

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»
УДК _____

До захисту допущено

В.о. завідувача кафедри

_____ О.В.Шевченко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2019 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему _____ Підвищення конкурентоздатності верстата
_____ шляхом термостабілізації

Виконала студентка

_____ II курсу, групи МВ – 81мп

_____ Чечоткіна Аліна Миколаївна

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник

_____ к.т.н., доцент Даниленко О.В.

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з розділу

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент:

_____ доцент, ктн., доцент Скуратовський А.К.

_____ (посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____ (підпис)

Київ - 2019

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів і машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 131 Прикладна механіка

Спеціалізація Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів і машин

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____ О.В. Шевченко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2019 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТЦІ

Чечоткіній Аліні Миколаївні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Підвищення конкурентоздатності верстата
шляхом термостабілізації

науковий керівник дисертації Даниленко О.В., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “ _____ ” № _____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: токарний горизонтальний двошпиндельний верстат ПАБ-130

4. Вихідні дані: технічна документація на верстат

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: аналітичний огляд методів і засобів аналізу тепловиділення в верстатах; аналіз джерел підвищеного тепловиділення; аналіз теплодеформаційних процесів у верстатах та засобів термостабілізації; опис базового верстата; моделювання теплових і теплодеформаційних процесів у верстаті та рекомендації щодо його термостабілізації

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Тема, мета, актуальність, новизна, практична цінність; 2) Аналітично-інформаційне дослідження; 3) Загальний вид верстату; 4) Кінематична схема; 5) Розгортка приводу головного руху; 6) Варіанти шпindelного вузла; 7) Гільза; 8) Моделювання теплового поля в середовищі Autodesk CFD 2019; 9) Аналіз теплової моделі при застосуванні охолодження.

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	28.10 - 03.11	
2	Опис конструкції базового верстату	04.10 – 06.11	
3	Аналіз теплових процесів в токарному верстаті	07.11 – 12.11	
4	Розрахунок теплових потоків та тепловиділення у підшипниках кочення	13.11 – 16.11	
5	Моделювання теплових процесів з використанням Autodesk CFD 2017	17.11 – 25.11	
6	Розробка засобів термостабілізації	26.11 – 30.11	
7	Оформлення креслень і ПЗ	01.12 – 10.12	

Студентка _____ Чечоткіна А.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

РЕФЕРАТ

Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, переліку використаних джерел і посилань із 84 найменувань. Обсяг дисертації – сторінок. В роботу включено 27 рисунки, 9 таблиці, список використаних джерел літератури з 84 найменувань на 9 сторінках, додатки 2.

Мета роботи:

1. Прогнозування впливу теплових деформацій на показники працездатності верстата та створення методів, які спрямовані на зменшення виділення тепла.
2. Порівняльна характеристика запропонованих методів охолодження верстата.
3. Створення теплової моделі верстату ПАБ-130 і розробка теплового стану та критичних зон з використанням експериментальних даних.
4. Аналіз теплової моделі та за допомогою запропонованого методу охолодження окремих ділянок та вузлів верстата.

Актуальність теми визначається необхідністю створення конкурентоспроможних металорізальних верстатів. Пріоритетним напрямком підвищення конкурентоспроможності верстатів є покращення їх якості. Найважливішим показником якості верстата виступає точність.

Величина теплових деформацій зумовлюється сукупністю рішень, прийнятих на різних етапах життєвого циклу верстата - від маркетингових досліджень до експлуатації. Необхідна точність верстата за величиною його теплових деформацій на різних етапах життєвого циклу визначається сукупністю рішень, прийнятих фахівцями різних профілів.

Сучасне автоматизоване виробництво, що характеризується використанням CAD, CAM, CAE, PDM - систем, міжнародних стандартів і форматів електронних даних, дозволяє зв'язати в єдиний комплекс рішення, що приймаються на різних етапах життєвого циклу верстата. Однак, для реалізації цього необхідна наукова система, яка б дозволила кількісно оцінити вплив

рішень, прийнятих на різних етапах життєвого циклу верстата, на величину його теплових деформацій.

Аналіз сучасного рівня розвитку автоматизації машинобудівного виробництва показує, що найбільш ефективним способом підвищення конкурентоспроможності верстатів, що призводить до зниження вартості проектування, виробництва і експлуатації устаткування, є використання нових інтелектуальних технологій, найважливішим компонентом яких є автоматизовані системи наукових досліджень. Так, практика підприємств показує, що тільки проектно-виробничі рішення щодо зменшення впливу теплових деформацій верстатів на точність обробки призводять до 30-50% збільшення їх вартості.

Об'єкт дослідження – токарний горизонтальний двошпindelний верстат ПАБ-130 з ЧПК.

Предмет дослідження - теплові процеси та рішення проблеми нагрівання.

Ключові слова: *шпindelний вузол, теплові деформації, токарний верстат, передня та задня опори, температура, теплове поле, деформація.*

ABSTRACT

The dissertation consists of an introduction, four sections, general conclusions, a list of sources used and references of 84 titles. Dissertation volume - pages. The work includes 15 figures, 10 tables, a list of used sources of literature with 84 titles on 9 pages, annexes 2.

The purpose of the work:

1. Predicting the effect of thermal deformation on the performance of the machine and the creation of methods that are aimed at reducing heat generation.
2. Comparative characteristics of the proposed machine cooling methods.
3. Creation of thermal model of PAB-130 machine and development of thermal state and critical zones using experimental data.
4. Analysis of the thermal model and using the proposed method of cooling the individual sections and units of the machine.

The relevance of the topic is determined by the need to create competitive metal-cutting machines. Improving the competitiveness of machines is a priority for improving their quality. The most important indicator of machine quality is accuracy.

The magnitude of thermal deformation is conditioned by the totality of the decisions made at different stages of the machine's life cycle - from marketing research to operation. The required accuracy of the machine by the magnitude of its thermal deformation at different stages of the life cycle is determined by a set of decisions made by specialists of different profiles.

Modern automated production, characterized by the use of CAD, CAM, CAE, PDM - systems, international standards and formats of electronic data, allows to bind into a single complex of decisions made at different stages of the machine life cycle. However, to implement this, a scientific system is needed to quantify the impact of the decisions made at different stages of the machine's life cycle on the magnitude of its thermal deformations.

Analysis of the current level of development of automation of machine-building production shows that the most effective way to increase the competitiveness of

machines, which leads to a decrease in the cost of design, production and operation of equipment, is the use of new intellectual technologies, the most important component of which are automated systems of scientific research. Thus, the practice of enterprises shows that only design and production decisions to reduce the effect of thermal deformation of machines on the accuracy of processing lead to a 30-50% increase in their cost.

The object of the study is a horizontal two-spindle PAB-130 CNC lathe.

The subject of the study - thermal processes and solutions to the problem of heating.

Keywords: *spindle assembly, thermal deformations, lathe, front and rear supports, temperature, thermal field, deformation.*

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ОГЛЯД НАЯВНОЇ СИТУАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ДЕФОРМАЦІЇ В ВЕРСТАТАХ	10
1.1 Актуальність даної проблеми на сьогоднішній день	10
1.2 Вплив температурних факторів на точність	13
1.3 Теплостійкість сучасних МРВ	16
1.4 Теплове моделювання в МРВ	36
1.4.1 Термодеформаційна система верстата	36
1.4.2 Оцінка ефективності теплового моделювання	39
1.4.3 Напрямки теплового моделювання верстатів	43
Висновки до розділу	53
2 ТЕРМОПРУЖНА МОДЕЛЬ ВЕРСТАТА	56
2.1 Структура теплової моделі верстата	56
2.2 Основні положення термодеформаційної системи верстата	60
2.3 Теплова модель верстата	64
2.4. Розрахунок тепловиділень основних джерел	65
2.5 Структура теплової моделі верстата, що формалізує побудова оптимізаційних моделей	70
Висновки до розділу	72
3 ОПИС БАЗОВОГО ВЕРСТАТА ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ	75
3.1 Загальні відомості	75
3.2 Основні технічні дані і характеристика	78
3.3 Склад верстата. Будова і робота обладнання. Його складові частини. Управління верстатом	80

3.4 Порядок встановлення.....	82
4 АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ТОКАРНОМУ ВЕРСТАТІ ПАБ-130 ЗАСОБАМИ AUTODESK CFD 2019	85
4.1 Визначення теплового стану токарного верстата ПАБ-130	85
4.2 Розрахунок теплових потоків та тепловиділення у підшипниках кочення	91
4.3 Запропоновані методи охолодження та показники тепловиділення	97
Висновки до розділу	100
ВИСНОВКИ	102

ВСТУП

У сумарному балансі похибок обробки заготовок на металорізальних верстатах значну частку займають похибки, викликані температурними деформаціями вузлів і механізмів верстата. Ці похибки призводять до зміни відносного положення інструменту і заготовки і справляють істотний вплив на баланс формування похибок обробки, що знижує точність і надійність верстата в цілому. Температурні деформації, що характеризуються як процеси середньої швидкості, порівняно повільно і наростають, і повільно зникають. Тому при створенні систем контролю способів корекції нагріву необхідно враховувати не тільки його значення, а й швидкість утворення.

Для визначення теплового стану верстата і, відповідно, теплових деформацій, розглядають теплову й теплопружну структуру верстата.

Тепловий стан верстата характеризує змінювання розмірів, форми й взаємного розташування його вузлів та деталей, а його нестабільність призведе до змінювання відносного положення інструмента й оброблюваної деталі.

Вплив теплової енергії на кожний окремий елемент верстата різний через багатofакторність теплових та теплопружних процесів. Впливають вид та характер джерел тепла, умови теплообміну з довкіллям, спосіб передачі теплової енергії, форма, розміри, матеріали, просторова орієнтація елементів, зв'язок та взаємодія контактуючих елементів. Тобто для кожного верстата є певні особливості формування теплових похибок.

Розташування внутрішніх джерел тепла визначає компоновка верстата і разом із зовнішніми джерелами тепла, які значним чином визначаються умовами експлуатації, зумовлює теплову активність елементів і формує відносне положення вузлів, що несуть інструмент та оброблювану деталь, у часі й просторі, а також відносне положення базових деталей. Експериментальні дослідження теплових процесів металорізальних верстатів зараз мають на меті дослідження температурних полів та теплових деформацій верстатів різних

типів, окремих вузлів і деталей, дослідження впливу джерел тепла на тепловий режим, а теплових процесів – на показники якості верстата. Як результат цих досліджень створюють засоби зниження теплових деформацій та автоматизованого керування термодеоформаційним станом верстата.

Аналіз температурних полів та теплових деформацій верстата вимагає значних витрат часу й коштів та є досить складним. Тому доцільним є ще на етапі проектування оцінювати кількісно чи якісно теплову поведінку верстата, особливо якщо мова йде про точні верстати, для яких ледь частка деформацій зумовлюється саме тепловиділенням та можливостями тепловідведення. Наявність подібної порівняльної оцінки дозволить приймати обґрунтовані конструктивні рішення для реалізації їх в подальшому.

Складність конструкцій вузлів, різноманітність розмірів, конфігурацій і форм, наявність не зосереджених джерел тепла призводять до того, що в багатьох випадках безпосередньо застосувати існуючі рішення неможливо, для певного верстата, вузла, умов експлуатації треба створювати свою теплову модель з певними обмеженнями й граничними умовами, які відображають зв'язки між вузлами чи деталями з точки зору їхнього теплообміну.

Для того щоб збільшити теплостійкість верстата необхідно встановити особливості його термодеоформаційного стану. Аналіз термодеоформаційного стану верстата базується на інформаційному матеріалі про тепловий та термодеоформаційний стан верстата. Найбільш надійним джерелом такої інформації є експериментальні дослідження, що включають в себе стендові та натурні експерименти верстата. В тому випадку, якщо такі експерименти не проводились, то необхідно використовувати дані по верстатам із аналогічною компоновкою та тими самими конструкторськими особливостями: типами використовуваних опор, типом систем змащування та охолодження, просторовим розташуванням основних вузлів верстата.

В ході такого аналізу:

- встановлюється особливості термодеоформаційного та теплового

стану даного верстата;

- виявляються основні теплові джерела, а також конструктивні особливості верстата, що призводять до формування термодформаційної моделі верстата;

- проводиться оцінка впливу окремих базових деталей верстата на формування відносних температурних зсувів інструменту та заготовки.

Особливість термодформаційного стану верстата визначається: пріоритетністю координатних температурних зміщень в залежності від призначення верстата по значущості забезпечення вихідної точності верстата; відношенням координатних температурних переміщень, встановлених із температурних випробувань.

Для досягнення мети роботи та вирішення перерахованих проблем, з огляду на необхідність забезпечення єдності підходу до вирішення завдань ідентифікації та оптимізації термодформаційних системи верстата, були сформульовані завдання роботи:

- 1) Розробити термопружну модель верстата, що забезпечує формалізацію побудови ідентифікаційних і оптимізаційних моделей.

- 2) Експериментально довести адекватність розробленої термо-моделі верстата.

- 3) Дослідити можливість підвищення ефективності прогнозування теплового стану верстата.

- 4) Розробити методи і алгоритми для ідентифікації термодформаційних системи верстата за критеріями теплотривкості і управління його температурної похибкою на основі рішення задачі параметричної оптимізації.

- 5) Розробити алгоритм автоматичної компенсації температурної похибки верстата на етапах проектування, доведення і експлуатації, сформувати сукупність заходів по управлінню температурної похибкою.

1 ОГЛЯД НА ЯВНОЇ СИТУАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ДЕФОРМАЦІЇ В ВЕРСТАТАХ

1.1 Актуальність даної проблеми на сьогоднішній день

Виникаюче при роботі верстата температурне поле призводить до зміни відносного положення інструменту і заготовки, причому лінійні зміни відносного положення інструменту і заготовки призводять до розмірних погрішностей, а кутові - до погрішностей форми і розташування. Теплові деформації вузлів і деталей верстата, що призводять до зниження точності обробки носять складний характер і залежать від багатьох факторів: конструкції і компоновки, теплофізичних характеристик матеріалів, із яких виготовлені ті чи інші деталі вузла. Джерела тепла, що викликають появу температурного поля верстата, за своїм характером можуть бути розділені на дві категорії: внутрішні і зовнішні. До перших відносять вузли верстата, в яких теплоутворення є наслідком механічних, гідравлічних і електричних втрат, до других - навколишнє середовище (різні опалювальні пристрої, цехові системи охолодження і гідросистеми тощо, викликають нестабільність температури навколишнього середовища). Зазвичай теплоутворення в вузлах і механізмах точних і Проведений аналіз робіт в області теплових досліджень верстатів дозволяє сформулювати по причинно-наслідкову ієрархічну багаторівневу систему, що дозволяє більш логічно розглянути актуальність теплових проблем в верстатах.

На підставі аналізу тенденцій розвитку сучасних верстатів на таблиці 1.1 представлена ієрархічна структура, що дозволяє оцінити актуальність теплових явищ в верстатах.

Таблиця 1.1-Системне уявлення
актуальності теплових проблем в верстатах

1 рівень – Підвищення якості верстата (показники якості, вихідна точність, надійність, продуктивність)			
2 рівень – Тенденції розвитку верстатів			
2.1 Збільшення продуктивності			
Скорочення основного технологічного часу. Збільшення швидкохідності та потужності головного приводу верстата		Скорочення допоміжного часу. Збільшення швидкості подач та швидких переміщень	
Шляхи підвищення продуктивності			
Нові інструментальні матеріали та важкооброблювані сплави, суха обробка, конструкція ШВ		Покращення традиційних тягових механізмів на основі швп, лінійні приводи.	
2.2 Збільшення точності і надійності за рахунок збільшення теплостійкості верстата			
2.2.2 Критерії збільшення теплостійкості верстата – технічні параметри			
Температура		Температурні переміщення	
2.2.2 Заходи для підвищення теплостійкості верстатів			
Зменшення тепловиділення в основних джерелах	Зменшення температури в теплових джерелах	Зменшення впливу температури на температурні зміщення	Компенсація теплових переміщень
2.2.3 Технічні рішення по збільшенню теплостійкості верстата			
Покращення систем змащування, вибір оптимального режиму змащування та змащувального матеріалу, типу опор, схем та способів їх установки; розробка нових конструкцій опор; підвищення якості виготовлення та збірки пар тертя; використання безконтактних механізмів	Використання систем охолодження та відводу тепла в області теплоутворення; матеріал деталей верстата в області теплоутворення	Покращення конструктивних особливостей верстата, теплоізоляція, використання систем термостабілізації; використання адаптивних систем компенсації температурних переміщень; використання систем охолодження базових деталей верстата, матеріал базових деталей верстата	Компонувальні рішення, які включають в себе дію теплових деформацій

Продовження табл.1.1

3 рівень – проектування та конструювання верстата		
Стендові теплові дослідження	Теплове моделювання, аналіз та синтез технологічних рішень	Конструкторська реалізація технічних рішень; економічна ефективність.
4 рівень – виготовлення верстата, доводка		
Натурні теплові дослідження	Точність прогнозування температурної похибки	Точність виконання керуючих впливів
5 рівень – експлуатація станка, діагностика та автоматична компенсація його температурної похибки		
Діагностика – використання систем контролю температури на конструктивних елементах верстата та його вихідних параметрів точності	Використання систем компенсації температурної похибки верстата, оснований на використанні фізичних ефектів	Використання систем автоматичного керування для компенсації температурної похибки; формування керуючих алгоритмів ЧПУ; використання алгоритмів керуючих впливів системам охолодження та підігріву

Для теплотривкості верстата в більшій мірі мають значення три основні показники: продуктивність, точність і надійність. При цьому розглянута вихідна точність, як комплексний показник точності.

На другому рівні запропоновано врахувати не всі тенденції розвитку верстатів, а тільки ті, які найбільшою мірою зачіпають питання теплотривкості. Підвищення швидкохідності або збільшення швидкостей різання пов'язують: з впровадженням нових інструментальних матеріалів і матеріалів з покриттям, а також з необхідністю обробки важкооброблюваних сплавів; із застосуванням «сухої обробки»; удосконаленням конструкцій шпиндельних вузлів ППУ.

Третій рівень актуальності відповідає етапу проектування верстата. Тут були виділені три аспекти, для кожного з яких існують позначені на рисунку проблеми. Теплові випробування на даному етапі включають: стендові випробування окремих відповідальних вузлів верстата; аналіз і використання

експериментальних даних базового обладнання, для випадку глибокої модернізації або реконструкції.

Четвертий рівень характерний для етапу виробництва верстатів. Для теплотривкості верстатів ключовим виступає заключний етап виробництва - доведення. При доведенні особлива велика роль натурних теплових випробувань, точності прогнозування температурної похибки верстата і точності відпрацювання керуючих впливів.

П'ятий рівень - етап експлуатації верстата. За даними американських замовників обробних центрів по 33-му позиціях технічних і економічних пріоритетів такий показник як «термостабільність верстата» має середній показник пріоритетності рівний 64,9% і займає 16-у позицію, «надійність» і «точність обробки» - першу і третю позицію, відповідно, з показниками 96,9% і 93,6%.

1.2 Вплив температурних факторів на точність

В ході експериментальних досліджень теплового стану координатно-розточувального верстата [1] були виявлені основні джерела тепла і побудовані температурне поле верстата і теплові деформації шпинделя. Основними джерелами теплоутворення виявилися шпиндельна бабка (ШБ), розміщена на стійці, і двигун головного руху, розміщений всередині стійки. Нагрівання стійки викликав кутові і лінійні зміщення осі шпинделя. Сумарні лінійні зміщення осі шпинделя в горизонтальній площині склали 19 мкм, хоча температурний градієнт при цьому в стінках стійки не перевищував 3... 4°C.

Експериментальні дослідження теплових процесів в токарно-револьверних верстатах проводилися в Куйбишевському політехнічному інституті [2]. Основними джерелами тепла були: шпиндельні підшипники; механізм затиску заготовки; автоматична коробка швидкостей; масло в баках гідростанцій і системи центрального змащування; коробка подач (в мод. 1Е365БП).

На нижніх і середніх частотах обертання основним фактором, що впливає на нагрів вузлів і втрату точності обробки, було масло гідростанцій, а на верхніх - тепловиділення в підшипниках опор шпинделя, температура яких на цих частотах різко зростала. Інтенсивність підвищення температури інших вузлів з ростом частоти була невеликою. Були отримані цікаві результати: незважаючи на те, що для верстата мод. Ш426Ф30 на частоті 1250 хв⁻¹ різниця надлишкових температур в передній і задній опорах шпинделя склала 20°C, що на 17°C більше, ніж для верстата мод. 1Е365БП, температурні деформації надавали найменший вплив з усіх досліджуваних верстатів на точність обробки, що пояснювалося вибором більш вдалого конструювання. Так при обробці на верстаті мод. 1Е365БП зміна діаметра оброблюваної заготовки склала 80 мкм при зміщенні осі шпинделя, викликаного тепловими явищами до 120 мкм у вертикальній площині і 15 мкм в горизонтальній.

Експериментальні дослідження, проведені в ОКБС (Ленінград) [3] горизонтально-розточувального верстата мод. 2620Е показали, що найбільший вплив на точність верстатів надавали температурні деформації ШБ і стійки, по напрямних якої вона переміщується. Було виявлено, що основними джерелами були підшипники шпинделя, зубчасті колеса і їх опори.

У роботі [4] наведені результати експериментальних досліджень виконаних різними авторами, серед яких К.С.Колев, Б.Т. Бреєв, Соколов Ю.Н. і Соломенцев Ю.М. Так, відзначається, що при дослідженнях верстата мод. 1К62 при надмірній температурі в коробці швидкостей 25-35°C, зміщення шпинделя по вертикалі складало 36, ..., 40 мкм, в горизонтальній площині - 16, ..., 20 мкм. Особливу увагу в цій роботі приділено впливу на вихідну точність верстата теплових деформацій трьох основних учасників процесу різання: верстат-інструмент-деталь. В роботі зазначається, що похибки, викликані температурними деформаціями системи ВПД, позначаються на зміні розмірів статичної та динамічної налаштувань. Температурні деформації оброблюваних деталей також призводять до зміни їх показників точності. Одним з радикальних засобів боротьби з такого роду

похибками вважається застосування систем автоматичного управління, що дозволяють на всіх етапах технологічного процесу управляти параметрами точності оброблюваних деталей. Пропонувалося вбудувати в систему ВПД відповідні датчики для більш повної оцінки температурних деформацій і внесення поправок в хід технологічного процесу.

Найбільш повно в роботі представлені результати експериментальних досліджень для гідрокопіювального верстата мод. 1722. Експериментальні дослідження проводилися на верстаті зі зняттям стружки. Відзначається, що відмінність в температурних деформаціях шийок шпинделя і центру задньої бабки призводить до появи додаткової похибки установки деталі в центрах. У зв'язку з цим запропоновано кілька технічних рішень по мінімізації впливу цього фактора на формування похибок обробки деталі. Реалізація базування корпусів передньої і задньої бабок на станину по одну сторону від осі центрів та створення умов рівномірного розподілу тиску між завзятими підшипниками шпинделя, дозволили знизити похибка розбіжності осі центрів шпинделя і задньої бабки з 0,011 мм до 0,002 мм. Було показано, що зміна розміру статичної настройки до 0,011 мм викликало появу похибки на діаметральному розмірі понад 0,02 мм. У цій же роботі наведені експериментальні дані по теплових переміщеннях ріжучого інструменту в трьох взаємно перпендикулярних напрямках для різних режимів роботи верстата, в тому числі, як для безперервної роботи верстата, так і в умовах повторно-короткочасного режиму. Максимальні переміщення різця склали по осі Y - 24 мкм, по осі X - 10 мкм, по осі Z - 8 мкм. При цьому фіксувалося зміна діаметральні розмірів оброблюваних валів на 14 мкм, при наявності температурного переміщення різця до 7 мкм. При аналізі температурних деформацій оброблюваних на верстаті деталей відзначено, що в окремих випадках температурні деформації ставали сумірними з припусками на їх обробку.

Наприклад, температурна деформація чавунної станини висотою 600 мм при довжині 2000 мм доходила до 0,01 мм на довжині 1000 мм при різниці

температур по висоті станини в $2,4^{\circ}\text{C}$. Ця величина виявилася сумірною з допуском на відхилення від прямолінійності станин точних верстатів. Особливу увагу в цій роботі приділено розгляду питань впливу температурних деформацій елементів технологічної системи на динамічну настройку верстата. При цьому в якості визначального, в цьому випадку, фактору, розглядалося зміна жорсткості через нагрівання елементів конструкції верстата. Експериментально було визначено характер зміни жорсткості від часу роботи верстата. При цьому зазначено, що температурні деформації привели до ущільнення стиків і як наслідок - до збільшення жорсткості гідрокопіювального супорта.

1.3 Теплостійкість сучасних МРВ

На основі проведеного огляду літератури були виділені основні напрямки досягнення теплотривкості верстатів (табл. 1.1.). Критеріями підвищення теплостійкості визначені температура і температурні переміщення. Всі заходи щодо підвищення теплостійкості верстатів в основному зводяться до чотирьох груп: зменшення тепловиділень в основних теплових джерелах; зменшення температури в теплових джерелах, при неможливості зменшення тепловиділення; зменшення впливів температури на температурні переміщення; компенсація теплових переміщень.

Наведений нижче огляд не систематизований за окремими групами заходів, тому що для підвищення теплостійкості верстатів нерідко використовується комбінація технічних рішень, що відносяться до різних груп.

Робота Бушуєва В.В. [5] одна з перших представила системний огляд проблем конструювання надточних верстатів, які забезпечують допустиму похибку форми $0,01-0,1$ мкм і шорсткість $Ra = 0,002 \dots 0,01$ мкм. Орієнтовно необхідна точність виготовлення (похибка форми), виражена в нанометрах, становить десятю частину розміру заготовки, вираженого в міліметрах. Теоретично досягнути якість деталей при обробці різанням характеризується

похибкою форми до 1 нм і шорсткістю до 0,2 нм. Природно, при таких високих вимогах до якості обробки при конструюванні надточних верстатів особлива увага приділяється питанням їх термостабілізації. Відзначається, що при їх експлуатації необхідно витримувати жорсткі вимоги до температури навколишнього середовища. Обробку ведуть в термостабілізованого приміщеннях, перше відділення яких має коливання температури не більше $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ (до $+ 0,1^{\circ}\text{C}$). У найбільш відповідальних випадках для захисту від зовнішніх впливів верстат поміщають в термоконтейнер. У ньому передбачається масляний душ з регулюванням температури до $\pm 0,01^{\circ}\text{C}$. Додатково використовують конструктивні заходи, що дозволяють зменшити вплив внутрішніх джерел теплоти на точність верстата:

1) примусове охолодження (повітряне або рідинне) деталей і систем верстата. Для цього передбачають відповідні канали і проходи для циркуляції охолоджувача, що істотно ускладнює конструкцію верстатів. При розмірах заготовок в межах 200-1500 мм потрібно витрата повітря 3-10 м³/с або рідини 1-10 л/с. Це дозволяє утримати середнє коливання температури деталей при повітряному охолодженні в межах $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$, а при рідинному - в межах $\pm 0,02^{\circ}\text{C}$;

2) для виготовлення найважливіших деталей верстатів використовують специфічні матеріали з низькими значеннями температурного коефіцієнта лінійного розширення ρ і коефіцієнта теплопровідності матеріалу X . До таких матеріалів відносяться: природний граніт з якого виготовляють станини, плити, підстави і т.п .; кераміка - столи, санчата, супорти і ін .; сінтегран - станини, стійки, підстави, плити; сплави заліза з нікелем - інвар і суперінвари;

3) застосування різних пристроїв, що вирівнюють температурне поле по перерізу і довжині деталей верстата, наприклад теплових труб. Обсяг труби заповнений парами робочої рідини. Якщо до одного кінця труби підводиться джерело теплоти, то рідина закипає і випаровується (частина теплоти йде на випаровування). Тиск пара зростає і він спрямовується до іншого кінця, несучи теплоту. В холодній стінці теплової труби пар конденсується, виділяючи теплоту.

Конденсат повертається назад по капілярах труби і знову випаровується, при цьому реалізується замкнутий цикл «випаровування - перенесення тепла - конденсація пара - повернення конденсату». Теплопередача здійснюється завдяки поглинанню теплоти при випаровуванні рідини і її виділенню при конденсації.

У роботі [6] на основі даних інших дослідників автором приведені методи зменшення теплових деформацій на основі зменшення теплоутворення в різних теплових джерелах верстата (таб.1.2).

Табл. 1.2 – Методи зменшення теплових деформацій в МРВ

Джерело тепла	Засоби зменшення тепловиділення			
	Усунення	Зменшення	Регулювання	Компенсація
Електродвигун	Видалення з конструкції	Підвищення ККД	Повітряне та масляне охолодження	Повітряне та масляне охолодження
Гідравлічна система	Видалення з конструкції	Підвищення ККД; оптимальна в'язкість мастила; насос зі змінною передачею; велика кількість мастила	Повітряне охолодження; штучне охолодження; керування охолодженням мастилом	Повітряне охолодження
ШВ	Використання аеростатичних підшипників	Резервне обертання шпинделя; раціональне розташування різця відносно заготовки; біметалічні вкладиші для підшипників; оптимальний зазор; зміна конструкції шпинделя	Терморегульоване охолодження. Установка на терморегульованій плиті; застосування спеціального покриття; установка обігрівачів в тіло шпинделя	Застосування холодильних засобів; теплокомпенсаційні пристрої; примусове охолодження мастила

СОЖ	Встановлення пластини для відводу СОЖ по каналу	Раціональна схема підводу та отводу; збільшення розходу	-	-
Навколишнє середовище	-	Кондиціонування повітря; симетричність конструкції; кожух із теплоізоляційного матеріалу	Застосування занавісок із терморегулювального повітря; термоконстантні приміщення	-

Продовження табл.1.2

НСС	Використання матеріалів з низьким коефіцієнтом теплопровідності	Заміна компоновки; перерозподіл теплових потоків; прогрів до теплової рівноваги; термосиметричні конструкції; локалізація джерел тепла; локальний нагрів (охолодження)	Активне охолодження; установка додаткового джерела для нагріву; корекція в ЧПУ	Застосування теплових компенсаторів; попереднє коректування вісі шпинделя; застосування автоматичної компенсації
Коробка швидкостей	-	Масило, як охолоджувач шляхом водяного теплообміну	-	-

У роботі [7] були виділені тенденції, які спостерігаються при конструюванні верстатів з урахуванням їх термостабілізації. Так в автоматах серії MS32 Multiline з ЧПУ, представлених фірмою Index мотор-шпинделі оснащені повітряним охолодженням.

Гідростатичний мотор-шпиндель встановлювався на гранітному підставі.

Корпус ШВ теж виконаний з натурального граніту. Елементи, що збуджують теплові деформації повністю ізольовані від верстата. Французька фірма АССІМ демонструвала центральний токарний блок, масивна станина якого виготовлена з полімерів. Для змащення шпинделя ($n_{\max} = 4500 \text{ хв}^{-1}$) застосований масляний туман.

У роботі [8] відзначено, що в сучасних верстатах мехатронні системи виконують кілька функцій, що сприяють підвищенню теплостійкості верстатів: контроль стану вузлів верстата (температура напрямних і ШВ) і реалізація малих і точних переміщень. В цьому випадку [9] верстати оснащуються набором різних пристроїв і датчиків для організації отримання відомостей про технічний стан верстата. Наведено варіант принципової схеми для токарного верстата з адаптивною системою управління, в якій передбачені датчики температури, що встановлюються в ШВ, в стиках напрямних супорта зі станиною, а також для оброблюваної деталі. При цьому запропоновано точність контрольованої температури нагріваються вузлів верстата забезпечувати в межах $+ 2^{\circ}\text{C}$.

У роботі [10] наголошується, що у зв'язку з реалізацією в сучасному виробництві «сухої обробки» актуального значення набуває облік в конструкціях верстатів підвищеного тепловиділення. Це підвищений тепловиділення обумовлено відсутністю відведення тепла МОР із зони обробки. В цьому випадку базовим деталям надають термосиметричну форму. Поширення отримують конструкції верстатів з вертикальним розташуванням шпинделя. Широко застосовують матеріали з малою теплопровідністю (наприклад, сінтегран). Також в якості заходи по термостабілізації верстата застосовують подачу МОР через шпиндель верстата.

Компанія Hitachi Seiki [11] розробила для обробного центру HS 630 систему контролю теплової точності, що дозволило забезпечити флуктуації положення шпинделя в межах $\pm 10 \text{ мкм}$ по відношенню до первісного термодформаційних станом верстата. У верстаті фірми Makino використана система змащування з наступною циркуляцією масла: масло, проходячи через

внутрішню порожнину шпинделя, потрапляє через отвір в зовнішньому кільці підшипника, після чого проходить через корпус шпинделя.

Дана схема циркуляції масла покликана зменшити розрив в нагріванні шпинделя і його корпусу, що дозволяє виключити частку теплових деформацій, що виникають через суттєвості градієнта температури в системі «шпиндель-корпус».

Для досягнення термостабільності високопродуктивного п'ятикоординатного верстата DMU-V фірми Deckel Maho [12] частотою обертання шпинделя до 30000 хв⁻¹ компоновка виконана термометрично.

В роботі одного із співробітників фірми FAG [13] представлені конструкції ШВ, в яких враховані питання термостабілізації. Так, на рисунку 1.7.а приведена конструкція ШВ з «зовнішнім охолодженням» шпинделя. Для цього в отворі пиноли виконаний спіральний паз, через який масло під тиском подається до середньої частини шпинделя. При правильному поєднанні кількості і температури охолоджуючого масла може досягатися абсолютна термостабільність шпинделя, коли він виключаються його температурні зміщення. На рисунку 1.7.6 в наведеній конструкції ШУ термостабільність досягається змазуванням охолодженого масла з в'язкістю 10 мм²/с при 40°C. Для шпинделя з частотою обертання 12000 об/хв загальна витрата мастильного та охолоджуючого масла склав 16 л/хв. При цьому надлишкова температура становила 23°C і точність обертання не перевищувала 3 мкм.

Відмінною особливістю конструкції даного ШВ було постачання його датчиками температури в підшипнику для забезпечення гарантованої працездатності вузла. На рисунку 1.7.в і 1.7.г представлені конструктивні схеми високошвидкісних мотор - шпинделів. Для першого мотор - шпинделя досягається частота обертання 42000 об/хв при діаметрі шийок 25 мм, для другого шпинделя діаметр шийок становив 15 мм при максимальній частоті обертання 75000 об/хв. В цьому випадку теплові розтягування шпинделя компенсувалися пружними плаваючими задніми опорами. У статті зазначено, що

для гами мотор-шпинделів розроблених фірмою FAG максимально досягнуті значення параметра швидкохідності склали 1,8-10 мм/хв.

У роботі [14] автором виконаний аналіз доцільності застосування системи стабілізації температури опор шпинделя. Відзначається, що примусове відведення генерованої в опорах теплоти - один із шляхів зменшення теплових зміщень осі шпинделя. На рисунку 1.1 приведена схема системи стабілізації температури опор шпинделя.

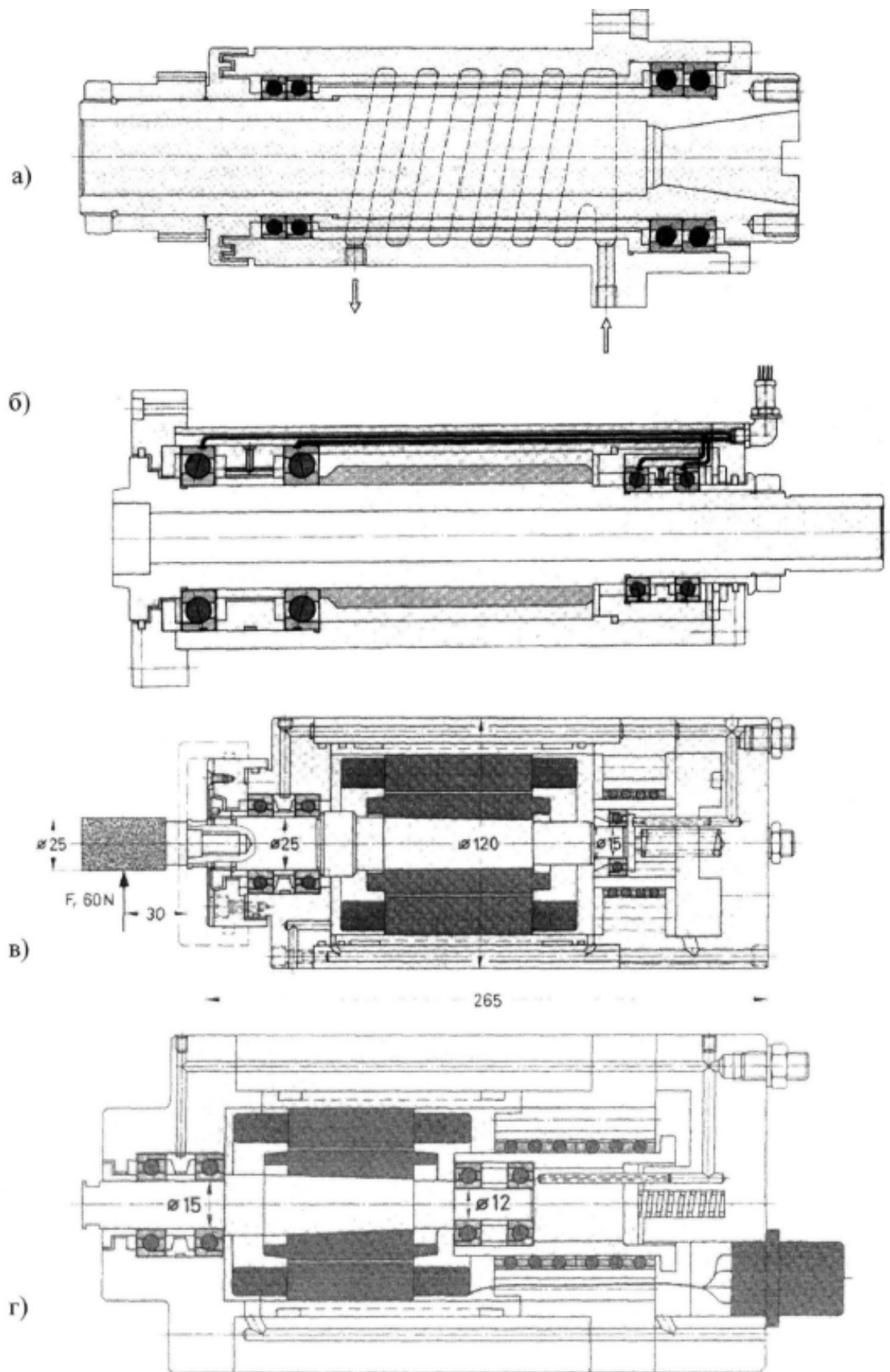
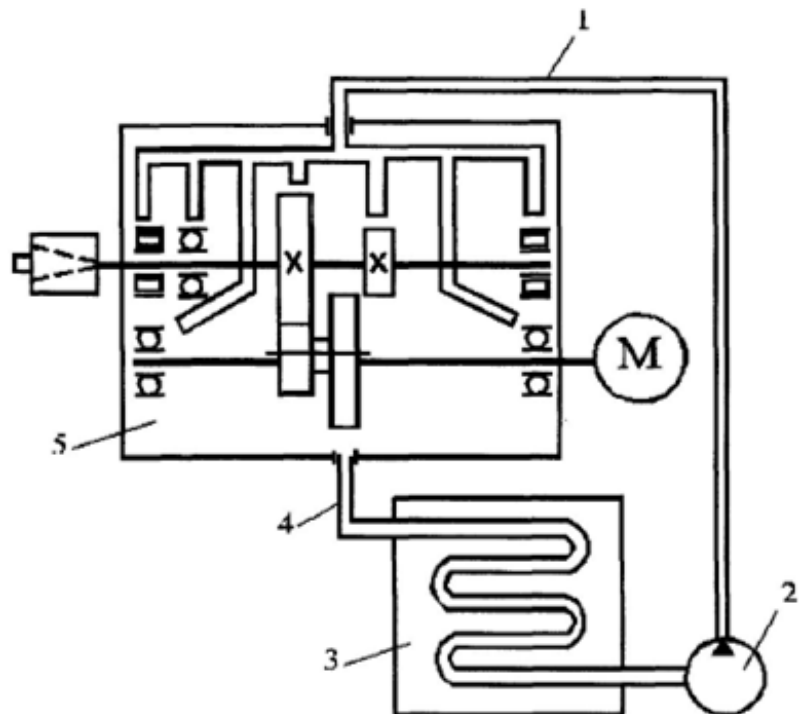


Рисунок 1.1 - ШВ та електрошпинделі, в яких використовується системи охолодження

Автор зазначає, що оскільки дана система дорога конструкція, то її застосування виправдовується лише в разі необхідності значного зменшення теплових зміщень. У роботі наведені результати експериментальних досліджень для трьох горизонтальних багатоцільових верстатів. Два верстата фірми Makino: MC 1210 і MC 100 були оснащені подібними системами з близькими параметрами. Багатоцільовий верстат мод. ЦМ 080, аналогічний по типорозміру верстата MC 1210, ні оснащений системою стабілізації температури. В ході теплових випробувань ШВ нагрівався на холостому ході до значення, близького до максимального. Теплові зміщення шпинделя для двох верстатів фірми Makino по вертикальній осі склали 14 і 52 мкм, відповідно. При цьому, фіксується температура масла в опорах підтримувалася в допустимих межах. На рисунку 1.2 (а) представлені фрагменти несучої системи верстата НСС і температурні зміщення: стійки 3 і корпусу 1 ШВ; на рисунку 1.2 (б) - стійки 3 і корпусу 1



1 - магістраль охолодженого масла; 2 - насос; 3 - холодильник з терморегулятором;
4 - магістраль зливу відпрацьованого масла; 5 - шпиндельна бабка

Рисунок 1.2 Система стабілізації температури опор шпинделя

ШБ верстата МС 100. Проведений детальний аналіз теплового і термодформаційного станів трьох верстатів, виявив не ефективність системи термостабілізації для верстата МС 100. Автором запропоновані альтернативні рішення з модернізації верстата, що призводять до підвищення теплостійкості верстата: розміщення шпинделя в нижній частині корпусу ШБ; розташування повзуна датчика зворотного зв'язку на рівні осі шпинделя; зміна конструкції підшипникових опор шпинделя; відведення прогрітого повітря від головного двигуна в напрямі осі шпинделя (рис.1.3).

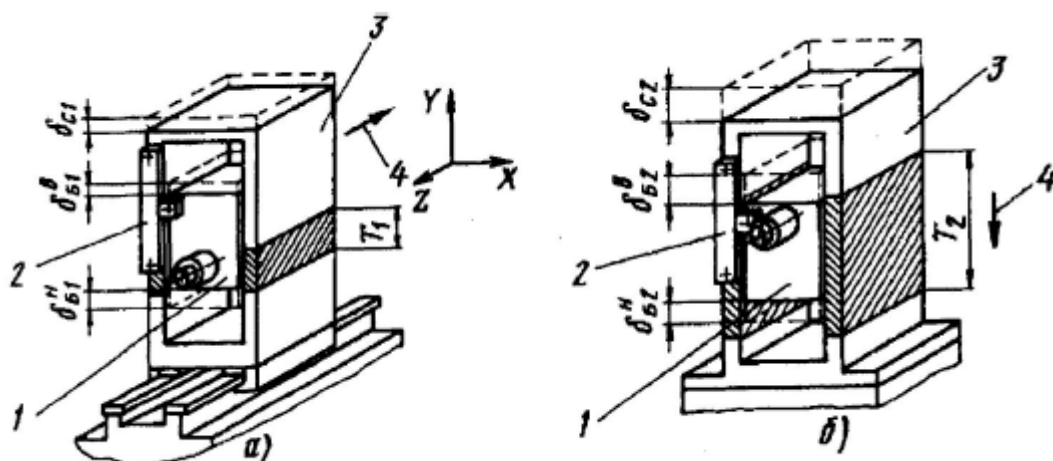


Рисунок 1.3 Фрагменти несучих систем багатоцільових верстатів

У роботі [15] представлений досвід Одеського верстатобудівного виробничого об'єднання по вирішенню проблеми істотного підвищення точності і продуктивності обробки на верстатах завдяки створенню нових ШВ серії У АР. Ефект досягнутий за рахунок використання плаваючої задньої опори, що компенсує теплові деформації шпинделя; вдосконалення конструкції ущільнень передньої опори ШВ; підвищення якості збірки ШВ.

У роботі [16] розглянуті варіанти конструкцій, що призводять до зниження температурних переміщень в верстаті. На рисунку 1.4 наведена конструкція ШВ, в якому зменшення температурних переміщень реалізується завдяки

використанню дистанційної втулки 4, матеріал якої має більший коефіцієнт лінійного розширення, ніж матеріал корпусу 3.

Шпиндель 1 встановлений на радіально-наполегливих підшипниках 2. Тепло, що виділяється при їх роботі, призводить до подовження втулки 4 та до стиснення пружини 5, що сприяє зменшенню попереднього натягу підшипників; його величину регулюють за допомогою гайок 6.

В іншій конструкції ШВ є замкнута система управління натягом підшипників в функції температури та інших параметрів, що контролюються (рисунок 1.5). Шпиндель 1 встановлений на спарених підшипниках 2 в корпусі 3. Між підшипниками розміщені втулки 5, 7 і пружина 4. Виймка у втулці 7 заповнена гідропластом 6. При регулюванні гідростатичного тиску в функції контрольованого параметра здійснюється управління натягом підшипників в процесі обробки.

