

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Металорізальні верстати та інструменти

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження впливу умов контактування
циліндричного вузла токарного верстата з ЧПУ
на протездатність

Виконав: студент(ка) VI курсу, групи М-21Рм.

Спеціальності 133 Галузь машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Металорізальні верстати та системи

Снігачев В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Солоха В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Звизенко А.И.

(прізвище та ініціали)

2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Металорізальних верстатів та інструментів
 Ступінь вищої освіти магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) Металорізальні верстати та системи
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Прохов Михайло Володимирович
 « 16 » 12 2019 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Сніватов Валентин Вікторович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу умов контактування шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПУ на працездатність.

керівник проекту (роботи) Солоха В.В.
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 29 » травня 2019 року № 343

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.12.2019

3. Вихідні дані до проекту (роботи)

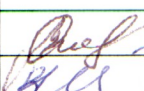
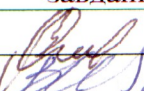
Максимальна частота обертання шпинделя $n = 4000 \text{ об/хв}$
потужність привода головного руху $P = 15 \text{ кВт}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналіз процесу тепловиділення в шпиндельних вузлах токарних верстатів з ЧПУ. Аналіз впливу навантаження на розподіл тиску в стиску верстатних вузлів. Розрахунок тепловиділення в опорах шпинделя і їх температури. Аналіз температурних деформацій шпиндельної бабки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

креслення конструкції шпиндельного вузла, що розглядається.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Солоха В.В.		
Охорона праці	Шмирко В.І.	4/10/19	5/29/19
Нормокипран	Комочієв М.С.	14.12.2019,	

7. Дата видачі завдання « 29 » грудня 2019 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

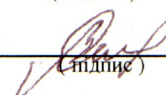
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок теплового ділення в апаратах штифелю	3.11.19	
2	Аналіз теплового ділення	10.11.19	
3	Розрахунок температурних деформацій штифелювальної бабки	17.11.19	
4	Аналіз температурних деформацій	24.11.19	
5	Охорона праці та безпека у ЦС	30.11.19	
6	Формування звіту	8.12.19	

Студент(ка)


(підпис)

Сніваков В.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Солоха В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота складається із вступу, шістьох розділів, загальних висновків, переліку використаних джерел і посилань із 7 найменувань. Обсяг роботи – 73 сторінок. В роботу включено 24 рисунки, 3 таблиці, 2 додатки.

Об'єкт дослідження – токарний верстат з ЧПУ

Мета роботи:

1. Дослідження впливу методу закріплення шпиндельної бабки на станині токарного верстата з ЧПУ на тиск у контактному стику.
2. Дослідження температурних деформацій шпиндельної бабки в залежності від характеру закріплення

Температурні деформації пов'язані з нерівномірним нагріванням основних вузлів верстата та їх подальшого температурного розширення одним із найсильніших факторів що впливають на точність обробки. Завдяки дослідженню контактування та встановлення шпиндельного вузла можливо зменшити вплив температурних деформацій на похибку при обробці.

Предмет дослідження – контактний тиск та температурні деформації при різних умовах закріплення шпиндельної бабки токарного верстата з ЧПУ на станині.

В даній роботі використаний метод дослідження скінченних елементів, а саме, програмне забезпечення Ansys, відповідає останнім досягненням науки та техніки.

Дані які представлені в роботі, рекомендовані для подальших досліджень деформацій шпиндельного вузла в галузі верстатобудування.

Ключові слова: шпиндельна бабка, теплові деформації, контактний тиск, теплове поле, передня та задня опори

ABSTRACT

The master's thesis consists of an introduction, six sections, general conclusions, a list of sources used and references of 7 titles. Volume of work - 73 pages. The work includes 24 drawings, 3 tables, 2 appendices.

The object of study is a CNC lathe

The purpose of the work:

1. Investigation of the influence of the method of fixing the spindle headstock on the CNC lathe on the pressure at the contact joint.
2. Investigation of temperature deformations of the spindle headstock, depending on the nature of the fastening

Temperature deformation is associated with the uneven heating of the main machine components and their subsequent temperature expansion, one of the strongest factors affecting machining accuracy. Through the study of contacting and the installation of a spindle assembly, it is possible to reduce the effect of temperature deformations on processing error.

The subject of the study is the contact pressure and temperature deformations under different conditions of fixing the spindle head of the CNC lathe on the frame.

In this work, the finite element study method used, namely, Ansys software, is in line with the latest science and technology.

The data presented in this paper are recommended for further studies of spindle node deformations in the machine tool industry.

