7 - Схема принципу роботи датчики серії T10FH.

## **4. Охорона праці в галузі та техногенна безпека**



#### 4.1 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

Розглянемо карту умов праці слюсарі ремонтника, (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 - Технологічна карта умов праці для чергового й ремонтного слюсаря

Фактори	Нормативне значення, ПДК, ПДУ	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов і характер праці		
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup>					
1 клас небезпеки					
Ангідрид хромовий	0,01	0,014	1,44		
2 клас небезпеки					
Моноетаноламін	0,5	1,64		3,28	
Диметиламін	1,0	2,27	0,322		
Кислота сірчана	1,0	3,1	0,704		
Етилмеркаптан	1,0	1,42			
3-4 клас небезпеки					
Масла мінеральні	5,0	26,5		5,3	
Азоту діоксид	2,0	7,9	2		
Ангідрид сірчистий	10,0	12,3	1,25 <sub>p</sub>		
Аміак	20,0	25,7	1,56		
Азоту Оксид	5,0	39,2	1,56		
Етиленгліколь	5,0	7,8	1,56		
Хрому оксиди	1,0	1,5	1,56		
Кислота оцтова	5,0	17,5	3,5		
2. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>					
Зміст кремнію діоксида – 2,5%	4,0	11,3		2,8	
4. Шум, Дба	80	97			17
12. Статичне навантаження: Величина навантаження за зміну при втриманні вантажу					

Шкідливості й небезпеки цеху холодного прокату №1 металургійного комбінату «Запоріжсталь» ставляться до фізичної групи ДЕРЖСТАНДАРТ 12.0.003 – 74. До цієї групи ставляться: пил, шум, зміна температури усередині цеху. Відповідно гігієнічної класифікації праці робоче місце слюсарі - ремонтника ставиться до III класу, у якому шкідливі умови праці перевищують гігієнічні нормативи шкідливих факторів, і мають у наявності: 1 фактор 3 ступеня, 3 фактора 2 ступеня, 7 факторів 1 ступеня. По показниках

робоче місце ставиться до шкідливих і тяжких умов праці, що відповідає списку №1 пункт 1.

Згідно зі списком №1: пенсійний вік по пільгових умовах для чоловіків становить 50 років, для жінок 45 років, дається додаткова відпустка 7 днів, дається молоко, збільшення до зарплати 24%.

## 4.2 Природне й штучне освітлення

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності око й може бути причиною нещасних випадків і їх захворювань [35, 36].

Характеристика приміщення ділянок ЦХП №1:

- характер робіт	середня точність
- розмір об'єкта розпізнавання	від 0,2 до 1мм
- розряд зорової роботи	IV
- під розряд роботи	B
- контрастність об'єкта розпізнавання	середня
- фон	середнє
- $E_H$ – штучна (загальне)	200 лк
- коефіцієнт природної освітленості	2,24%

Для ремонту встаткування передбачене штучне освітлення. На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природнього освітлення), аварійне ( для проведення роботи при аварійному відключенні робочого освітлення), евакуаційне (аварійне освітлення для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення) й охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду висвітлення може використовуватися для чергового освітлення.

Штучне освітлення двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального висвітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого висвітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі, сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків.

Для штучного освітлення використовуються, стельові лампи типу ДРЛ-400 або ДРЛ-500, світильники типу «Айстра»;

Для місцевого освітлення використовуються лампи типу ДРЛ-400 накаливання потужністю 150 Вт і світильники НСП-200.

### **4.3 Санітарно – побутові приміщення.**

Санітарні вимоги до виробничих приміщень залежать від їхнього призначення. Обсяг виробничого приміщення на один робітника, на ділянці стану «1680», становить не менш 19 м<sup>3</sup> (норма 15 м<sup>3</sup>), по нормах площа на один робітника доводиться 4,5 м<sup>2</sup>, а фактичне значення (4,7 м<sup>2</sup>).

Виробниче приміщення розташоване з урахуванням послідовності виробничих операцій, що виключає перетинання технологічних потоків. Ділянка має примусовий відвід газів і вологи через витяжні парасолі.