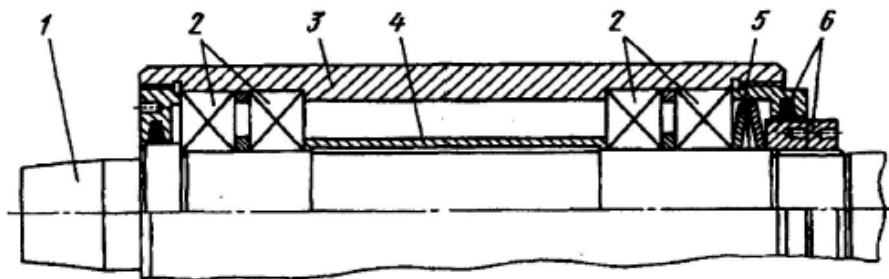


Рисунок 1.4 - Шпиндельний вузол з дистанційною втулкою

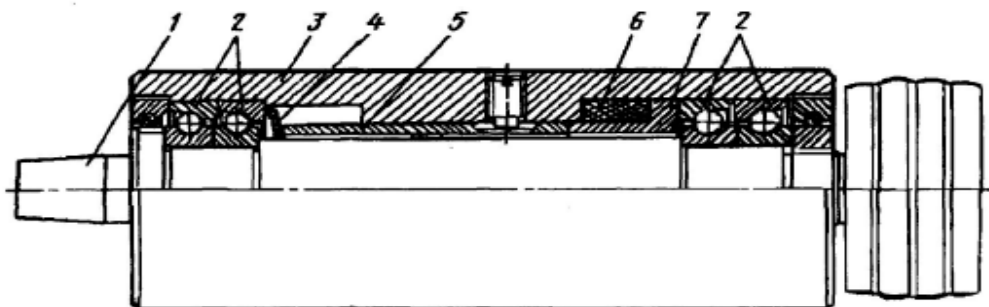


Рисунок 1.5 - Шпиндельний вузол з замкнутою системою керування натягу

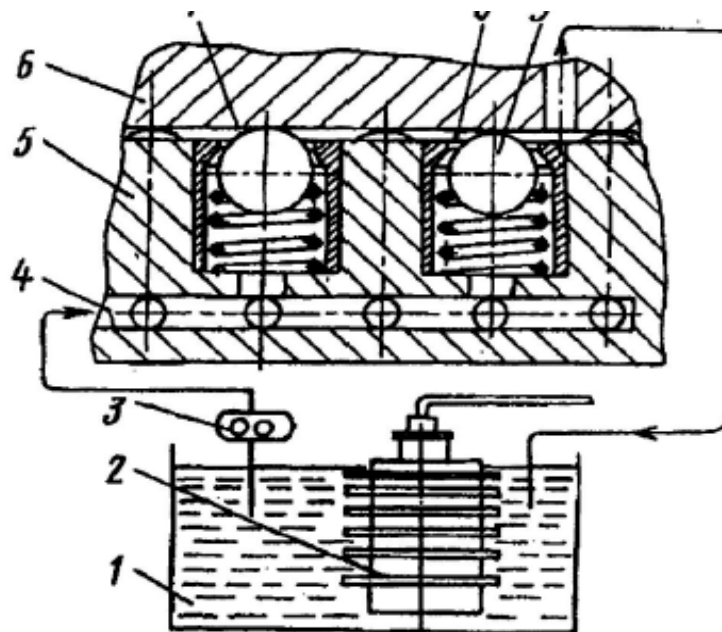


Рисунок 1.6 - Пристрій компенсації теплової деформації напрямних ковзання

У цій же роботі розглянуто пристрій для компенсації теплової деформації напрямних ковзання (рисунок 1.6). Мастильний матеріал подається до напрямних 5 і 6 з бака 1 насосом 3. Для регулювання його температури використовується термоелектрична батарея 2. Точки підведення мастильного матеріалу розташовані в шаховому порядку на поверхні 8 направляючої 5 і являють собою кулькові клапани, з'єднані каналами 4. При роботі верстата напрямні нагріваються, що викликає теплову деформацію вузлів верстата і відносне зміщення поверхонь 7 і 8. Цей зсув передається на відповідні кульки 9, в результаті чого змінюється прохідний перетин клапанів, а отже і кількість поданого мастильного матеріалу. Його витрата мінімальний в зоні найбільших теплових деформацій, що сприяє кращому відводу теплоти і зниженню деформацій в цій зоні.

У роботі [17] розглянуто один із напрямів поліпшення якості верстата - застосування нових матеріалів. З названих в роботі матеріалів, мінімізацію теплових деформацій забезпечують пластмасові комбіновані матеріали на базі

вуглецевих волокон, а також цементний і полімерні бетони. Відзначено, що пластмасові матеріали застосовуються для виготовлення ШВ, столів координатних столів, стійок шліфувальних верстатів, а бетони, в основному, - для виготовлення станин.

У роботі [18] показано, що одним з нових напрямків в конструюванні сучасних центрів шліфувальних верстатів є виготовлення корпусу станини з гранітана, що володіє високою жорсткістю, вібростійкою і термостійкістю (фірми Mikrosa, Cincinnati Milacron, Tschudin). Фірма Tschudin застосовує цей матеріал і для інших базових деталей верстатів.

У роботі [19] розглянуто питання про використання термостабільних ливарних сплавів для прецизійних верстатів. Відзначається, що температурний коефіцієнт лінійного розширення таких сплавів приблизно в 30 разів менше, ніж у чавуну і сталі, і в 50 разів менше ніж у алюмінієвих сплавів.

При необхідності можна отримувати сплави, що володіють спеціальними якостями, наприклад високою демпферною здатністю, до 5 разів вище, ніж у сірого чавуну. В даний час освоєно виробництво фасонних виливків масою до 250 кг і ведеться технічна опрацювання процесів виготовлення виливків до 1000 кг. Наведено тепловий розрахунок ШВ прецизійного токарного верстата, схема якого представлена на рис. 1.6. У даній конструкції ШБ 1 з гільзовим корпусом спиралася на місток 2, а останній на станину 3. У розрахунку розглянуті два варіанти виконання містка 2 - з чавуну і з термостабільного сплаву. Порівняльний аналіз показав, що відхилення вздовж вертикальної і горизонтальної осей шпинделя в сталому тепловому стані при виготовленні містка з термостабільного матеріалу майже на порядок менше.

У роботі [20] розказано про особливості заміни масла на воду в підшипниках ковзання. Досліди на наполегливому гідродинамічному підшипнику показали, що застосування води замість мінеральних олів «турбінне 22», дозволило знизити втрати на тертя несучої системи в змащувальному шарі в три рази і в десять разів зменшити його нагрівання.

Дана робота знайшла розвиток в роботах інших дослідників. В результаті досліджень Массачусетського Технологічного Інституту (MIT) [21], створені різні механічні вузли верстата, серед яких гідростатичний шпиндель, що працює на частоті 100000 об/хв і потужністю 100 кВт (рис.1.7).

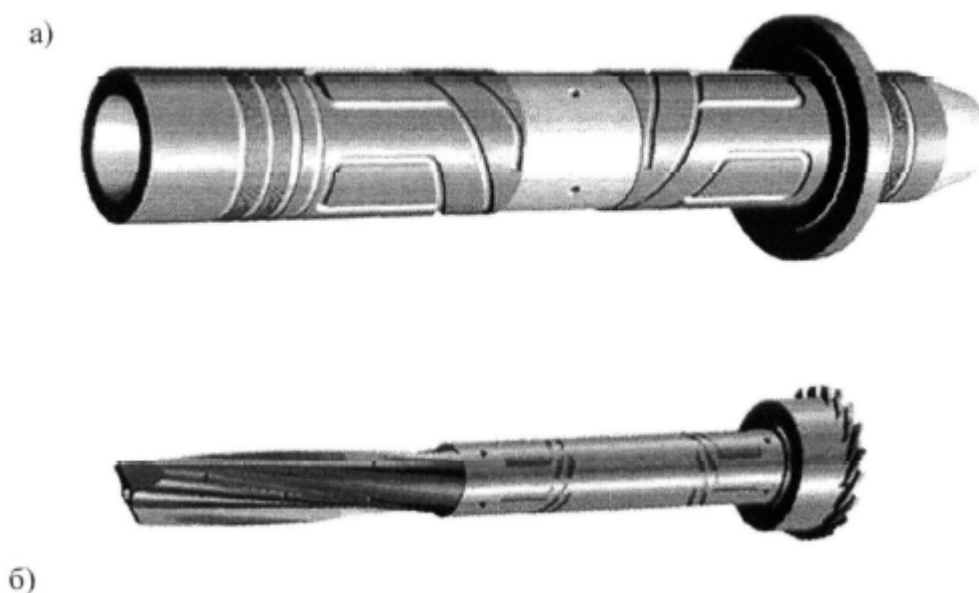


Рисунок 1.7 - Варіанти виготовлення гідростатичного турбошпинделя

У роботі [22] наведено кілька способів корекції похибок верстата, обумовлених дією теплових деформацій вузлів і деталей верстата. Один з них полягає в наступному: для верстата визначають експериментально типові функції зсувів осі його шпинделя через теплові деформації по тим осях координат, за якими буде здійснюватися корекція. Отримані дані вносяться в пам'ять пристрою ЧПУ. Тоді, при роботі верстата при відомих значеннях частоти обертання шпинделя і часу роботи на відповідних частотах, система ЧПУ проводить постійний розрахунок зсувів осі шпинделя верстата через теплових деформацій за відповідними типовими функціями. При досягненні певного значення цих зсувів виробляє їх автоматичну корекцію шляхом відповідного переміщення

робочих органів. Цей варіант корекції похибок реалізується в разі, коли випадкова складова похибки незначна. У тому випадку, коли в зміщенні осі шпинделя через теплових деформацій, поряд з систематичної складової значна випадкова складова, застосовують способи корекції за варіантом, при якому проводиться постійне вимірювання зсувів осі шпинделя за допомогою вимірювальних перетворювачів. У роботі [23] описаний спосіб корекції кутового зміщення осі шпинделя через теплових деформацій колони верстата (не перпендикулярність осі шпинделя до поверхні робочого столу верстата). Корекція проводиться шляхом створення спрямованого теплового поля колони верстата за допомогою закріплених на ній нагрівальних і охолоджуючих елементів. Вимірюючи встановленим на ШБ вимірювальним перетворювачем кутове відхилення шпинделя, система управління проводить підключення відповідних нагрівальних або охолоджувальних елементів на колоні, підтримуючи перпендикулярність осі шпинделя до поверхні робочого столу.

На рис.1.8.а приведена конструкція ШБ розточувального верстата мод. МР-2Р фірми СІП. Розточна головка 1 з гільзою шпинделя пов'язана з ШБ 2 за допомогою 4-х стержнів «а» з інвару. Між розточною головкою і НТК є зазор «с». Інварні стрижні закріплені в корпусі ШБ штифтами 3. Корпус 2, нагріваючись від електродвигуна і коробки швидкостей і ковзаючи вздовж інварних стрижнів, подовжувався, зменшуючи зазор «с», без передачі переміщень розточній голівці 1. Усередині ШБ вбудовані вентилятори 4, монтуємо-мі на валу електродвигуна для відводу нагрітого повітря. Введення інварних стрижнів в конструкцію верстата, дозволяє знижувати зміщення шпинделя від нагрівання в 6-8 разів.

На рисунках 1.8.6 і 1.8.в приведено кріплення розточної головки ШБ інварними стрижнями фірми Лінднер (ФРН). Положення ТПБ 1 визначалося чотирма стрижнями 2 з інвару. Один кінець стрижнів упирался в салазки 3, що переміщуються по стійці 11, а інший - в НТК 1. ШБ 1 кріпиться до кронштейну 4 за допомогою пружних гвинтів 5. При нагріванні кронштейн 4 міг переміщатися щодо стрижнів 2, зменшуючи зазор 6. Тим самим подовження кронштейна не

викликало зсув ШБ. За даними фірми Деккель введення компенсатора у вигляді стрижня дозволило зменшити температурні зміщення шпинделя з 17 мкм до 5 мкм, при обертанні з $n = 1000$ об/хв протягом п'яти годин.

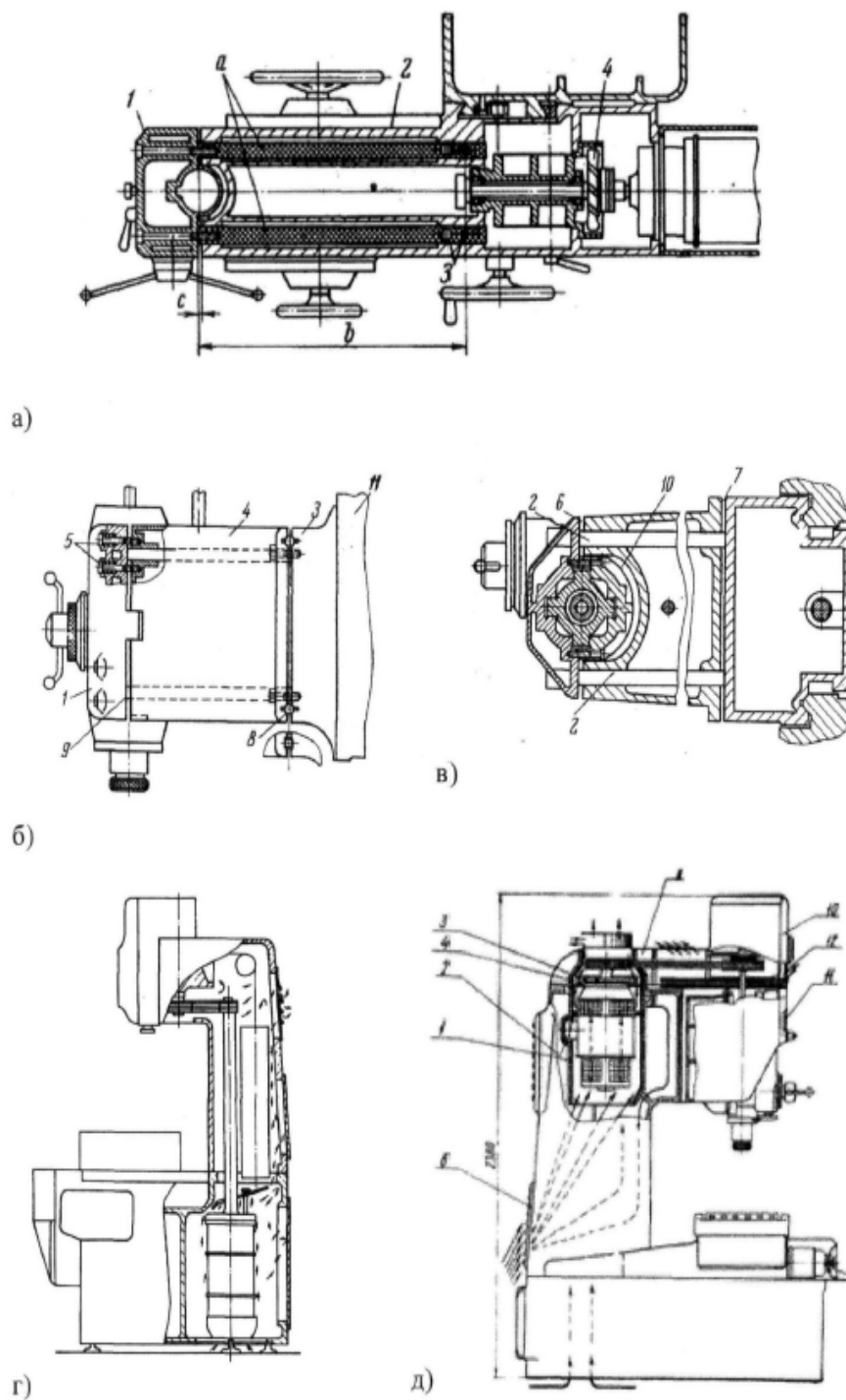


Рисунок 1.8 - Варіанти модернізації КРС та окремих вузлів, що збільшують їх теплостійкість

На рисунку 1.8.г наведено варіант модернізації верстата 2A430 (ОЗФС), на якому здійснювався нагрів задньої стінки стійки повітрям, яке проходить через електродвигун приводу головного руху за допомогою спеціального направляючого щитка, прикріпленого до фланця електродвигуна. При цьому спостерігалось зменшення деформації по перекосу шпинделя в 1,5 - 2 рази.

На рисунку 1.8.Д наведено варіант модернізації верстата 2B440, в якому була використана теплоізоляція електродвигуна приводу шпинделя і коробки швидкостей. Застосування теплоізоляційного кожуха до електродвигуна приводу шпинделя на верстаті моделі 2B440 дозволило зменшити температурні зміщення шпинделя в 3,2 рази (верстат працював протягом шести годин при ПШП = 575 об/хв і $n_{дв} = 2800$ об/хв). Установка подвійного екрану між коробкою швидкостей і верстатом на верстаті тієї ж моделі привели до зменшення теплового зміщення шпинделя в 1,5 рази.

У роботі [4] наведено кілька найбільш значущих заходів щодо зменшення температурних деформацій: управління процесом обробки; застосування штучного охолодження; збільшення швидкості різання при обробці металевим інструментом, завдяки чому велика частка тепла відводиться в стружку; шліфування деталей колами великих діаметрів; закріплення оброблюваних деталей з можливістю компенсації їх лінійних деформацій, наприклад, з використанням пружинних, гідравлічних або пневматичних задніх центрів на токарних, шліфувальних і інших верстатах; одностороннє жорстке закріплення довгих деталей з тим, щоб другий кінець міг переміщатися при подовженні через нагрівання; введення різного роду пристроїв, що коректують для компенсації температурних деформацій, а також штучної деформації деталей при установці і закріпленні їх в напрямку, протилежному температурної деформації, для її компенсації; правильна розмірна настройка системи ВПД з урахуванням величини температурних деформацій і їх розташування в поле допуску; ритмічна обробка або установка між верстатами термостатичних пристроїв для стабілізації температури деталей, що надходять на обробку. У цій же роботі представлена

система автоматичного управління (САУ) розміром статичного настроювання, що дозволяє здійснювати його корекцію в залежності від температурних деформацій елементів верстата і ріжучого інструменту. У цій системі передбачена установка датчиків на гідрокопіювальному супорті, корпусі передньої бабки і станини.

У роботі [24] наводиться інформація про підвищення параметра швидкохідності ШВ з використанням масло-повітряної системи змащування, але при подачі мастильного матеріалу безпосередньо в жолоби доріжок кочення шарикопідшипників, створюючи тим самим кращі умови змазування тіл кочення.

У роботі [25] розглянуті заходи зменшення впливу температурних деформацій на роботу точних верстатів (таб.1.3).

Таблиця 1.3 – Зменшення впливу температурних деформацій і температур на роботу точних верстатів

<p>1 Забезпечення сталості температурного поля в зоні установки машини: Підтримка в цеху нормального температурного режиму Установка верстатів та вимірювальних машин в спеціальних приміщеннях зі стабілізацією температури повітря та ізоляцією фундаментів і підлоги від сезонних змін температури</p>
<p>Зменшення нерівномірного нагріву машин від внутрішніх джерел Зменшення виникнення тепла шляхом збільшення кпд двигунів та механізмів, винесення джерел тепла Охолодження шляхом виконання розвинених поверхонь тепловідводу, забезпечення примусової конвекції , циркулярної змазки, фреонових холодильників Штучне вирівнювання температурного поля в верстаті, шляхом підігріву окремих частин верстата(екранування джерел тепла</p>
<p>Зменшення впливу температурних деформацій від внутрішніх джерел тепла на точність Зменшення розміру тих ділянок деталей, температурні деформації яких впливають на точність Використання компенсації температурних деформацій</p>
<p>Підбір оптимальних матеріалів Використання матеріалів з близькими коефіцієнтами лінійного розширення або використання матеріалів з дуже малими коефіцієнтами лінійного розширення (інвар) Підбір матеріалів з урахуванням їх теплопровідності</p>

Установка нового функціоналу Установка жорсткої станини на трьох точках Правильне розподілення температурних деформацій по полю допуску виробів при обробці Підбір оливи з оптимальною в'язкістю, використання менш в'язких мастил при низькій температурі в цеху Установка оптимальних зазорів в рухомих сполученнях Попередній розігрів верстата шляхом раннього пуску
Зменшення втрат на тертя Забезпечення гідродинамічного тертя Зменшення сил гідродинамічного тертя оптимізацією конструкцій вузла тертя, збільшення зазору в ненагромадженій частині, зменшення поверхні контакту Зменшення сил тертя при малих швидкостях ковзання, використовуючи гідростатичної змазки Використання напрямних повітряного змащування Зменшення сил тертя кочення використанням підшипників з малим тертям ковзання Використання мастил оптимальної в'язкості, достатньої для підтримки рідинного тертя

У роботі [26] показано, що збільшення тепловідведення від опор ШВ може здійснюватися омиванням стінок ШВ маслом зі стабілізованою температурою. У роботі [27] тепловідвід від шпинделя пропонувалося здійснювати за рахунок охолодження стінок корпусу при використанні пластичного методу змащування підшипників. Ефективним способом збільшення тепловідведення від джерел теплоутворення було використання теплових труб, принцип дії яких заснований на поглинанні тепла при випаровуванні і його виділення при конденсації [28]. Результати використання теплової труби в конструкції верстата мод.1Б118 наведені в роботі [29]. Даний захід знизив температурні деформації ШВ в 2 рази.

Кілька способів охолодження ШВ вивчалось на токарно-револьверний верстаті [26]. Вихідна конструкція порівнювалася з варіантами: охолодження мастила, охолодження шпиндельних підшипників, внутрішнє повітряне

охолодження. Найефективнішим виявилось внутрішнє повітряне охолодження. Температурні деформації знизилися більш ніж в два рази.

Нижче наведені характеристики сучасних верстатів, в конструкціях яких найбільш повно враховані проблеми теплотривкості.

Фірмою Willemijn-Macodel створений верстат мод. W-428 з п'ятьма осями [29], який представляє собою нову концепцію в області верстатобудування. Шпиндель оснащений вбудованим двигуном і функціонує безшумно, вібрації виключені. Система охолодження водою є замкнутою і забезпечує компенсацію осьового розширення шпинделя під час обробки. У стандартному виконанні шпиндель обертається з частотою до 10000 об/хв, на замовлення - до 15000 або 30000 об/хв. Потужність на шпинделі становить 18 кВт.

Багатоцільовий верстат з вертикальним шпинделем мод. SCV 30 фірми CNC Systems (замість мод. SDC 30) [30] може оснащуватися або шпинделем на 11 кВт з частотою обертання до 12 000 об/хв, або шпинделем на 16 кВт з частотою обертання до 30 000 об/хв з керамічними підшипниками. У верстаті передбачена система охолодження кулькових гвинтових пар і напрямних кочення для температурної стабілізації при роботі верстата на великих швидкісних режимах.

Фірма SETCO Groop (Великобританія) [31] випускає широку номенклатуру високошвидкісних електрошпинделей для металорізальних верстатів з частотою обертання 12000-51000 об/хв, потужністю 7-75 кВт з хвостовиками HSK 25 - HSK 100. Шпинделі мають укорочену довжину і відрізняються підвищеною жорсткістю завдяки застосуванню гібридних підшипників з керамічними кульками. Система охолодження забезпечує доставку мінімально необхідної кількості масла в необхідні місця мастила.

Фірмою Mazak [32] створений багатоцільовий верстат мод. FH 4800 UHS, призначений для високошвидкісної обробки деталей в умовах масового виробництва. Потужність на шпинделі 37 кВт, частота обертання шпинделя досягає 40000 об/хв. Мастило шпинделя здійснюється вдосконаленим пристроєм, що подає масляно-повітряну суміш. Частота обертання 40000 об/хв досягається

через 5 с після включення. Переміщення по осях здійснюється за допомогою кулькових гвинтів, оснащених засобами внутрішнього охолодження, повністю виключають теплові деформації при переміщенні по осях зі швидкістю до 50 м / хв і прискоренням до 0,7 g.

1.4 Теплове моделювання в МРВ

1.4.1 Термодеформаційна система верстата

Щоб знайти нові конструкторські рішення з метою підвищення якості верстата використовують системне структурування. Найбільш зручним для оцінки якості верстата, в даний час, є уявлення структури верстата у вигляді замкнутої динамічної системи [33]. Динамічна система верстата включає пружну систему і робочі процеси в її рухливих з'єднаннях. З цієї точки зору, теплові явища в верстатах знаходять відображення в динамічній системі верстата.

Оцінка теплотривкості верстата проводиться за двома категоріями: перша категорія - це тепловий стан; друга категорія - термодеформаційний стан (деформаційний стан, сформований в результаті теплового впливу). Термодеформаційна система верстата (ТДСВ) є комплексним поняттям і, розглядає верстат в якості основного, але не єдиного учасника теплових процесів. Будемо розрізняти два поняття для ТДСВ - у вузькому сенсі і в широкому сенсі. У широкому сенсі ТДСВ - це сукупність всіх елементів пружної системи верстата, які обмінюються між собою і з навколишнім середовищем енергією і речовиною. У вузькому сенсі, в ТДСВ, пружна система заміщується верстатом. З огляду на те, що ТДСВ є складовою динамічної системи, то вона успадковує її структуру та основні властивості. ТДСВ є замкнутою системою, тому що її параметри стану, що розглядаються також в якості вихідних параметрів, впливають на умови однозначності системи, тобто на її фізичні, геометричні, початкові і граничні умови.

На рис.1.9 наведена ТДСВ, що включає сім блоків, об'єднаних системою прямих і зворотних зв'язків.

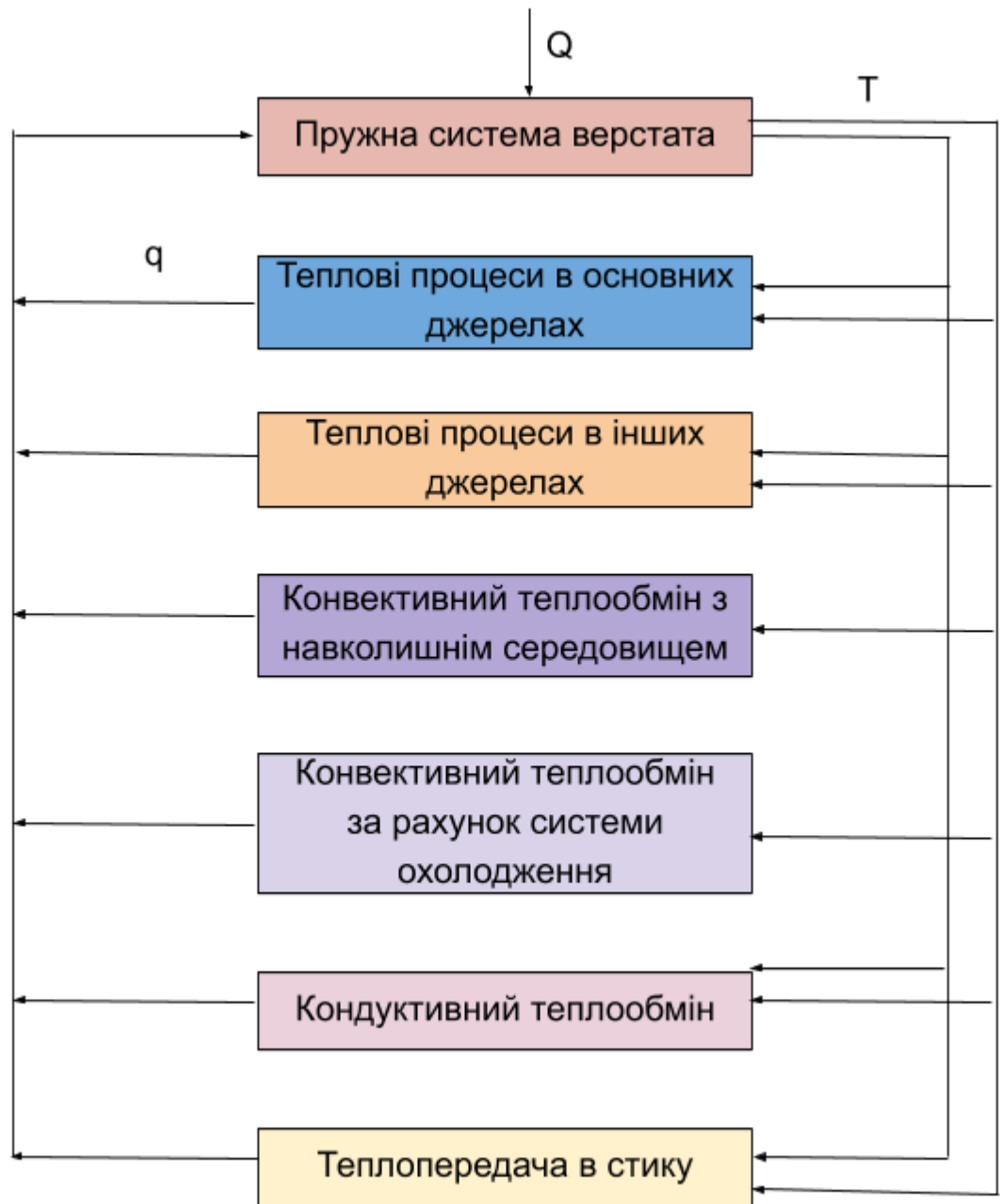


Рисунок 1.9 - Термодеформаційна система МРВ

Прямі зв'язки визначаються тепловим навантаженням, яке виражається щільністю відповідного теплового потоку q . Конвективний теплообмін залежить

від багатьох факторів, в тому числі від температури навколишнього середовища, що впливає з закону Ньютона-Ріхмана для конвективного теплообміну [34]:

$$Q = a \cdot \Delta T \cdot F \quad (1.1)$$

де Q - тепловий потік від рідини або газу (повітря) до поверхні теплообміну, Вт; F - площа поверхні теплообміну, м²; $\Delta T = T - T_{\infty}$, T_{∞} - температура навколишнього середовища або теплоносія (рідини або газу), T - поточна температура поверхні теплообміну; a - коефіцієнт тепловіддачі. Найбільшою мірою на конвективний теплообмін в ТДСВ впливає температура «технічного середовища» [34], яка визначається як навколишнє середовище, безпосередньо прилегла до тепловіддаючих поверхонь верстата. Блок 5 відповідає за конвективний теплообмін, обумовлюється наявністю спеціальної системи охолодження окремих вузлів або деталей верстата. Кондуктивний теплообмін в Блоці 6 забезпечує передачу тепла в УСС за рахунок теплопровідності. Блок 7 враховує теплопередачу в стику.

Термодеформаційну систему верстата не можна ототожнювати з математичною моделлю верстата. Вона описується термопружною моделлю верстата, під якою розуміється єдина математична модель, призначена для визначення температурного поля і побудови поля температурних переміщень або деформацій.

В якості основних етапів побудови термопружної моделі є:

- 1) вироблення вимог до термопружності моделі; на цьому етапі встановлюється мета моделювання, і завдання, вирішення яких визначає її досягнення;
- 2) формування вихідних положень, передумов і базових гіпотез, що відповідають сформульованим на першому етапі вимогам до моделі;
- 3) вибір структури моделі;
- 4) практична реалізація моделі, шляхом складання алгоритмів і

відповідного програмного забезпечення.

1.4.2 Оцінка ефективності теплового моделювання

Ефективність моделі можна оцінити показниками умов реалізації та показниками ефективності моделі. Як показники умов реалізації моделі приймають: ступінь невизначеності моделі СтНМ; ступінь деталізації подання.

Слід розрізняти структурну і параметричну невизначеність. Структуру моделі і, відповідно, її невизначеність можна представляти «в широкому сенсі» і «у вузькому сенсі». «У широкому сенсі», структура моделі визначається класом рівнянь і прийнятими гіпотезами і закономірностями. У вузькому сенсі, структурну невизначеність моделі пов'язують лише з розрахунковою схемою верстата. Очевидно, що практична реалізація структурної невизначеності «в широкому сенсі», в реальних алгоритмах моделювання верстатів, - найбільш складне завдання. Вирішення цього завдання неминуче при розробці нових верстатів, оснащених новими системами змащування та охолодження, новими типами опор і матеріалів. В інших випадках слід обмежитися невизначеністю розрахункової схеми.

Ступінь параметричної невизначеності моделі обумовлена змістом і достовірністю інформаційного супроводу моделювання, що включає всі умови однозначності: початкові, граничні, фізичні та геометричні.

ТДСВ включає велику кількість компонентів, кожен з яких представляється у вигляді самостійної математичної моделі. Деталізація представлення моделі, тому безпосередньо пов'язана зі структурою моделі. При виборі міри деталізації представлення моделі неминуче виникає потреба в оцінці ступеня її невизначеності. Так як з одного боку збільшення деталізації представлення моделі дозволяє відмовитися від деяких параметрів, які приймаються на підставі деяких заздалегідь обраних оцінок, наприклад, на підставі гіпотетичних припущень. З іншого боку введення додаткових математичних моделей, передбачає додавання інших параметрів. Наприклад,

облік конвективного теплообміну може виконуватися на підставі прийнятих апріорних оцінок для різних умов конвективного теплообміну, а може брати участь в термопружності моделі у вигляді математичної моделі [35, 37 - 43].

В цьому випадку Вам потрібна додаткова інформація по експлуатаційно-Ціон параметрам використовуваної системи охолодження і тешюфізическім характеристикам охолоджувача, в разі його використання. При розрахунку потужності тепловиділень в джерелах тепла, можна використовувати спрощені моделі, які не викликають ускладнення розрахункової схеми верстата, а можна, навпаки, використовувати складні моделі, що призводять до суттєвих змін в розрахунковій схемі верстата. Так, наприклад, в опорах кочення в найбільш простому і найбільш популярному варіанті розрахунку потужності тепловиділень використання методики Пальмгрен [45] дозволяє отримати найбільш прості оцінки тепловиділень. Використання більш складних теоретичних розробок, заснованих на розрахунку моменту тертя в підшипнику, що враховує розподіл сил по тілах кочення підшипника, автоматично призводить до необхідності введення пружної термодформаційної моделі самого підшипника [46-48], а також введення великої кількості додаткових параметрів [49].

Таким чином, будь-яка деталізація моделі завжди вносить структурну і параметричну невизначеність, тому що використання додаткових моделей-компонентів використовує власні гіпотетичні припущення. Але, однозначно стверджувати, що підвищення ступеня деталізації представлення моделі призводить до підвищення адекватності моделювання неможливо.

Ефективність реалізації передбачає раціональне поєднання наступних показників ефективності моделі: ступінь адекватності, ступінь інваріантності, продуктивність, витрати на реалізацію. Показники ефективності разом з показниками умов реалізації моделі складають показники реалізації моделі (рис.1.9).

Показники адекватність і інваріантність моделі мають традиційний сенс.

Адекватність моделювання встановлюється з теплових випробувань верстата. Для адекватності моделі можуть використовуватися критерії, які використовуються при оцінці експериментальних даних [50]. Однак, найбільш простим критерієм є «факт потрапляння розрахункових вихідних параметрів моделі в діапазон, який встановлюється в ході теплових випробувань верстата» [51]. Якщо в якості вихідних параметрів термопружної моделі використовувати характеристики у вигляді функціональних залежностей температури і температурних переміщень від часу, то при великій дисперсії експериментальних даних прийнятий критерій адекватності може виявитися недостатнім і привести до отримання не адекватних моделей.

Під продуктивністю моделі розуміється час отримання рішення відповідно до певної процедури, що реалізує дану модель. Продуктивність моделі в значній мірі залежить: від складності розрахункової схеми верстата і можливостей інструментальних засобів введення вихідних даних і обробки результатів моделювання; від ефективності використовуваних алгоритмів обчислень типових процедур і способів їх реалізації; розмірності дозволяють систем рівнянь; тривалістю розрахунку по базовій моделі. Де під базовою моделлю розуміється математичне опис розв'язання прямої задачі в детермінованому моделюванні. Базова модель становить основу рішення всіх задач стохастичного і детермінованого моделювання. Розмірність моделі визначається кількістю що беруть участь в моделі параметрів і числом узагальнених координат. Тривалість розрахунку по базовій моделі, найбільшою мірою, проявляється в статистичному моделюванні і при вирішенні задач ідентифікації та оптимізації. У цих завданнях найменші значення тривалості розрахунку по базовій моделі забезпечують максимальну продуктивність. При малої розмірності моделі і тривалість розрахунку по базовій моделі мінімальна, хоча адекватність моделі може досягатися з великими труднощами.

Витрати на реалізацію моделі враховують всі види витрат на всіх етапах розробки моделі. Головними з яких, є: витрати на розробку математичної моделі,

розробку відповідних алгоритмів і їх практичну реалізацію, оформлену у вигляді програмного забезпечення. Витрати на реалізацію пов'язані зі складністю подання ТДСВ, обумовлений кількістю параметрів моделі і наявністю функціональних зв'язків між параметрами моделі.

Аналіз існуючих термопружних моделей верстатів показав, що одним з найбільш важливих показників реалізації моделей, пов'язаних з усіма іншими показниками ефективності, є СТДП - головний показник реалізації моделі.

СтНМ пов'язана з витратами на реалізацію через кількість формують модель параметрів, а значить з розмірністю системи дозволяють рівнянь. Чим більше параметрів формує модель, тим більша ймовірність того, що СтНМ буде вище. СтНМ робить зворотний вплив на адекватність і інваріантність, чим вище СтНМ, тим свідомо менше адекватність і інваріантність моделі. Продуктивність моделі неминуче знижується при зростанні СтНМ.

Особливо наочно застосування показників реалізації проявляється при виборі статистичного або імовірнісного підходів. Цей вибір повинен визначатися з умови максимальної ефективності: мінімальних витрат на реалізацію, максимальної продуктивності, адекватності та інваріантності.

Стохастичний підхід більш раціональний при протилежному поєднанні умов реалізації СТДП і СтНМ, тобто при малому ступені деталізації та великого ступеня невизначеності.

Для того, щоб конкретизувати який саме тип стохастичного моделювання: імовірнісний або статистичний, краще в практичній реалізації, аналізують показники ефективності. При однаковій СТДП статистичний підхід за показниками інваріантності і витрат на реалізацію є краще, ніж імовірнісний. За показником адекватності, при інших рівних умовах, імовірнісний підхід є краще статистичного. Однозначної оцінки по продуктивності імовірнісного і статистичного підходів немає. При невеликому числі реалізацій, що розглядаються в статистичній моделі при малій розмірності базової моделі - більш вигідна є статистичний підхід або, у всякому разі, порівнянним з

імовірнісним. При великій розмірності базової моделі і невеликому векторі випадкових параметрів пріоритетним є імовірнісний підхід. В інших випадках - продуктивність моделі залежить від сполучень трьох основних параметрів: розмірність базової моделі; число реалізацій; довжина вектору випадкових параметрів. Зі структури видно, що три показника (витрати на реалізацію, ступінь адекватності і продуктивність) мають кількісне вираження.

1.4.3 Напрямки теплового моделювання верстатів

Теплове моделювання верстатів включає три етапи (табл.1.4).

Таблиця 1.4 - Етапи розвитку теплового моделювання

1 етап – Прийняття визначеного набору гіпотез, законів, посилянь та допущень і побудова розрахункової схеми верстата						
Компонентне моделювання ТДСВ; нові типи підшипників; системи змащування опор; нові системи охолодження; використання нових конструкційних матеріалів		Розгляд окремого вузла верстата в якості ТДСВ та оцінка його термодинамічного стану; шпиндельний вузол; ШГП; базова деталь верстата, в основному яка визначає його термодформаційний стан			Теплове моделювання НСС на основі МКЕ з використанням авторських автоматизованих систем моделювання та універсальних – ANSYS, NASTRAN, CFD.	
2 етап – Вибір та розрахунок задачі по причино-наслідковому признаку						
Стохастичне моделювання	Нейромережеве моделювання	Модальний підхід	Покращення відомих методів моделювання	Редукування	Ідентифікація	Оптимізація
3 етап – розробка та використання інструментальних засобів аналізу термодформаційного стану верстата						
Розробка спеціалізованих автоматизованих систем				Використання універсальних автоматизованих систем моделювання		

В рамках виділених етапів простежуються основні напрямки розвитку і вдосконалення теплового моделювання.

Перший етап. Ухвалення певного набору гіпотез, законів, передумов і припущень і побудова відповідної розрахункової схеми верстата. Для цього етапу характерні три основні напрями моделювання.

1) компонентне моделювання ТДСВ

Компонентне моделювання ТДСВ пов'язано з розвитком підсистем верстата: нові типи підшипників, системи змащування опор і системи охолодження, застосування нових матеріалів.

Сюди слід віднести підвищення ступеня деталізації уявлення термопружності моделі верстата. При більшому ступені деталізації моделі виникає

потреба в розробці нових моделей джерел тепла; моделей систем конвективного і радіаційного теплообміну; моделювання стиків, що враховує неідеальний контакт сполучених поверхонь.

2) Розгляд окремого вузла верстата в якості ТДСВ і оцінка його термодформаційного стану.

Другий напрямок пов'язаний з покращенням окремих вузлів, що визначають теплостійкість верстата: ШВ [51-53]; кулько-гвинтові механізми, використовувані в тягових пристроях верстата, а також базових деталей верстата, що визначають його термодформаційних стан.

3) Теплове моделювання НСС, яка справляє визначальний вплив на відносне положення інструменту і заготовки. При моделюванні НСС в повній мірі проявляються переваги і недоліки аналітичних і чисельних методів моделювання. Основним напрямком моделювання є широке використання кінцево-елементного уявлення НСС, причому як з використанням спеціалізованих авторських розробок, так і з використанням готових автоматизованих систем, наприклад, ANSYS, NASTRAN.

Другий етап. Вибір і рішення задачі по причинно-наслідковому ознакою: побудова температурного поля і поля температурних переміщень по відомому тепловому навантаженню або, навпаки, рішення задач ідентифікації та оптимізації. Цей етап моделювання, є найбільш розвиненим, і найбільшою мірою піддається удосконаленню. Це значною мірою пояснюється подальшим розвитком обчислювальної математики і значним зростанням продуктивності комп'ютерів. Для другого етапу можна виділити сім основних напрямків.

1) Стохастичне моделювання. Реалізація в задачах прогнозування температурного поля і поля температурних переміщень в умовах параметричної невизначеності ТДСВ.

Розвиток термопружної моделі металорізального верстата, яка об'єднує дві її складові - теплову і термопружну моделі, неминуче пов'язаний з удосконаленням її структури. Одним із напрямів удосконалення математичних моделей, що описують різні фізичні процеси в верстатах, є перехід від детермінованого опису до стохастичного, що включає розподіл усіх і статистичне моделювання. Цей перехід виправданий і пояснюється прагненням досягнення більшої адекватності будуються моделей, що враховують стохастичну природу фізичних процесів, що протікають в верстаті. При наявності аналітичного уявлення законів розподілу випадкових величин і їх функцій, застосовують імовірнісний підхід. Статистичний підхід виправданий при великій кількості статистичної інформації, і неможливості аналітичного завдання законів розподілу відповідних випадкових величин і їх функцій.

Основний потік досліджень в області теплового моделювання спрямований на розвиток детермінованих моделей. Разом з цим випадковий характер теплових явищ знаходить відображення або в моделях простої структури, заснованих на використанні аналітичних рішень при нескладних граничних умовах, аналогічним моделям Соколова Ю.М. [54], або в статистичних моделях. Цей аналіз показує деяке протиріччя між детермінованим і стохастичним моделюванням. Детерміноване моделювання йде своїм шляхом, посилюючи свої

позиції в автоматизованих системах, використовуючи і розвиваючи чисельні методи, що найбільшою мірою піддається автоматизації і алгоритмізації. Стохастичний підхід намагається використовувати старі найпростіші моделі, що начебто створює негативне ставлення до стохастичного моделювання. Тому є досить перспективним поєднання розробок в області детермінованого моделювання верстатів, привести в стохастичне. Тим більше передумови до цього є. Таких передумов дві: достатні напрацювання в області стохастичного і непевного методів кінцевих елементів [55, 56], другий - розвиток чисельно-аналітичних методів.

При побудові імовірнісної моделі необхідно вибрати групу параметрів, що розглядаються в якості випадкових величин, тоді температура і температурні переміщення будуть розглядатися як функції від випадкових величин. За принципом участі в явному вигляді в кожній зі складових термопружності моделі, випадкові величини можна розділити на три групи. Перша група випадкових величин бере участь тільки в тепловій моделі. Друга - тільки в пружно-деформаційній, третя - в обох складових. У загальному випадку, побудова термопружної моделі передбачає: встановлення законів розподілу випадкових величин, температури і температурних переміщень; визначення числових характеристик (математичного очікування і дисперсії) температурного поля і поля температурних переміщень.

Проведений аналіз існуючих термопружних моделей верстатів показав, що в літературі поширеною є модель, для якої вектор температури розглядається лише як випадкова величина з заданим законом розподілу і числовими характеристиками. Це дозволяє сформулювати два варіанти побудови ймовірнісної термопружності моделі металорізального верстата. У першому варіанті теплова модель є детермінованою. Температурне поле, що є вихідним параметром детермінованої теплової моделі приймається в якості математичного очікування температури. При використанні другого варіанта побудови ймовірнісної термопружності моделі, випадковими величинами приймаються вхідні

параметри теплової моделі. Саме в цьому принципова відмінність двох варіантів побудови ймовірнісної термопружної моделі.

Ядро теплової моделі становить рівняння теплопровідності. З огляду на його структуру і особливості протікання теплових процесів в металорізальних верстатах, адекватність такої моделі визначається тепловим навантаженням і умовами конвективного теплообміну. Тому в найпростішому варіанті ймовірнісної теплової моделі її побудова виконується окремо як за умовами конвективного теплообміну, так і для потужності тепловиділення.

2) Нейромережеве моделювання теплових процесів в верстатах [57-59, 61]. В даний час, у багатьох галузях науки і техніки популярності набуває нейромережеве моделювання. Нейромережеве моделювання використовується для вирішення великого класу задач. В тепловому моделюванні найбільш поширеними є такі завдання: апроксимація і прогнозування теплових характеристик верстата в часі; оптимізація ТДСВ; рішення задач компенсації температурних переміщень з використанням систем ЧПУ. Головна перевага нейронного моделювання пов'язують з його основною властивістю до самонавчання нейромереж. Самонавчання мережі обумовлюється двома факторами: великим обсягом достовірної інформації і ефективністю рішення оптимізаційних завдань. Отримання достовірної інформації в тепловому моделюванні верстатів можливо тільки з експериментальних досліджень. Існуючі на сьогоднішній день автоматизовані системи математичних обчислень вже дозволяють будувати нейромережеві моделі верстатів.

Наприклад, в роботі [57] нейромереживий підхід використаний для компенсації температурних переміщень фрезерного верстата. Як об'єкт дослідження використовувався фрезерний верстат, при середньому навантаженні якого, максимальні переміщення по осі X (поздовжні) перевищували 150 мкм. Необхідністю застосування нейромережевого підходу було проведення прогнозування термодформаційного стану верстата в реальних умовах роботи верстата. На підставі проведеної серії теплових випробувань верстата, тривалість

кожного випробування становила близько доби, фіксація температури проводилася кожні шість хвилин, було виконано побудова і навчання нейромережі. Після цього, алгоритм компенсації температурних переміщень передавався по інтерфейсу RS-232 у вигляді команд для ЧПУ типу CNC PLC.

3) Модальний підхід для отримання більшої інформативності теплового стану верстата [63, 64, 65, 66].

Основні принципи модального аналізу були закладені набагато раніше, ніж він знайшов своє застосування в техніці. Перша робота, яка поклала початок його поширення в динаміці машин була представлена в 1947р. Kennedy і Pancu [67]. Однак, лише з розвитком обчислювальної техніки модальний аналіз отримав своє визнання. З початку 60-х років різко активізувалися розробки, пов'язані з реалізацією модального аналізу. Тут відзначають фундаментальні роботи, виконані Bishop, Gladwell і Salter [68]. На сьогоднішній день модальний аналіз - це добре розвинена і перспективна галузь наукових досліджень. З 1982р. регулярно проводяться міжнародні симпозиуми по модальному аналізу, починаючи з 1986 р. в США виходить науково-технічний журнал по модальному аналізу [69]. Для вирішення завдань теплообміну модальний аналіз вперше був використаний в 1983 р. Shi T.M. і Skladany J.T. [70]. Ця робота мала общетеоретический характер. Головна мета, яку ставили перед собою її автори - показати можливості застосування модального аналізу для вирішення завдань теплообміну.

Зазвичай розрізняють терміни модальний підхід і модальний аналіз. Термін модальний підхід в тепловому моделюванні розуміють в його найбільш вузької спрямованості - рішення задачі теплопровідності через рішення задачі про власні значення. Під модальним аналізом ТДСВ розуміється сукупність математичних засобів, призначених для дослідження ті-плов стану верстата і дозволяють виконувати оціночний розрахунок, ідентифікацію, оптимізацію і синтез, а також отримувати якісні і кількісні оцінки характеристик ТДСВ без знаходження температурного поля.

Величезною перевагою модального аналізу є можливість використання сучасних розробок з динаміки верстатів. Тому відомі методи редукування, що застосовуються в динаміки верстатів вже знайшли відображення в тепловому моделюванні верстатів.

4) Удосконалення відомих методів моделювання. найбільш розвинені моделі використовують МСЕ. В тепловому моделюванні верстатів найбільший розвиток отримує облік теплопровідності і жорсткості стиків.

5) Введенням нелінійної жорсткості стику передбачається отримання більш достовірних оцінок для вихідний точності верстата.

6) Редукування систем великої розмірності. Незалежно, від обчислювальної потужності сучасних комп'ютерів проблема скорочення обсягів оброблюваної інформації в моделюванні верстатів і раніше залишається актуальною. Головною проблемою редукування залишається максимальне редукування при мінімальних втратах точності.

7) Ідентифікація ТДСВ. Ідентифікація або уточнення математичної моделі верстата за результатами експериментальних досліджень є невід'ємним компонентом теплового моделювання верстатів. Актуальність ідентифікації породжується основними факторами: складністю теплових процесів в верстаті; недостатньою вивченістю окремих компонентів ТДСВ, їх формують, що призводить до структурної і параметричної невизначеності ТДСВ; відсутністю усталеної методики ідентифікації; повнотою експериментальної інформації; складнощами обчислювального характеру. Тепловий стан верстата формують чотири основні компоненти: кондуктивний і конвективний теплообмін, теплопровідність стиків, а також тепло-виділення. Термодеформаційний стан верстата визначається конструктивними особливостями НСС і жорсткістю стиків. Для кондуктивного теплообміну параметричну невизначеність проявляється в найменшій мірі. В основному вона викликається відсутністю інформації про фізичні властивості матеріалу, використаних в верстаті. Для конвективного теплообміну параметричну невизначеність ТДСВ проявляється в

точності встановлення умов конвективного теплообміну для окремих поверхонь верстата. Теплопровідність стику в тепловій моделі верстата характеризується найбільшою структурної і параметричної невизначеністю. Роботи в цьому напрямку ведуться, але їх результативність стримується відсутністю великого експериментального матеріалу. Тепловиділення в верстатах виступають визначальним фактором у формуванні термодформаційного стану верстата. Складність їх моделювання стримується як недостатньою вивченістю трибологічних процесів, так і складністю фактичного розподілу теплових потоків в верстаті.

Формується в верстаті тепловий стан в залежності від особливості компонування верстата і жорсткості стиків визначає його термодформаційних стан. Незважаючи на очевидність послідовності етапів проведення ідентифікації ТДСВ, на сьогоднішній день усталеної методики її проведення не сформульовано. Це багато в чому пояснюється відсутністю реальних моделей, що дозволяють здійснювати її в автоматизованому варіанті.

Найбільш розвинена ідентифікація ШВ [71]. Наприклад, в роботі [72] розглянута векторна ідентифікація математичної моделі ШВ.

Таблиця 1.5 - Системне уявлення теплового моделювання верстата

1 – Ціль теплового моделювання – збільшення теплостійкості верстата					
2 – Етапи використання теплового моделювання верстатів					
Технічна пропозиція	Ескізне проектування	Робочий проект	Доводка досвідченого зразка	Діагностика	Модернізація
3 – Типи розв’язуваних задач					
Оцінювальний розрахунок	Аналіз	Ідентифікація	Перевірочний розрахунок	Оптимізаційна	Синтез
Характеристика моделей для всіх типів задач					
Прості моделі, мала інформативність	Складність, велика інформативність	Раціональне поєднання компактності та подробиці	Складність, достатня інформативність	Раціональне поєднання компактності та подробиці	Особливості моделі визначаються вибраним підходом

	уявлення НСС	уявлення НСС
4 – Класифікація математичних моделей, що використовуються в тепловому моделюванні верстатів		
Ознаки	Класи	
4.1 по вибору об'єкта задачі, що вирішується	Теплові	
	термопружні	

Продовження табл.1.5

4.2 по напрямку причино-наслідкових дій	Моделі для вирішення прямих задач
	Моделі для вирішення зворотних задач
	Оптимізаційні Нейромережеві
4.3 по рівню моделювання	Спрощені
	Докладні
4.4 по ступеню автоматизації	Зручні для автоматизації
	Ті, що важко реалізуються в автоматизованих системах
4.5 по характеру випадковості	Детерміновані
	Випадкові
	Статичні
4.6 по ступеню дискретності простору та часу	Аналітичні
	Численні
4.7 по об'єму експериментальної інформації	Експериментальні
	Теоретичні
4.8 по рівню універсальності	універсальні
	спеціальні
4.9 по виду функцій	Лінійні
	Не лінійні
4.10 по наявності функціонального зв'язку між вихідними величинами та вхідними параметрами	Замкнуті
	Розімкнуті

4.11 по характеру часових зв'язків	стаціонарні
	не стаціонарні

Список ідентифікованих параметрів і критерії ШВ наведені в таблицях 1.4 і 1.5. При вирішенні задачі векторної ідентифікації застосований ЛП-с- метод дослідження простору параметрів. Для даного алгоритму характерним було використання в просторі параметрів паралелепіпеда, в якій відбувалося зондування по 512 точок. Аналіз таблиць випробувань визначив шість допустимих векторів з прийнятними величинами невязок (не більше 5%). На підставі гістограм розподілу параметрів допустимих векторів приймалося рішення про коригування кордону варіації від-ділових параметрів в тепловій моделі ШВ. Після чого проводилося ще 256 випробувань, за результатами яких було сформовано новий безліч рішень, що складається з 17 векторів з невязке, що не перевищують 5% за всіма критеріями.

8) Параметрична і векторна оптимізація теплових і термопружних моделей. Рішення задачі оптимізації термопружної моделі дозволяє:

- підібрати оптимальне поєднання геометричних параметрів верстата, в залежності від обраного оптимізаційного критерію;
- оптимальне поєднання розташування та потужності тепловиділення основних і додаткових джерел тепла;
- оптимальне поєднання теплофізичних характеристик матеріалів різних елементів верстата;
- Встановити якість обробки стиків, що відповідає їх оптимальних значень теплової провідності і жорсткості;
- оптимальне розміщення і вибір параметрів жорсткості опорних елементів верстатів.

Для оптимізації ТДСВ характерними є ті ж проблеми, що і при ідентифікації. Незважаючи на розвиненість методу скінченних елементів в сучасних автоматизованих системах проектування верстатів, рішення

оптимізаційних завдань має вузьку спрямованість. Найбільший розвиток оптимізація отримала для ШВ [72]. Як і при ідентифікації авторами використовувався метод, заснований на зондуванні простору параметрів за допомогою рівномірних послідовностей. У цих роботах розглядається найбільш повний варіант оптимізації ШВ. У загальному випадку, як оптимізуються параметрів приймалися: відстані між опорами і між підшипниками в опорах; координати розташування приводних елементів на шпинделі; геометричні розміри корпусу шпинделя; зовнішня і внутрішня геометрія підшипників, пов'язані з серією підшипників, числом і розмірами тіл кочення, кутами контактів, способів комплектації підшипників в опорах; величина попереднього натягу в опорах; кількість мастила в опорах; умови охолодження шпинделя і корпусу.

Критерії оптимізації ШВ приймалися з урахуванням забезпечення регламентованих показників точності, швидкохідності, довговічності, жорсткості і вартості. Незважаючи на заявлені переваги використаного ЛПХ-метод оптимізації, серед яких відзначають: відсутність необхідності в аналітичному вираженні узагальненої цільової функції; високою рівномірності зондування простору параметрів пробними точками; можливістю знаходження глобального оптимуму; можливістю визначення ступеня впливу кожного з варійованих параметрів на критерії якості об'єктів, - даний метод, через слабку формалізації, малоефективний для розв'язання задач великої розмірності і великому векторі оптимізуються параметрів.

Третій етап. Розробка і використання інструментальних засобів аналізу термодформаційного стану верстата. Цей етап моделювання передбачає розробку унікальних інструментальних засобів із залученням апарату теорії чутливості і засобів візуалізації, а також використання універсальних автоматизованих систем обчислень, аналізу і візуалізації.

Висновки до розділу

В результаті аналізу робіт виявлено такі тенденції в розробці автоматизованих систем комп'ютерних досліджень металорізальних верстатів:

- домінування методу кінцевих елементів в моделюванні складних технічних систем;

- вдосконалення теплового моделювання верстатів за рахунок підвищення адекватності математичних моделей: розвиток стохастичного моделювання; розвиток чисельно-аналітичних методів теплових розрахунків; збільшення деталізації уявлення термопружних моделей; розвиток автоматизованих засобів уточнення математичних моделей верстатів за результатами теплових випробувань (в основному для ШВ);

- розвиток нейромережевого теплового моделювання;

- розвиток оптимізації термопружних моделей (в основному для ШВ), а також синтезу конструкцій верстатів на основі отриманих оптимальних проектних рішень із використанням користуванням чисельно-аналітичного підходу.

Разом з тим, в рамках цих тенденцій залишаються невирішеними ряд проблем:

- рівень математичного, алгоритмічного, програмного та методичного забезпечення теплових досліджень верстатів не відповідає сучасному рівню розвитку обчислювальної техніки, що перешкоджає розробці автоматизованих систем побудови математичних моделей верстатів за результатами теплових випробувань і пошуку раціональних термодеформаційних систем верстатів, на основі рішення задачі багатопараметричної оптимізації, що враховує зв'язок вихідних параметрів точності верстата з конструктивно-технологічними та експлуатаційними факторами;

- чисельно-аналітичний опис теплового стану верстата залишається на рівні рішення осесиметричної задачі теплопровідності, що не дозволяє прогнозувати тепловий стан всіх типів конструкцій, що відносяться до плоских і

об'ємним;

- не вивчені можливості редукування великих систем в нестационарної постановки;

- відсутня математичне, алгоритмічне, програмне та методичне забезпечення, спрямоване на скорочення тривалості теплових випробувань верстатів.

2 ТЕРМОПРУЖНА МОДЕЛЬ ВЕРСТАТА

2.1 Структура теплової моделі верстата

Раніше зазначалося (п. 1.4), що термопружна модель верстата (ТУМВ) - це математична модель, призначена для визначення температурного поля і побудови поля температурних переміщень або деформацій. Для опису теплового стану верстата необхідна побудова температурного поля, для його термодформаційного стану - поле температурних переміщень. Узагальнена структура термопружної моделі верстата показана на рис.2.1.

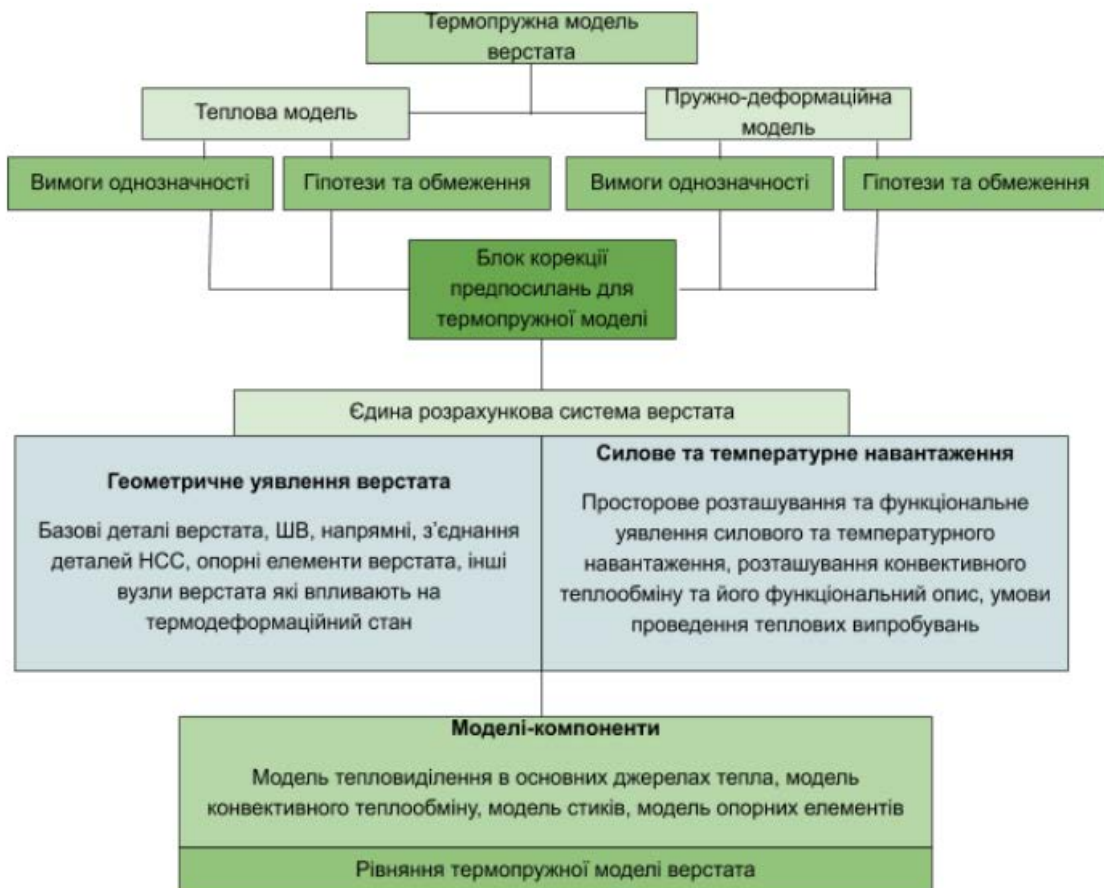


Рисунок 2.1 - Загальна структура термопружної моделі верстата

Відповідно до прийнятого визначення термопружна модель верстата представляється двома моделями: теплової та термопружної. Їх формування характеризується великою незалежністю один від одного, що забезпечує зручність формування термопружної моделі. Гіпотетичні установки, прийняті для кожної з моделей, призводять до організації різного рівня зв'язків між моделями, в тому числі, до появи зворотних зв'язків. Теплова і термопружна моделі верстата, в загальному випадку, описуються власними умовами однозначності (початкові, граничні, геометричні та фізичні), які коригуються в «блоці корекції», як об'єднання множин. Після формування узагальнених умов однозначності для термопружної моделі верстата складається його розрахункова схема, яка задовольняє вимоги теплової моделі.

При складанні розрахункової схеми верстата враховуються прийняті гіпотези і обмеження для моделей-компонентів, але остаточне уявлення моделей-компонентів в термопружності моделі верстата здійснюється лише після складання і повного опису розрахункової схеми верстата. При складанні розрахункової схеми верстата враховується структурне уявлення основних компонентів верстата, що визначають його термодформаційний стан. Термодформаційний стан верстата визначається: особливостями несучої системи верстата; формотворчими вузлами; умовами експлуатації верстата і режимами роботи; характеристики пристроїв, що визначають змащування пар тертя і охолодження базових деталей і зони різання. На холостому ходу верстата енергетичне навантаження і охолодження в зоні різання не враховуються. При складанні розрахункової схеми верстата враховується конструктивне виконання окремих компонентів верстата. Розрахункова схема верстата включає два основних компоненти: геометричне уявлення верстата, а також його силове і теплове навантаження. Геометричне уявлення верстата включає геометричний опис: базових деталей; їх з'єднань, що задаються ідеальними і недосконалими стилями; опорних елементів верстата. Крім названих компонентів верстата

виділяють окремі його вузли, які не належать НСС, але викликають вплив на формування теплового і термодформаційного стану ТДСВ.

Наприклад, для окремих компонок багатоцільових верстатів заводу ВАТ "Стерлітамак МТБ» теплові процеси, що протікають в електрошафі, що безпосередньо примикає до задньої стінки стійки верстата, викликали відповідні відхилення стійки і приводили до додаткових кутовим деформацій шпинделя. У двосторонньому шліфувальному верстаті ЗА343АДФ2 [73] однією з основних причин, які формують термодформаційних стан верстата, виявилася нагріта МОР, що збирається в зливний ємності. Це визначило необхідність введення додаткових теплових джерел в розрахунковій схемі верстата [74]. При складанні розрахункової схеми верстата в термопружності моделі, при завданні навантаження, враховується просторове розташування початкових умов, в першу чергу, розподіл температури. Як показали теплові випробування верстатів початкова температура в різних точках верстата, через неминучі флуктуації конвективного теплообміну, зважаючи на великі габарити верстата, виключаючи настільні верстати, істотно відрізнялася. Наприклад, в лабораторіях і цехах, не оснащених системою термостабілізації навколишнього середовища, температурна флуктуація на висоті до двох метрів від підлоги становила 1...2°C. Разом з цим, експериментальні дослідження показали, що зв'язок неоднорідності початкового теплового стану верстата з кінцевим термодформаційних станом верстата виражалася досить слабо. Тому в розрахунках не надточних і унікальних верстатів можна приймати спрощення моделі, за рахунок виключення просторової залежності для початкових умов.

Просторове розташування конвективного теплообміну, як показала подальша ідентифікація ТДС верстатів різних типів, обов'язково має бути врахована. Функціональне опис конвективного теплообміну в більшій мірі має значення в оціночних розрахунках, тобто при вирішенні прямої задачі. В ідентифікаційних і оптимізаційних моделях, найбільш просто може бути врахована зміна конвективного потоку за рахунок зміни температури технічного

середовища верстата.

Зазвичай, в якості моделей-компонентів в термопружності моделі верстата розглядаються: моделі теплових джерел; моделі конвективного теплообміну; моделі неідеальних стиків; моделі опорних елементів.

Після формування моделей-компонентів вони об'єднуються в загальну модель, яка визначає температурне поле і поле температурних переміщень верстата. Поле температурних переміщень верстата дозволяє визначити координатні температурні переміщення залежно від співвідношення рівнів температурних деформацій вузлів, пов'язаних з інструментом і заготовкою, визначення координатних температурних переміщень здійснюється двома способами. При порівнянності температурної деформації розглянутих вузлів, координатні температурні переміщення обчислюються як відносні переміщення. При істотному переважанні рівня переміщень одного з вузлів, без істотної втрати точності, можна використовувати абсолютні переміщення вузла з максимальною деформацією. Досягненню мети роботи відповідає математична модель, отримання та уточнення якої за допомогою автоматизованої системи наукових досліджень використовується на різних етапах життєвого циклу верстата (рис.2.2).

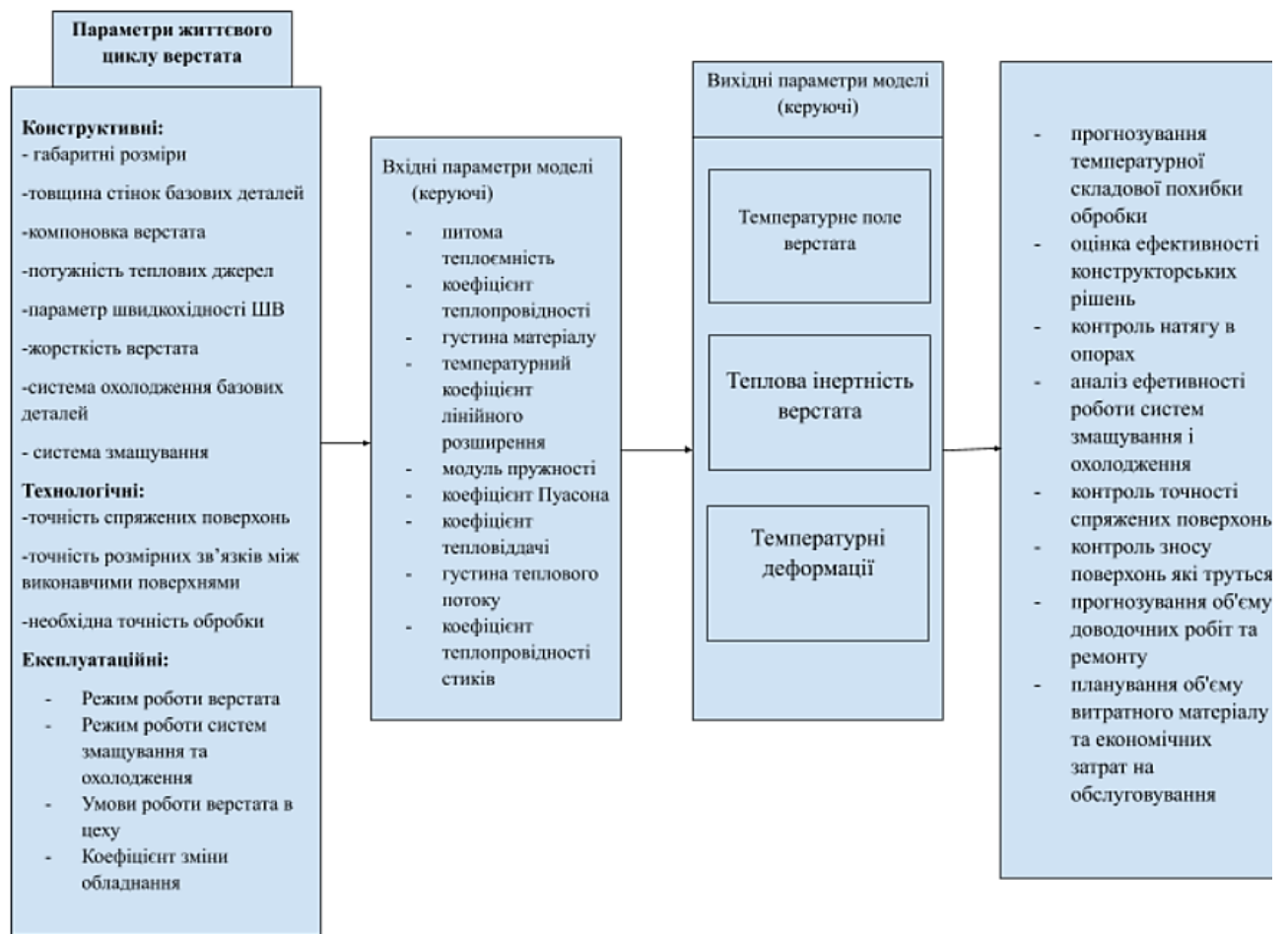


Рисунок 2.2 - Роль автоматизованої системи наукових досліджень теплових деформацій верстата в його життєвому циклі

Конструктивно-технологічні та експлуатаційні параметри життєвого циклу верстата пов'язані з вхідними параметрами моделі. Реальне теплове деформування верстата відбувається в часі, тому в якості вихідних параметрів моделі крім температурного поля верстата, температурних зсувів або температурних деформацій (що визначаються за температурним зсувів) прийняті теплова інерційність верстата.

2.2 Основні положення термдеформаційної системи верстата

Термопружна модель верстата це образ об'єкту - ТДСВ. Для кожної ТДСВ існує безліч термопружних моделей. Передумови моделі дозволяють звузити це безліч, специфікуючи модель. Формування передумов моделі може бути розглянуто на підставі схеми організації зв'язку «об'єкт - модель» (рис.2.3).

Після вибору властивостей моделі встановлювалися характеристики моделі, що задаються на основі факторів, що визначають її специфічні особливості. Як характеристики моделі приймалися: тип розв'язуваної задачі; клас рівнянь; особливості розрахункової схеми, що характеризуються геометричним представленням верстата і характером навантаження; рівень моделювання, який визначається інформаційним забезпеченням моделі.

Наведені характеристики моделі забезпечують безліч можливих моделей. Звуження цієї множини здійснюється на підставі критеріїв вибору характеристик моделі. Критерії формуються на основі раніше розглянутих показників ефективності. Умовно кожен критерій асоціюється з відповідним показником реалізації. Практичними критеріями вибору характеристик моделі були оцінки конкретних можливостей реалізації моделей, тобто наявність добре відпрацьованих методик і методів розв'язання окремих завдань, що забезпечують побудову моделі.

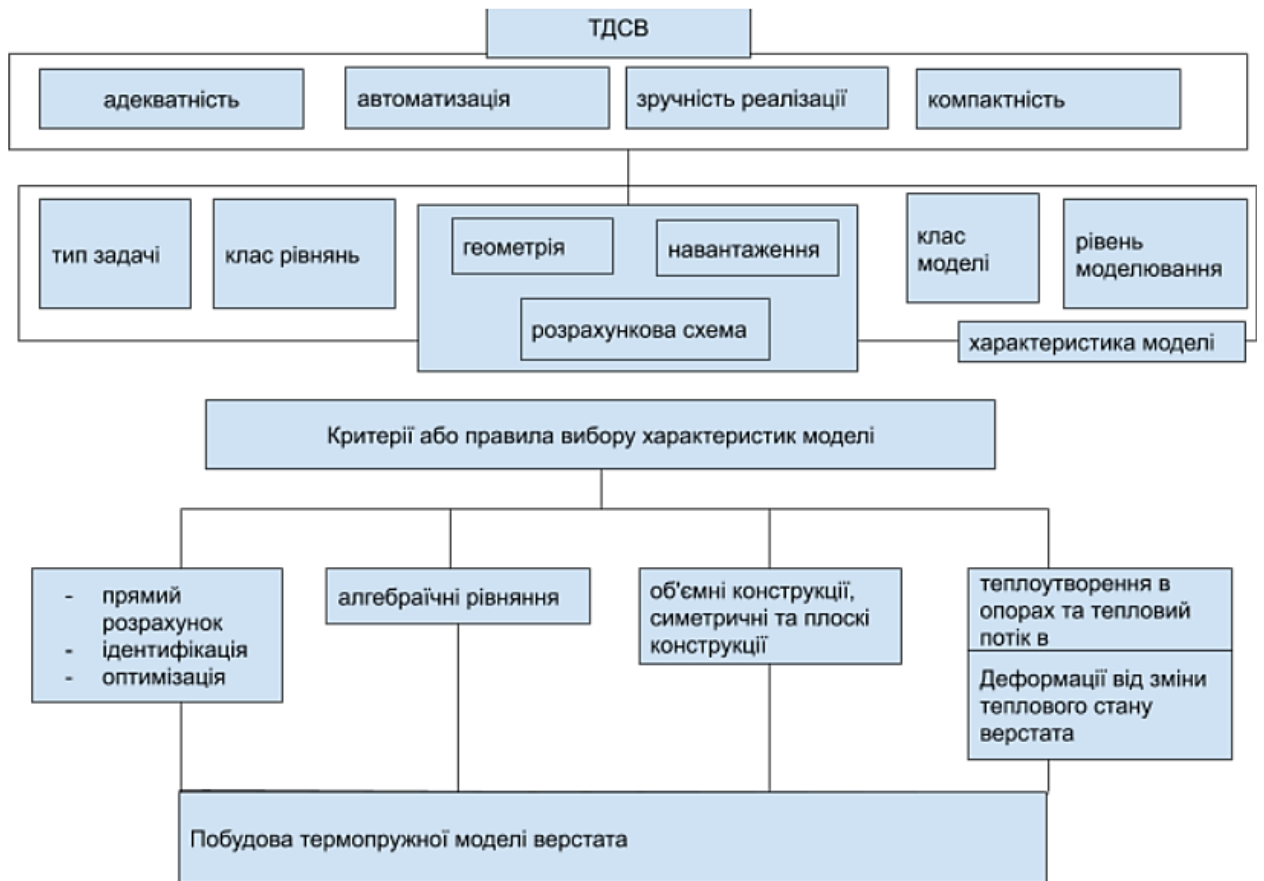


Рисунок 2.3 - Схема організації термодформаційної системи верстата

У загальному випадку, термопружна модель верстата являє собою замкнуту систему. Це впливає з того, що поле температур, утворюючи безліч вихідних параметрів теплової моделі, є підмножиною вхідних параметрів термопружної моделі. Безліч вихідних параметрів термодформаційної моделі становить підмножина вхідних параметрів теплової. Але розгляд замкнутої моделі верстата неминуче призводить до ускладнення її структури, збільшення розмірності розв'язуваної задачі, зниження продуктивності моделі і збільшення витрат на її реалізацію. Ухвалення рішення про вибір класу термопружності моделі визначається наявністю або експериментальної, або деякої апріорної інформації, пов'язаної з аналізом протікають термопружних процесів в конкретній конструкції верстата.

Досвід проведення ідентифікації ТДСВ, показав, що можна визначити

правила вибору класу термопружності моделі наступним чином:

- 1) замкнуту термопружну модель слід застосовувати при значному впливі температурних деформацій на потужність внутрішніх джерел верстата;
- 2) якщо ТДСВ представляється підсистемами з істотно різною тепловою інерційністю, то кожна така підсистема може бути описана класом розімкнутих термопружних моделей [7]

Ухвалення рішення про клас використовуваної моделі накладає обмеження на вибір розрахункової схеми і використовувані моделі-компоненти.

Всі припущення для теплових навантажень в тепловій моделі верстата призначалися з урахуванням факторів, що формують температурне поле. Вони можуть бути об'єднані в дві групи: група чинників теплоутворення в джерелах і група факторів, що визначають складний теплообмін.

При розробці теплової моделі верстата приймалися такі припущення:

- джерела тепла (наприклад, електродвигуни, гідросистема, пари тертя тощо) розглядалися як розподілені теплові потоки; потужність тепловиділення задавалася безпосередньо - постійної або підкоряється експоненційної залежності;
- вузли верстата розглядалися з умов дії складного теплообміну (тобто одночасне дію теплопровідності, конвекції і теплового випромінювання);
- коефіцієнти тепловіддачі розглядалися як функції температури, режимів роботи вузлів верстата і виду системи охолодження;
- система охолодження враховувалася за допомогою завдання умов конвективного теплообміну;
- контакт двох поверхонь приймався двох типів: ідеальний і не ідеальний;
- при призначенні залежності від часу теплофізичних характеристик загальний час моделювання роботи верстата розбивалося на окремі інтервали часу, в межах яких, ці характеристики вважалися постійними;
- для осесиметричних конструкцій теплове навантаження приймалося

симетричним щодо осі обертання, зміна температури в торцевому перетині - тільки в залежності від радіуса;

- опори, як основні джерела тепла, представлялися у вигляді розподілених потоків тепла в місцях їх розташування;

- потужність тепловиділення для підшипників визначалася гідродинамічними і навантажувальними факторами втрат на тертя; теплофізичні характеристики масла були прийняті залежними від температури;

- тепловий потік від підшипника розподілявся пропорційно площам поверхонь контакту.

Для термопружної моделі приймалися такі припущення:

- враховувалися тільки навантаження, зумовлені зміною теплового стану верстата;

- при вирішенні плоскої задачі теорії пружності, вузли верстата розглядалися в умовах спільної дії плоского напруженого стану і вигину;

- при вирішенні об'ємної задачі теорії пружності, вузли верстата розглядалися в умовах об'ємно-напруженого стану;

2.3 Теплова модель верстата

Завдання побудови температурного поля, згідно з прийнятою в теорії теплообміну термінології, належить до класу прямих завдань теплообміну ПЗТО [76]. Постановка завдання передбачає вибір класу рівнянь, призначення початкових, граничних, фізичних і геометричних умов протікання теплообміну.

Найважливішим компонентом ТДСВ є конвективний теплообмін. Конвективний теплообмін формує температуру навколишнього середовища верстата, відводить частину генерується в системі тепла, вирівнює термодформаційних стан верстата за рахунок перерозподілу теплових потоків. Конвективний теплообмін в верстатах реалізується як природної, так і вимушеної конвекцією за рахунок використання МОР в зоні обробки, застосування систем

охолодження базових деталей і вузлів верстата.

Температура навколишнього середовища характеризується багатьма факторами: нагріванням розглянутого верстата, тепловими потоками від зовнішніх джерел тепла, добовими змінами температури. Температура технічного середовища в набагато більшому ступені визначається нагріванням розглянутого верстата. З досвіду теплових випробувань верстатів було встановлено, що товщина цього шару, при нагріванні зовнішніх стінок верстата до 40°C, становить не менше 100 мм.

Коефіцієнт тепловіддачі, що характеризує інтенсивність конвективного теплообміну залежить від великої кількості факторів, пов'язаних з умовами впливу навколишнього середовища і режимами роботи верстата. Різні поверхні вузлів верстата знаходяться в не однакових умовах конвективного теплообміну, що враховується при визначенні коефіцієнтів тепловіддачі.

Велика кількість вузлів в верстаті мають обертові або обдуваються від інших обертових частин верстата поверхні.

2.4. Розрахунок тепловиділень основних джерел

Джерела тепловиділення в залежності від швидкості переміщення поділяються на рухомі та нерухомі. Для того, щоб визначити тип джерела при теплофізичному аналізі можна використати безрозмірний критерій Пекле [77]:

$$Pe = vl/\omega,$$

де v – швидкість руху джерела, м/с, l – характерний розмір джерела, м, ω – коефіцієнт температуропровідності матеріалу, в якому переміщується джерело, м²/с.

Якщо $Pe = 0$, то джерело вважається нерухомим, при $0 < Pe < 10$ джерело

відноситься до рухомих, а при $Pe > 10$ джерело вважається швидкорухомим, тобто теплота не поширюється спереду джерела по напрямку його руху, а тільки під ним та позаду нього. Наприклад, якщо джерелом теплоутворення є шпindelна бабка, яка переміщується по напрямних, то по критерію Пекле це джерело при розрахунках може бути віднесено до любого з вище перелічених видів, хоча в більшості випадків його можна вважати нерухомим [77].

Тривалість функціонування джерела характеризують безрозмірним критерієм Фур'є [77]:

$$Fo = \omega\tau / l^2,$$

За тривалістю дії джерела можна поділити на миттєві ($Fo \rightarrow 0$), ті, що діють протягом скінченного відрізка часу ($Fo > 0$) та ті, які діють настільки довго, що процес теплообміну можна вважати стабільним ($Fo \rightarrow \infty$).

Джерела тепла, що викликають температурні деформації верстатів, можуть бути як зовнішніми, так і внутрішніми.

До зовнішніх джерел відносять: коливання температури фундаменту та оточуючого середовища, повітряні потоки, системі нагріву та охолодження, які розташовані поблизу верстата, а також сонячні промені, що безпосередньо падають на верстат, та процес різання. Механічна енергія в зоні різання перетворюється в тепло, яке переходить в заготовку, інструмент, стружку, а також частково видаляється охолоджуючою рідиною.

До внутрішніх джерел відносять: електродвигуни, гідроприводи та кінематичні пари. Внутрішні джерела з постійним тепловиділенням (електродвигуни та гідроагрегати) повинні бути віддалені від несучої системи верстата там, де це можливо.

Що стосується обліку тепловиділення, розрахунок в кінцево-елементній моделі верстата здійснюється відповідно до рівнянь. Незалежно від типу

теплого джерела щільність теплового потоку q визначається залежністю:

$$q = \frac{Q}{S_1}$$

де Q - потужність тепловиділення, Вт; S_1 - ефективна площа, м².

Традиційно, без врахування специфічних особливостей верстата, основними джерелами тепла в верстаті розглядалися опори. При цьому, 90% всього верстатного парку оснащуються шпинделями на опорах кочення. Сучасні системи змащування, характеристики мастильного матеріалу, а також конструкції підшипника, забезпечують високі техніко-економічні показники верстатів, оснащених ШВ на опорах кочення. В зв'язку з цим, при розробці теплової моделі верстата як і раніше залишається актуальною модель теплоутворення в опорах кочення.

В опорах кочення розрахунок потужності тепловиділення можна проводити двома основними способами. Перший спосіб, найбільш сталий, реалізує методику Пальмгрена [78]. Другий варіант реалізує методику, в якій розрахунок моментів тертя по внутрішній і зовнішній доріжках кочення підшипника здійснюється з урахуванням розподілу сил, що діють на кожне тіло кочення [79]. Цей метод розрахунку дозволяє встановити більш точний характер теплоутворення в опорах. Основним стримуючим фактором розвитку цього шляху є його глибока інформативність. У вихідних даних для такого розрахунку потрібна спеціальна інформація, яка визначається конструктивними особливостями підшипника, що можливо визначити тільки в спеціалізованих підприємствах з випуску та дослідженню. В розроблюваній тепловій моделі верстата була прийнята за основу модель теплових джерел Пальмгрена. Відповідно до неї сумарний момент тертя M_t в опорі розраховується:

$$M_T = \sum_{i=1}^k M_{oi} + \sum_{i=1}^k M_{1i}$$

де M_o - момент тертя холостого ходу, що залежить від типу і умов роботи підшипника, $H^* \text{мм}$, M_1 - момент тертя, що залежить від навантаження на підшипник, k - число підшипників в опорі ШВ.

Момент M_o , що досягає значної величини при високих частотах обертання, зумовлений гідродинамічними втратами в оливі і залежить від умов змащення і в'язкості:

$$\begin{aligned} \text{при } vn \geq 2000 \quad M_o &= 10^{-7} \cdot f_o \cdot (vn)^{\frac{2}{3}} \cdot d_{cp}^3 \text{ [Н} \cdot \text{мм]}, \\ \text{при } vn \leq 2000 \quad M_o &= 160 \cdot 10^{-7} f_o \cdot d_{cp}^3 \text{ [Н} \cdot \text{мм]}, \end{aligned}$$

де D_o - середній діаметр підшипника, мм; v - кінематична в'язкість оливи, $\text{мм}^2/\text{с}$; f_o - коефіцієнт, що залежить від типу підшипника і умов змащення; n - частота обертання, $\text{об}/\text{хв}$; Момент M_1 визначається за формулою:

$$M_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot P \cdot D_o$$

де f_1 - коефіцієнт, що залежить від типу підшипника і його навантаження, g_1 - коефіцієнт, що залежить від співвідношення радіального і осьового навантаження, що приймає підшипник, P - еквівалентне навантаження на підшипник. Потужність втрат на тертя в i -му підшипнику N_i і в кожній опорі N , відповідно:

$$N_i = \frac{M_i \cdot n}{9550}; \quad N = 1/9550 \cdot \sum_{i=1}^k M_i \cdot n$$

де k - кількість підшипників в опорі.

Баланс теплоти у системі у підшипниках визначається рівнянням:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \text{ [Вт]},$$

де $Q_{1,2,3}$ – потужності теплових потоків які надходять у вал через внутрішнє кільце, в корпус через зовнішнє кільце та у змащувальну рідину.

Середня щільність тепловиділення:

$$q = \frac{Q_{\text{заг}}}{\pi \cdot b \cdot (d_z + d_{\text{вн}})} \text{ [Вт/м}^2\text{]}$$

де b – ширина підшипника, м; d – діаметр зовнішнього кільця підшипника, м; $d_{\text{вн}}$ – діаметр внутрішнього кільця підшипника, м; Q – загальна потужність; джерел тепловиділення, Вт:

$$Q_{\text{заг}} = i \cdot Q_{\text{підш}} \text{ [Вт]}$$

де $Q_{\text{підш}}$ – потужність тепловиділення в одному підшипнику кочення, Вт; i – кількість підшипників.

$$Q_{\text{підш}} = 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot M_T \cdot n \text{ [Вт]},$$

де M_T – момент тертя, Н·мм; n – частота обертання, хв-1

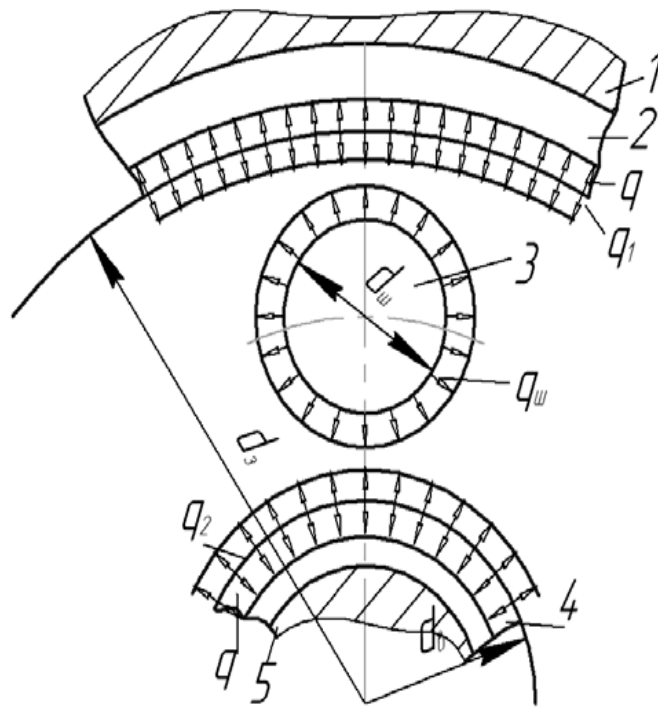


Рисунок 2.4 – Структурна схема теплообміну в підшипнику кочення: 1 – корпус;
2 – зовнішнє кільце; 3 – шарик; 4 – внутрішнє кільце; 5 – вал.[77]

2.5 Структура теплової моделі верстата, що формалізує побудова оптимізаційних моделей

Найважливішим положенням практичної реалізації процедури параметричної оптимізації ТДСВ є мінімізація обчислювальних витрат при розрахунку цільових функцій. Одним із шляхів вирішення цього завдання є формування структури моделі, заснованої на виділенні в окреме безліч шуканих параметрів моделі («ідентифікованих» - при ідентифікації ТДСВ; «оптимізуються» - при оптимізації ТДСВ). Одна частина моделі включає всі компоненти моделі, які не залежать від обраних шуканих параметрів. Друга частина містить шукані параметри.

Вектор шуканих параметрів визначався вибором ієрархічного уявлення термопружності моделі. Перший верхній ієрархічний рівень термопружності

моделі, за її визначенням, включає температури і температурні переміщення. Другий ієрархічний рівень включає параметри, що дозволяють однозначно будувати нестационарне температурне поле верстата і поле температурних переміщень, тобто параметри, що формують відповідні криві 1-го роду (криві температури 1-го роду і криві температурних переміщень 1-го роду). В якості таких параметрів повинні розглядатися встановлюються з апроксимації експериментальних кривих 1-го роду коефіцієнти X_j (п.3.2). Третій ієрархічний рівень включає параметри, що визначають кривизну різних ділянок кривих 1-го роду з умов однозначності (початкові, фізичні, геометричні та граничні) рішення термопружності моделі. На цьому рівні в якості шуканих параметрів розглядають всі параметри, що формують кінцево-елементні матриці теплоємності $[C]$, теплопровідності $[H]$, жорсткості $[K]$ і векторів теплового навантаження $\{F\}$, $\{F_8\}$. Четвертий - найнижчий ієрархічний рівень включає параметри моделей-компонентів термопружності моделі. Наприклад, для моделі теплового джерела - кінематична в'язкість, частота обертання, діаметр шийки шпинделя, параметри системи змащування f , f , та ін. У цьому випадку ці параметри формують параметри третього рівня - тепловий потік Q або його щільність q .