Конструкція стін, вікон, стель і т.п. у виробничому приміщенні відповідає нормам санітарії, і забезпечують сприятливі умови праці робочому персоналу. Остіклення ділянки реверсивного стану «1680» у ЦХП №1 створює необхідне природне освітлення.

До побутових належать приміщення для задоволення санітарних і побутових потреб працюючих під час перебування їх на роботі: приміщення для приймання їжі, гардеробні, душові, туалети, умивальні, курильні, обігрівання і питного водопостачання. Тому що ділянка має велику кількість людей, те побутові приміщення розташовуються в безпосередній близькості з виробничим будинком.

Склад устаткування й пристрій побутових приміщень залежить від санітарної характеристики виробничих процесів. Ділянка реверсивного стану «1680» ставиться до II групи, у якій виробничі процеси відбуваються при несприятливих умовах (холодний запилений цех). Площа й устаткування санітарно-побутових приміщень відповідає числу працівників працюючих в одну зміну, крім гардеробного приміщення, площа якого розрахована на весь персонал, у цеху є буфет із цілодобовим режимом роботи на 50 посадкових місць, у якому робітники можуть придбати гарячу їжу. Крім цього на ділянці є кімната приймання їжі яка забезпечена електрокип'ятильниками й холодильником.

Побутові приміщення розташовуються на першому поверсі для жінок, і третьому поверсі для чоловіків. Підлога в туалетах, умивальних, душових водонепроникна, з ухилом до стічного трапа, стіни вологостійкі. Санітарно-побутові приміщення обладнані фенами для сушіння волосу. У туалетах систематично проводиться санобробка розчином хлорної перевести. У цеху є медичний пункт, на ділянках обладнані санітарні пости, укомплектовані аптечками й іншими медичними препаратами.

Усі працівники безкоштовно забезпечуються молоком з розрахунку 0,5л у зміну. У теплий період часу робочі ділянки забезпечуються полівітамінами для підтримки водно-сольового балансу в організмі.

#### **4.4 Заходу щодо техніки безпеки.**

При роботі на встаткуванні реверсивного стану «1680» необхідно щоб дотримувалися умови техніки безпеки перед початком роботи й у процесі й по закінченню роботи [36].

Перед початком роботи необхідно:

- переконається в справності роботи окремих вузлів машин;
- приступаючи до роботи перевірити електроізоляцію;

У процесі роботи:

- при проведенні робіт необхідно стежити за справністю всіх елементів привода машин;
- при експлуатації й технічному обслуговуванні привода окремих механізмів машин необхідно дотримувати правил безпеки відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТ 12.2.003 – 74, ДЕРЖСТАНДАРТ 12.3.002 – 75 і ін., а також керуватися «Загальними правилами безпеки для підприємств і організацій металургійної промисловості» затвердженими в Україні;
- до керування й обслуговуванню машин допускаються особи, що пройшли спеціальне навчання правила, що засвоїли, техніки безпеки на робочому місці, а, що також ознайомилися зі справжнім технічним описом і інструкцією для експлуатації.

Електроустаткування ділянки ставиться до установок до 1000В. Умови безпечної експлуатації залежать значною мірою від захисних пристроїв.

Усі струмоведучі частини ізольовані. У якості захисної ізоляції застосовують теплостійкі лаки, електроізоляційні плівки, емалеві й олійні фарби.

Покриття повинні швидко сохнути, добре зв'язуватися з поверхнею, що покривається, утворювати на ній струмонепровідну, вологонепроникну, механічно міцну плівку.

Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист і вимикачі, установлені автомати й плавкі запобіжники.

На всіх обертових частинах устаткування повинні бути встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідйомному встаткуванні крім перерахованих вище вимог повинні бути встановлені обмежники вантажопідйомності, а також відсутнє мимовільне опускання вантажу. Робота вантажопідйомних машин і пристроїв, для транспортування вантажів, у момент пусків повинне супроводжуватися звуковими сигналами.

Дотримання всіх норм і правил техніки безпеки приводить до значного зниження нещасних випадків на виробництві.