Якщо основні що визначають кінцево-елементні рівняння термопружності моделі верстата не викликають сумніву в їх достовірності, тому що побудовані на аналітичних рівняннях теорії пружності і теорії поля, то моделі-компоненти багато в чому використовують додаткові гіпотетичні припущення різних авторів і базуються на набагато більш вузької експериментальної інформації. Тому в роботі розглянуто побудову оптимізаційної моделі і відповідно для третього ієрархічного рівня уявлення термопружності моделі.

Для третього ієрархічного рівня уявлення термопружності моделі використаний наступний склад вектора ідентифікованих параметрів U .

1) Коефіцієнти тепловіддачі a по поверхнях верстата, що знаходяться в умовах конвективного теплообміну.

2) Густина теплових потоків q , що характеризують інтенсивність

нагрівання елементів верстата від теплових джерел. В даному випадку, на відміну від ідентифікації окремого вузла, наприклад, шпindelного вузла, тепловий потік не пов'язується з потужністю тепловиділення тільки в джерелах тепла, тому що для несучої системи верстата, при вимірах на зовнішніх поверхнях верстата в окремих його точках, це зробити достовірно не представляється можливим.

3) Коефіцієнти теплопровідності стиків в найбільш важливих сполученнях.

4) Фізичні властивості матеріалів елементів конструкції верстата:

- питомі теплоємності, щільності, коефіцієнти теплопровідності,
- температурні коефіцієнти лінійного розширення, модулі пружності,
- коефіцієнти Пуассона. Введення цієї групи коефіцієнтів в вектор;
- ідентифікованих параметрів пояснювався двома основними причинами.

Перша причина полягала в тому, що, в загальному випадку, для базових деталей може використовуватися матеріал з різними теплофізичними характеристиками, точні значення яких можуть бути встановлені тільки в лабораторних умовах. Друга причина породжена специфічними особливостями геометричного уявлення верстата [77] У даній роботі не ставилася мета докладного геометричного уявлення верстата, що в практичних розрахунках дуже складно піддається реалізації.

Висновки до розділу

1) Розроблено термомпружну модель верстата, яка об'єднує теплову та термомдеформаційну моделі, яка розглядає осесиметричні і об'ємні конструкції в умовах складного теплообміну з урахуванням впливу теплової провідності стиків.

2) Виявлено вплив на теплову інерційність верстата його конструктивно-технологічних і експлуатаційних параметрів; розроблений

алгоритм отримання експрес-оцінки якості математичної моделі верстата; розроблені алгоритми побудови термодформаційної моделі верстата

3) Основним параметром теплової інерційності верстата є тепла постійна часу. З машинних експериментів встановлені функціональні залежності між «теплової постійної часу» і наступними параметрами: коефіцієнтом тепловіддачі; товщиною стінки базових деталей верстата; щільністю і питомою теплоємністю матеріалу; коефіцієнтом теплопровідності матеріалу.

4) Проаналізована експрес-оцінка адекватності теплової моделі верстата на ранніх етапах проектування

5) Основною проблемою чисельно-аналітичного підходу є великі обчислювальні витрати при розрахунку моделей великої розмірності. Для їх скорочення рекомендується розробити математичні моделі, алгоритми і програмне забезпечення, що реалізують модальну редукцію, редукцію Гааяна і Ланцоша.

Для того щоб збільшити теплостійкість верстата необхідно встановити особливості його термодформаційного стану. Аналіз термодформаційного стану верстата базується на інформаційному матеріалі про тепловий та термодформаційний стан верстата. Найбільш надійним джерелом такої інформації є експериментальні дослідження, що включають в себе стендові та натурні експерименти верстата. В тому випадку, якщо такі експерименти не проводились, то необхідно використовувати дані по верстатам із аналогічною компоновкою та тими самими конструкторськими особливостями: типами використовуваних опор, типом систем змащування та охолодження, просторовим розташуванням основних вузлів верстата.

В ході термодформаційного аналізу:

- встановлюється особливість теплового стану даного верстата
- виявляються основні теплові джерела, а також конструктивні особливості верстата, що призводять до формування термодформаційної моделі верстата

- проводиться оцінка впливу окремих базових деталей верстата на формування відносних температурних зсувів інструменту та заготовки

Особливість термодформаційного стану верстата визначається: пріоритетністю координатних температурних зміщень в залежності від призначення верстата по значущості забезпечення вихідної точності верстата; відношенням координатних температурних переміщень, встановлених із температурних випробувань.

3 ОПИС БАЗОВОГО ВЕРСТАТА ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

3.1 Загальні відомості

Об'єктом дослідження є горизонтальний двошпindelний токарний верстат з ЧПУ моделі ПАБ-130. Призначений для обробки деталей типу фланців, втулок, шестерень, підшипникових коліс та інш. Обробка може виконуватися або послідовно с двох сторін однієї деталі, або двома паралельними потоками. Таким чином, повна обробка деталі проводиться без проміжного транспортування та складування.

Основною областю застосування являється серійне машинобудівне виробництво. Двошпindelний токарний станок займає меншу площу, має менше елементів, ніж два одношпindelних токарних верстата.

Верстат складається із двох протилежно встановлених шпindelних бабок та хрестового супорта, який розташований між ними. Хрестовий супорт на похилій станині рухається між двома горизонтально розташованими на одній лінії шпинделями. Керування відбувається по двом лінійним осям X та Z (при необхідності можливо підключення вісі шпинделя C) з почерговою комутацією між лівим та правим шпindelем, завдяки чому полегшується (та здешевлюється) структура системи управління.

Тобто, під час обробки на одному із шпindelів на іншому проводиться завантаження-розвантаження. Таким чином перекривається допоміжний час і фактично подвоюється виробництво. Можлива установка системи передачі заготовки з першого шпинделя на другий і при цьому відбувається обробка деталі з обох сторін. Таким чином, з одного верстата знімаються повністю оброблені деталі без допоміжних переналагоджень, передач та складування.

Система керування – SIEMENS SINUMERIK 802D, привода – цифрові SIMODRIVE 611UE, електрообладнання CNEIDER, пневматика KAMOZZI FESTO. Обробка проходить в автоматичному циклі. Програми керування можна

вводити безпосередньо з пульта або завантажувати з персонального комп'ютера через послідовний інтерфейс. Підтримується постійна швидкість різання.

Верстат оснащений системою ЧПУ SIEMENS SINUMERIK 802D.

Базовий верстат токарний двошпindelний повинен відповідати технічним умовам.

У позначенні верстата міститься:

- найменування верстата;
- позначення моделі верстата;
- позначення ТУ;
- вид кліматичного виконання.

Приклад запису позначення верстата:

Верстат токарний двошпindelний з ЧПК моделі ПАБ-130, ТУ У 73. 1-16297597-001-2001, УХЛ4.

На базі верстата можуть бути створені виконання і модифікації.

Верстат може бути виготовлений:

- з відмінними від наведених в ТУ основними технічними характеристиками;
- з розширеними технологічними можливостями;
- з іншим комплектуванням;
- в спеціальному і спеціалізованому виконанні при оснащенні налагодженнями по погодженням із замовником;
- на верстат можуть бути встановлені верстатні пристосування: спеціальні патрони, державки, прилади контрольно-вимірювальні та активного контролю, маніпулятори та ін.

Опори шпинделя виконані на високоточних радіально-упорних підшипниках по схемі: три підшипника в передній опорі з осьовою фіксацією шпинделя та два підшипника у задній опорі. Змащування шпindelних підшипників відбувається пластичною змазкою на весь строк служби.

Конструкція хрестового супорта забезпечує зручну розстановку оснастки

для обробки деталей як на лівому, так і на правому шпинделі. Загартовані інші напрямні в поєднанні з полімерним покриттям салазок із наповненого фторопласта забезпечують високу довговічність і точність переміщення супорта. Можлива також установка напрямних кочення. Супорт забезпечений автономною системою дозування змащування.

Лівий та правий шпинделі забезпечені маніпуляторами, які забезпечують розвантаження деталі із патрона після обробки та завантаження нової деталі із лотка. Для передачі деталей із одного шпинделя до іншого в верстаті передбачена вбудована транспортувальна система. Конструкція маніпулятора і транспортної системи забезпечує швидку переналадку в широкому діапазоні розмірів оброблюваних деталей.

Швидкозмінні тримачі інструмента з попереднім налаштуванням інструмента поза верстата, забезпечують мінімальні втрати на зміну різального інструмента. Наряду з традиційною токарною обробкою на верстаті встановлюються будь-які приводні (обертові) інструменти, що значно розширює технологічні можливості.

В цьому випадку верстат набуває можливості оброблюваного центра по комплексній токарній обробці деталей з отворами, що розташовані поза віссю обертання деталі, різноманітними фрезерованими поверхнями, в тому числі складної геометричної форми.

На верстаті можлива установка різноманітних елементів та систем, що збільшують точність та надійність роботи. Також наявне розширення таких технологічних можливостей, як:

- система контролю положення різальної кромки інструмента за допомогою датчика дотику
- система контролю поломки затуплення різального інструмента
- додаткова установка свердлильних, фрезерних установ або револьверних головок з обертовим інструментом, що дає можливість комплексній токарно-свердлильно-фрезерній обробці деталі.

3.2 Основні технічні дані і характеристика

Основні технічні дані і характеристики наведені в табл.3.1.

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики ПАБ-130

Потужність приводу головного руху, кВт	15
Кількість двигунів головного руху	2
Найбільший крутний момент на шпинделі, Нм	250
Найбільше зусилля подачі, Н по осях:	
поперечної (X)	6000
поздовжньої (Z)	8000
Габаритні розміри верстата:	
довжина, мм	3244
ширина, мм	2040
висота, мм	1700
Маса верстата, кг	3500
Клас точності верстата	П
Вид струму живильної мережі	Змінний , трьохфазний
Частота струму, Гц	50
Напруга, В	380
Кількість електродвигунів на верстаті, шт	6
Тип електродвигуна головного руху	5A160M4БУ3
Потужність електродвигуна головного руху, кВт (номінальна)	15
Номінальна частота обертання електродвигуна	1500

головного руху, хв	
Діапазон регулювання частоти обертання електродвигуна головного руху, хв	200 4500

Таблиця 3.2 – Характеристики двигунів верстату

Тип електронасоса охолодження	ПА - 200
Потужність електродвигуна насоса охолодження, кВт	1,1
Частота обертання електродвигуна насоса охолодження, мин	2800
Продуктивність електронасоса охолодження, л / хв	200
Тип електродвигуна приводу транспортера для видалення стружки	
Потужність електродвигуна приводу транспортера для видалення стружки, кВт	0,25
Сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт	36
Сумарна споживана потужність, кВт (з урахуванням приводів і пристрої ЧПУ)	10 ... 18

Характеристика системи змащення приведена у табл.3.3.

Таблиця 3.3 - Система змащення

Марка мастила шпindelної бабки	Мастило консистентне RENOLIT FLM2 виробництво фірми "FUCHS"
Марка масла для змащення супорта	дз-40 ТУ 38 101-76
Кінець таблиці 3.3	
Продуктивність насоса станції мастила супорта, см за 1 імпульс	2
Тип станції мастила супорта	Насос плунжерний
Номінальний робочий тиск станції мастила	3

супорта, МПа	
Ємність резервуара станції мастила супорта, л	5
Тонкість фільтрації масла в станції мастила супорта, мкм	40

3.3 Склад верстата. Будова і робота обладнання. Його складові частини. Управління верстатом

Розміщення елементів управління на верстаті відповідно до рис. 3.1.

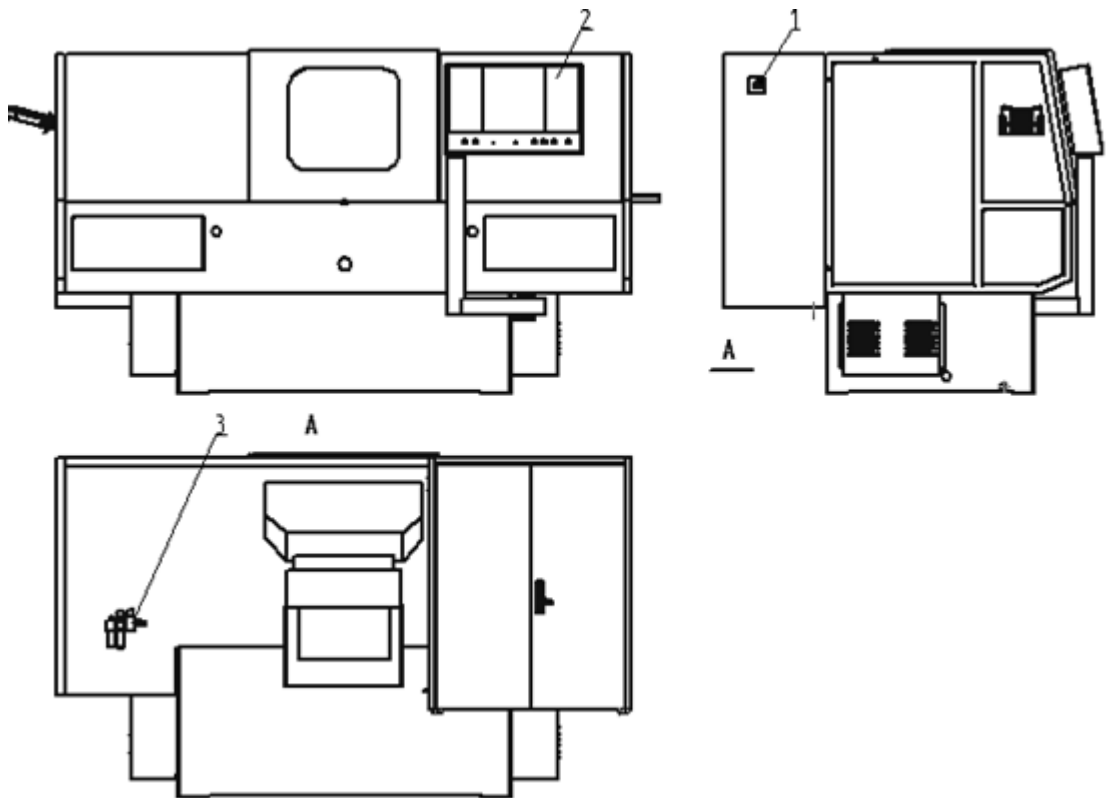


Рисунок 3.1 - Розміщення елементів управління

Перелік органів управління, їх призначення та способи використання наведені в Додатку А. Елементи управління на пульті управління та перелік органів управління розташованих на пульті управління наведені в Додатку А. Кінематична схема верстата показана на рис. 3.2.

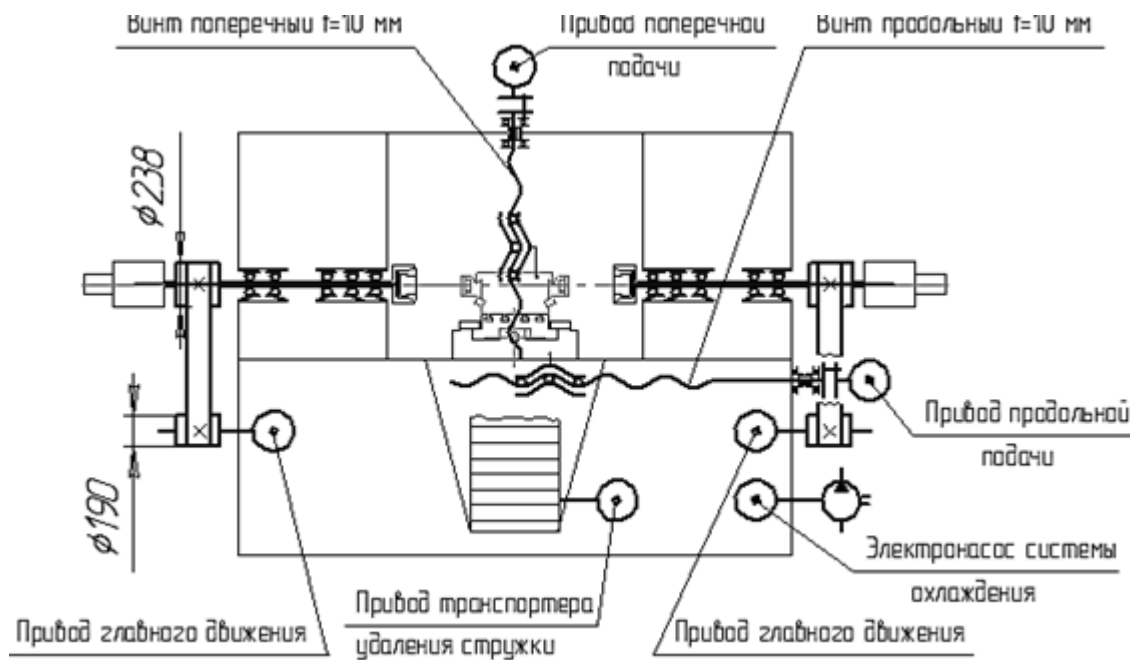


Рисунок 3.2 - Кінематична схема ПАБ-130

Станина верстата литої конструкції має коробчасту форму з поперечними і поздовжніми стінками, що формують функціональні відсіки. Зверху з лівої і правої сторін станини є похилі площини (кут нахилу 30°), на яких виконані плати для установки на них траверси. У нижній частині з лівого і правого боків станини знаходяться відсіки для приводів головного руху. Відсік в передній частині станини є резервуаром для охолоджуючої рідини, середня частина його служить збіркою стружки, яка видаляється транспортером в приймальну коробку позаду верстата.

Траверса верстата являє собою жорстку відливку. На траверсі встановлюються шпindelьні бабки ліва і права, в центральній частині кріпляться напрямні для салазок поздовжнього переміщення супорта. До лівого торця траверси кріпиться привід поздовжньої подачі. З передньої сторони в центрі траверси встановлюється блок кінцевих вимикачів поздовжнього переміщення.

На траверсі верстата встановлені ліва шпindelьна бабка і права шпindelьна бабка в яких змонтовані лінії шпindelів. Безпосередньо на шпindelі закріплений шків, який отримує обертання через клинопасову передачу

з відношенням діаметрів шківів 190:238. В якості приводу головного руху використовується частотно асинхронний електродвигун з діапазоном регулювання з постійною потужністю 1500 ... 4500 хв.

Передача обертання від електродвигуна на шпindel з здійснюється чотирма клиновими пасами В-2500.

Передня опора шпинделя являє собою триплекс радіально-опорних підшипників, задня опора - дуплекс таких же підшипників.

При складанні порожнини підшипників заповнюються мастилом Renolit FLM 2 фірми "FUCHS" в кількості, достатній для всього терміну служби підшипників.

Шпиндельні підшипники регулюються на заводі-виробнику верстата і не вимагають додаткового регулювання в процесі експлуатації. У разі крайньої необхідності можна силами висококваліфікованих фахівців вдатися до регулювання. При необхідності користувач може звернутися за консультацією на завод-виготовлювач.

Обидва шпинделя приводяться в обертання індивідуальними електродвигунами, які розташовані внизу станини по обидва її боки. Підвіски двигунів ідентичні.

3.4 Порядок встановлення

При розпакуванні рекомендується спочатку знімати верхній щит пакувального ящика, а потім бічні щитки. Необхідно стежити за тим, щоб не пошкодити верстат розпаковуючим інструментом.

Транспортування верстата необхідно здійснювати відповідно до схеми транспортування представленої на рисунку 3.3.

Перед установкою верстат необхідно ретельно очистити від антикорозійного покриття, нанесених на відкриті, а також закриті кожухами і щитками поверхні верстата.

Зовнішні поверхні верстата покриті антикорозійним інгібірованим мастилом ПГ-203А, а внутрішні ПГ-203Б, для їх видалення потрібно скористатися дерев'яною лопаткою і серветками, змоченими вайт-спіритом. Зовнішні поверхні можуть бути покриті мастилом НГ-216Б.

Щоб уникнути корозії очищені поверхні покрити тонким шаром індустриального масла. При розконсервації верстата слід користуватися вимогами безпеки.

Верстат слід встановити на фундаменті згідно з установчим кресленням представленою на рис.3.4. Транспортування здійснюється згідно рис.3.3.

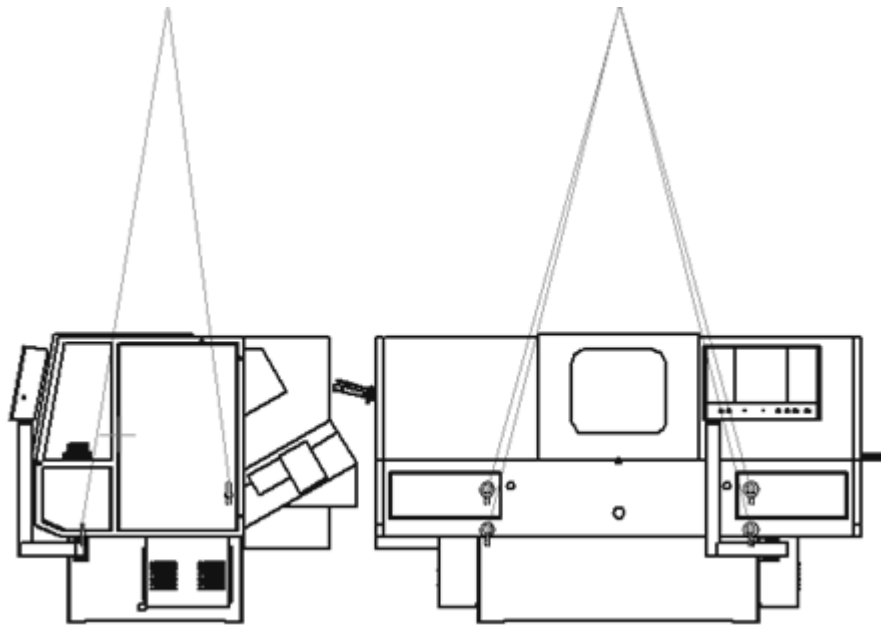


Рисунок 3.3 - Транспортування

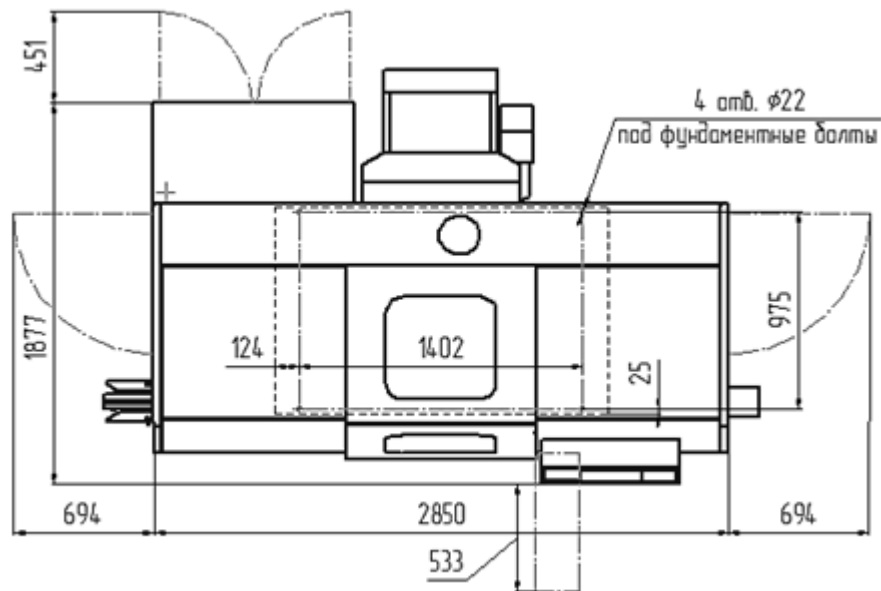


Рисунок 3.4 - Установочне креслення

Глибина закладення фундаменту приймається в залежності від ґрунту, але має бути не менше 300 мм.

Верстат кріпиться до фундаменту чотирма фундаментними болтами з різзю М20.

Допускається установка верстата на віброізолюючих опорах.

Точність роботи верстата в чималому ступені залежить від правильності його установки. При установці верстата слід передбачити наявність вільних зон для відкривання дверей шаф керування і зон для обслуговування верстата.

При установці верстата в цеху слід забезпечити зручне підвезення тари для періодичного очищення верстата від стружки, яка накопичується в процесі роботи в приймальній коробці позаду верстата.

Після установки верстата перевірити натяг пасів приводу шпинделів, надійність кріплення затискних патронів і різцетримачів.

4 АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ТОКАРНОМУ ВЕРСТАТІ ПАБ-130 ЗАСОБАМИ AUTODESK CFD 2019

4.1 Визначення теплового стану токарного верстата ПАБ-130

Оцінка величин температурних деформацій на стадії проектування верстатного устаткування є складним завданням, і її вирішення можливе лише з використанням спеціалізованих програмних засобів.

Розроблено тривимірну твердотільну модель шпиндельного вузла, і визначена послідовність проведення розрахунків температурних деформацій в перехідний і сталий періоди роботи верстатного обладнання. Використано методи розрахунку тепловиділення шляхом конвекції і випромінювання.

Однак розрахунок величини теплових деформацій для оцінки ефективності застосовуваних рішень при конструюванні технологічного обладнання є складним завданням, яке може бути вирішене тільки з використанням спеціалізованих програмних засобів, наприклад за допомогою програмного пакета Autodesk CFD 2019. Визначення теплових деформацій при розробці технологічних процесів обробки точних деталей дозволяє призначити раціональні режими цієї обробки.

Встановлена можливість застосування програмного пакету Autodesk CFD 2019 для розрахунку температурних деформацій верстату при його роботі. При цьому моделювання теплових деформацій дозволяє визначити ступінь їх впливу на похибку обробки і призначити заходи для зменшення їх впливу на точність. Проведено розрахунок температурних деформацій шпиндельного вузла токарного двошпиндельного верстата. Встановлено, що після роботи протягом 1,5 год залежність зміни температурних деформацій від часу стає лінійною, що може бути використано для здійснення автоматичної корекції при обробці.

В ході експериментальних дослідів теплового стану токарного горизонтального двошпиндельного верстата ПАБ-130 були виявлені основні

джерела тепла та побудовані температурні моделі теплового стану (рис.4.1).

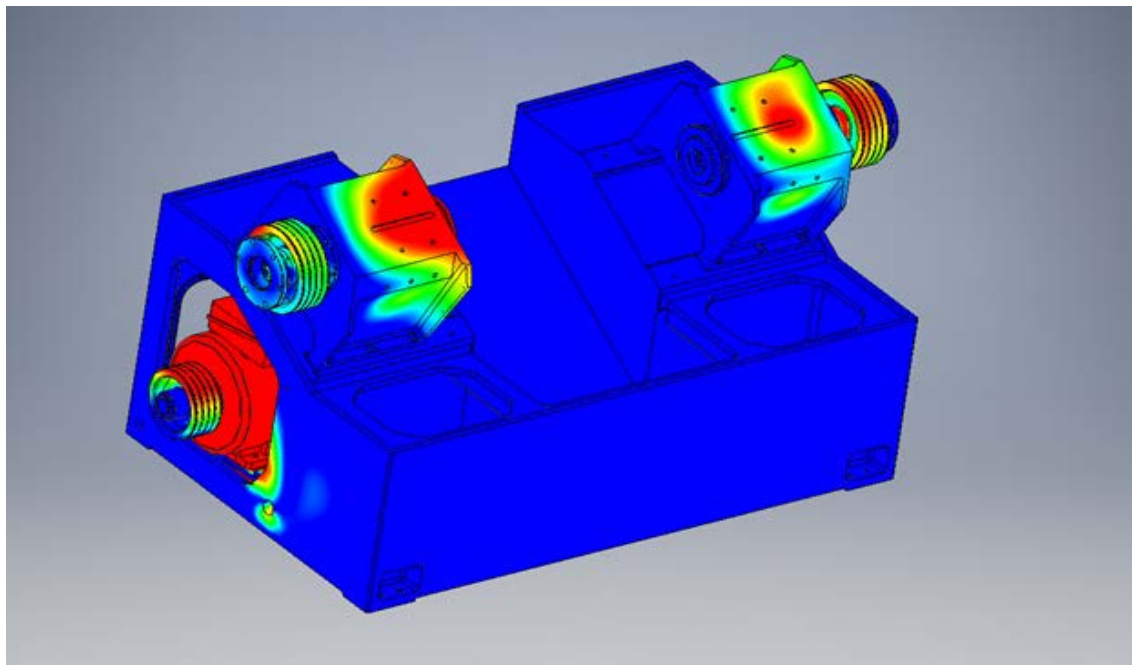


Рисунок 4.1 – Розробка теплової моделі несучої системи верстата

Основними джерелами тепла виявилися двигун головного руху та шпindelьні бабки.

Нагрів цих елементів визвав кутові та лінійні зміщення вісі шпинделя (рис.4.2).

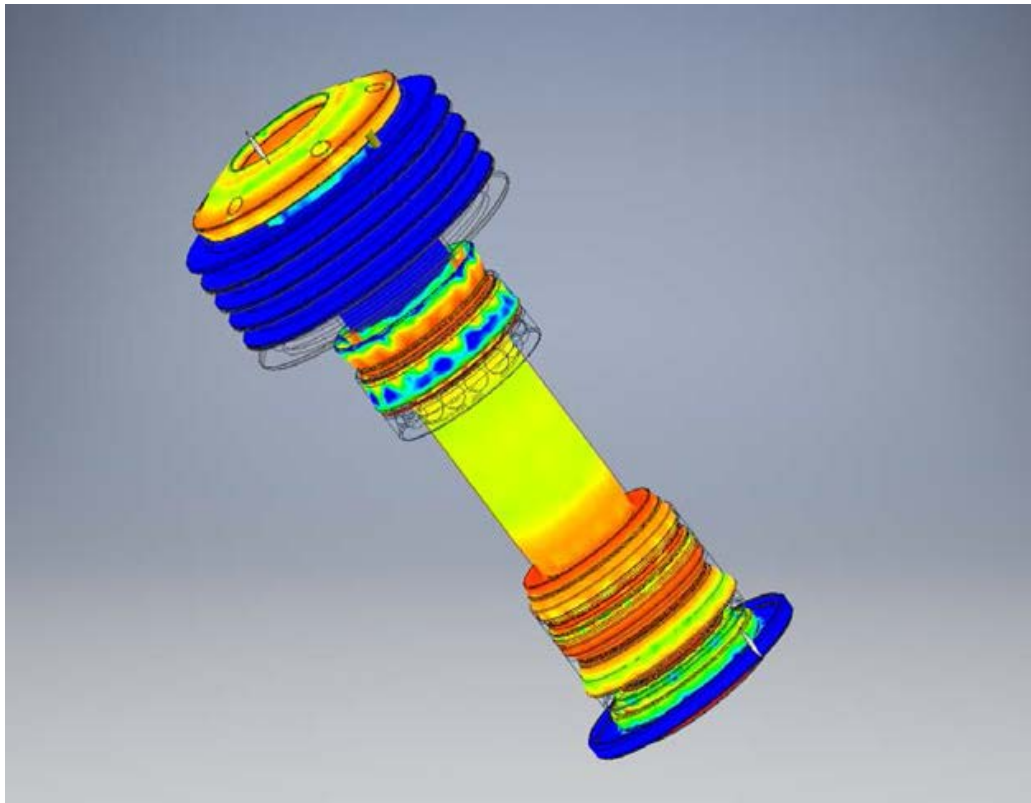


Рисунок 4.2 – Побудова теплової моделі ШВ верстата

В систему ВПД встановлено певні датчики для більш повної оцінки температурних деформацій з подальшим корегуванням технологічного процесу.

Протягом заданого робочого процесу, який був сформований певними величинами, за проміжок часу (6 год роботи верстата) було встановлено ріст залежності. Розрахунок нагріву проходив для таких частот : 3150, 3600, 4000, 4600, 5000, 6000 об/хв. Також проведено ряд експериментів на перевірку нагріву підшипників передньої опори шпинделя під час роботи.

Дані, отримані при дослідженні температурного стану шпиндельних бабок в середовищі Autodesk CFD 2019 показали те, що теплові зміщення визначаються температурою деяких характерних точок. Для ШВ з різними типами опор (приймалися для дослідів підшипники легкої та середньої серії), дві характерні точки були розташовані на передній та задній опорах в зоні їх найбільшого нагріву. В опорах кочення слід мати на увазі наявність тепловіддачі, найбільш нагрітим елементом є зовнішнє кільце підшипника.

Необхідно врахувати і те, що двома характерними точками, які визначають

температуру, є точки, що розташовані на передній та задній стінках корпусу шпиндельної бабки у місцях стику зі станиною.

Дослідження дали можливість прийняти до уваги той факт, що зменшення температурних деформацій та їх вплив на точність також можливе шляхом зменшення так званої “чутливості верстата”. Дане явище може бути досягнуто певними діями : виготовленням окремих деталей МРВ (станин та інших базових деталей МРВ, шпиндельних бабок, ШВ, опор і т.д.) із матеріалів з малим температурним коефіцієнтом лінійного розширення та тепловіддачі (високолегований чавун, полімербетон, сінтерган, інвар і т.д.).

В роботі [80] було зроблено висновок про оптимальну температуру нагріву для підшипників токарного двошпиндельного верстата ПАБ-130 при максимальній частоті обертання шпинделя (табл. 4.1)

Таблиця 4.1 Наближене значення оптимальної та допустимої температури нагріву опор ШВ токарного верстата ПАБ-130

Оптимальна температура нагріву в холодний період року	35-45° С
Оптимальна температура нагріву в теплий період року	50-55°С
Допустима температура нагріву в холодний період року	50-60°С
Допустима температура нагріву в теплий період року	65-70°С

Підвищення частоти обертання шпинделя призводить до підвищення показників працездатності та підвищення характеристик продуктивності і

швидкості.

Аналіз можливості підвищення частот обертання шпинделя з умов обмеження температурних деформацій шпиндельного вузла, які характеризуються нагрівом підшипників передньої опори показав наступне :

1) Припустима температура передньої опори для класу точності Н дорівнює 70°C . При підвищенні частоти обертання, температура нагріву зростає до 86°C , що є недопустимим. Рекомендується провести охолодження. Максимальною частотою обертання є 4600 об/хв. Для більш високого значення, рекомендується провести ряд технічних заходів.

2) Припустима температура передньої опори для класу точності П дорівнює 50°C . При підвищенні частоти обертання, температура нагріву зростає дуже швидкими темпами, що обумовлює великі похибки. Рекомендована частота обертання 3800 об/хв. Для подальшого збільшення можна провести зміну компоновки підшипників.

3) Для класу точності В допустима температура нагріву - 40°C . Максимальна частота обертання – 3600 об/хв. Підвищення частоти зумовлює значні похибки, так як при достатньо великому діапазоні частот, наявний стрімкий ріст температури передньої опори. Для збільшення частоти необхідно провести ряд технічних та обслуговуючих заходів, що спрямовані на масштабне виведення тепла як з несучої системи, так і з шпинделя верстата.

4) Визначено, що збільшення частоти обертання зумовлює необхідність зміни компоновки та опор.

Рух конструкції верстата від дії термічних впливів обумовлюють утворення похибок на виготовлених деталях: обсягу, відхилення форми і розташування [81]. У машинобудуванні спостерігається тенденція до зниження похибок. Для цього при проектуванні застосовуються розрахункові методи, що враховують вплив термічних процесів [82]. Термічні явища в цілому, і в верстатах зокрема, мають низький рівень відтворюваності результатів досліджень [83], оскільки на термічні процеси впливає безліч слабо помітних факторів. Термічні процеси

розглядаються як одна з багатьох складових причин погіршення працездатності верстата і є однією зі складових похибок обробки.

Сучасні верстатні системи об'єднують в верстаті безліч механізмів для здійснення обробки складних поверхонь, механізмів автоматизації процесів завантаження і розвантаження інструменту, заготовок. Це призвело до збільшення енергоозброєності системи, що в свою чергу, зумовлює значний вплив тепла на стан конструкції. Верстати обладнані різноманітними пристроями, що забезпечують автоматизацію допоміжних процесів. Все перераховане і багато іншого під час функціонування супроводжується нагріванням, внаслідок якого конструкція, піддаючись дії тепла, змінює жорсткість несучої системи.

Встановлено, що зміна жорсткості зумовлена рухом в конструкції, що виникає під дією теплових впливів.

Результати експериментів теплового аналізу представленої теплової моделі верстата відображають те, що в конструкції відбувається взаємний вплив тепла одних джерел на інші. Це положення характерно для ТДСВ [84]. Під час роботи в верстаті відбувається обмін енергією всередині конструкції, що обумовлює взаємний вплив одних процесів на інші.

Під час робочого процесу джерела тепла взаємодіють термічними полями між собою в силу обмеженого простору їх розташування в конструкції верстата.

В свою чергу, взаємний вплив джерел термічного впливу обумовлює взаємний вплив конструкції з навколишнім середовищем.

На рис. 4.3 приведена залежність зміщення переднього кінця шпинделя вздовж його вісі від часу роботи токарного верстата.

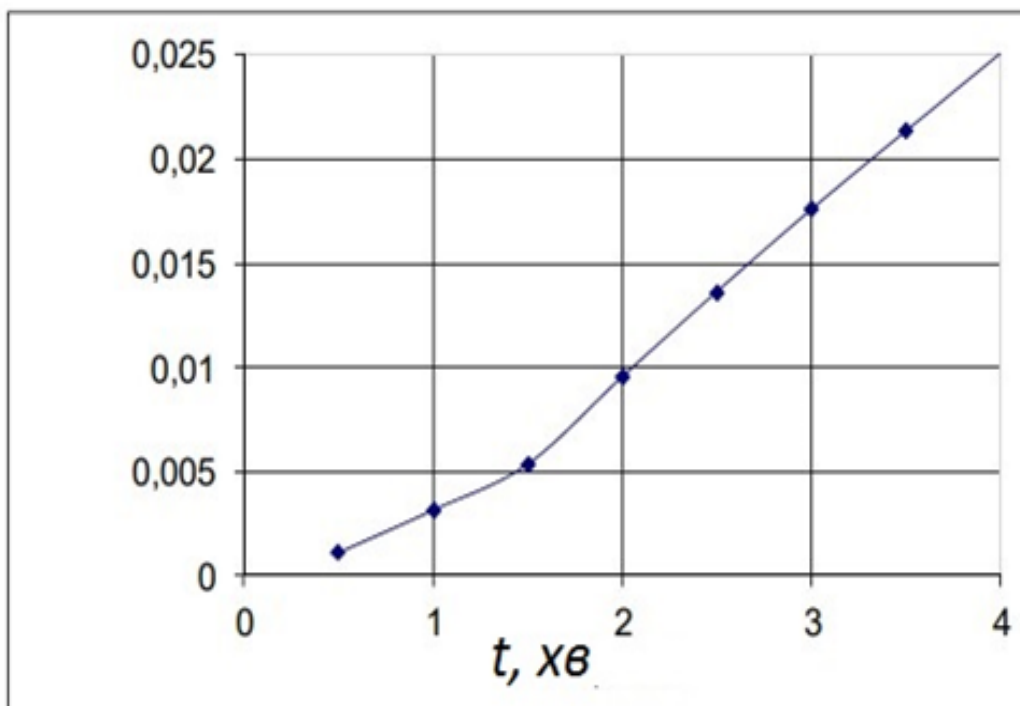


Рис 4.3 Залежність зміщення переднього кінця шпинделя вздовж його вісі від часу роботи токарного верстата

Моделювання теплових деформацій дозволяє визначати ступінь їх впливу на похибки обробки шляхом порівняння з допуском на обробку і призначати заходи для зменшення впливу теплових деформацій на точність.

4.2 Розрахунок теплових потоків та тепловиділення у підшипниках кочення

Вузол шпинделя є виконавчим пристроєм приводу головного руху і передає потужність різання інструменту. Джерелами тепла в шпиндельному вузлі є пасова передача і підшипники, змонтовані з попереднім натягом для забезпечення необхідної жорсткості.

Втрати потужності в свою чергу розсіюються у вигляді теплової енергії.

Розрахунок теплових деформацій здійснюється в певній послідовності:

1. Будується тривимірна твердотільна модель шпиндельного вузла.
2. Для визначення теплових деформацій в стані сталої теплової рівноваги, тобто при незмінній температурі елементів верстата, в додатку Autodesk CFD виконується термічний аналіз стійкого стану. При цьому в якості навантажень вказуються теплова потужність джерел тепла (шків і підшипники), а також способи відведення тепла - конвекція і випромінювання. При вказуванні значень конвекції і випромінювання зазначається температура навколишнього середовища і коефіцієнти, що визначають інтенсивність цих процесів. В результаті виконання теплового аналізу перевіряються температури різних ділянок конструкції. Розрахунок показав, що температура окремих ділянок шпинделя досягає 80°C .

3. Визначається схема закріплення вузла і з'єднання його компонентів. Підсумовуємо розрахунок і аналізуємо напруги і деформації конструкції в результаті її нагрівання. Отримані висновки показують зміщення переднього кінця шпинделя по трьох осях координат, при цьому найбільший вплив на точність обробки зумовлює зміщення переднього кінця шпинделя вздовж його вісі. Розрахунок показав, що в сталому тепловому режимі це зміщення становить 0,115 мм.

Розрахунок теплових деформацій в перехідному режимі (з моменту включення його в роботу), проходить в такій послідовності:

1. Виконується термічний аналіз стійкого стану для визначення початкової температури елементів конструкції до включення верстата. В якості вихідної приймається температура 20°C .

2. Здійснюється термічний аналіз перехідного стану. При цьому вказуються загальний час розрахунку і крок часу (в даному випадку 240 і 30 с відповідно). У властивостях дослідження на вкладці «Теплові ефекти» вибирається «термічне дослідження» для визначення початкової температури конструкції. Вказується теплова потужність джерел тепла (електродвигун і

підшипники), а також способи відведення тепла - конвекція і випромінювання. В результаті виконання теплового аналізу перехідного стану визначаються температури різних ділянок конструкції в моменти часу від нуля через проміжки, зазначені в розрахунку.

3. Для визначення теплових деформацій виконуються статичні дослідження для кожного моменту часу (кроку розрахунку перехідного стану). У властивостях дослідження на вкладці «Теплові ефекти» вказуються «термічне дослідження» для визначення температури конструкції і номер кроку його розрахунку. Для кожного дослідження визначається схема закріплення вузла і з'єднання його компонентів. В результаті розрахунку визначаються напруги і деформації конструкції в результаті її нагрівання через інтервал часу, вказаний в кроці розрахунку.

Джерелом тепла у підшипнику є тертя між його деталями. Тепло, яке виникає у підшипнику, розподіляється між його деталями та передається через них іншим елементам конструкції, зокрема – шпинделю та стінкам шпиндельної опори, частково видаляється оливою та розсіюється у повітряному прошарку всередині шпиндельної бабки.

Для частот обертання 3160, 3600, 4000, 4600, 5000, 6000 об/хв були проведені серії експериментів, в ході яких було виміряно встановлену та змодельовану температуру зовнішнього та внутрішнього кільця підшипників (рис.4.4)

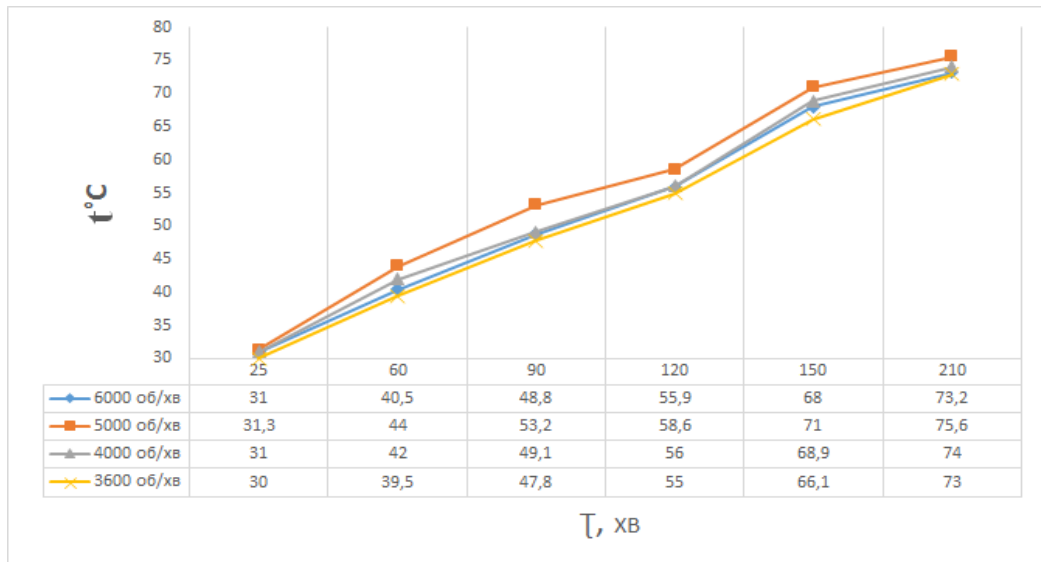


Рис 4.4 Температурна залежність опор шпинделя від частоти обертання

Замір температури проводився за допомогою датчиків, які були встановлені на шпиндельних бабках (лівій та правій) та на задній стінці станини біля електродвигуна верстата. На шпиндельних бабках було встановлено 4 датчика, два на кожну бабку. Температура навколишнього середовища встановилась як 25 °С, було також позначено, що зміна температури з інших джерел окрім зазначеного верстата не виявлялася (рис. 4.5).

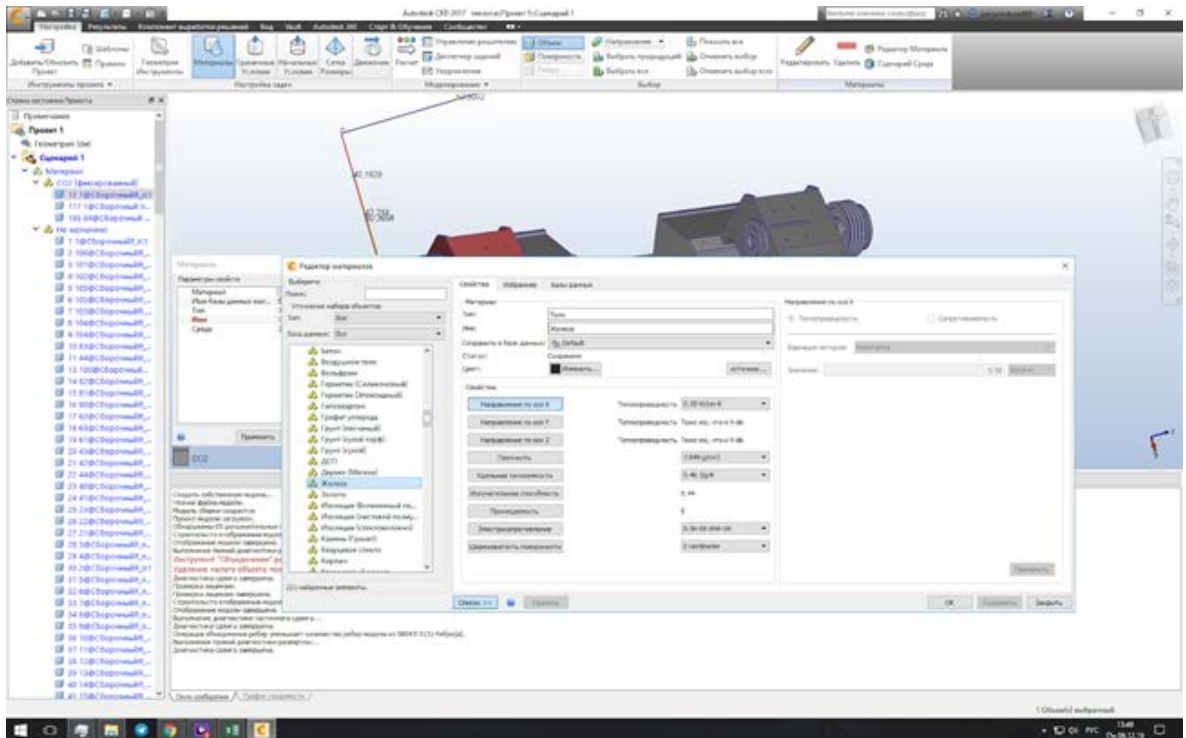


Рис 4.5 Розробка теплової моделі верстата в Autodesk CFD 2017

Джерелами нагріву для шпинделя являються його опори. Потужність їх тепловиділення визначалася по експериментально встановленим значенням температури [77].

Перепад температур в стику внутрішнього кільця з тілом шпинделя, в залежності від частоти обертання останнього, був в межах від 10°C до 21°C. Всі значення бралися максимальними, для того щоб описати найбільш критичну картину теплового стану та змодельовати найнебезпечніші процеси. Вплив стику кільця підшипників тим більший, чим більша частота обертів шпинделя, яка як визначилося, відповідає за потужність процесу тепловиділення.

Було визначено що, після 6-ти, а в деяких випадках і 8-ми часової роботи МРВ(в залежності від точності верстата та опор), виділення тепла майже не підвищується, або підвищується на десяті долі, які неможливо прорахувати точно. Таке дослідження правдиве лише для оптимальної температури нагріву.

Був проведений ряд експериментів на перевірку нагріву підшипників передньої опори шпинделя під час роботи в холодний період року (температура навколишнього середовища становила менше 10 °C) та теплий період року (при температурі більше 10°C). Було встановлено ріст залежності, притаманний різним температурам середовища. Розрахунок нагрівання проходив для таких частот: 3150, 3600, 4000, 4600, 5000, 6000 об/хв (рис.4.4).

Також був проведений експеримент, як буде нагріватися верстат якщо провести попередній розігрів системи. Вдалося виявити, що кінцевий нагрів, не дуже відрізняється від попередньої не розігрітої системи, різниця лиш в тому, що підвищення температури відбувається плавно, без різкого скачку (рис.4.6).

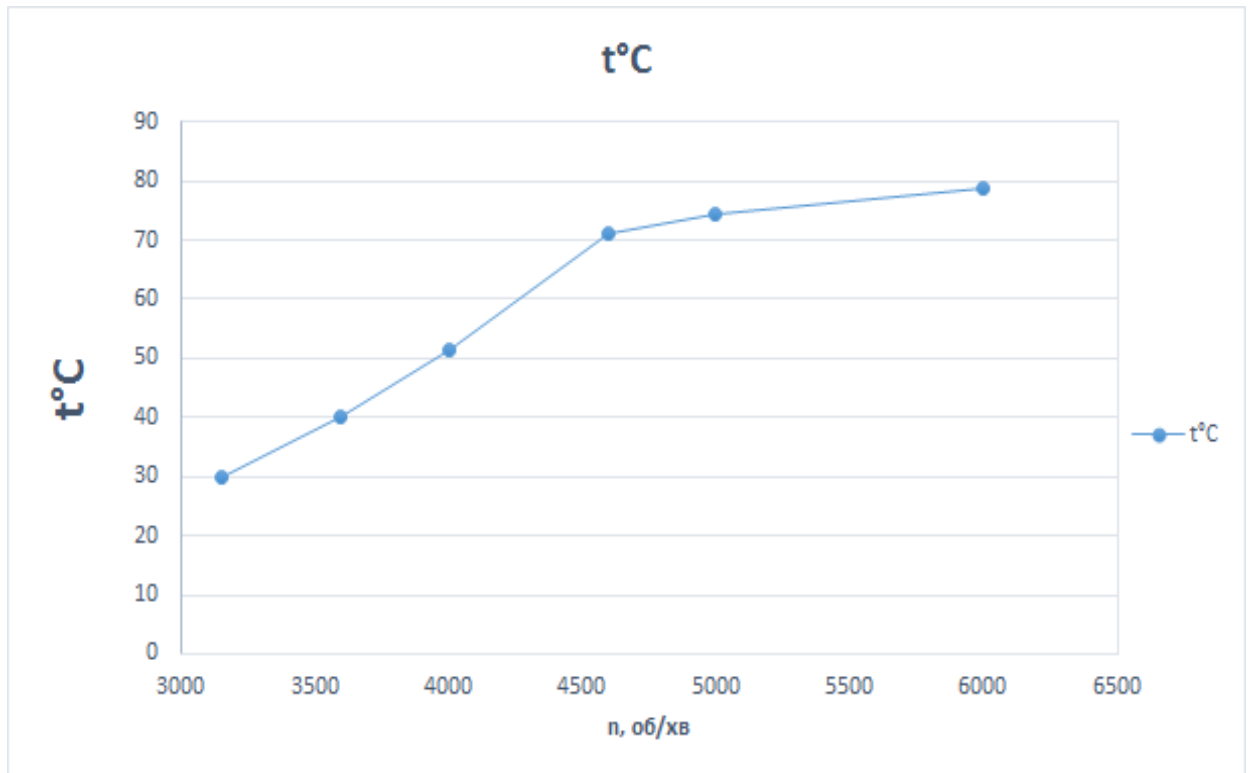


Рисунок 4.6 - Графік температурної залежності опор від підвищення обертання шпинделя, враховуючи зазначений крок часу

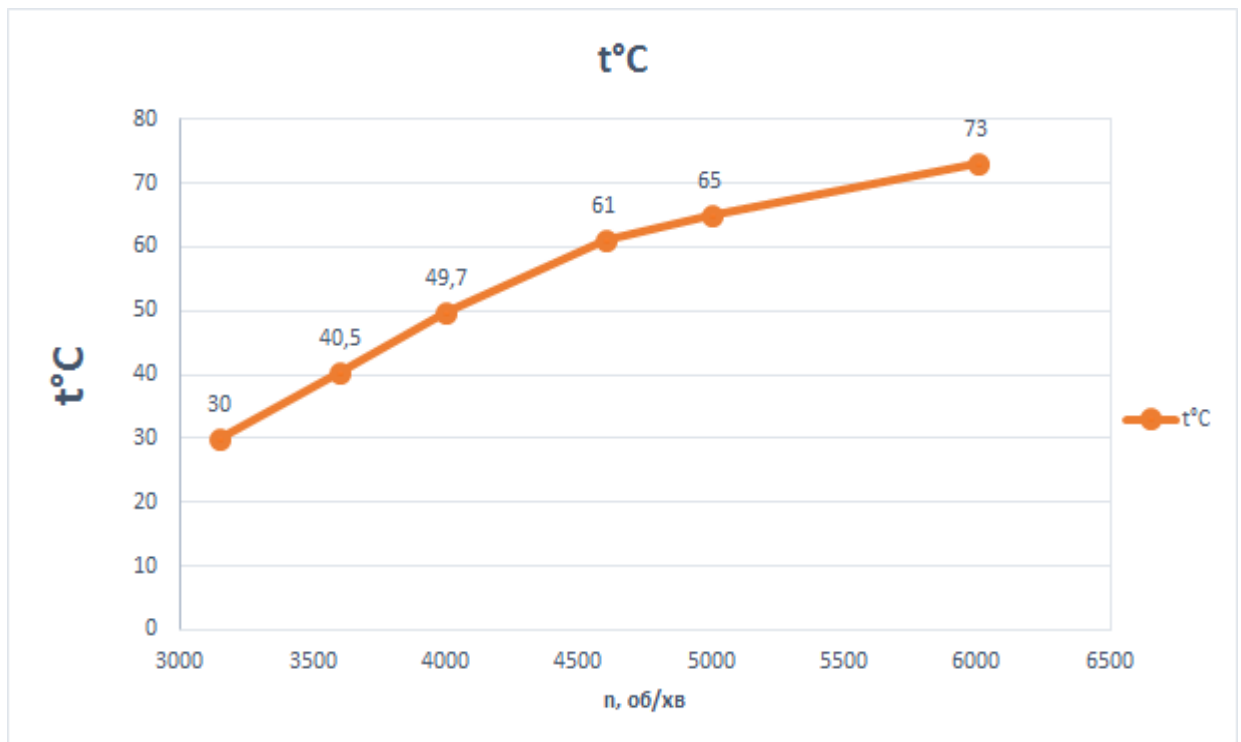


Рисунок 4.7 - Графік температурної залежності при попередньому розігріву системи

4.3 Запропоновані методи охолодження та показники тепловиділення

На основі раніше проведених робіт, було проаналізовано та визначено джерела тепла, які призводять до теплових деформацій. Теплові деформації у свою чергу впливають на похибки верстата, як було зазначено в попередніх розділах. Це обумовлено рядом негативних факторів. Теплові деформації призводять до падіння точності оброблюваних деталей в цілому, до зниження працездатності верстата та продуктивності його виконавчих органів.

Проведений аналіз дав змогу відобразити температурне зростання в опорах шпинделя в залежності від часу роботи верстата при 4000 об/хв. На рис. 4.8 приведена залежність теплових деформацій від часу роботи верстата.

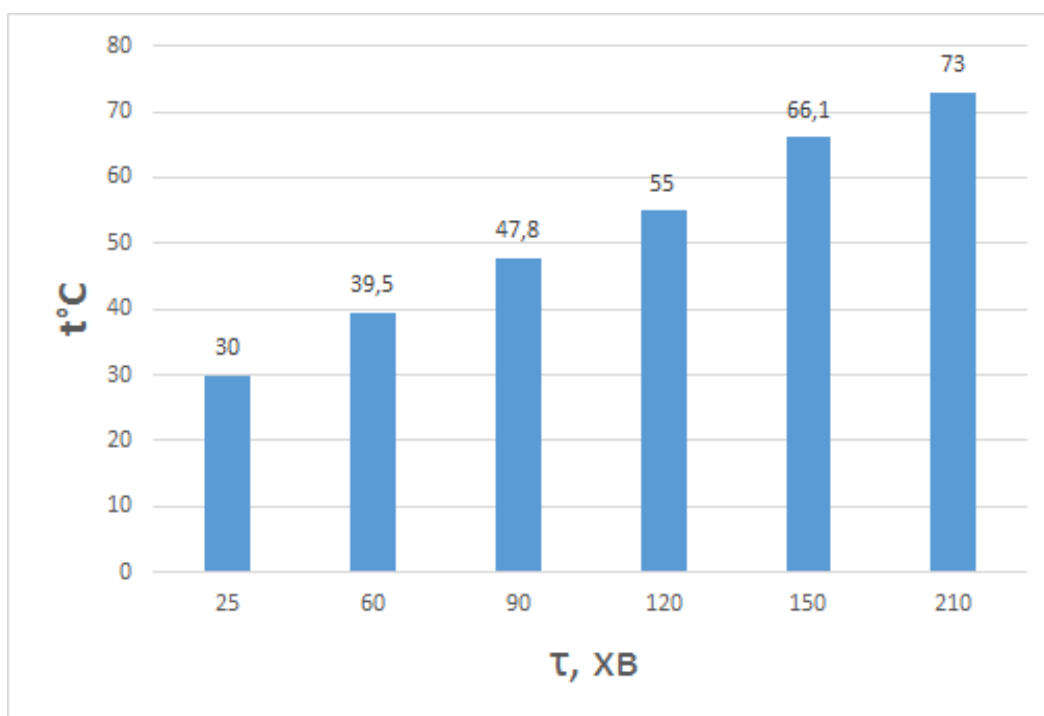


Рисунок 4.8 - Графік нагріву в залежності від часу роботи верстата при 4000 об/хв

Запропоновано використовувати гільзу, яка насаджується на шпиндель, за

допомогою якої тепло, що виділяється з опор, не проходило до інших вузлів верстата. В представленій тепловій моделі було використано гільзу з канавками для охолодження опор за допомогою МОР.

Щоб перевірити цю методику був проведений повторний 3-Д аналіз теплової моделі на базі раніше використовуваної програми (рис. 4.9).

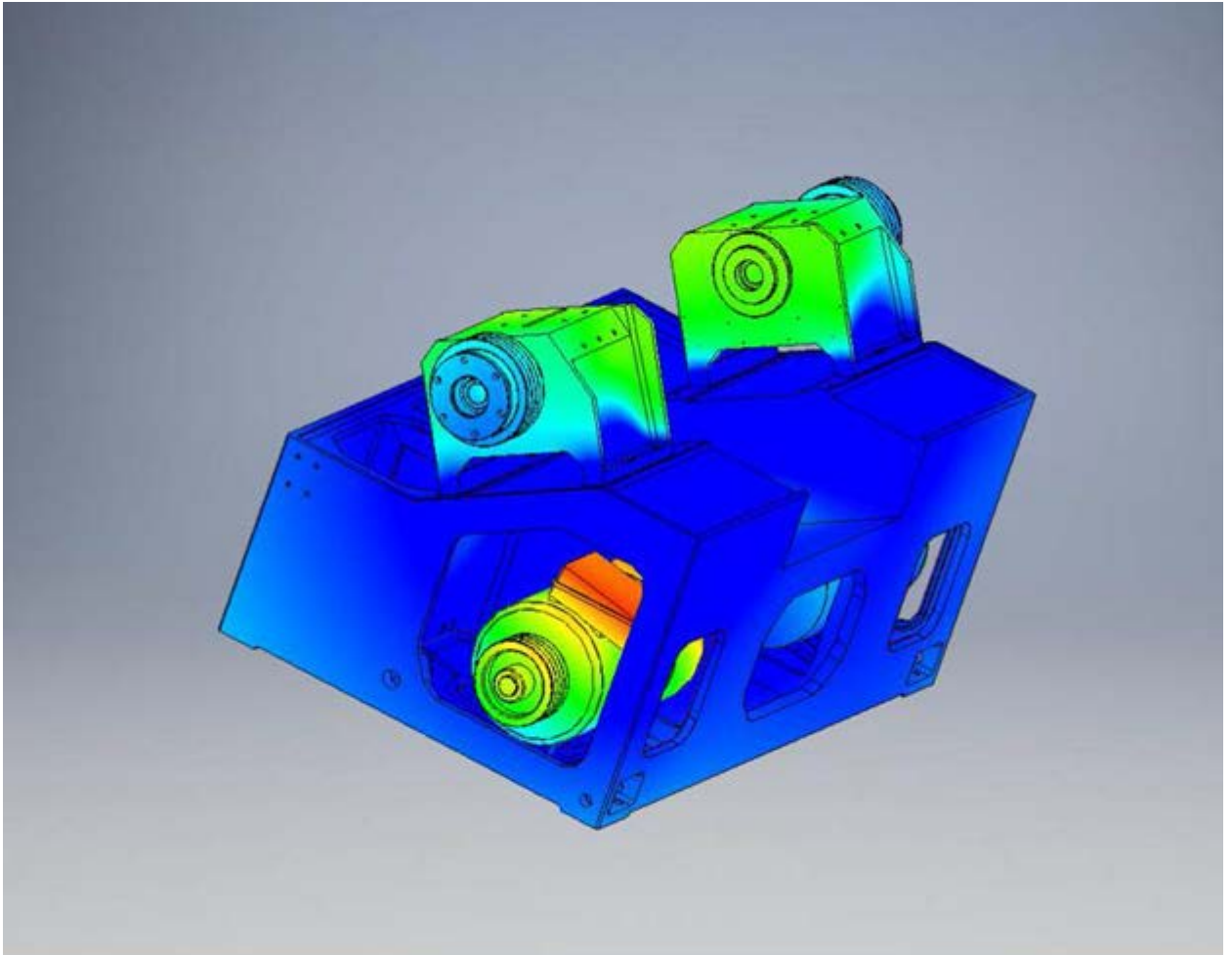


Рис. 4.9 - Теплова модель верстата з використанням запропонованого охолодження опор при 4000 об/хв

Дане охолодження призвело до суттєвого зниження температури опор шпинделя та всієї системи верстата, яке було відображене в якості залежності на графіку (рис. 4.10).

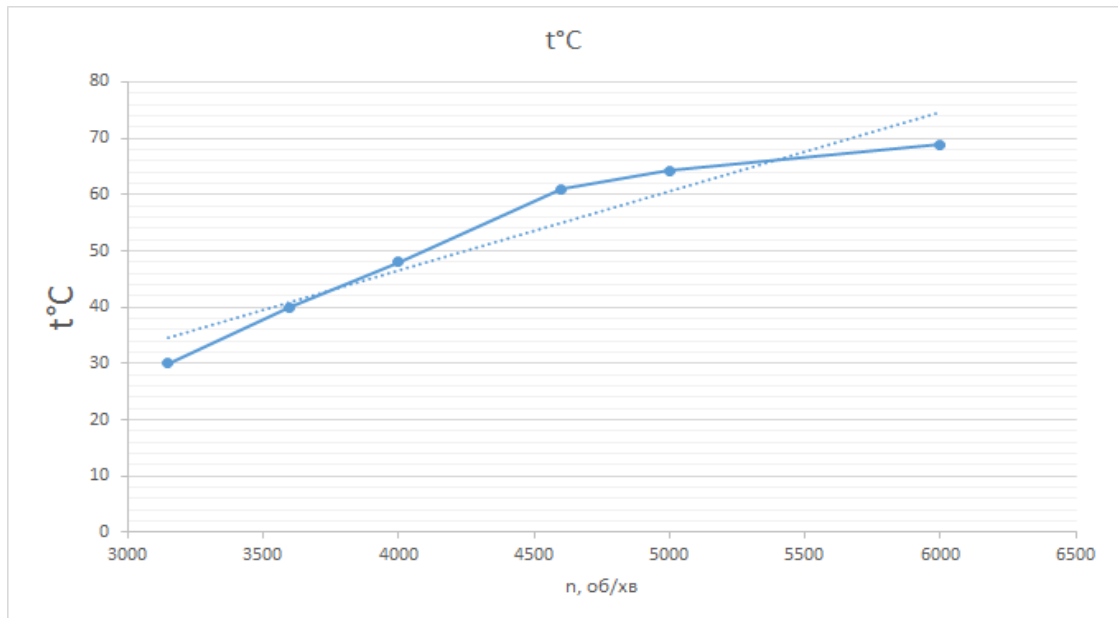


Рис. 4.10 Графік зміни температур верстата на шпиндельній бабці, при роботі з використанням охолодження

Рекомендується інтегрувати систему охолодження, що також сприяє відведення тепла від опор ШУ.

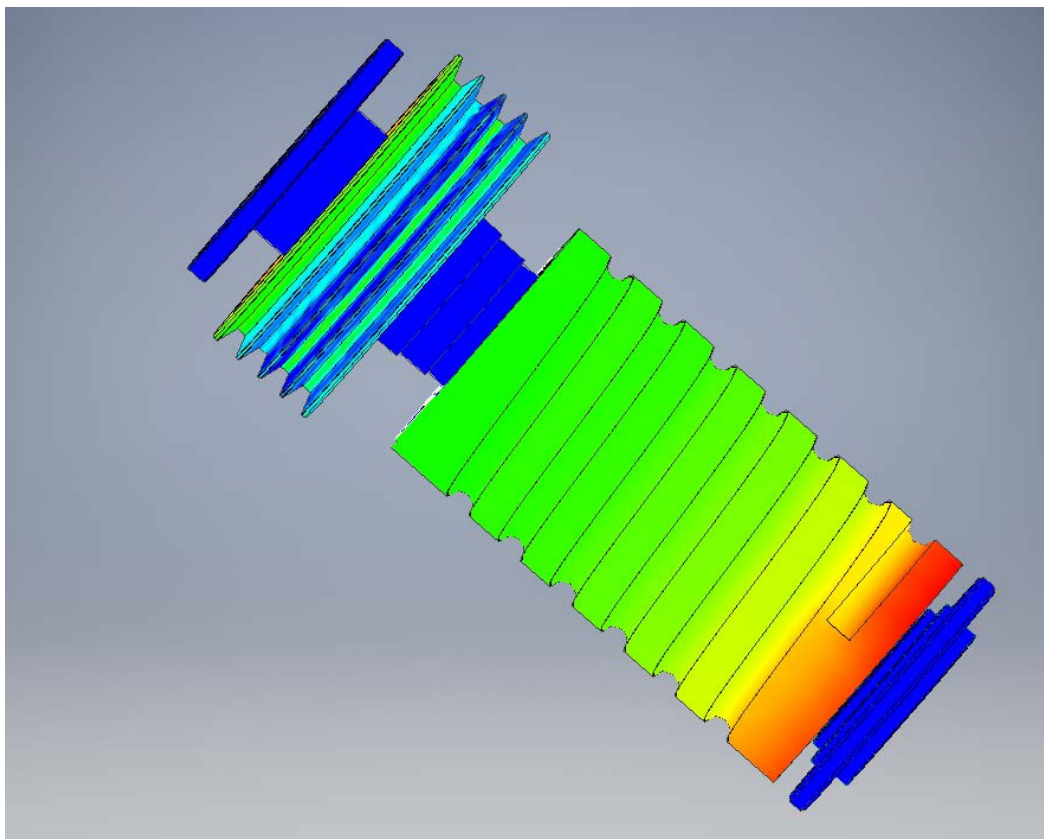


Рис. 4.11 - Теплова модель шпинделя при роботі 4000 об/хв

Висновки до розділу

Було проведено ряд експериментів, застосовуючи Autodesk CFD 2019 як програму для визначення теплового поля верстата.

Аналіз отриманого після ідентифікації термодформаційної системи верстата температурного поля верстата показав, що найбільший нагрів відмічався на внутрішній поверхні гільзи шпинделя, в місці установки передньої опори шпинделя та задня стінка верстата (електродвигун). Максимальне значення нагріву опор (при 4000 об/хв) складало 51°C, що є досить наближеним значенням до регламентованого нагріву в 60°C. Треба зазначити, що попередні експерименті показали нагрів, який складав 74°C.

Таким чином, розглянута термодформаційна оптимізація верстата дозволяє встановити можливі напрямки модифікації системи верстата, які в свою чергу призведуть до суттєвого збільшення вихідної точності верстата за рахунок підвищення теплостійкості. Рекомендується провести тепловий аналіз, та визначити поведінку теплової моделі при використанні конвективного теплообміну та матеріалів зі зменшеним коефіцієнтом лінійного розширення матеріалу. Очікується, що дані модифікацію дадуть значний ефект на теплову модель верстата в цілому.

Результати оптимізації показали наступне:

- Надлишкова температура нагрівання опор в деяких точках становила 14°C
- Для більш високих частот обертання шпинделя (починаючи від 5000 об/хв) значне нагрівання відбувалося в опорах шпиндельного вузла, що становило 75°C, що на 5°C більше від максимальної температури нагріву опор, що в подальшому спричинює похибки оброблення.
- Запропонована методика охолодження сприяє зниженню температурного поля верстата до 7°C.

Залежності від нагрівання і охолодження можна прослідкувати за тепловими моделями, які характеризують тепловий стан верстата та відображають розподіл тепла.

Результати експериментального моделювання дали змогу визначити та встановити той факт, що оптимальна термодформаційна система верстата, для якої скорочення температурних переміщень буде задовольняти норми, забезпечуються в варіантах оптимізації, які включають в себе не один, а декілька факторів, що впливають на термостабільність системи.

ВИСНОВКИ

Аналіз отриманих рішень при оптимізації термодформаційної системи верстата показав, що при реалізації процедури оптимізації ТДСВ може бути сформований комплекс рішень, які задовольняють критеріальним обмеженням. Вибір кінцевого варіанта термодформаційної системи верстата для конструкторської реалізації повинен встановлюватися в залежності від економічного та технологічного потенціалу конкретного виробника верстатів.

Була досягнута мета по вирішенню проблеми значного теплоутворення в токарному верстаті ПАБ-130, за допомогою охолодження опор та попереднього розігріву системи.

Розроблений аналіз дозволив відслідкувати поведінку даного методу охолодження в різних середовищах: при кімнатній температурі (25°C) та при вже розігрітій системі. Змодельовані моделі показали зміну температурного поля верстата, а окремі встановлені датчики показали зміну температури, що і було поставлено на меті завдання.

Проведено огляд способів корекції температурних деформацій, що виникають в процесі експлуатації металорізальних верстатів і призводять до зміни відносного положення інструменту і заготовки, що знижує точність обробки і надійність обладнання. Описано методи, які широко застосовуються в

верстатобудуванні для корекції температурних деформацій і принципи їх використання, виконаний їх порівняльний аналіз. Показано, що всі існуючі

способи корекції температурних деформацій мають свої переваги і недоліки, різні достовірність результатів і обмеження по принципам використання, а вибір способу залежить від вартості, надійності, вимог по точності обробки і ряду інших чинників. Як наслідок, кожен з описаних способів корекції температурних деформацій має свою область застосування, в якій він може бути використаний з максимальною ефективністю.

Розроблена термопружна модель верстата, структура якої дозволяє

формалізувати побудову ідентифікаційних та оптимізаційних моделей.

Експериментально досліджена можливість збільшення ефективності прогнозування теплового стану верстату на основі розробленого чисельно-аналітичного підходу за рахунок більшої інформативності результатів моделювання.

В роботі представлені методи, моделі та алгоритми для ідентифікації та оптимізації термодформаційної системи по критеріям теплової стабільності.

Реалізація запропонованих методів була проведена на токарному горизонтальному двошпindelному верстаті ПАБ-130 з ЧПК.

Результати вимірювань дали змогу підвищити ефективність вихідних показників точності верстатів на етапах їх проектування, виготовлення та експлуатації.

Результати проведених досліджень можуть бути використані для експериментів теплових деформацій інших технічних систем, для яких актуальні функціональні зв'язки вихідних параметрів точності з конструктивно-технологічними та експлуатаційними параметрами та для модернізації МРВ в цілому.

Список використаних джерел:

1. Лурье М. З. Исследование температурных деформаций координатно-расточных станков : дис. канд. техн. наук : 131 / Лурье М. З. – Москва, 1965. – 195 с.
2. Исследование динамики и температурных процессов в токарно-револьверных станках: Куйбышевский политехнический институт им. В.В. Куйбышева: Отчет по х.-д., № 24/80.-1981.- 90с.
3. Снижение температурных деформаций горизонтально-расточных станков. // Станки и ин-т. – 1975. – №7. – С. 5–9.
4. Б.С. Балакшин Адаптивное управление станками – Москва, 1973. – 688 с. – (Машиностроение).
5. Бушуев В.В. Сверхточные станки // СТИН.-2000.-№6.-С.27-31.,№7.- С.20-23.
6. Варданян Г.М. Исследование тепловых процессов и разработка метода рационального расположения источников тепла для повышения точности станка : дис. канд. техн. наук : 131 / Варданян Г.М. – Москва, 1989. – 179 с.
7. Потапов В.А. Новые концепции в токарной обработке // Машино- строитель.- 2000.- №2.- С.49-56.
8. Бушуев В.В. Тенденции развития мирового станкостроения // СТИН.- 2000.- № 9.-С.20-24.
9. Черпаков Б.И. Устройства автоматизации станков // СТИН. - 1997.- №5.-С.3-5.
10. Черпаков Б.И. Развитие станкостроения в Японии и 19-я японская выставка-ярмарка станков // СТИН. - 1999.- №9.-С.34-40.,№10.-С.28-40.

11. High speeds meets high expectations //Mach. And prod.engineer. – 1998.-№39.- pp.18-22.
12. High speed machines make their mark // Mach. And prod.engineer..-1998.- № 39.-pp.25-30.
13. Zwirlein O. Moderne Lagerbaueinheiten
14. Угринов П. Целесообразность применения системы стабилизации температуры опор шпинделя // СТИН. – 1998. - №7.-С.18-20.
15. Гольдрайх Г.М., Капительман Л.В., Джугурян Т.Г. Повышение точности и быстроходности шпиндельных узлов отделочно-расточных станков // СТИН. – 1995. - №4.-С.13-16.
16. Пестунов В.М. Тепловая адаптация элементов металлорежущих станков // СТИН. – 1997.-№12.-с. 29-32.
17. Паскер Г. Применение новых материалов в станкостроении // Станки и инструмент.-1988.-№10.-С.29-31.
18. Вайс С.Д., Черпаков Б.И. Бесцентрово-шлифовальные станки на выставке // СТИН. – 1998.-№9.-С.23-28.
19. Шевчук С.А., Бойцов П.Ю., Шаталова М.М., Рабинович С.В., Харчук М.Д., Маниров В.А. Применение термостабильных литейных сплавов в прецизионных металлорежущих станках // СТИН. – 1994. -№4.-С.17-19.
20. Дячков А.К. , Маховенко А.И. Применение воды в качестве смазочного материала для подшипников скольжения // Вестник машиностроения. -1981.- №12.-С.27-30.
21. The turbo tool [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://pergatory.mit.edu/awards/turbotool.html>.

22. Стародубов В.С. Точность металлорежущих станков с ЧПУ и способы ее повышения // Вестник машиностроения. – 2000.-№5.-с.36-40.
23. Проников А. С. Надежность машин / А. С. Проников. – Москва: Машиностроение, 1978. – 592 с.
24. S. Nakamura High-Speed spindles for Machine tools // Int. J. Japan Soc. Prec. Eng. – 1996. – vol.30.- №4.-pp.291-294.
25. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность деталей машин.-Москва.- Высшая школа, 1974.-206 с.
26. Spur G., Haas P. Термическое поведение станков с ЧПУ / АМ, 1975.-№326, С.24-30.
27. Смирнов А.И. Температурные критерии качества металлорежущих станков,-Станки и ин-ты.-1978.-№10, С.11-13.
28. Юрин В.Н. Исследование возможности повышения технологической надежности металлорежущих станков путем управления их тепловыми деформациями. // Автореф. дис. Канд. Техн. Наук.-Москва, МАТИ, 1971.-26с.
29. Centre de tournage // TraMetal.-2000.-№47.-С.91.
30. Le centre d'usinage a broche vertical // TraMetal.-2000.-№48.-С.109.
31. Mill, drill and grid with HSP spindles – the Setco Goup, Booth D-4233// Mod. Mach. Shop.-2000.-73-№3.-С.368-369.
32. Centre d'usinage horizontal ultra-rapide // TraMetal.-2000.-№44.-С.96-97.
- 33.Потапов В.А. Современное оборудование для сверхскоростной обработки // Станки и инструмент.- 1993.-№5.-С.36-39. 438.
34. Варданян Г.М. Исследование тепловых процессов и разработка метода рационального расположения источников тепла для повышения точности станка

: дис. канд. техн. наук : 131 / Варданян Г.М. – Москва, 1989. – 179 с.

35. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник. // Под общ ред Григорьева В.А. и Зорина В.М.-Москва: Энергоатомиздат, 1988.-559с.

36. Соколов Ю.Н. Расчет температурных полей и температурных деформаций металлорежущих станков. - М.: ЭНИМС, 1958.- 83с.

37. Соколов Ю.Н. Температурные расчеты в станкостроении.-2е изд. - М.: Машиностроение, 1968.- 77с.

38. – 128 Борисенко А.И., Костиков О.Н., Яковлев А.И. Охлаждение промышленных электрических машин:-М.: Энергия, 1983.- 3 17с.

39. – 129 Becker K.M., Kaye J. Measurements of Diabatic Flow in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder // Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C.- 1962.- vol.84.-PP. 97 -104.

40. Tachibana F., Fukui S. Convective Heat Transfer of the Rotational and Axial Flow between Two Concentric Cylinders // Bulletin of JSME. - 1964. - vol.7, N2 26.- P.385 - 393.

41. Беляев Н.М., Рядно А.А. Методы теории теплопроводности. Учеб. Мр пособие дл Вузов, в 2-х кн.,- М.: Высшая школа, 1982.-т.1,327 с., т.2, 304 с.

42. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи - М., Энергия, 1973.- 320с.

43. Зарубин В.С. Инженерные методы решения задач теплопроводности. М.: Энергоатомиздат, 1983. - 328 с.

44. Liu W.K., Belytschko T.,Mani A. Probabilistic finite elements for non-linear structural dynamics / Computer methods in Applied mechanics and engineer-ing.- 1986.-PP.61-81.

45. Palmgren A. Grundlager der Walzlagertechnik. Stuttgart, 1964 — 240s.

46. Jones A.B. General Theory for Elastically Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions. — Trans. ASME.v.82, 1960.-PP.309-320.
47. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных подшипников.-М.: Машиностроение, 1975.- 254с.
48. Бальмонт В.Б. , Горелик И.Г., Фигатнер А.М. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов.-НИИТЭМР, Серия 1.- 1987.- Вып.1.-50с.
49. Поляков А.Н., Воробьев А.Л. Построение распределения сил контакта по телам качения в шарикоподшипнике / Оренбург, ОГц: сборник научных трудов, Машиностроение, вып.2.,1997.-С.66-69.
50. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами .М.: Мир, 1973. - 957 с.
51. Jones A.B. General Theory for Elastically Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions. — Trans. ASME.v.82, 1960.-PP.309-320.
52. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных подшипников.-М.: Машиностроение, 1975.- 254с.
53. Бальмонт В.Б. , Горелик И.Г., Фигатнер А.М. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов.-НИИТЭМР, Серия 1.- 1987.- Вып.1.-50с.
54. Поляков А.Н., Воробьев А.Л. Построение распределения сил контакта по телам качения в шарикоподшипнике / Оренбург, ОГц: сборник научных трудов, Машиностроение, вып.2.,1997.-С.66-69.
55. Collins J.D., Thomson W.T. The Eigenvalue for Structural Systems with Statistical Properties // AIAA Journal — 1969.- v.7.- N24. — P.p. 642-648.
56. Brayton, R.K., S.W. Director, G.D. Hachtel, and L.Vidigal A New Algorithm for Statistical Circuit Design Based on Quasi-Newton Methods and Function Splitting, / IEEE Trans. Circuits and Systems, Vol. CAS-26, PP. 784-794, Sept. 1979.

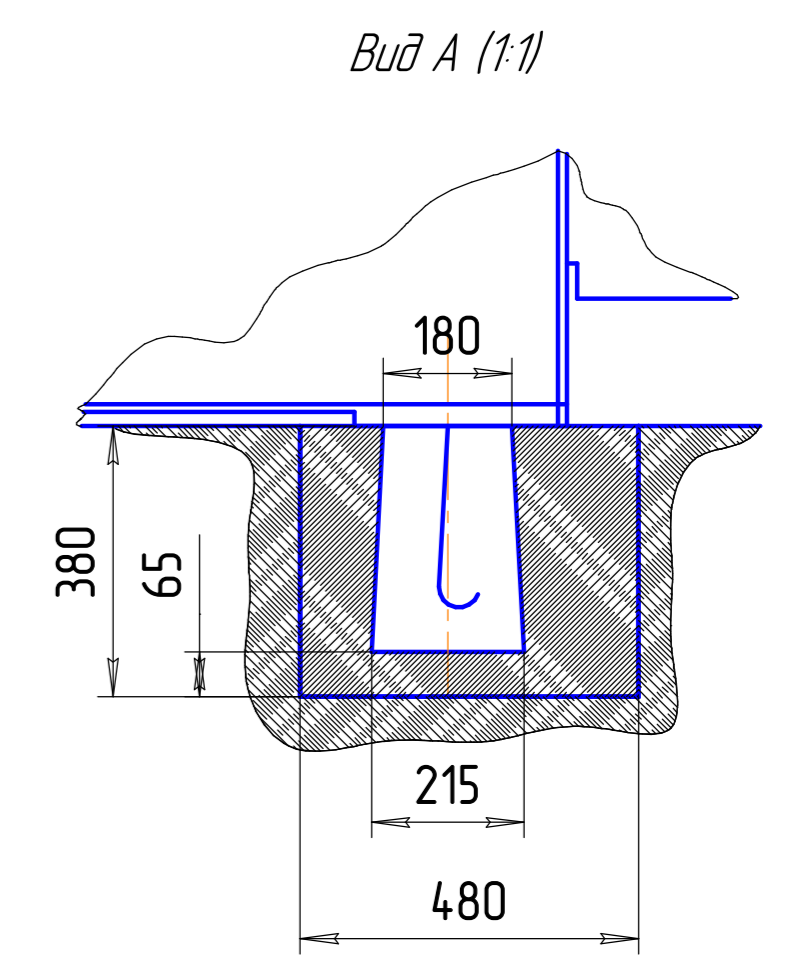
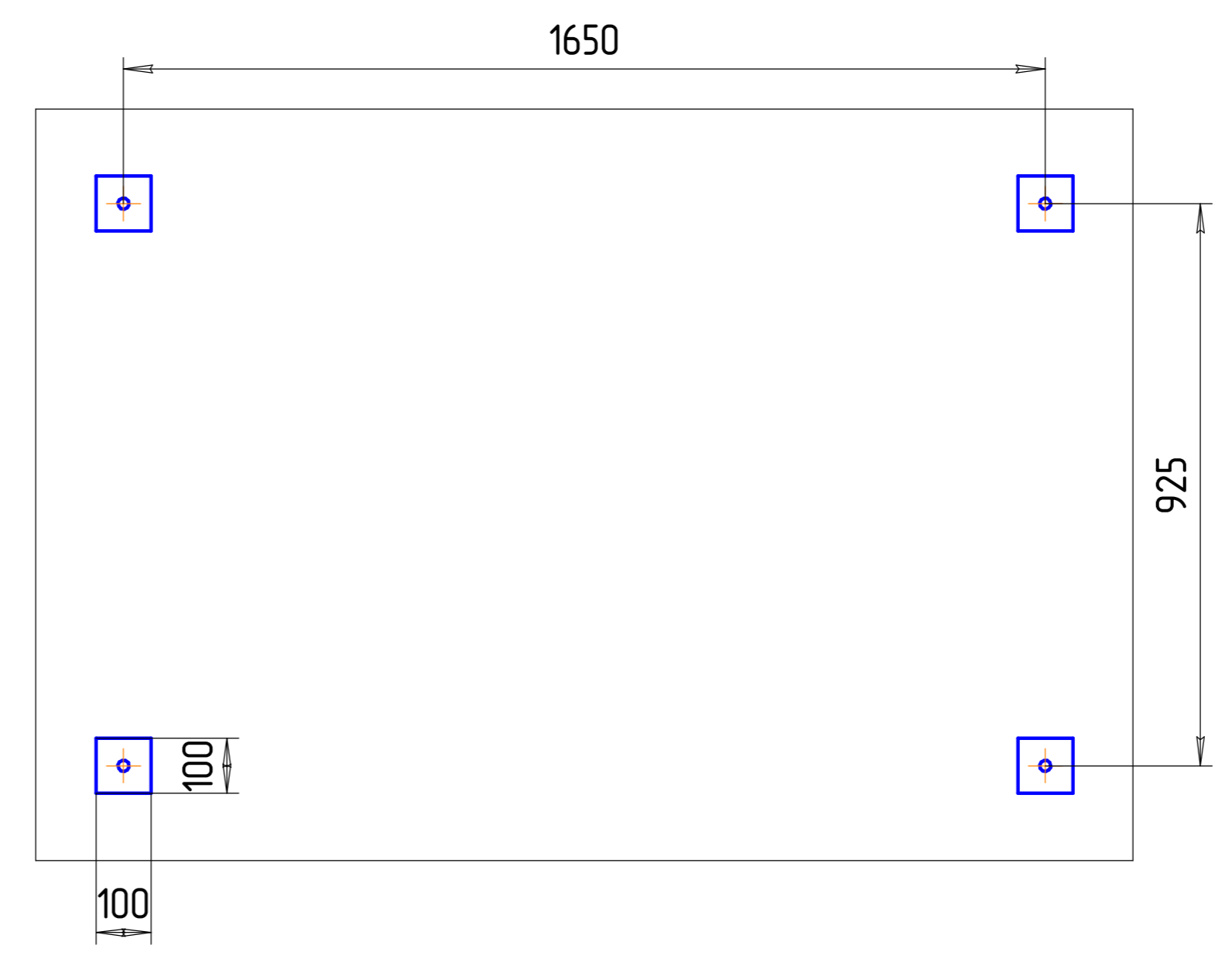
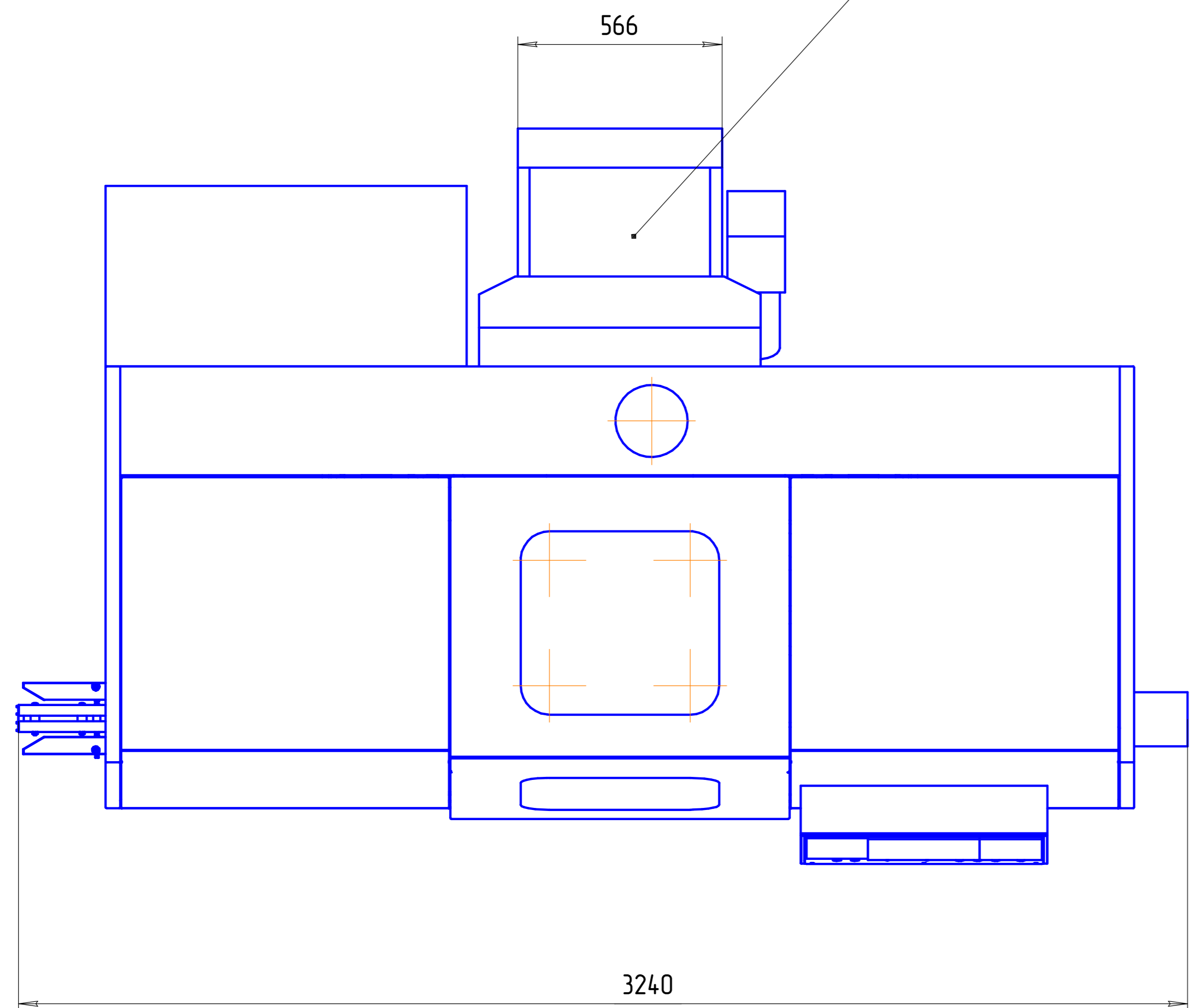
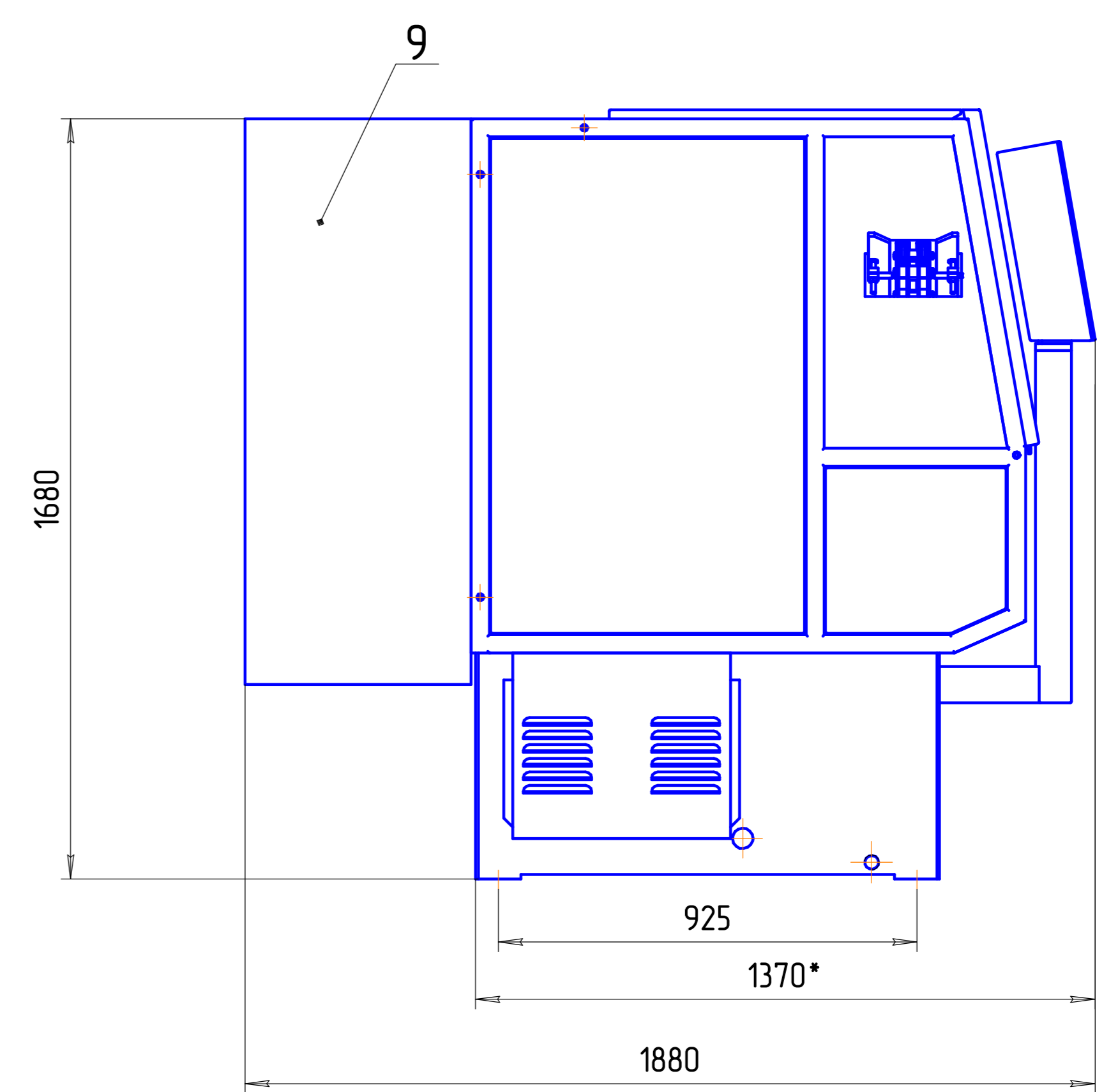
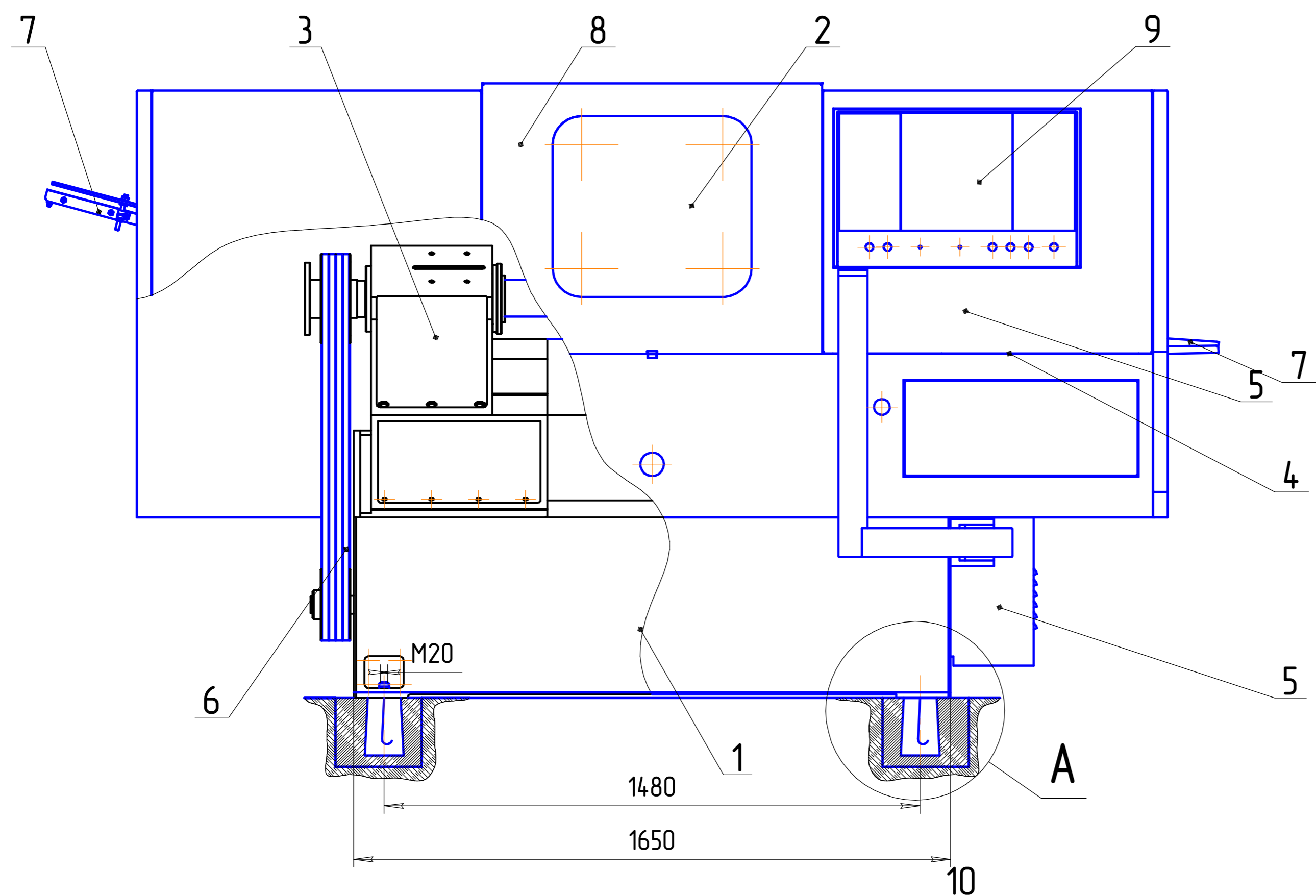
57. Revilla J., Arana R. Thermal deformations compensation by neural net-works: An Industrial experience /Thermal behaviour, Intelligent Diagnostics and Supervising of Machining Systems // VII Workshop on Supervising and Diagnostics of Machining Systems.- Wroclaw.-1996.-PP.90-102.
58. Mitsubishi M., Okumura T., Sugita N., Hatamura Y., Nagao T. Thermal deformation compensation for a MC and CMM based on internal monitoring using a neural network with a genetic algorithm /Thermal behaviour, Intelligent Diagnostics and Supervising of Machining Systems // VII Workshop on Supervising and Diagnostics of Machining Systems.- Wroclaw.-1996.-PP.66-78.
59. Kacki E, Ostrowska B.A. Structure and capabilities of neural network system // Proceedings of the 12-th International Conference on Systems Science / 12-15 September 1995.- Wroclaw, Poland.- 1995.- 575 p., PP.159-163
60. Поляков А.Н., Парфенов И.В. Актуальность тепловых проблем и состояние теплового моделирования в металлорежущих станках // Вестник Оренбургского государственного университета.-2001-3'ёз.-С.96- 100.
61. Поляков А.Н., Дьяконов П.И. Прогнозирование теплоустойчивости станков с помощью нейросетевого подхода // Технология машиностроения.-2003.-X96.- С.29-33.
62. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин.- М.:Машиностроение, 1976.-304с.
63. Хомяков В.С., Досько С.И., Поляков А.Н. Использование принципа декомпозиции в тепловых расчетах металлорежущих станков // Известия вузов. Машиностроение: 1990 - Xц 5: С.141-145.
64. Поляков А.Н. Реализация метода Ланцоша в вероятностном тепловом моделировании металлорежущих станков // Вестник машиностроения .- 2000.- М2.-С.34-39.