#### **4.5 Пропозиції по поліпшенню екологічних показників у ЦХП №1**

Створення оптимальних метеорологічних і екологічних умов у виробничих приміщеннях цеху є складним завданням, розв'язок якої йде в наступних напрямках:

- раціональне розміщення джерел теплоти, при охолодженні гарячих виробів, у спеціальних просторах, що мають потужну вентиляційну систему;
- впровадження більш раціональних технологій і встаткування.

## 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. Побудована логічної моделі діагностування обладнання прокатного стану 1680.
4. Проведено аналіз сучасних системи вимірювання технологічних параметрів прокатки. Виконано підбір, наведено опис характеристик та принципу роботи датчиків для вимірювання параметрів прокатки.
5. Виконано перевірочні розрахунки найбільш навантажених та відповідальних вузлів та деталей прокатного стану 1680, проведені розрахунки свідчать про високу надійність та працездатність машини.
6. Запропоновані рекомендації по поліпшенню умов експлуатації та елементів конструкції підшипникових опор опорних валків прокатного стану.
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. Детали машин в примерах и задачах. Ничипорчик С.Н., Корженцевский М.И., Калачев В.Ф. и др. – М.: Высшая школа, 1981 – 432с.
7. Жук А.Я., Желябина Н.К. Теория и практика приводов. Учебное пос. в 3-х кн. Кн.2. Гидро -и пневмопривод./ Запорожье, ЗГИА, 2001.- 220с.
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. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин. Учебник для вузов. Плахтин В.Д. –М.: Металлургия, 1983. – 415с.



11. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. —Л.: Машиностроение, 1989. -496с.
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. Перель Л. Я. Осевая игра в подшипниковых узлах прокатного оборудования.—Металлургическое оборудование/НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1970, № 9, с. 59-61.
18. Перель Л. Я. Подшипниковые опоры большегрузных конверторов в СССР и за рубежом. - Металлургическое оборудование/НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1969, № 14, с. 17-25.
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. Подшипники качения: Каталог-справочник. М.: НИИНАВТОПРОМ, 1972. 469 с.
23. Подшипники качения: Справочное пособие/Под ред. Спицына Н. А. и Спришевского А. И. М.: Машгиз, 1956, 828 с.
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. Спицын Я. А., Яхин Б. А., Перегудов В. Н. Новые направляющие материалы по выбору и проверочному расчету подшипников качения. — Вестник машиностроения, 1972, № 6, с. 16 — 21.
27. Спришевский А. И. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1969. 632 с.
28. Флгатнер 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., Альшиц 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. Единые правила выполнения конструкторской документации в вузе/ Сост.: А.Я.Жук, Н.К.Желябина.- Запорожье, ЗГИА, 2002.- 124с
38. Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» ОПІ – «Металургійне обладнання» рівня вищої освіти – магістр / Огінський Й. К., Таратута К. В., Шевченко І. А., Ковязін О. С., Васильченко Т. О.; Запорізь. держ. інж. акад. – Запоріжжя: ЗДІА, 2018. – 76 с
39. Путеводитель по потерям ЦХП. Метинвест 2015
40. Путеводитель по технологии. Непрерывный 4-х клетьевой стан «ТАНДЕМ». Метинвест 2012
41. Порядок действий слесаря- ремонтника при ремонтно-восстановительных работах на участке по ремонту и монтажу валков и подшипников прокатных и дрессировочных станов ЦХП – 1. ОАО «ЗАПОРОЖСТАЛЬ»
42. T10FH Датчик крутящего момента. Инструкция по эксплуатации.
43. Програмный комплекс АРМ «WinMachine» АРМ Plain. Довідкова система.
44. <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	Кліть стана 1680	1	A1
3	Стан "Тандем" Вузол робочих та опорних валків	2	A1
4	Валок опорний	1	A1
5	Шестеренна кліть 500	1	A1
6	Схеми розміщення датчиків на стані 1680	1	A1
7	Кінематична схема та логічна модель привода кліті стану «1680»	1	A1
8	Втулка-вкладиш 900x670	1	A1
9	Вузол підшипників	1	A2
10	Корпус підшипника	1	A2