65. Поляков А.Н. Использование вероятностного подхода к построению ф температурного поля в металлорежущих станках // Вестник Оренбургского государственного университета. -2000.-32.-С.86-91.
66. Поляков А.Н. Совершенствование теплового моделирования металлорежущих станков // Машиностроитель. - 1999.- М 12.-С.11-19.
67. Kennedy C.C., Pancu C.D. Use of Vectors in Vibration Measurement and Analysis // J. Aero. Sci.-1947.-vol.14, 11,P.603-610. 103 Hurty W.C., Collins J.D., Hart G.C. Dynamic analysis of large structures by modal synthesis techniques // Computer and Structure.- 1971.- vol.1, PP.535— 563.
68. Ewins D.J. Modal Testing: theory and practice. John Wiley and Sons, Inc.,New York, 1984.- 320p.
69. Температурные деформации в координатно-расточных станках и мероприятия по их уменьшению. Руководящие материалы. - М.: ЭНИМС, 1964.- 24С.
70. Shih T.M., Sldadany J.T. An eigenvalue method for solving transient heat conduction problems // Numerical Heat Transfer.-1983.-vol.6, P.409-421.
71. Поляков А.Н., Парфенов И.В. Идентификация тепловых процессов в металлорежущих станках // Вестник машиностроения. - 1995. Н 2. С.19-22.
72. Szymon S. Минимизирование потерь мощности в подшипниковых узлах с применением методов оптимизации. // Pr. nauk. Pwz, Wroclaw, № 26.-1981.- S.126-134.
73. Никитина И. П. Повышение точности двусторонних торцешлифовальных станков за счет улучшения температурных характеристик. // Дис. канд. техн. наук. — М.:Мосстанкин, 1992. - 154 с. 439

74. Поляков А.Н., Никитина И.П. Применение термоупругой модели к анализу тепловых процессов в металлорежущих станках. // Вестник машино-строения. - 1996. - 3(с7.- С.27-30.
75. Пут А.В. Прогнозирование тепловых смещений шпиндельных узлов // Станки и ин-т.- 1985.- № 5, с.15— 19.
76. Поляков А. Н. Автоматизированная система поиска и принятия решений по обеспечению теплоустойчивости металлорежущих станков : дис. докт. : 05.13.06 / Поляков А. Н. – Оренбург, 2004. – 494 с.
77. Яхно А. С. Дослідження теплових деформацій на прикладі мікрофрезерного верстата MF-70 : Магістерська лисертація, Київ: Національний технічний університет України (“КПІ”), 2019. – 102 с.
78. – 175 Парфенов И.В., Поляков А.Н. Расчет температур элементов опор качения // Известия вузов. Машиностроение.-1989.-N4.- С.130 - 134..
79. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов.-М. : Машиностроение, 1988.-254с.
80. Чечоткіна А. М. Вплив теплових деформацій на показники працездатності верстата: Диплом бакалавра, Київ: Національний технічний університет України (“КПІ”), 2017. – 137 с.
81. Кузнецов А.П. Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. Москва, Янус-К, 2011, 256 с.
82. Losll G. Einfluss der Bautellange auf das thermische Verhalten von Spindellagersystemen. Maschinmarkt, Wurzburg, 1993, pp. 147—149.
83. Viele H. Zum Stand der Erken uber die Berechnungsmoglivkeit von Nemperaturverteilungen und termisch bedindten Deformationen. Wissenschaftliche

Zeitschrift der Technischen Hochschule Otto von Guericke. Magdeburg, 1986, vol. 20, no. 5, pp. 625—630.

84. Дмитриев Б. М. РЕАКЦИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ СТАНКА НА ТЕРМИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ [Электронный ресурс] / Б. М. Дмитриев – Режим доступа до ресурсу: <https://cyberleninka.ru/article/n/reaktsiya-nesuschey-sistemy-stanka-na-termicheskie-vozdeystviya>.

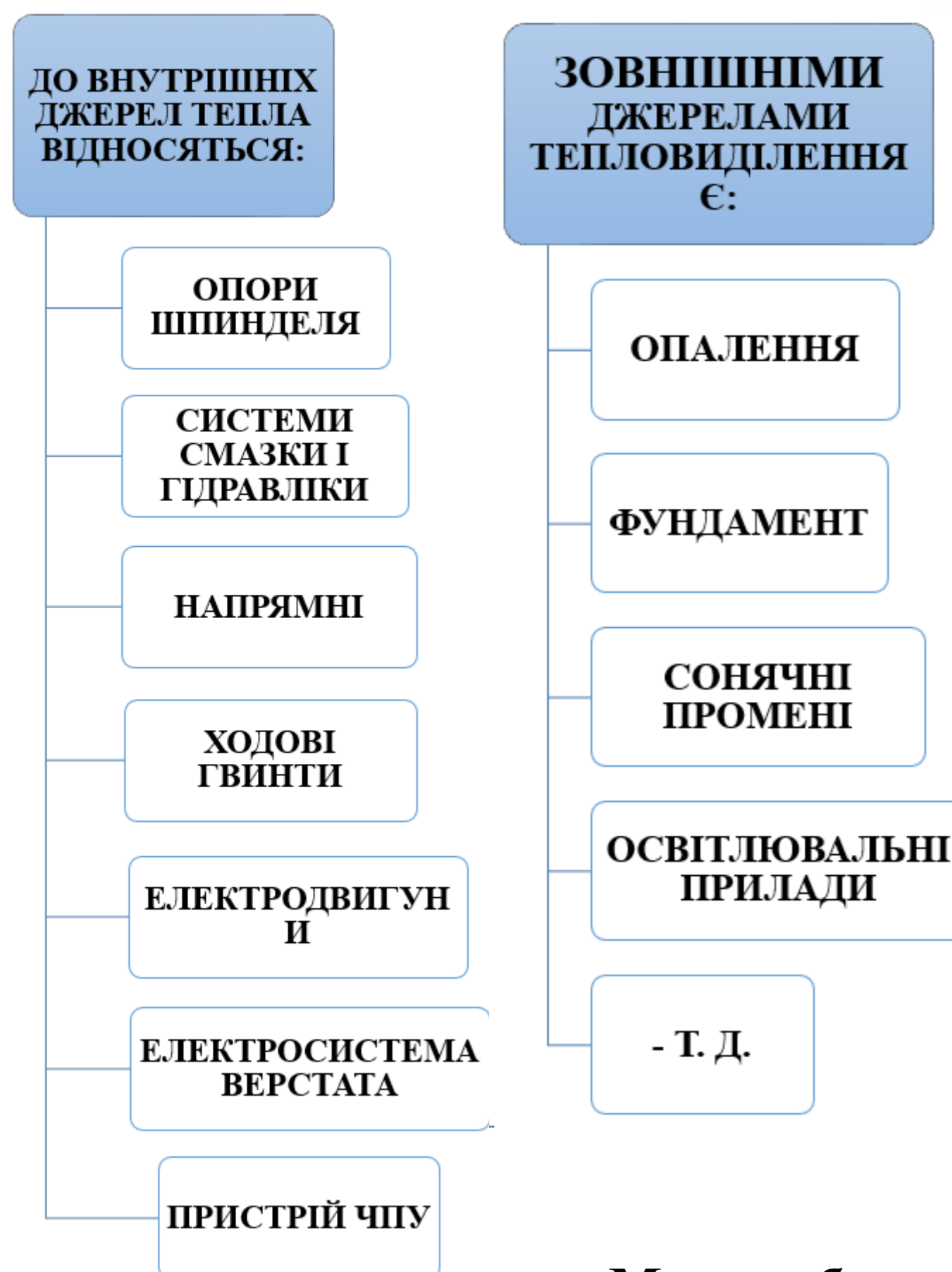


Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Токарний верстат ПАБ-130	Лист	Масса	Масштаб
					Загальний вид	B	3500кг	1:2
Разраб.	Чечоткина					Лист		Листов
Проб.	Даниленко					1		
Т.контр.								
Н.контр.	Протасов							
Утв.								

КПІ ім Ігоря Сікорського
ММІ. МВ-81мп
Формат А1

Лист № 1
Лист № 2
Лист № 3
Лист № 4
Лист № 5
Лист № 6
Лист № 7
Лист № 8
Лист № 9
Лист № 10
Лист № 11
Лист № 12
Лист № 13
Лист № 14
Лист № 15
Лист № 16
Лист № 17
Лист № 18
Лист № 19
Лист № 20
Лист № 21
Лист № 22
Лист № 23
Лист № 24
Лист № 25
Лист № 26
Лист № 27
Лист № 28
Лист № 29
Лист № 30
Лист № 31
Лист № 32
Лист № 33
Лист № 34
Лист № 35
Лист № 36
Лист № 37
Лист № 38
Лист № 39
Лист № 40
Лист № 41
Лист № 42
Лист № 43
Лист № 44
Лист № 45
Лист № 46
Лист № 47
Лист № 48
Лист № 49
Лист № 50
Лист № 51
Лист № 52
Лист № 53
Лист № 54
Лист № 55
Лист № 56
Лист № 57
Лист № 58
Лист № 59
Лист № 60
Лист № 61
Лист № 62
Лист № 63
Лист № 64
Лист № 65
Лист № 66
Лист № 67
Лист № 68
Лист № 69
Лист № 70
Лист № 71
Лист № 72
Лист № 73
Лист № 74
Лист № 75
Лист № 76
Лист № 77
Лист № 78
Лист № 79
Лист № 80
Лист № 81
Лист № 82
Лист № 83
Лист № 84
Лист № 85
Лист № 86
Лист № 87
Лист № 88
Лист № 89
Лист № 90
Лист № 91
Лист № 92
Лист № 93
Лист № 94
Лист № 95
Лист № 96
Лист № 97
Лист № 98
Лист № 99
Лист № 100

Мета, актуальність, наукова новизна та практична цінність



Мета роботи:

1. Прогнозування впливу теплових деформацій на показники працездатності верстата та створення методів, які спрямовані на зменшення виділення тепла.
2. Порівняльна характеристика запропонованих методів охолодження верстата.
3. Створення теплової моделі верстату ПАБ-130 і розробка теплового стану та критичних зон з використанням експериментальних даних.
4. Аналіз теплової моделі та за допомогою запропонованого методу охолодження окремих ділянок та вузлів верстата.

Перелік питань, які були розглянуті в дисертації:

- 1) Огляд термодинамічної системи верстата та аналіз раніше проведених досліджень
- 2) Моделювання теплового стану верстату ПАБ-130 з використанням експериментальних даних.
- 3) Розробка методики і експериментального дослідження теплового стану та відповідних деформацій шпиндельного вузла токарного верстата ПАБ-130
- 4) Порівняльний аналіз теплового поля та термопружного стану верстата та шпиндельного вузла



Рисунок 1 - Об'єкт дослідження - токарний двошпиндельний верстат ПАБ-130 з ЧПК

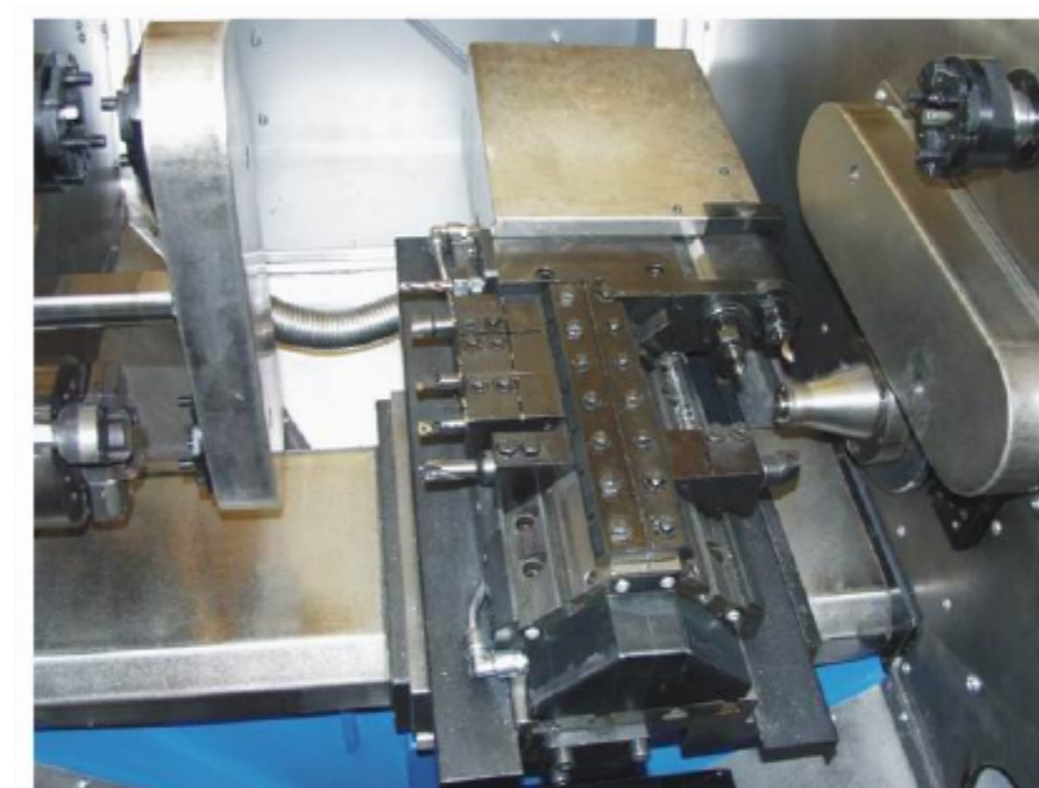


Рис - 2 Інструментальна оснастка

Потужність	15 кВт
Діапазон обертів	100-4000 об/хв
Привод подач	
Швидкість прискореного ходу по вісі X	10 м/хв
Швидкість прискореного ходу по вісі Z	20 м/хв
Система керування	
Дискретність завдання переміщення по осі X	0,001 мм
Дискретність завдання переміщення по осі Z	0,001 мм
Інтерполяція	Лінійна та кругова
Габаритні розміри (довжина, ширина, висота)	2750x1860x1800
Маса	2000

Рис 4 Технічні характеристики токарного верстата ПАБ-130

Новизна та практична цінність проведених досліджень

Розроблена теплова модель токарного верстата ПАБ-130, яка показує зміну температурного нагріву при роботі на заданих режимах
Встановлені закономірності змінювання нагріву основних складових верстата та результати порівняльної характеристики, які відображені у вигляді залежностей
Встановлені залежності, які дозволяють оцінити вплив нагрівання складових верстата на величину переміщень інструмента
Можливий подальший розвиток розглянутої теми, на основі проведеного віртуального експерименту, який не вимагає великого затрату матеріалів та навичок
Запропонований метод охолодження дозволяє суттєво знизити нагрівання та може бути використаний для теплового аналізу шпиндельних вузлів токарних верстатів в цілому

Актуальність проблеми нагріву:

- 1) Оцінка величин температурних деформацій на стадії проектування верстатного устаткування є складним завданням, і її вирішення можливе лише з використанням спеціалізованих програмних засобів.
- 2) Сучасні верстатні системи об'єднують в собі безліч механізмів для здійснення обробки складних поверхонь, механізмів автоматизації процесів завантаження і розвантаження інструменту, заготовок. Це призвело до збільшення енергоозброєності системи, що в свою чергу, зумовлює значний вплив тепла на стан конструкції.
- 3) Необхідність створення конкурентоспроможних металорізальних верстатів, шляхом підвищення точності
- 4) Аналіз сучасного рівня розвитку автоматизації машинобудівного виробництва показує, що найбільш ефективним способом підвищення конкурентоспроможності верстатів, що призводить до зниження вартості проектування, виробництва і експлуатації устаткування, є використання нових інтелектуальних технологій, найважливішим компонентом яких є автоматизовані системи наукових досліджень.

Для досягнення мети роботи та вирішення перерахованих проблем, з огляду на необхідність забезпечення єдності підходу до вирішення завдань ідентифікації та оптимізації термодинамічних системи верстата, були сформульовані завдання роботи:

- 1) Розробити термопружну модель верстата, що забезпечує формалізацію побудови ідентифікаційних і оптимізаційних моделей.
- 2) Експериментально довести адекватність розробленої термо-моделі верстата.
- 3) Дослідити можливість підвищення ефективності прогнозування теплового стану верстата.
- 4) Розробити методи і алгоритми для ідентифікації термодинамічних системи верстата за критеріями теплотривкості і управління його температурної похибкою на основі рішення задачі параметричної оптимізації.
- 5) Розробити алгоритм автоматичної компенсації температурної похибки верстата на етапах проектування, доведення і експлуатації, сформулювати сукупність заходів по управлінню температурної похибкою.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

- вивчити процес теплоутворення і теплові переміщення обраного верстата та методи їх компенсації;
- проаналізувати різні методики проведення експериментів для вивчення теплового стану верстату;
- визначитись, в яких точках верстата вимірювати температуру;
- обрати вже готове програмне забезпечення чи розробити і реалізувати своє;
- визначити площини, в яких будуть проводитись вимірювання зміщень кінця шпиндельного вузла;
- провести віртуальний експеримент в середовищі Autodesk CFD 2019 та впевнитись в адекватності моделі теплового процесу, після проведення ряду досліджень

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»
УДК _____

До захисту допущено

В.о. завідувача кафедри

_____ О.В.Шевченко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2019 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему _____ Підвищення конкурентоздатності верстата
_____ шляхом термостабілізації

Виконала студентка

II курсу, групи МВ – 81мп

_____ Чечоткіна Аліна Миколаївна

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник

_____ к.т.н., доцент Даниленко О.В.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультант з розділу

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент:

_____ доцент, ктн., доцент Скуратовський А.К.

(посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2019

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів і машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 131 Прикладна механіка

Спеціалізація Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів і машин

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____ О.В. Шевченко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2019 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТЦІ

Чечоткіній Аліні Миколаївні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Підвищення конкурентоздатності верстата
шляхом термостабілізації

науковий керівник дисертації Даниленко О.В., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “ _____ ” № _____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: токарний горизонтальний двошпиндельний верстат ПАБ-130

4. Вихідні дані: технічна документація на верстат

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: аналітичний огляд методів і засобів аналізу тепловиділення в верстатах; аналіз джерел підвищеного тепло- виділення; аналіз теплодеформаційних процесів у верстатах та засобів термо- стабілізації; опис базового верстата; моделювання теплових і теплодеформаційних процесів у верстаті та рекомендації щодо його термостабілізації

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Тема, мета, актуальність, новизна, практична цінність; 2) Аналітично-інформаційне дослідження; 3) Загальний вид верстату; 4) Кінематична схема; 5) Розгортка приводу головного руху; 6) Варіанти шпиндельного вузла; 7) Гільза; 8) Моделювання теплового поля в середовищі Autodesk CFD 2019; 9) Аналіз теплової моделі при застосуванні охолодження.

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	28.10 - 03.11	
2	Опис конструкції базового верстату	04.10 – 06.11	
3	Аналіз теплових процесів в токарному верстаті	07.11 – 12.11	
4	Розрахунок теплових потоків та тепловиділення у підшипниках кочення	13.11 – 16.11	
5	Моделювання теплових процесів з використанням Autodesk CFD 2017	17.11 – 25.11	
6	Розробка засобів термостабілізації	26.11 – 30.11	
7	Оформлення креслень і ПЗ	01.12 – 10.12	

Студентка _____ Чечоткіна А.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

Аналітично-інформаційне дослідження термодформаційної системи верстата

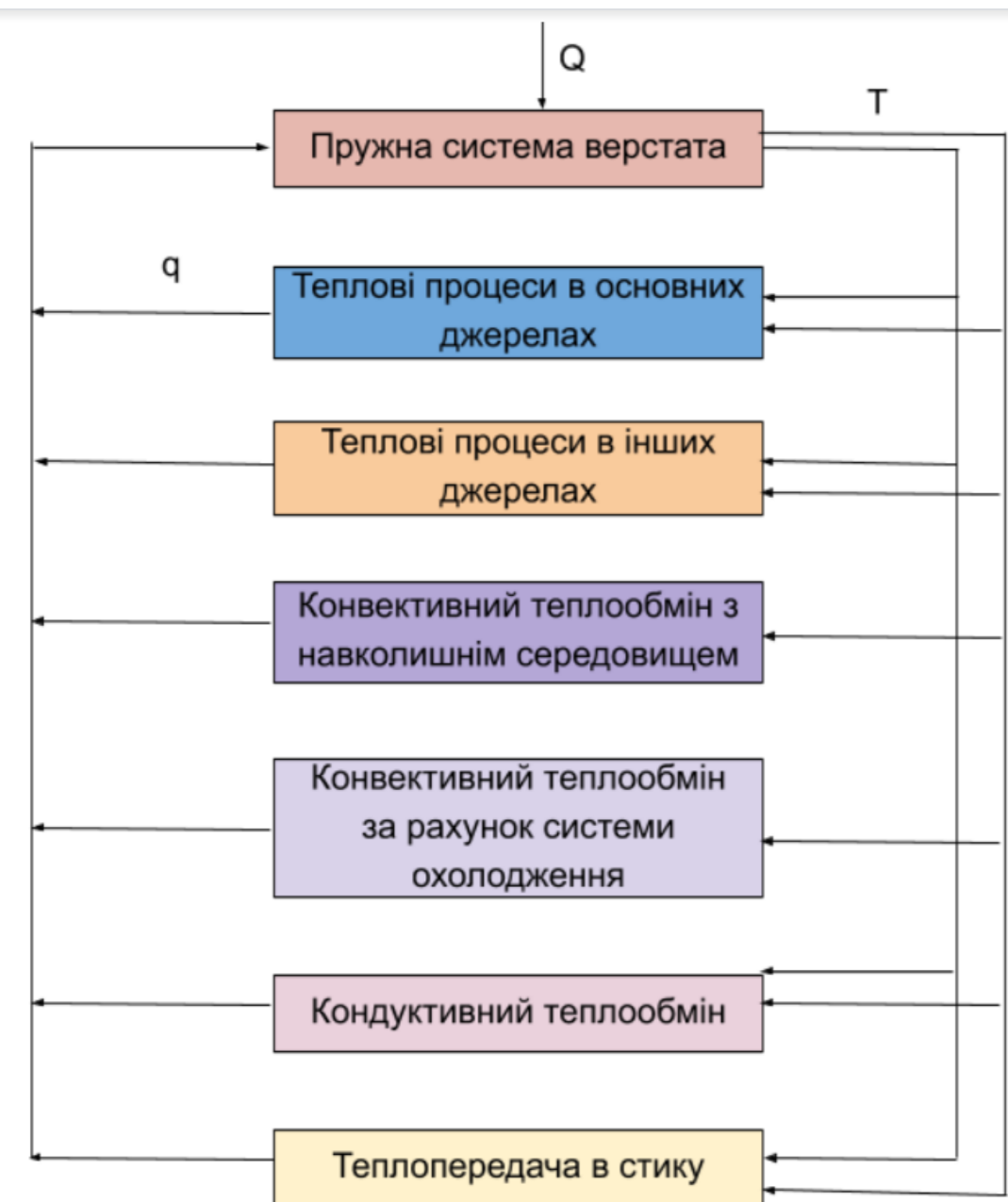


Рис. 1 Термодформаційна система МРВ

1 етап – Прийняття визначеного набору гіпотез, законів, послань та допущень і побудова розрахункової схеми верстата						
Компонентне моделювання ТДСВ; нові типи підшипників; системи змащування опор; нові системи охолодження; використання нових конструкційних матеріалів	Розгляд окремого вузла верстата в якості ТДСВ та оцінка його термодинамічного стану; шпиндельний вузол; ШПП; базова деталь верстата, в основному яка визначає його термодформаційний стан	Теплове моделювання НСС на основі МКЕ з використанням авторських автоматизованих систем моделювання та універсальних – ANSYS, NASTRAN, CFD.				
2 етап – Вибір та розрахунок задачі по причинно-наслідковому признаку						
Стохастичне моделювання	Нейромережеве моделювання	Модальний підхід	Покращення відомих методів моделювання	Редукування	Ідентифікація	Оптимізація
3 етап – розробка та використання інструментальних засобів аналізу термодформаційного стану верстата						
Розробка спеціалізованих автоматизованих систем				Використання універсальних автоматизованих систем моделювання		

Рис. 4 Етапи розвитку теплового моделювання

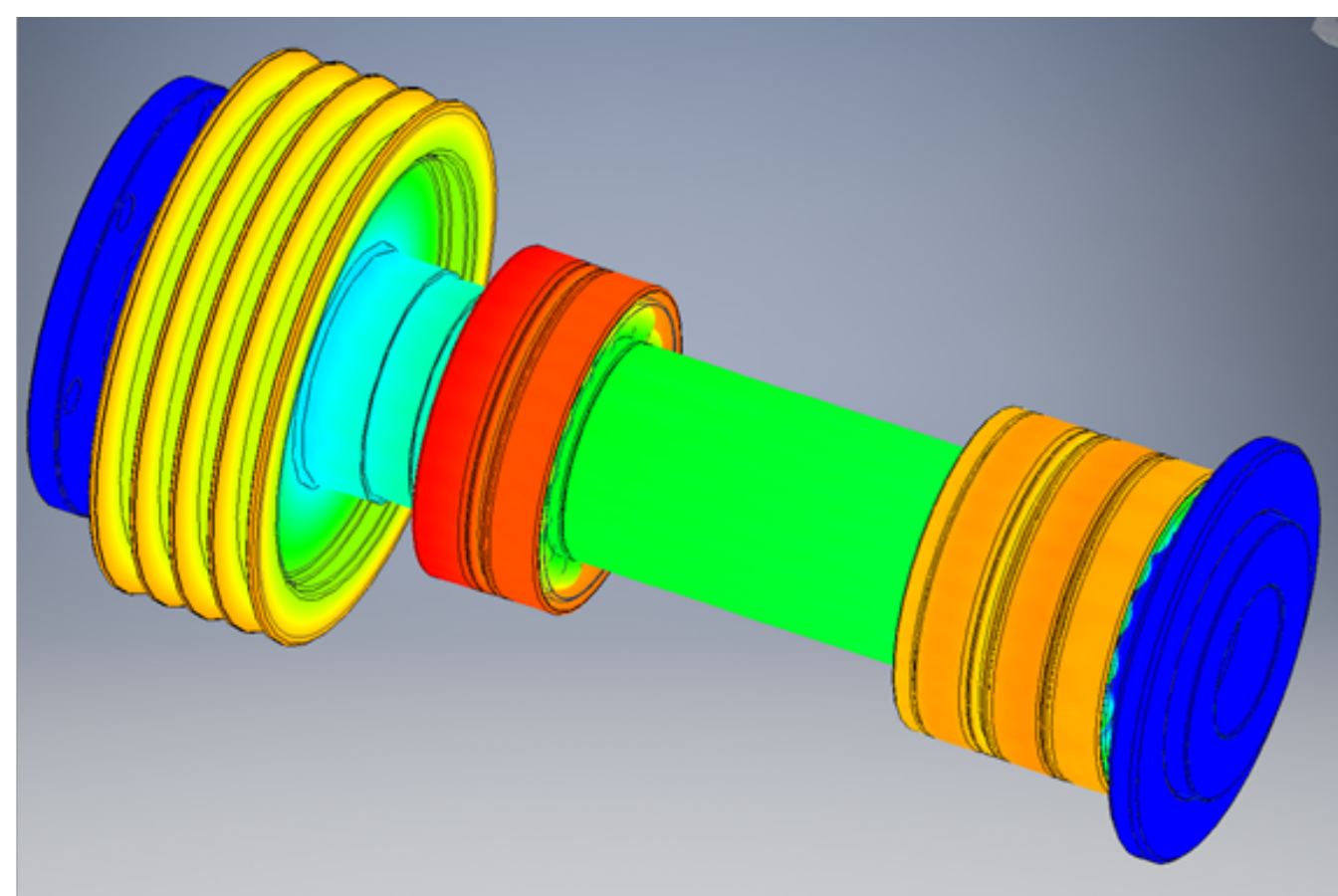


Рис. 7 Термодформаційна система ШВ

1. Розроблено термопружну модель верстата, яка об'єднує теплову та термодформаційну моделі, яка розглядає осесиметричні і об'ємні конструкції в умовах складного теплообміну з урахуванням впливу теплової провідності стиків.
 2. Виявлено вплив на теплову інерційність верстата його конструктивно-технологічних і експлуатаційних параметрів; розроблений алгоритм отримання експрес-оцінки якості математичної моделі верстата; розроблені алгоритми побудови термодформаційної моделі верстата
 3. Основним параметром теплової інерційності верстата є теплова постійна часу
- Проаналізована експрес-оцінка адекватності теплової моделі верстата на ранніх етапах проектування
4. Основною проблемою чисельно-аналітичного підходу є великі обчислювальні витрати при розрахунку моделей великої розмірності. Для їх скорочення рекомендується розробити математичні моделі, алгоритми і програмне забезпечення, що реалізують модальну редукцію, редукцію Гаюна і Ланцоша.

Рис. 2 Тенденції розробки термодформаційної системи МРВ

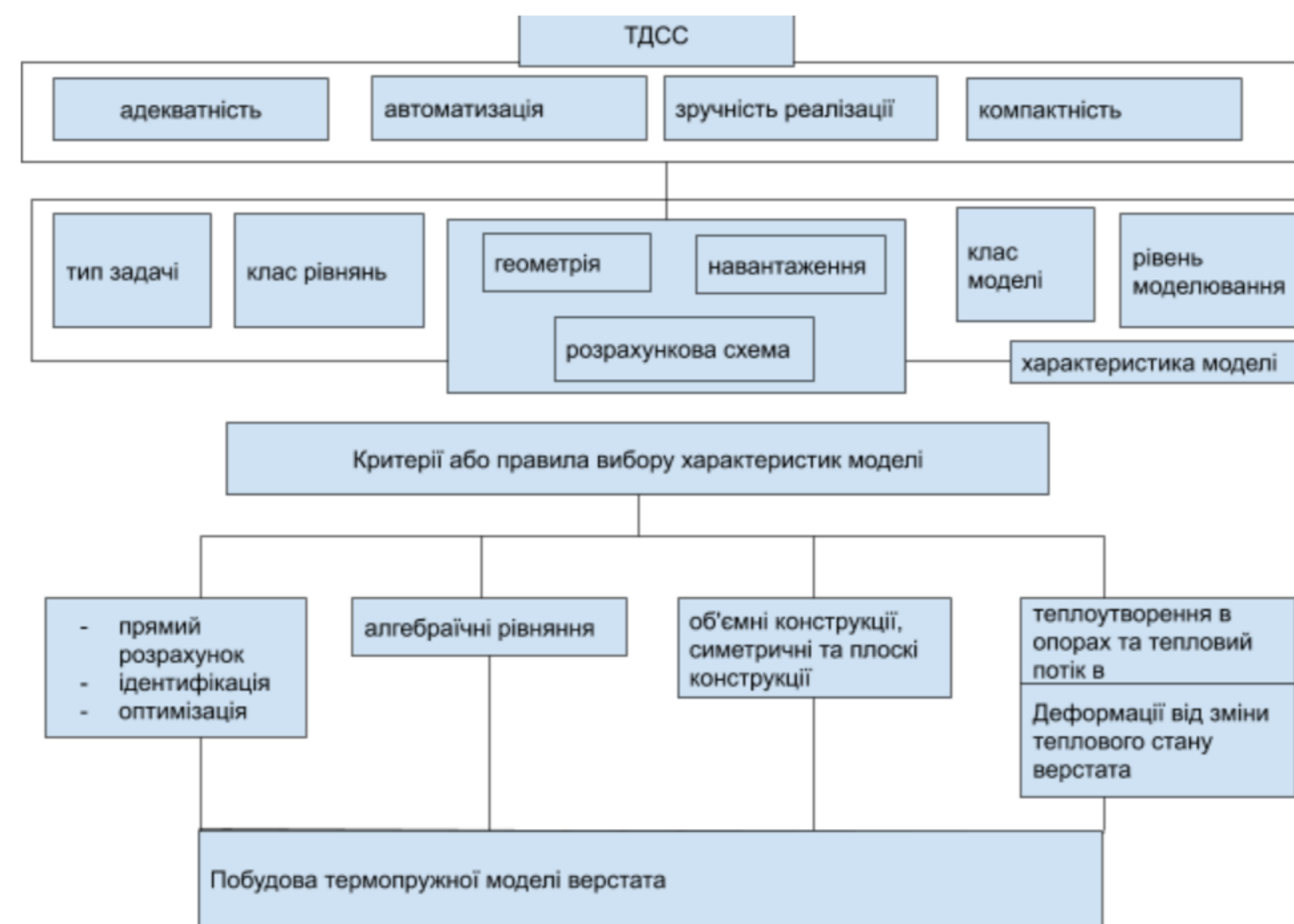


Рис. 5 Схема організації термодформаційної системи верстата

В результаті аналізу робіт виявлено такі тенденції в розробці автоматизованих систем комп'ютерних досліджень металорізальних верстатів:

- а) домінування методу кінцевих елементів в моделюванні складних технічних систем;
- б) вдосконалення теплового моделювання верстатів за рахунок підвищення адекватності математичних моделей: розвиток стохастичного моделювання; розвиток чисельно-аналітичних методів теплових розрахунків; збільшення деталізації уявлення термопружних моделей; розвиток автоматизованих засобів уточнення математичних моделей верстатів за результатами теплових випробувань (в основному для ШВ);
- г) розвиток оптимізації термопружних моделей (в основному для ШВ), а також синтезу конструкцій верстатів на основі отриманих оптимальних проектних рішень із використанням чисельно-аналітичного підходу.
- в) проводиться оцінка впливу окремих базових деталей верстата на формування відносних температурних зсувів інструменту та заготовки

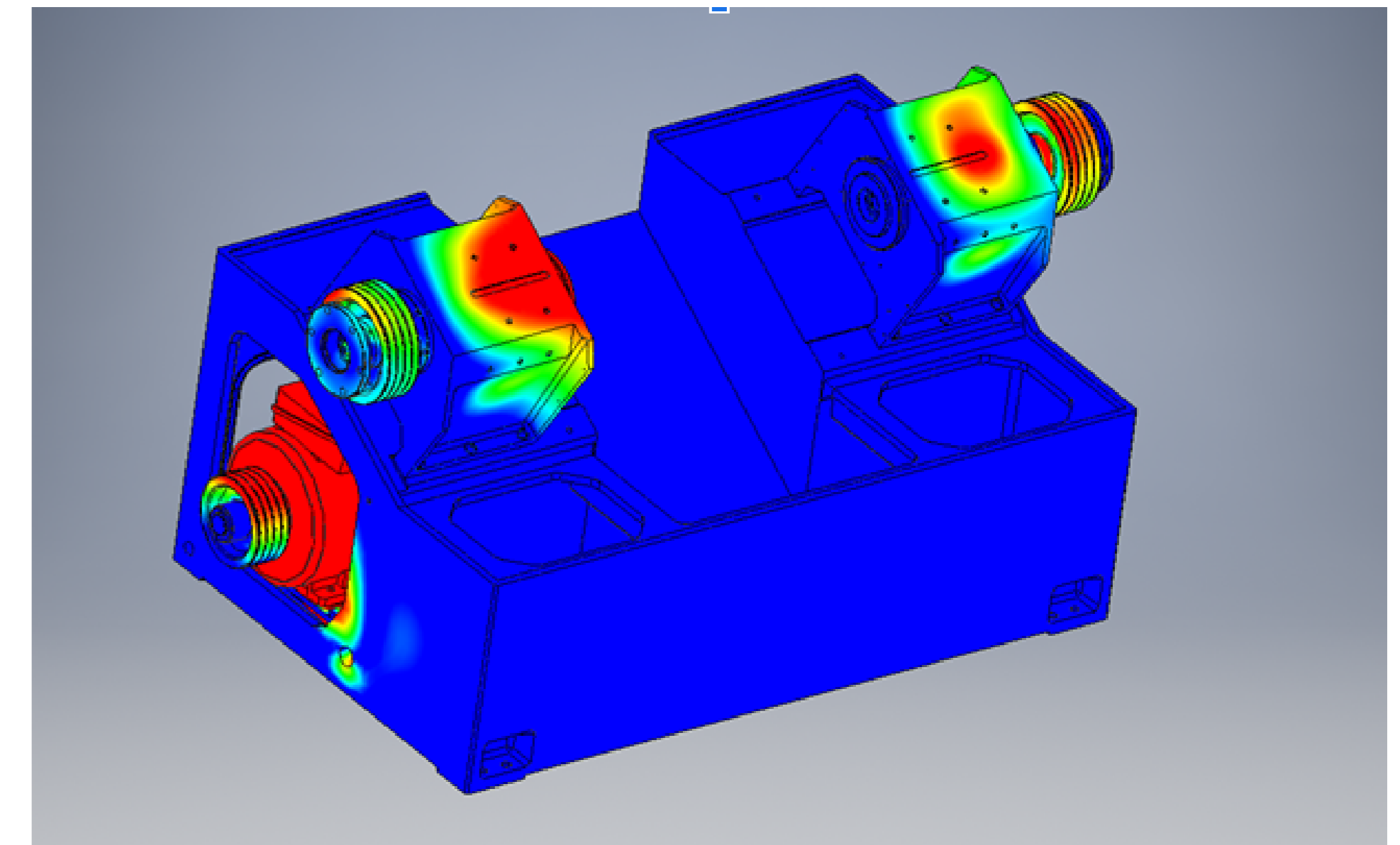


Рис. 3 Теплова модель нагріву токарного верстата ПAB-130

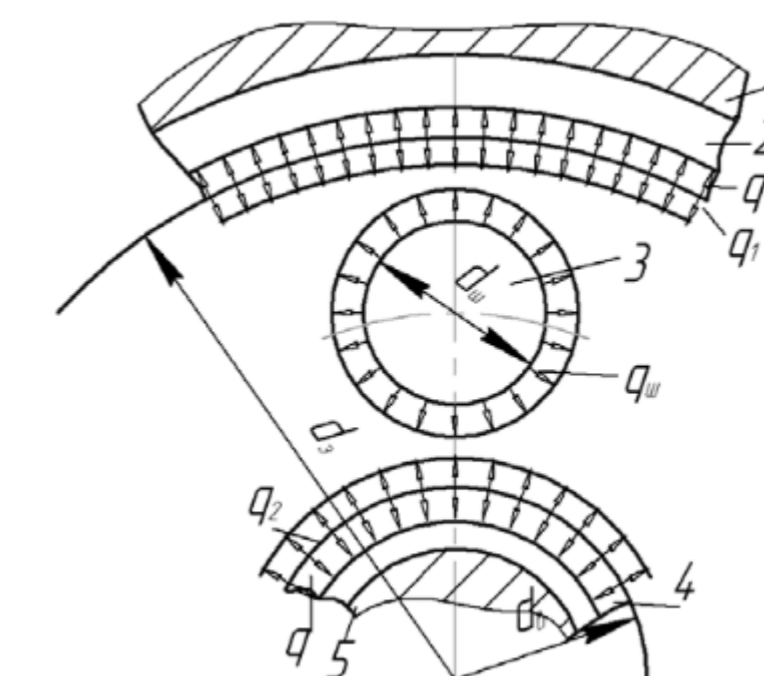


Рис. 6 Структурна схема теплообміну в підшипнику кочення

Баланс теплоти у системі тіл, яку являє підшипник:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \text{ [Вт]},$$

Середня щільність тепловиділення:

$$q = \frac{Q_{\text{заг}}}{\pi \cdot b \cdot (d_i + d_{\text{en}})} \text{ [Вт/м}^2\text{]}$$

$$Q_{\text{заг}} = i \cdot Q_{\text{підш}} \text{ [Вт]}$$

$$Q_{\text{підш}} = 1.047 \cdot 10^{-4} \cdot M_T \cdot n \text{ [Вт]},$$

Температуру на поверхнях зовнішнього та внутрішнього кілець можна знайти, як:

$$\theta_3 = \left(\frac{2 \cdot (q - q_1) \cdot \sqrt{\omega \cdot \tau}}{\lambda \cdot \sqrt{\pi}} \right) \cdot L, \text{ [}^\circ\text{C]},$$

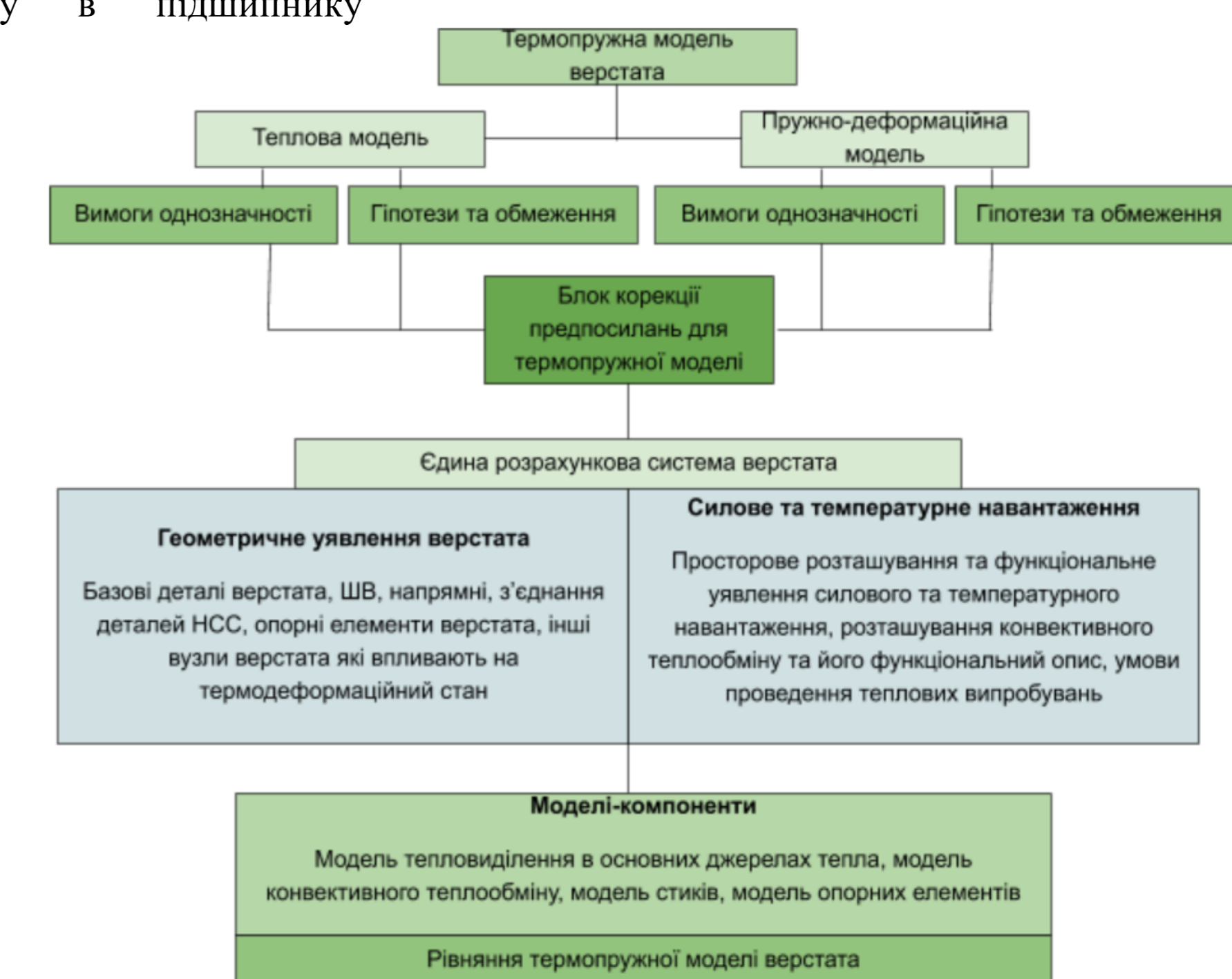
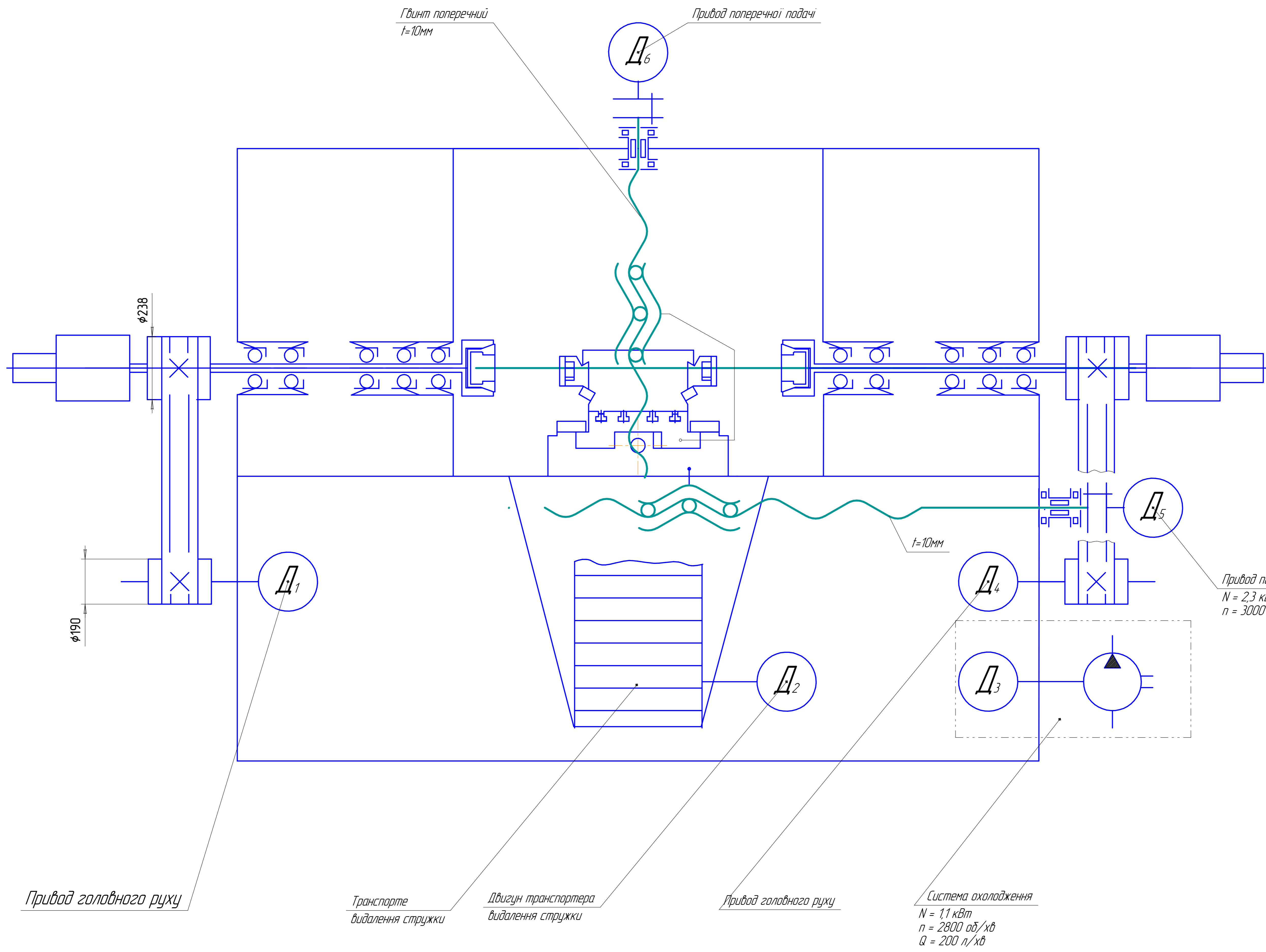


Рис. 8 Загальна структура термопружної моделі верстата



Привод головного руху

Транспорте
видалення стружки

Двигун транспортера
видалення стружки

Привод головного руху

Система охолодження
N = 1,1 кВт
n = 2800 об/хв
Q = 200 л/хв

Привод поздовжньої подачі
N = 2,3 кВт
n = 3000

Гвинт поперечний
t = 10мм

Привод поперечної подачі

Взам. №	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Точарний верстат ПАБ-130	Лист	Маса	Масштаб
№ розр.	Черт. №	Лист	Лист	Лист	Схема кінематична принципова	Лист	Лист	1
Т. контр.	Протасов					КПІ ім. Ігоря Сікорського ММІ, МВ-81мп		
Утв.						Формат А1		

Шпиндельний вузол токарного верстата ПАБ-130

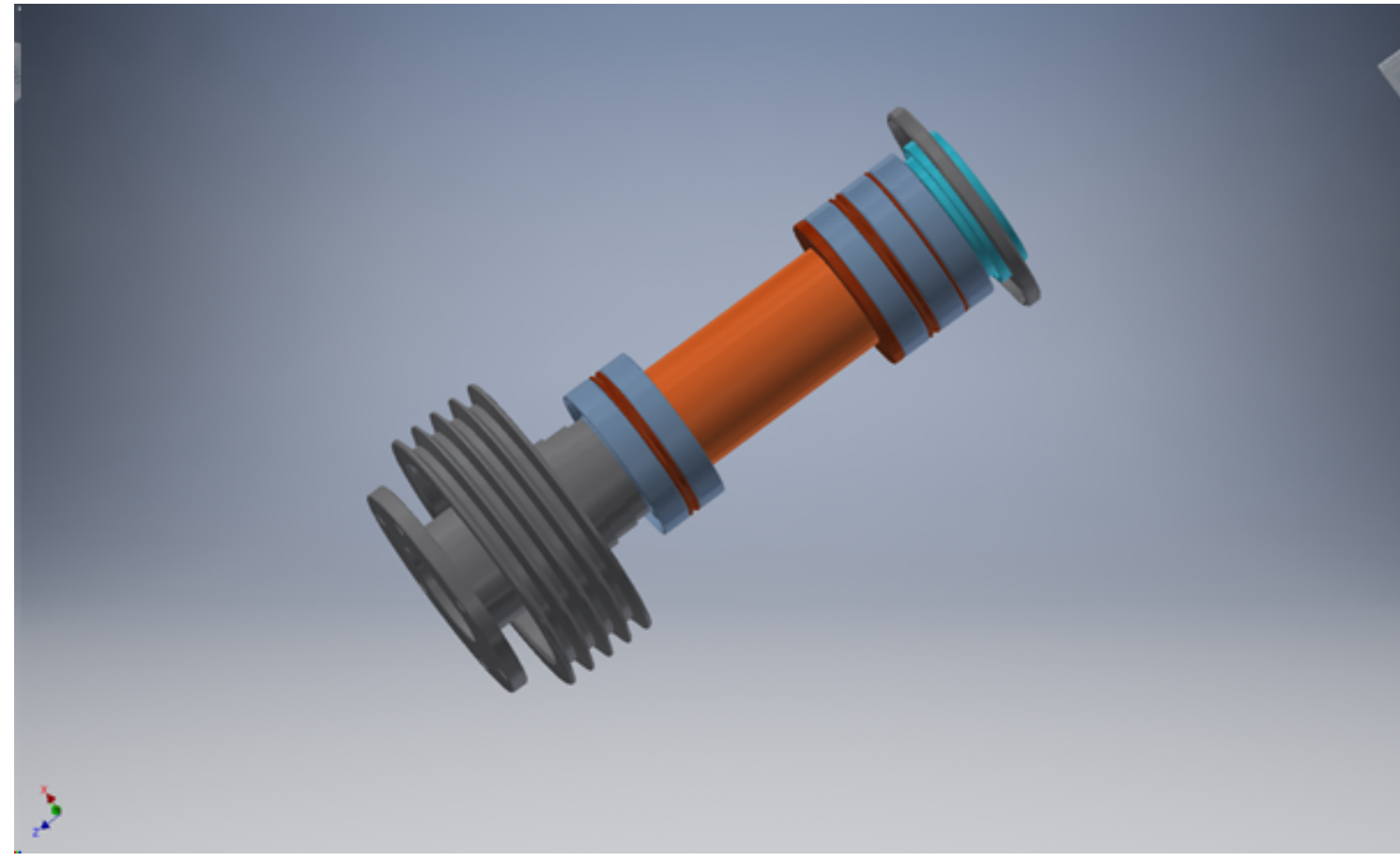


Рис. 1 Модель шпинделя токарного верстата ПАБ-130

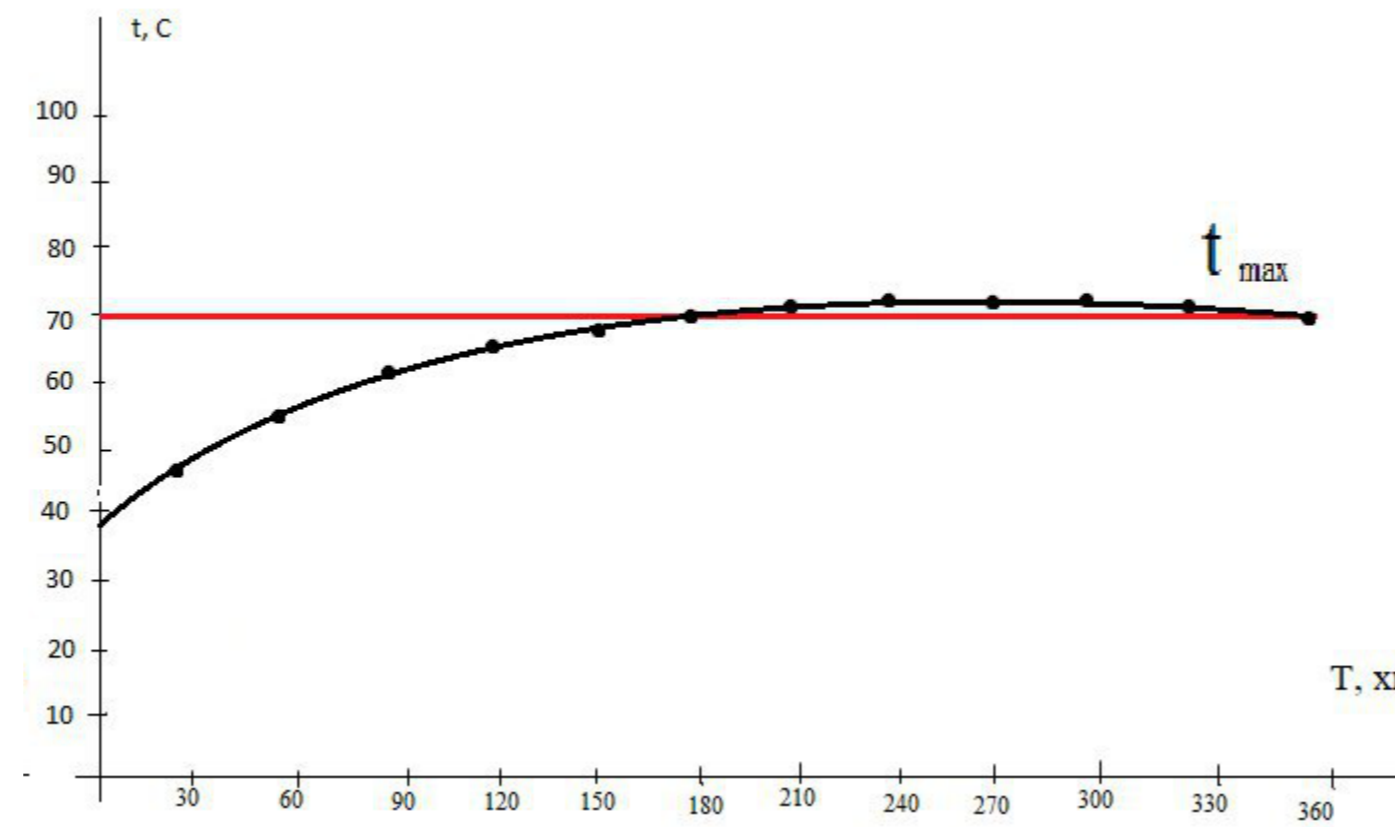


Рис. 2 Графік залежності нагрівання опор з урахуванням температурного ліміту

Оптимальна температура нагріву в холодний період року	35-45° C
Оптимальна температура нагріву в теплий період року	50-55° C
Допустима температура нагріву в холодний період року	50-60° C
Допустима температура нагріву в теплий період року	65-70° C

Рис. 3 Наближене значення оптимальної та допустимої температури нагріву опор ШВ

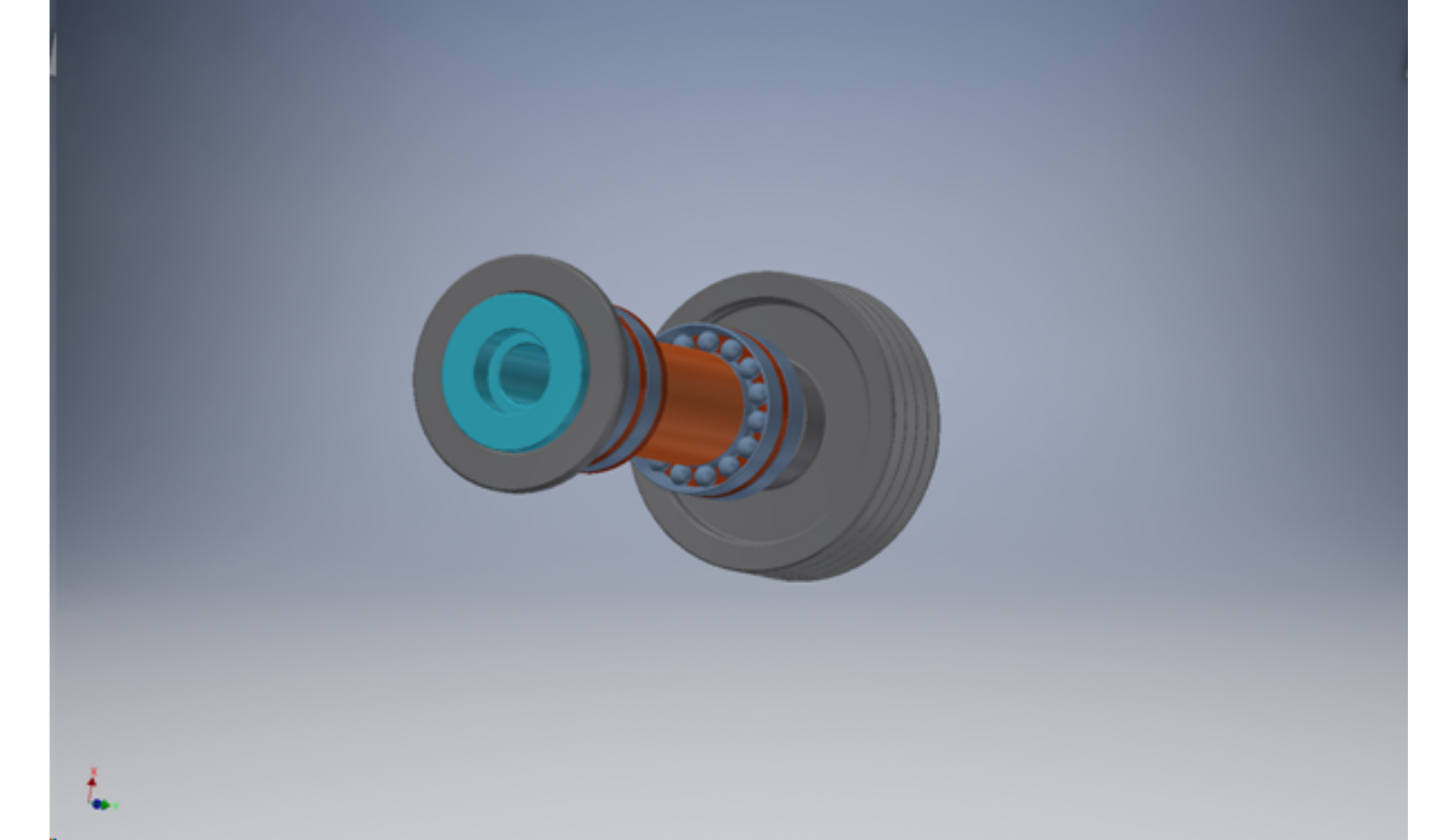


Рис. 4 Модель шпинделя токарного верстата ПАБ-130

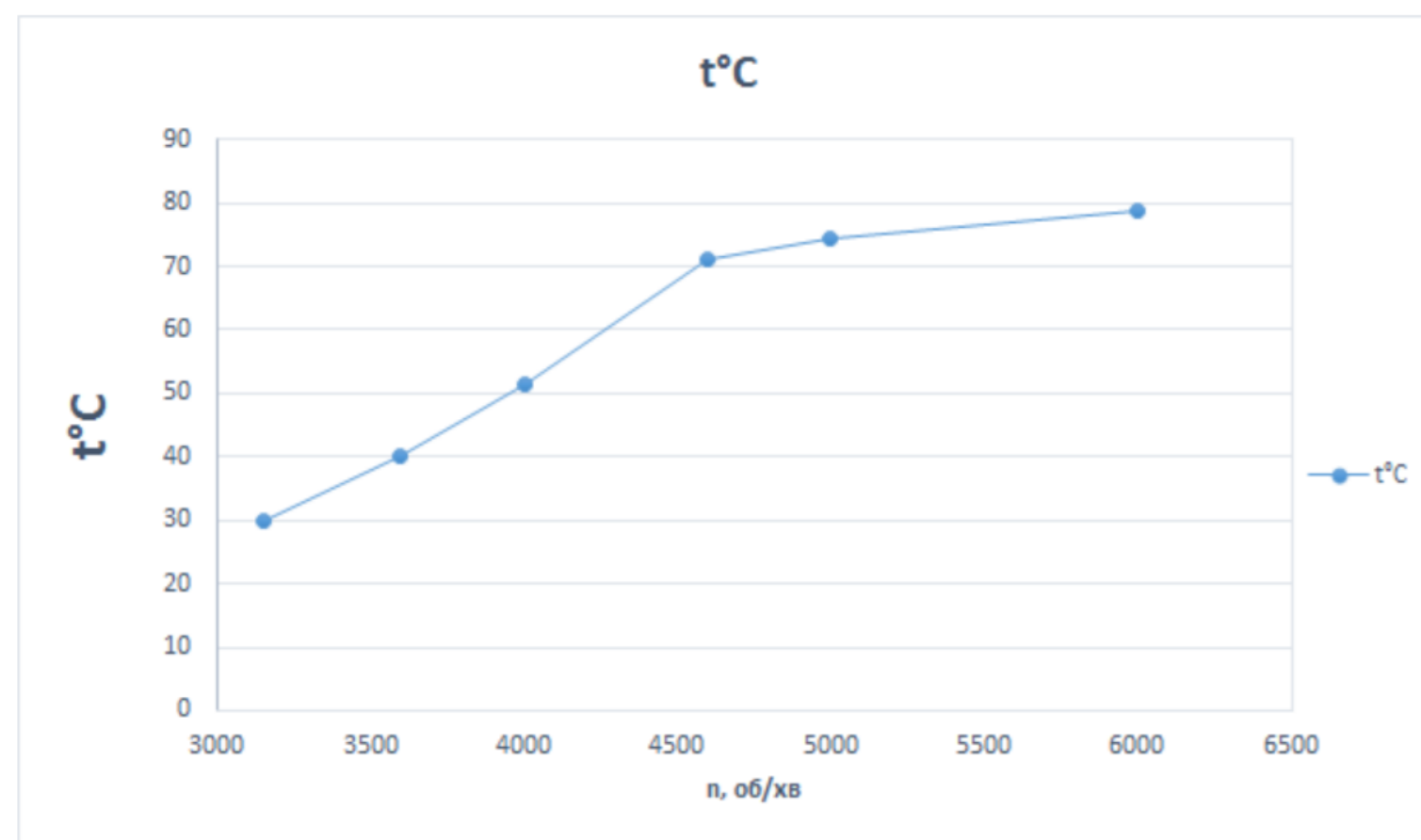


Рис. 5 Графік температурної залежності опор від підвищення обертання шпинделя, враховуючи зазначений крок часу

Джерело тепла	Засоби зменшення тепловиділення			
	Усунення	Зменшення	Регулювання	Компенсація
Електродвигун	Видалення з конструкції	Підвищення ККД	Повітряне та масляне охолодження	Повітряне та масляне охолодження
Гідравлічна система	Видалення з конструкції	Підвищення ККД, оптимальна в'язкість мастила; насос зі змінною передачею; велика кількість мастила	Повітряне охолодження; штучне охолодження; керування охолодженням мастилом	Повітряне охолодження
ШВ	Використання аеростатичних підшипників	Резервне обертання шпинделя; раціональне розташування різця відносно заготовки; біметалічні вкладиші для підшипників; оптимальний зазор; зміна конструкції шпинделя	Терморегульоване охолодження. Установка на терморегульованій плиті; застосування спеціального покриття; установка обігрівачів в тіло шпинделя	Застосування холодильних засобів; теплокомпенсаційні пристрої; примусове охолодження мастила
СОЖ	Встановлення пластини для відводу СОЖ по каналу	Раціональна схема підводу та отводу; збільшення розходу	-	-
Навколишнє середовище	-	Кондиціонування повітря; симетричність конструкції; козух із теплоізоляційного матеріалу	Застосування занавісок із терморегульованого повітря; термоконстанти приміщення	-
НСС	Використання матеріалів з низьким коефіцієнтом теплопровідності	Заміна компонентів; перерозподіл теплових потоків; прогрів до теплової рівноваги; термосиметричні конструкції; локалізація джерел тепла; локальний нагрів (охолодження)	Активне охолодження; установка додаткового джерела для нагріву; корекція в ЧПУ	Застосування теплових компенсаторів; попереднє коректування вісі шпинделя; застосування автоматичної компенсації
Коробка швидкостей	-	Мастило, як охолоджувач шляхом водяного теплообміну	-	-

Рис. 7 Методи зменшення теплових деформацій в МРВ

Аналіз отриманого після ідентифікації термодформаційної системи верстата температурного поля верстата показав, що найбільший нагрів відмічався на внутрішній поверхні гільзи шпинделя, в місці установки передньої опори шпинделя та задня стінка верстата (електродвигун). Максимальне значення нагріву опор (при 4000 об/хв) складало 51°C, що є досить наближеним значенням до регламентованого нагріву в 60°C. Треба зазначити, що попередні експерименти показали нагрів, який складав 74°C.

Розрахунок теплових деформацій здійснюється в певній послідовності:

1. Будеться тривимірна твердотільна модель шпиндельного вузла.
2. Для визначення теплових деформацій в стані сталої теплової рівноваги, тобто при незмінній температурі елементів верстата, в додатку Autodesk CFD виконується термічний аналіз стійкого стану. При цьому в якості навантажень вказуються теплова потужність джерел тепла (шків і підшипники), а також способи відведення тепла - конвекція і випромінювання.
3. Визначається схема закріплення вузла і з'єднання його компонентів.
4. Підсумовуємо розрахунок і аналізуємо напруги і деформації конструкції в результаті її нагрівання.

Рис. 8 Послідовність виконання розробки теплової моделі

Розрахунок нагрівання проходив для таких частот: 3150, 3600, 4000, 4600, 5000, 6000 об/хв.

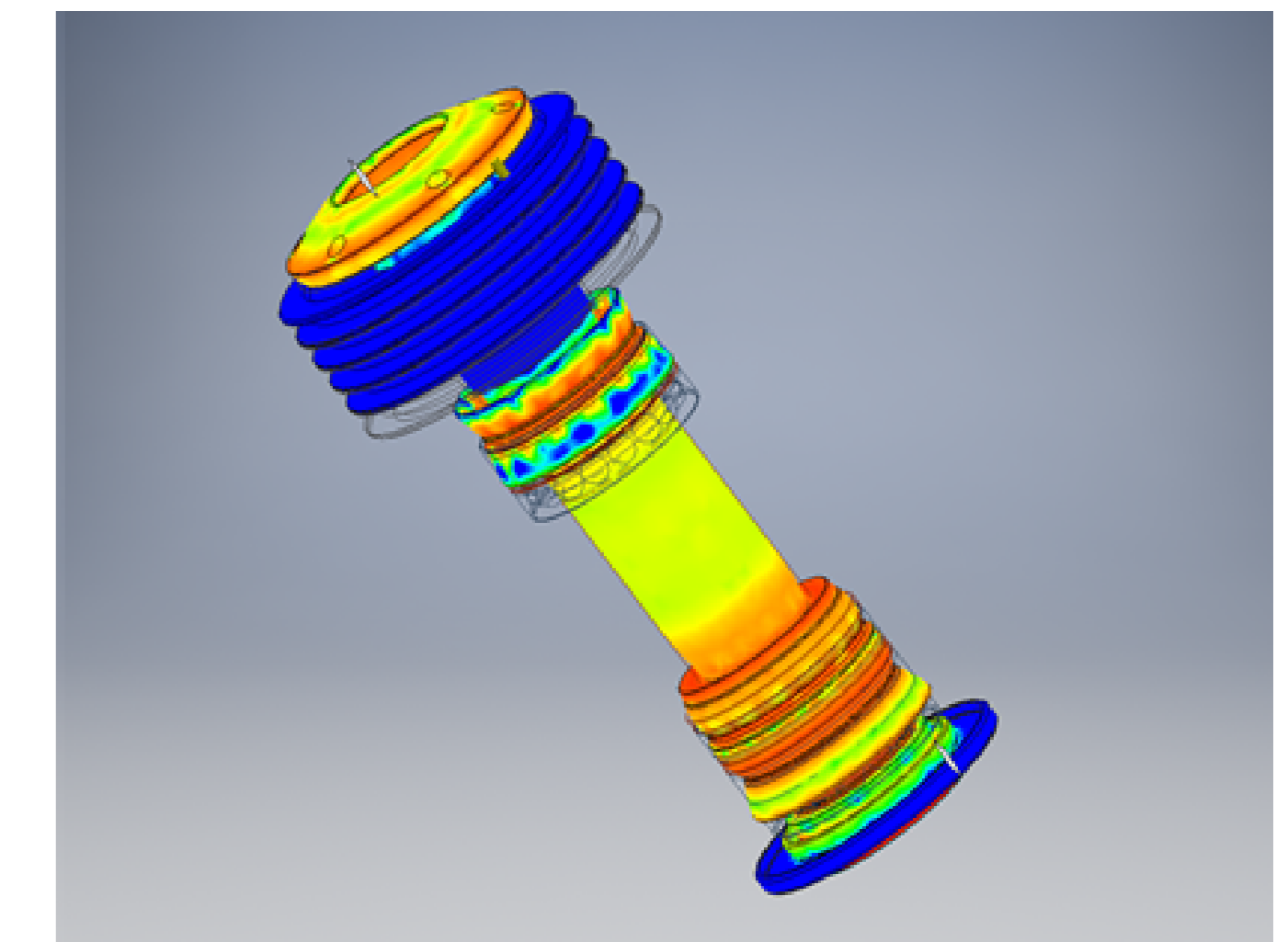


Рис. 9 Теплова модель ШВ при роботі 6 годин з частотою обертання 4000 об/хв

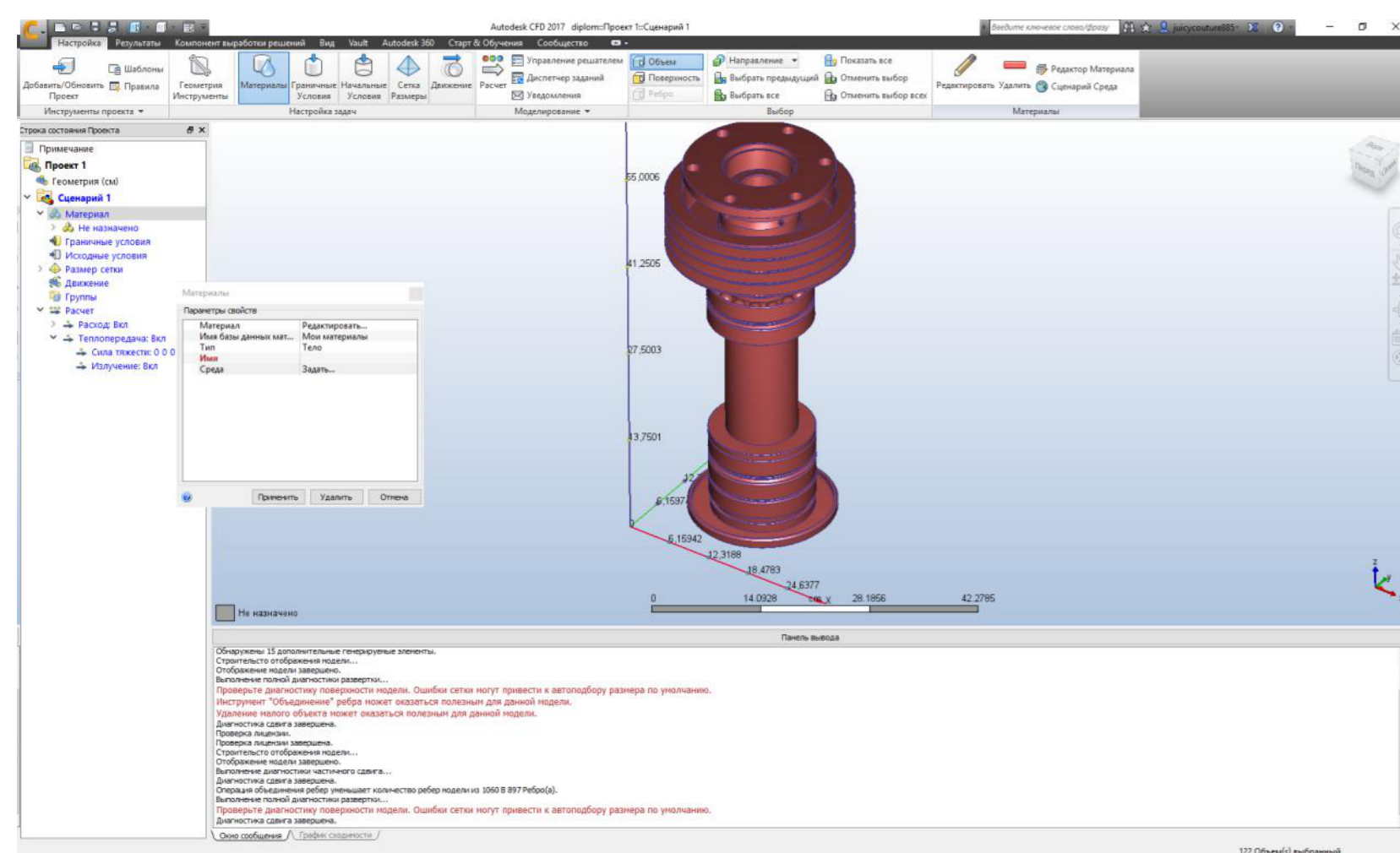


Рис. 6 Процес моделювання нагріву ШВ в програмі Autodesk CFD 2019

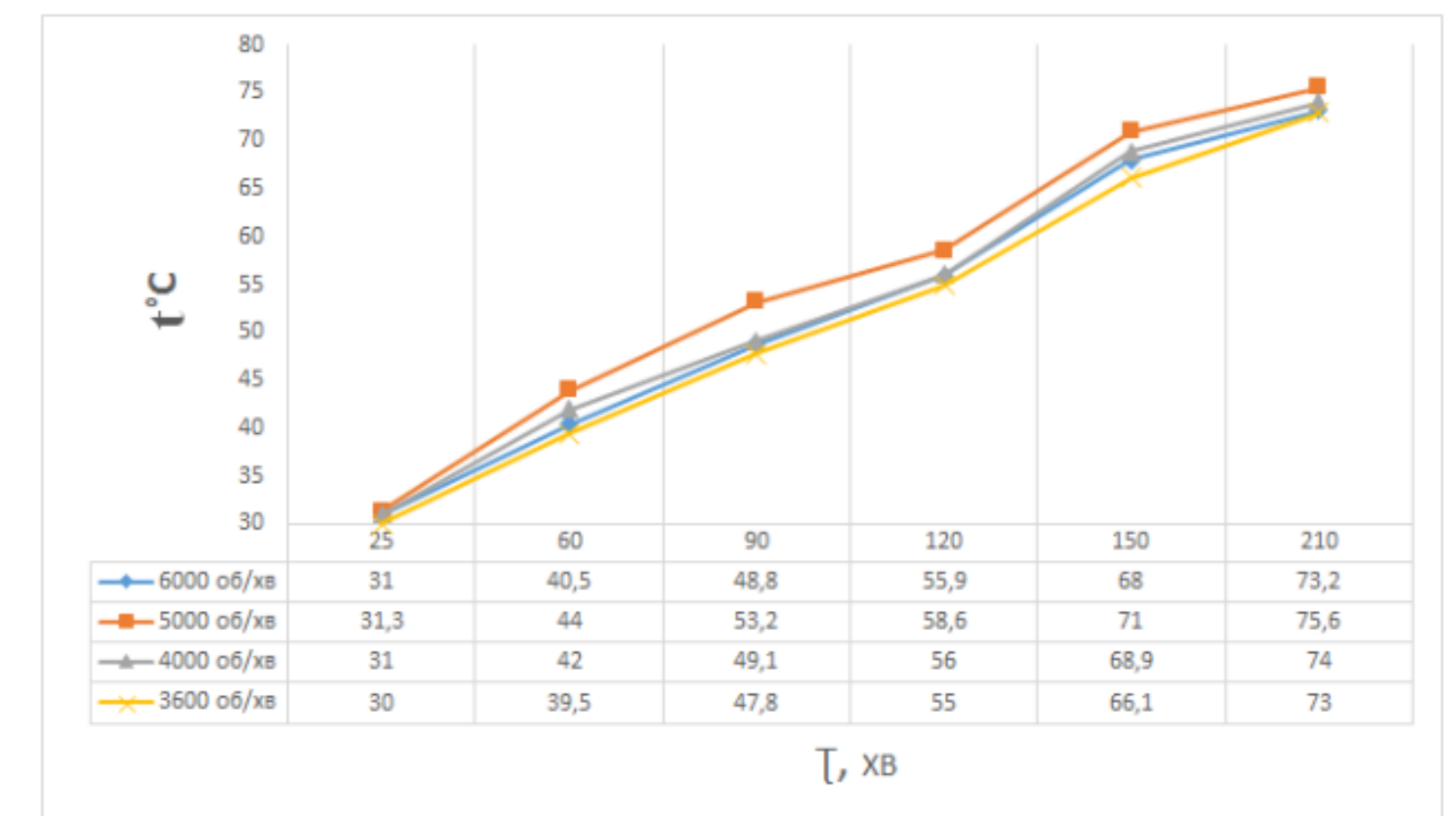
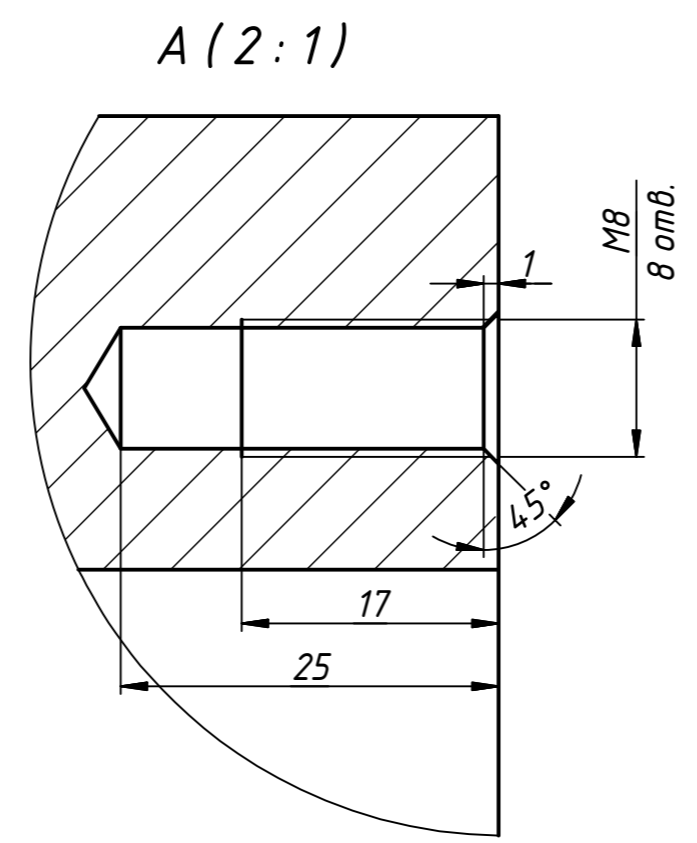
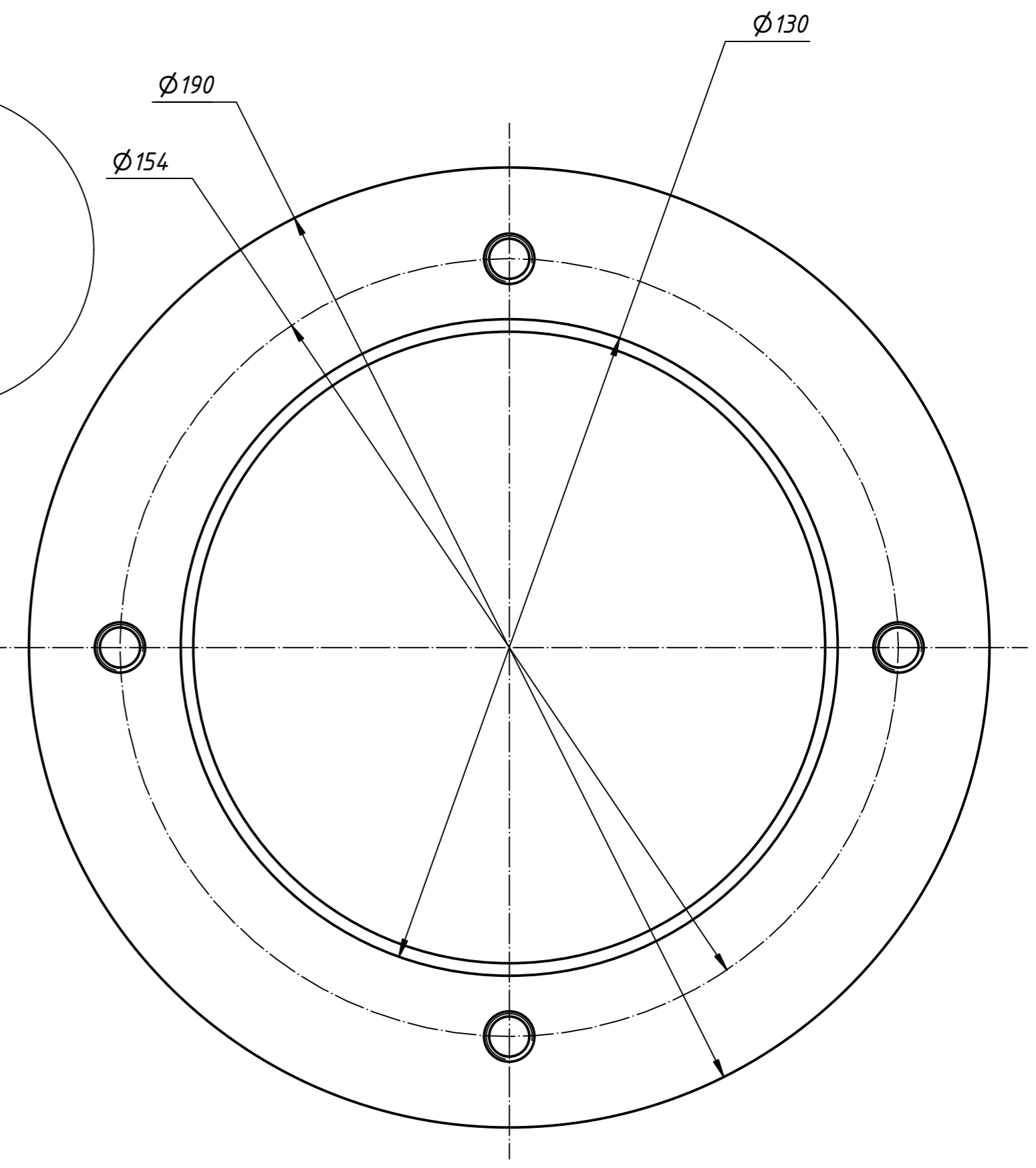
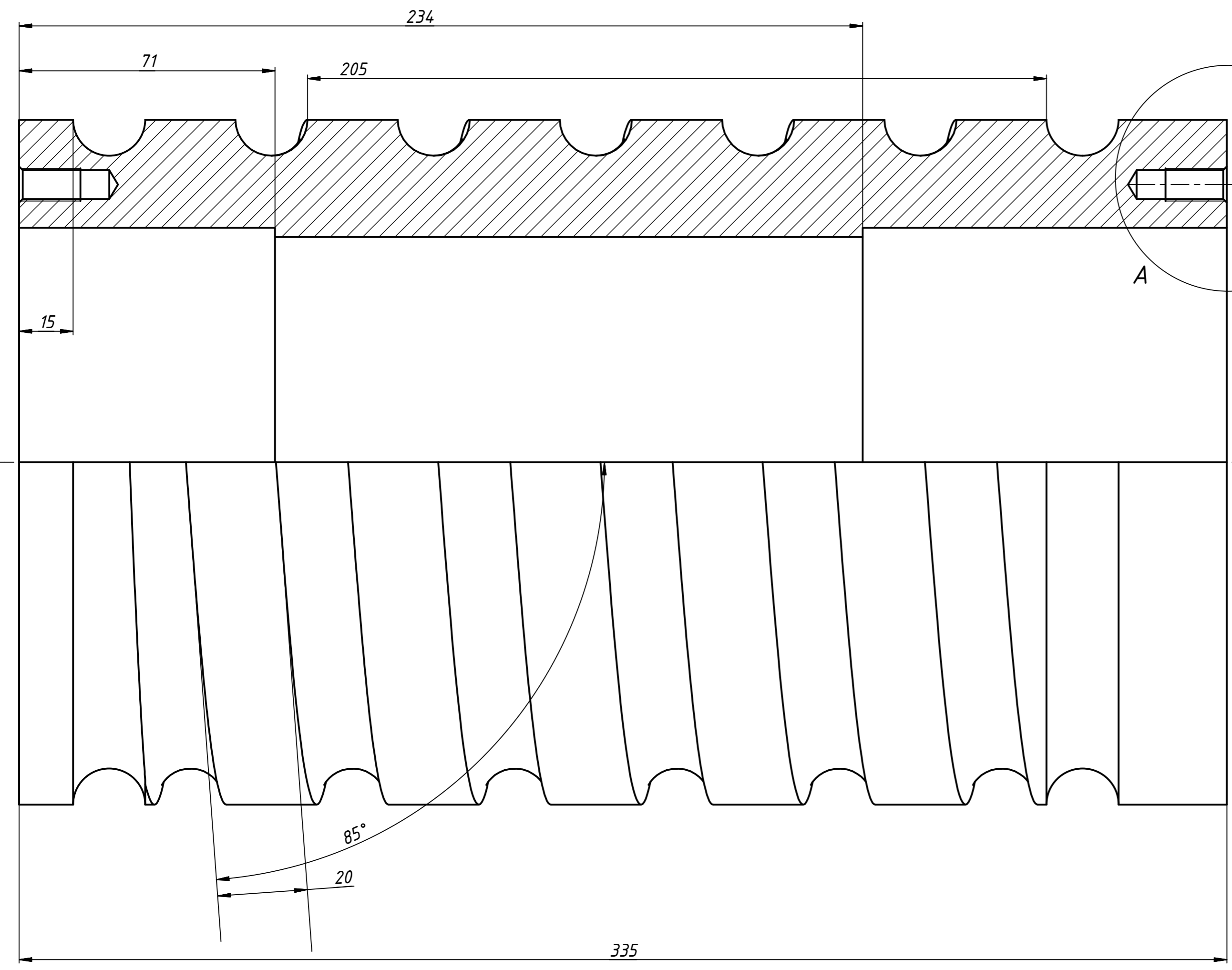


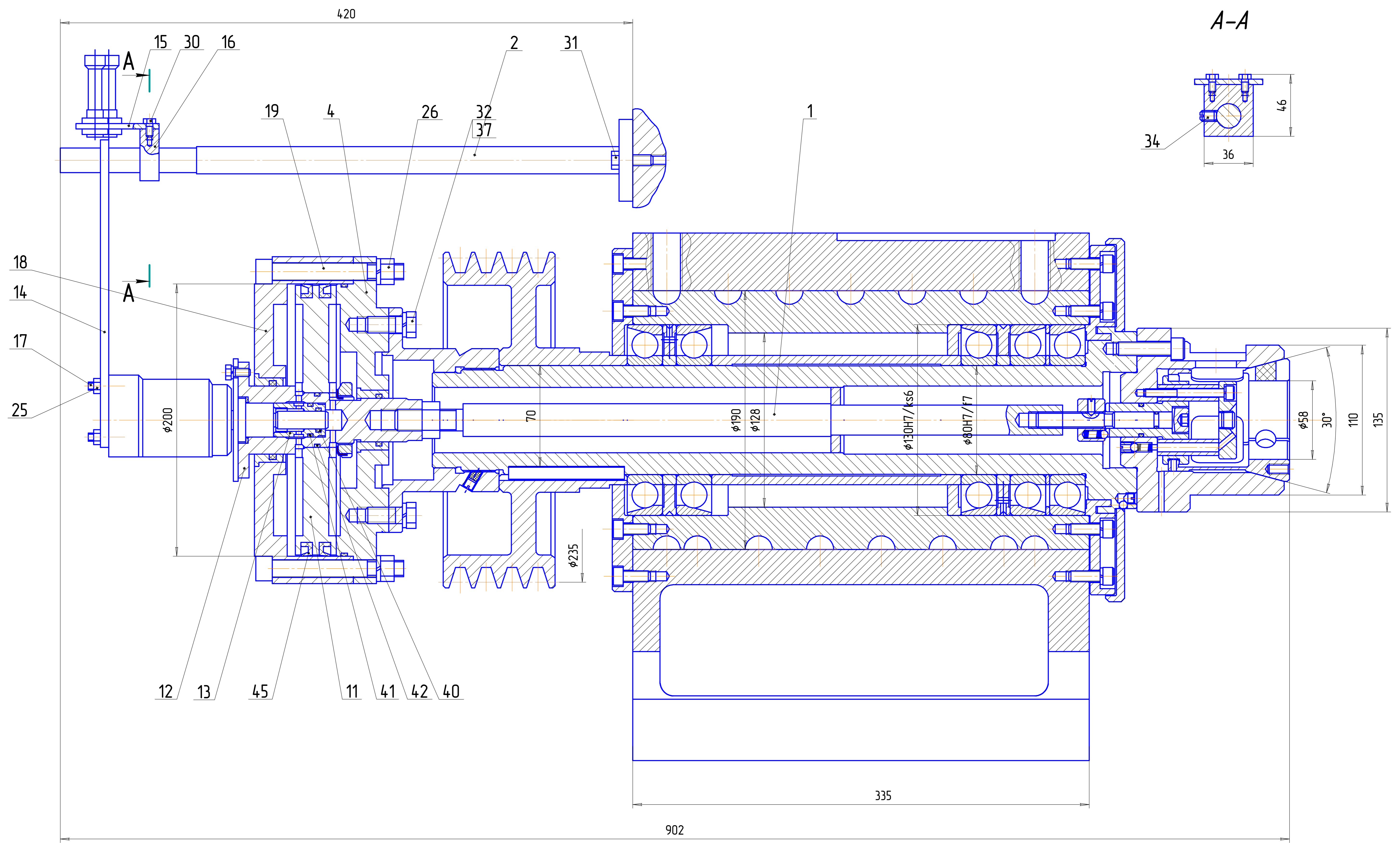
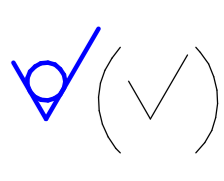
Рис. 10 Графік залежності нагрівання опор шпинделя від частоти обертання

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл.



1. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm \frac{IT14}{2}$.
2. 40...45 HRCэ.
3. Покрытие: Хим.Окс.прм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Чечоткина			15.12.19	В	4,5	1:1
Пров.	Даниленко				Лист	Листов	1
Т. контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050		
Нач. отд.					Копировал		
Н. контр.					Формат А2		
Чтв.							



1. Розміри для довідок.

Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Шпиндельний вузол Складальний кресленик	Лист	Маса	Масштаб
Разраб.	Чечоткина					115кг	1:2	
Проб.	Даниленко					Лист	Листов	1
Т.контр.						НТУУ КІП ім Ігоря Сікорського		
Н.контр.						Формат А1		
Утв.					Копіював			

Лист № 1
Лист № 2
Лист № 3
Лист № 4
Лист № 5
Лист № 6
Лист № 7
Лист № 8
Лист № 9
Лист № 10
Лист № 11
Лист № 12
Лист № 13
Лист № 14
Лист № 15
Лист № 16
Лист № 17
Лист № 18
Лист № 19
Лист № 20
Лист № 21
Лист № 22
Лист № 23
Лист № 24
Лист № 25
Лист № 26
Лист № 27
Лист № 28
Лист № 29
Лист № 30
Лист № 31
Лист № 32
Лист № 33
Лист № 34
Лист № 35
Лист № 36
Лист № 37
Лист № 38
Лист № 39
Лист № 40
Лист № 41
Лист № 42
Лист № 43
Лист № 44
Лист № 45
Лист № 46
Лист № 47
Лист № 48
Лист № 49
Лист № 50

Аналіз теплової моделі при застосуванні охолодження

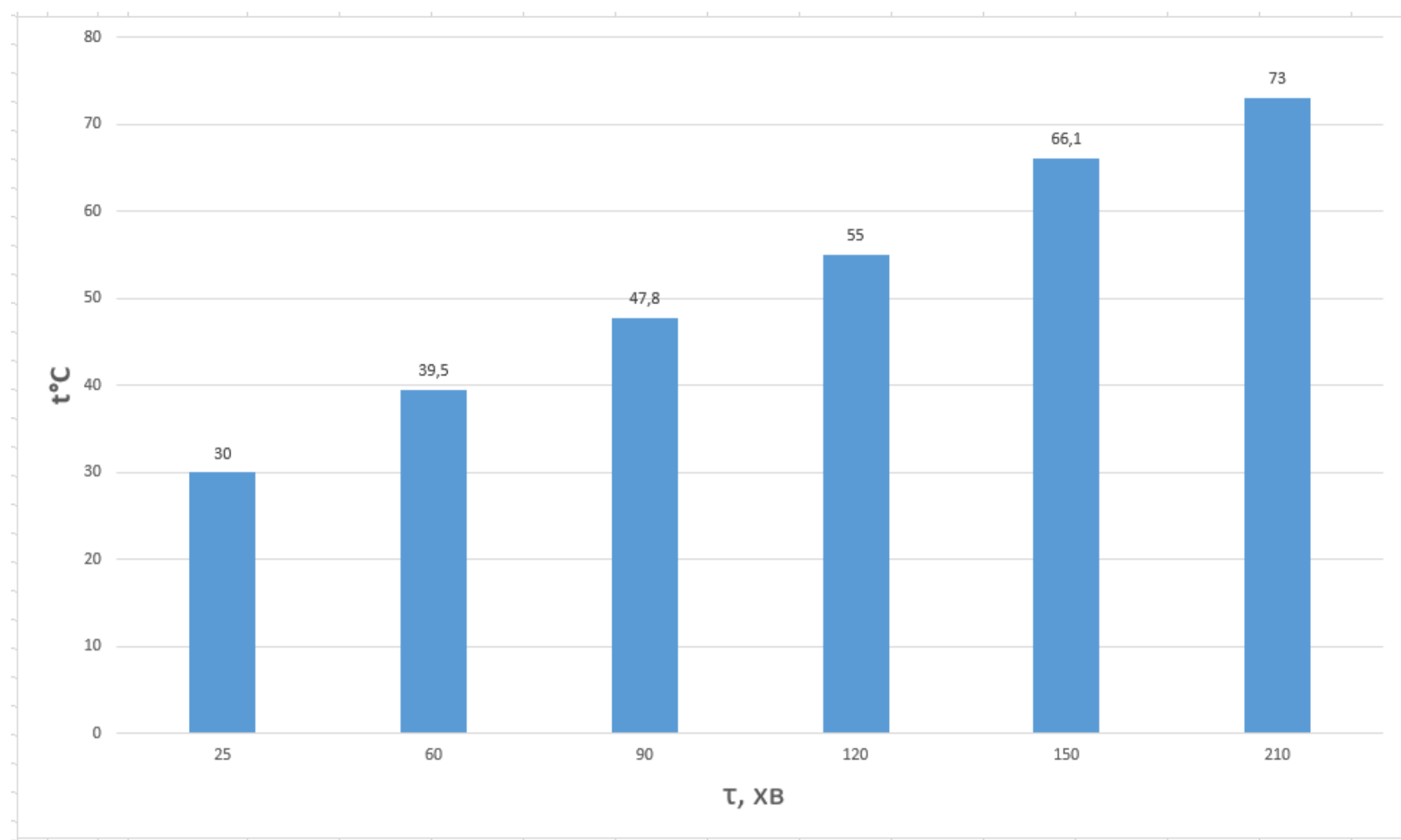


Рис. 1 Графік нагріву в залежності від часу роботи верстата при 4000 об/хв

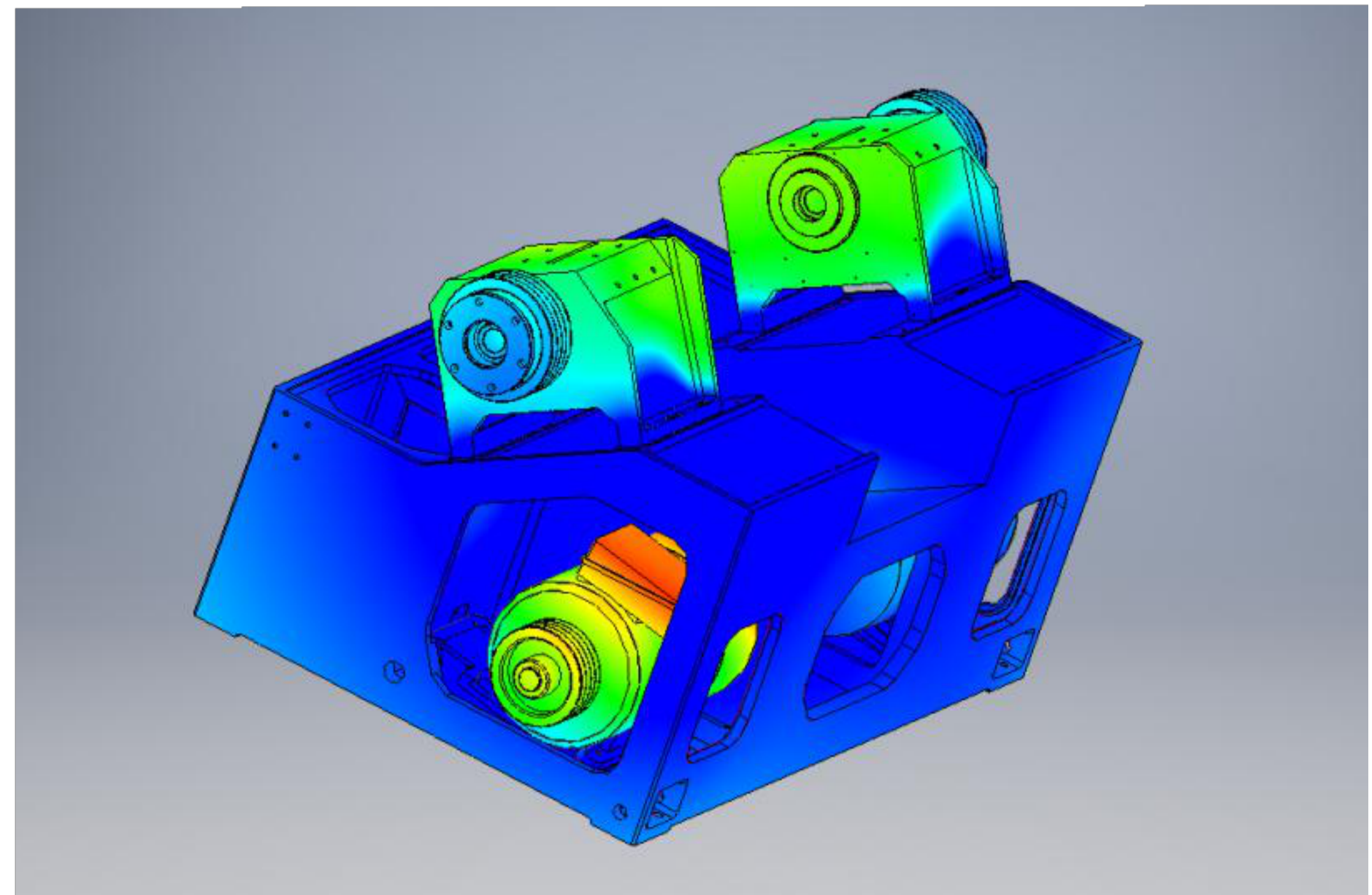


Рис. 2 Теплова модель верстата при використанні запропонованого методу охолодження

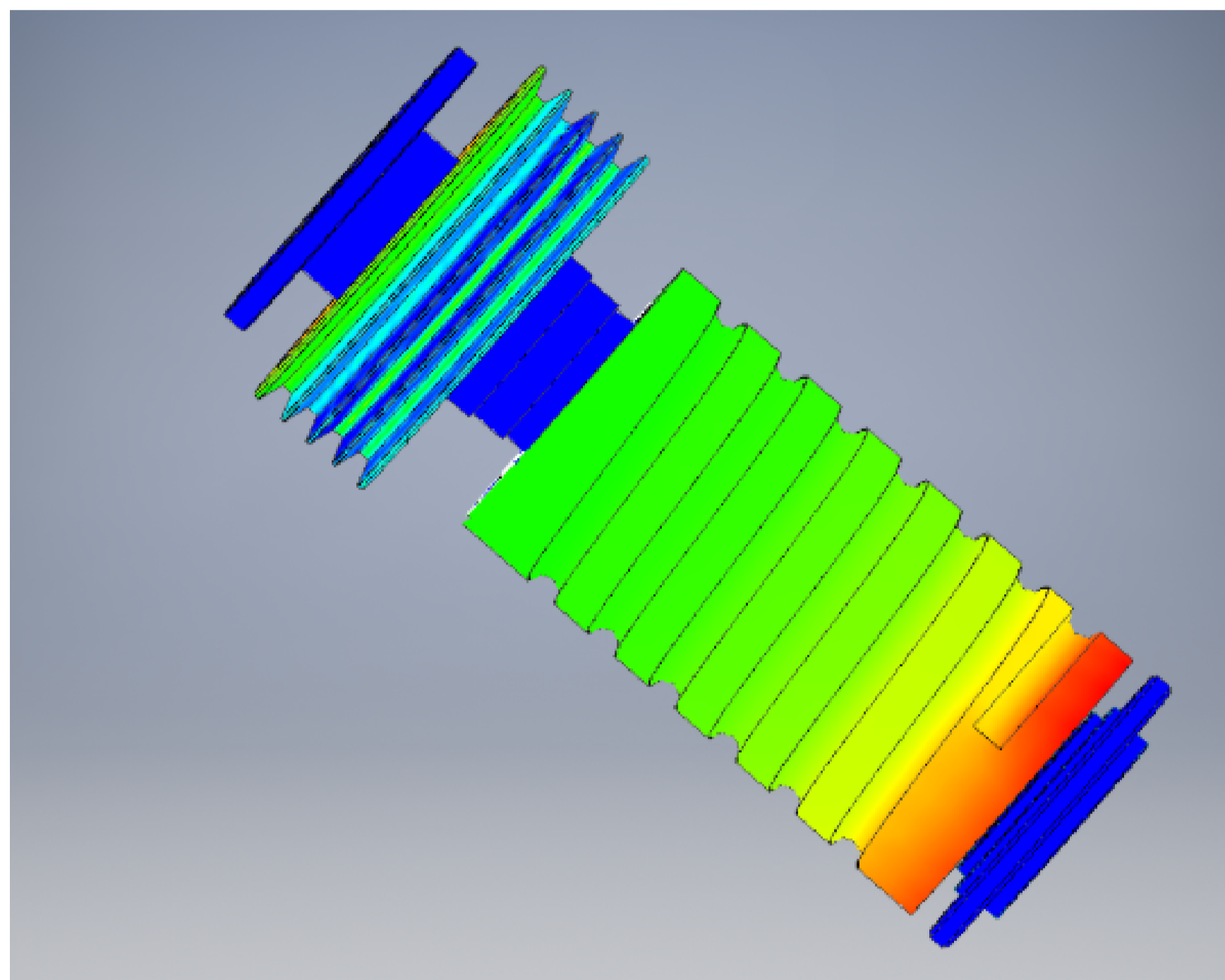


Рис. 3 Теплова модель ШВ з насадженою гільзою на опорах, яка виконує функцію відводу тепла та охолодження

Результати оптимізації показали наступне:

1. Надлишкова температура нагрівання опор в деяких точках становила 14°C
2. Для більш високих частот обертання шпинделя (починаючи від 5000 об/хв) значне нагрівання відбувалося в опорах шпиндельного вузла, що становило 75°C, що на 5°C більше від максимальної температури нагріву опор, що в подальшому спричинює похибки оброблення.
3. Запропонована методика охолодження сприяє зниженню температурного поля верстата понад 7°C.
4. Залежності від нагрівання і охолодження можна прослідкувати за тепловими моделями, які характеризують тепловий стан верстата та відображають розподіл тепла.
5. Результати експериментального моделювання дали змогу визначити та встановити той факт, що оптимальна термодформаційна система верстата, для якої скорочення температурних переміщень буде задовольняти норми, забезпечуються в варіантах оптимізації, які включають в себе не один, а декілька факторів, що впливають на термостабільність системи.

Рис.4 Результат проведеного аналізу теплової моделі при використанні охолодження

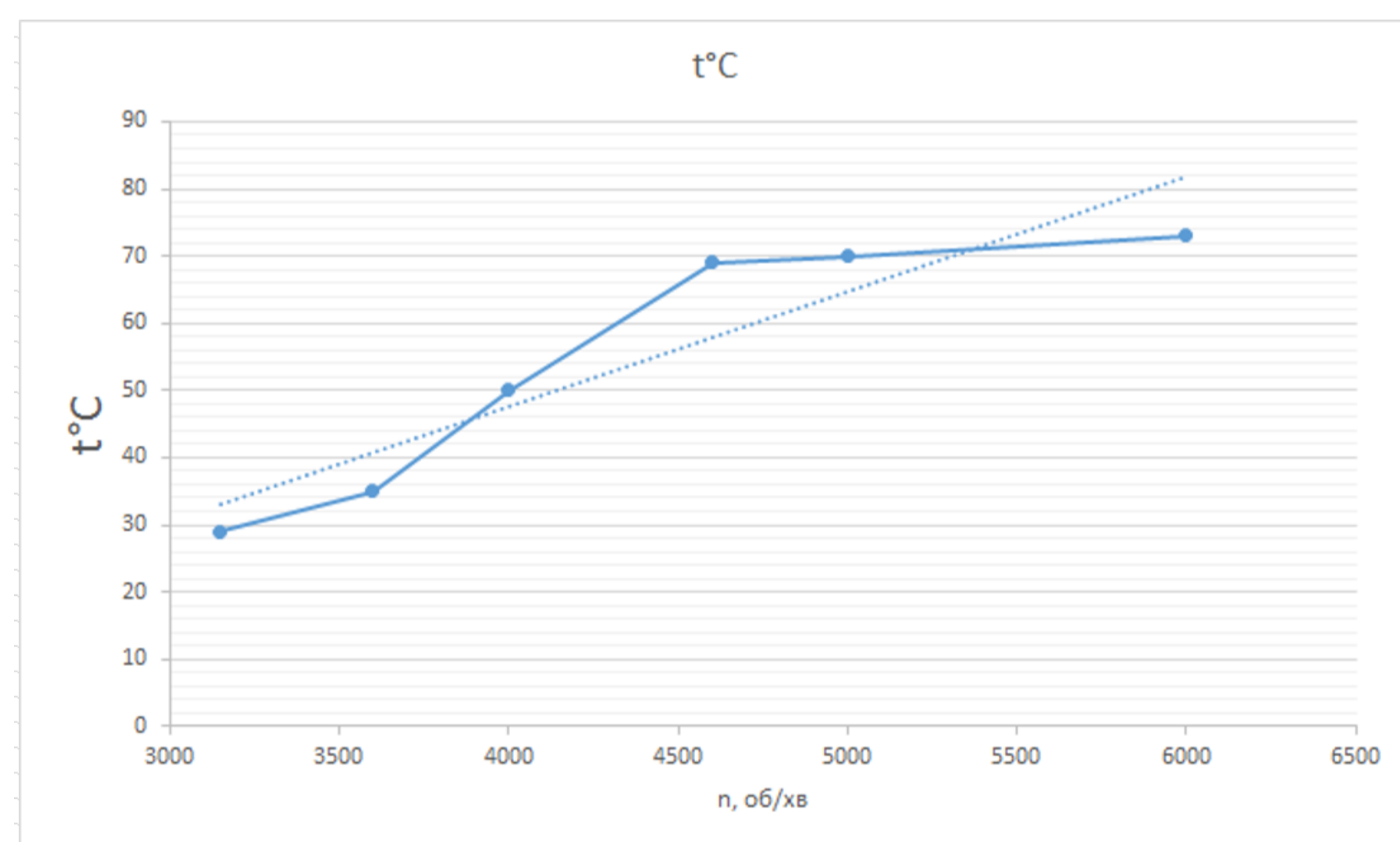


Рис. 5 Графік зміни температур верстата на шпиндельній бабці, при роботі з використанням охолодження

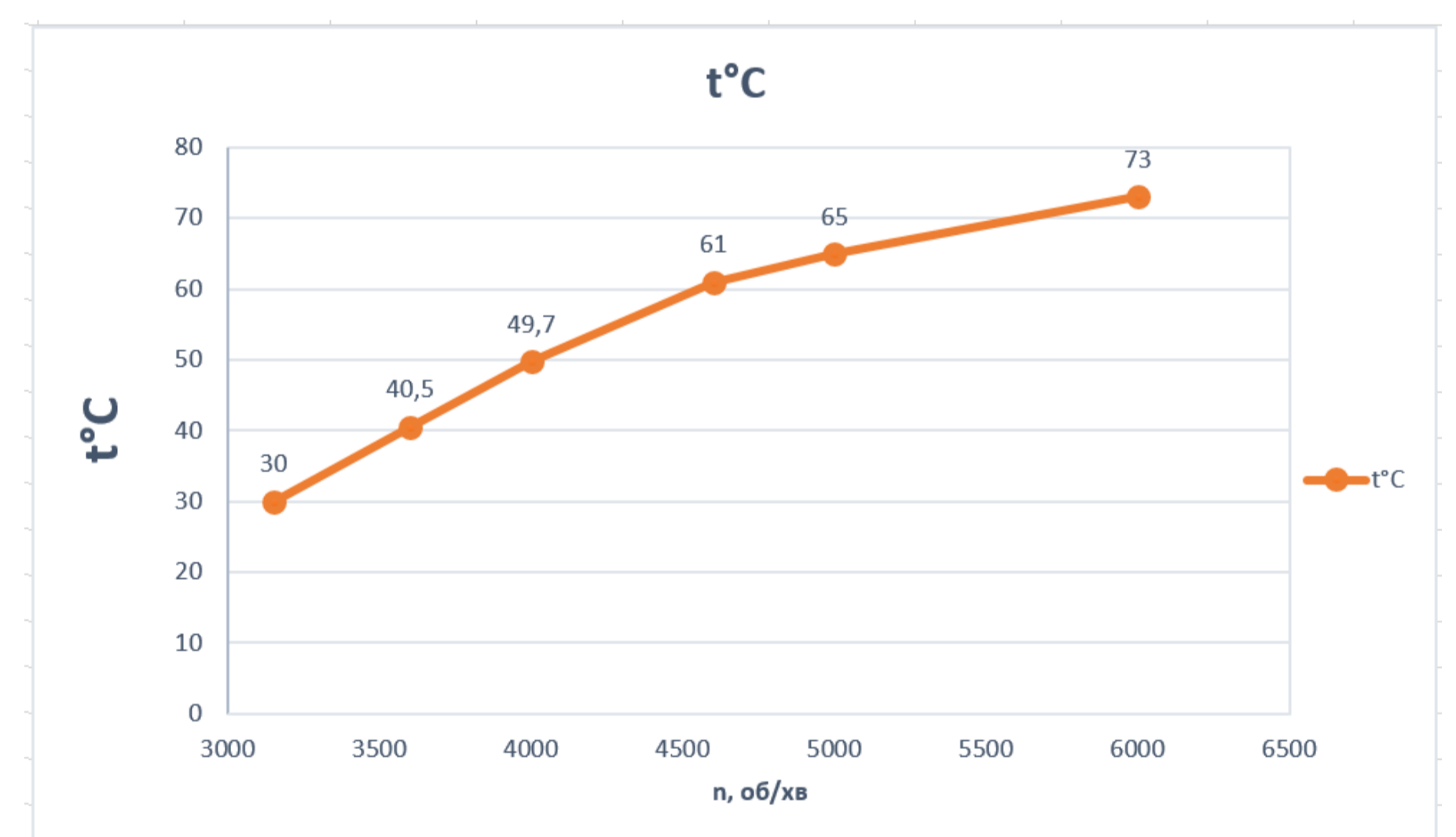


Рис. 6 Графік температурної залежності при попередньому розігріву системи

Висновки:

Була досягнута мета по вирішенню проблеми значного теплоутворення в токарному верстаті ПАБ-130, за допомогою охолодження опор та попереднього розігріву системи.

Розроблений аналіз дозволив відслідкувати поведінку даного методу охолодження в різних середовищах: при кімнатній температурі (25°C) та при вже розігрітій системі. Змодельовані моделі показали зміну температурного поля верстата, а окремі встановлені датчики показали зміну температури, що і було поставлено на меті завдання.

Експериментально досліджена можливість прогнозування теплового стану верстату на основі розробленого чисельно-аналітичного підходу за рахунок більшої інформативності результатів моделювання.

Результати вимірювань дали змогу підвищити ефективність вихідних показників точності верстатів на етапах їх проектування, виготовлення та експлуатації.

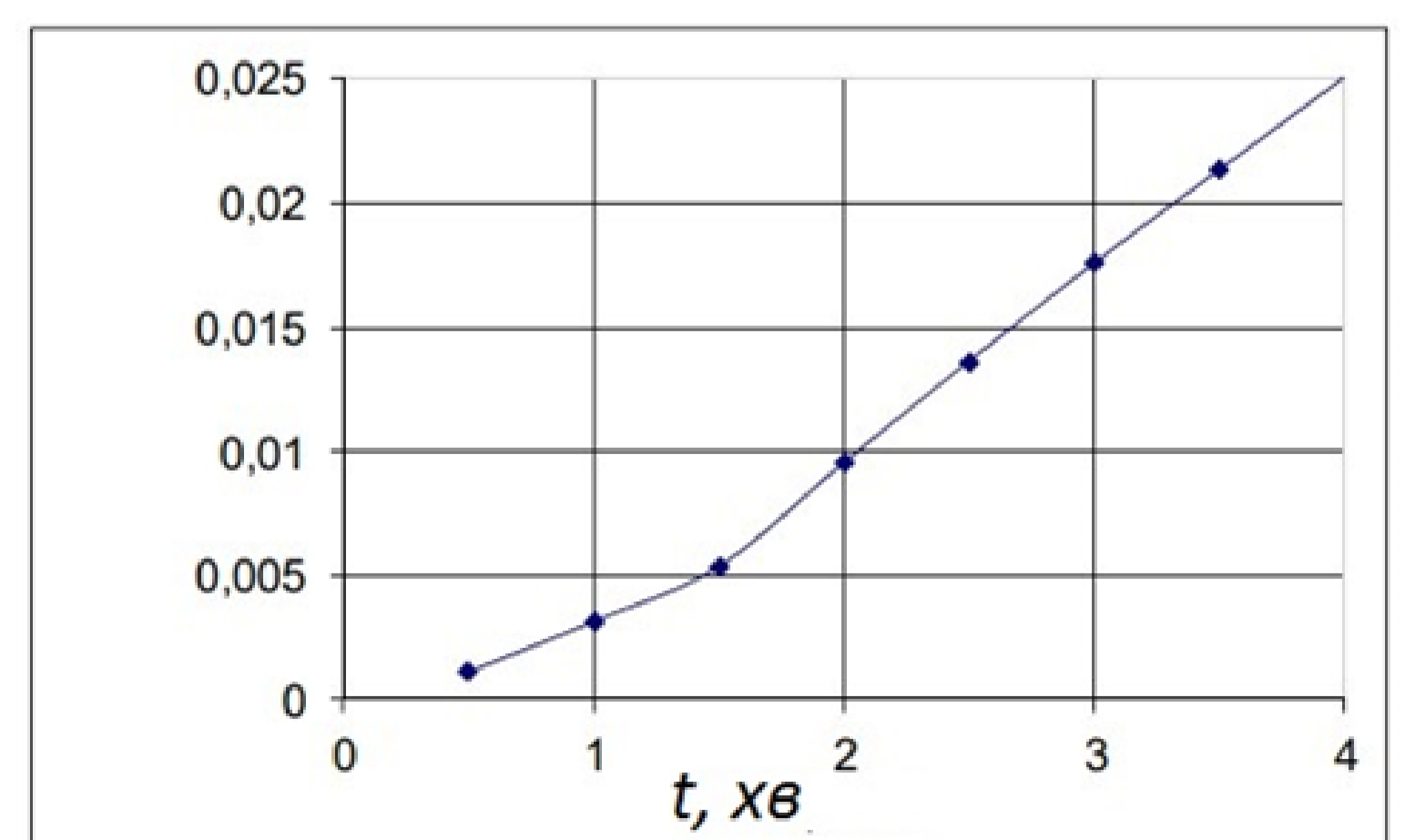
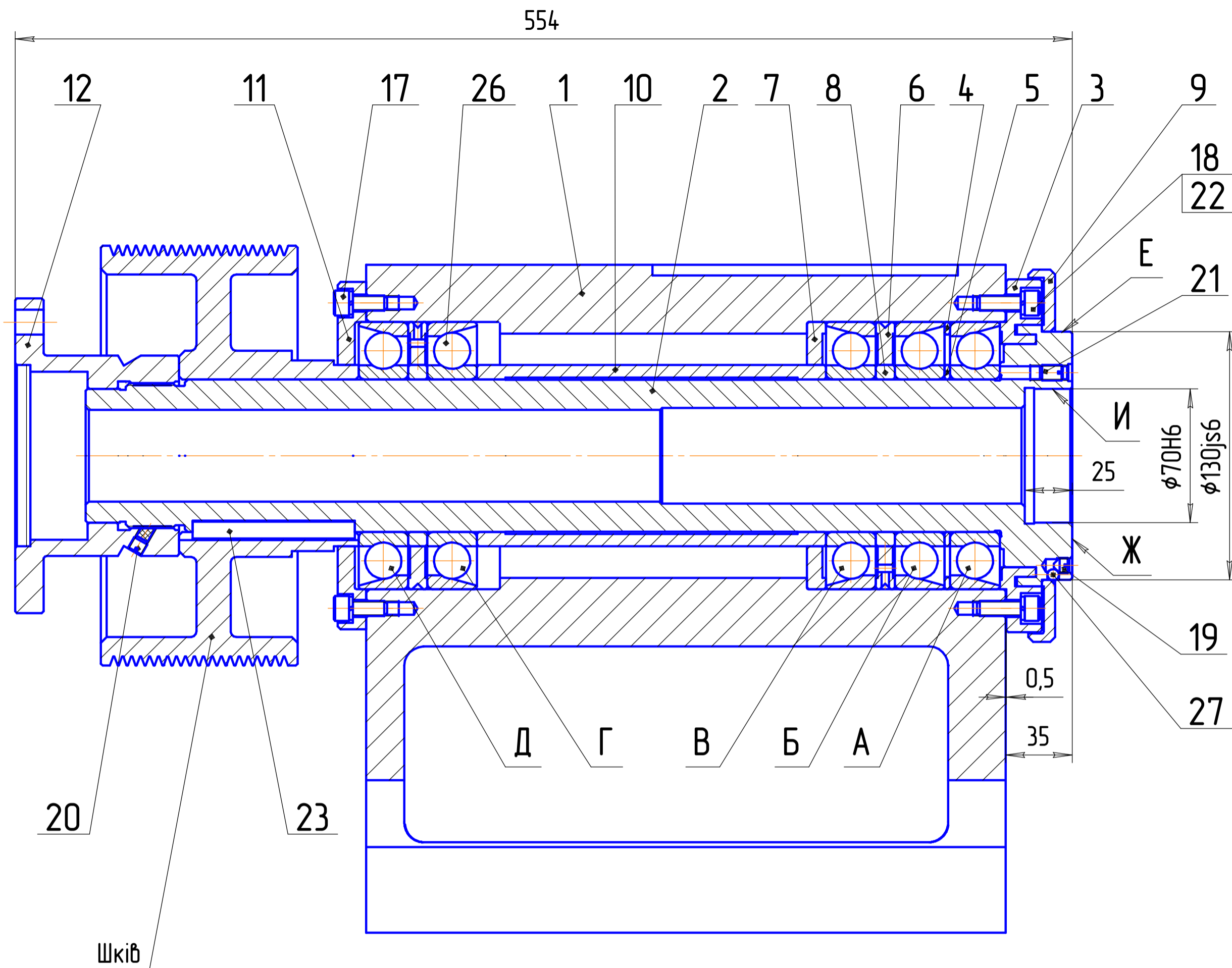
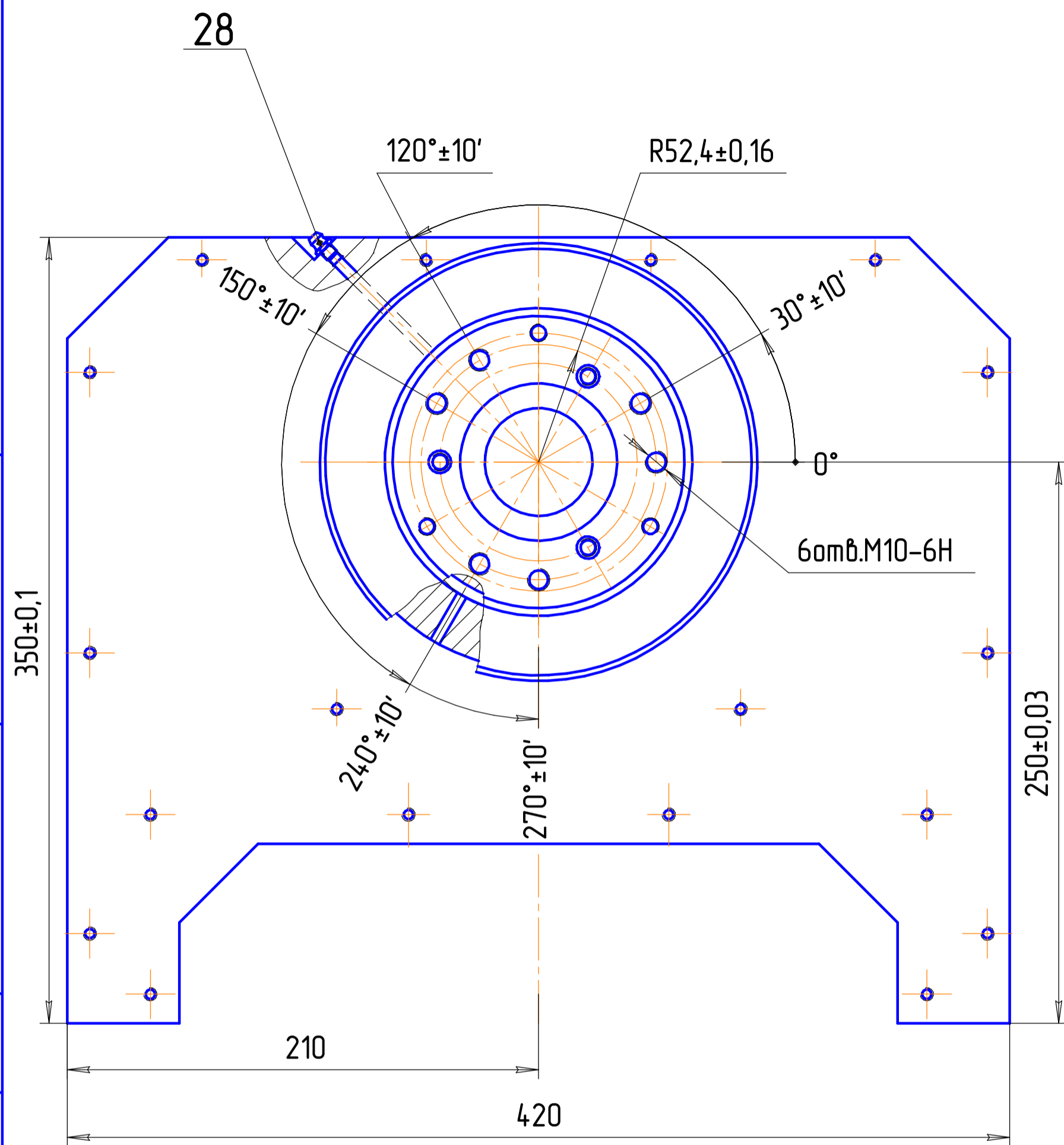


Рис. 6 Залежність зміщення переднього кінця шпинделя вздовж його вісі від часу роботи токарного верстата



Справ. №

Перв. плімен

9. У разі встановлення внутрішніх кілець підшипників Г і Д точки максимального дітя підшипників Г, Д і підшипників А, Б і В розташовувати в одному напрямку.
10. При складанні порожнини підшипників заповнити мастилом Renolit FLM 2 фірми "FUCHS" в кількості 15 мм на підшипник.

6. Внутрішні кільця підшипників А, Б і В передньої опори встановити на шпиндель поз. 2 в нагрітому стані, натяг 0,003 ... 0,01 мм. Температура при нагріванні кілець не більше 80 С. Напресування кілець не допускається.
7. У разі встановлення внутрішніх кілець підшипників А, Б і В точки максимальних дітя кілець підшипників і поверхні Е (посадкова поверхня шпинделя під патрон) розташовувати в діаметрально протилежних напрямках.
8. Внутрішні кільця підшипників Г і Д задньої опори встановити на шпинделі поз. 2 з зазором 0,001 ... 0,005 мм.

1. Розміри для довідок.
2. Різниця діаметрів внутрішніх і зовнішніх кілець підшипників А, Б, В, Г, Д не більше 0,005 мм.
3. Підгонкою кілець поз. 5 забезпечити дуплексацію підшипників А і Б під навантаженням 14 70 Н.
4. Підгонкою кілець поз. 8 забезпечити дуплексацію підшипників Б і В під навантаженням 14 70 Н.
5. Підгонкою кілець поз. 8 забезпечити дуплексацію підшипників Г і Д під навантаженням 14 70 Н.

				ДПБ.ММІ.МВ-4119.04.000 СК		
				Бабка шпиндельна ліва		
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Чечоткіна					1:2
Пров.	Даниленко			Лист	Листов	1
Т.контр.						
Н.контр.						
Утв.						