Keywords: spindle headstock, thermal deformation, contact pressure, thermal field, front and rear supports

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ В ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛАХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ З ЧПК.....	9
1.1 Загальні відомості.....	9
1.2 Аналіз тепловиділення в шпіндельних опорах.....	9
2 КОНТАКТНА ЖОРСТКІСТЬ ПЛОСКОГО СТИКУ.....	12
3 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРУ РОЗПОДІЛЕННЯ ТИСКУ НА КОНТАКТІ ШПИНДЕЛЬНОЇ БАБКИ ВІД УМОВ ЗАКРІПЛЕННЯ.....	15
3.1 Методика розрахунку.....	15
3.2 Зусилля затяжки.....	17
3.3 Розрахунок та аналіз схем закріплення.....	20
4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ В ОПОРАХ ШПИНДЕЛЯ І ЇХ ТЕМПЕРАТУРИ.....	26
4.1 Визначення температури в шпіндельних опорах верстата.....	26
5 РОЗРАХУНОК ТА АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ШПИНДЕЛЬНОЇ БАБКИ.....	38
5.1 Температурні деформації технологічної системи.....	38
5.2 Вплив температурних деформацій на точність обробки на верстаті.....	39
5.3 Розрахунок температурного поля	40
5.4 Розрахунок температурних деформацій.....	42
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	54
6.1 Аналіз потенційних небезпек.....	54
6.2 Заходи щодо забезпечення безпеки.....	55
6.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці.....	58
6.4 Розрахунок освітлення лабораторії.....	60
6.5 Заходи з пожежної безпеки.....	64
6.6 Заходи з цивільного захисту.....	66
ВИСНОВОК.....	70

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	71
Додаток А.....	72
Додаток Б.....	73

ВСТУП

Вітчизняний та закордонний досвід виробництва та експлуатації металорізальних верстатів показує, що одною з головних проблем у верстатах є отримання заданої точності обробки та збереження її в процесі експлуатації.

Ступінь дії факторів, впливаючих на точність обробки залежить від особливостей конструкції верстатів, технологій та організації виробництва, які використовуються при їх експлуатації. Дослідження показують, що похибки обробки, пов'язані з тепловими деформаціями елементів верстата спів розмірні з допусками на виготовлення деталей та з вимогами до точності переміщення робочих органів верстата, а й не рідко значно перевищують їх.

Для активного впливу на формування точності металорізального верстата необхідно шукати загальні закономірності формування та керування просторово-часовою зміною температурного поля та теплових деформацій верстата.

Тепловий вплив формується під дією джерел тепловиділення, в шпиндельній бабці такими джерелами являються: опори шпинделя та система їх мащення.

Температурне поле та теплові деформації шпиндельної бабки залежать від багатьох факторів, але в даній роботі було звернуто увагу на схему закріплення шпиндельної бабки, силу затяжки болтів, та розподілення тиску по площі контакту.

Температурне поле та теплові деформації вузлів та деталей верстата залежать від багатьох факторів: Конструкції та компоновки вузлів верстата; режимів роботи верстата; геометричних параметрів деталей; механічних та теплофізичних характеристик матеріалів; способу кріплення та базування деталей; умов теплообміну з навколишнім середовищем; виду, потужності та розташування тепла.

Виникаючі при роботі верстата теплові деформації механізмів та вузлів призводять до зміни положення робочих органів верстата та викривленню траєкторії їх переміщень. Важливий вплив на температурні деформації можуть створити умови контактування. При відведенні тепла через контактний стик також зменшуються і теплові деформації в шпиндельній бабці, що позитивно впливає на точність та

геометричні форми оброблюваної деталі. На теплопровідність стику впливають умови контактування.

Основні параметри які впливають на контактну теплопровідність:

- Параметри хвилястості поверхні
- Параметри шорсткості
- Середні кути мікронерівностей
- Контактний тиск
- Механічні та теплофізичні властивості

В даній роботі увага приділяється контактному тиску та видами закріплення тому враховуючи це метою дипломної роботи є – Дослідження впливу умов контактування шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПУ на працездатність

1 АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ В ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛАХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ З ЧПК

1.1 Загальні відомості

Енергія, яка підводиться до верстата, в частці, що не втрачається на здійснення процесу різання, перетворюється в теплову за рахунок сил тертя та акумулюється в вузлах, деталях і механізмах верстата та частково розсіюється в навколишньому середовищі. Це призводить до змінення теплового стану всієї конструкції металорізального верстата відносно початкового, нагріву деталей, вузлів та їхніх температурних деформацій. Причому вплив теплової енергії на кожен окремий елемент верстата різний, через велику кількість факторів, які визначають протікання теплових та термопружних процесів.

Вплив теплової енергії на елементи верстата залежить від виду та характеру джерела, умов теплообміну з навколишнім середовищем, способу підведення теплоти, форми та розмірів елемента, його матеріалу, орієнтації елемента в просторі, виду зв'язку та взаємодії з контактуючими з ним елементами та ряду інших факторів. Ступінь впливу кожного фактору різна, а необхідність його використання залежить від поставленого завдання, необхідної точності рішення та методів вирішення.

В процесі роботи верстатів шпиндельні вузли та корпус шпиндельних бабок нагріваються. Передній кінець шпинделя зміщується в повздовжньому та поперечному напрямках. Змінюється натяг підшипників та їх жорсткість.

1.2 Аналіз тепловиділення в шпиндельних опорах

Одним із джерел тепловиділення є опори шпиндельного вузла, а саме, потужність втрат на тертя які визначаються за формулою до якої входять: частота обертів шпинделя та момент тертя.

Момент тертя ненавантаженого підшипника M_0

$$M_0 = 10^{-7} f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3, \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Момент тертя в свою чергу складається з декількох складових:

- Коефіцієнт який залежить від виду мащення та конструкції підшипників
- Кінематична в'язкість мастила при робочій температурі
- Середній діаметр підшипника
- Коефіцієнт, що залежить від навантаження на підшипник
- Навантаження на підшипник

Необхідно прагнути до малого моменту тертя для досягнення низьких температур, що забезпечить можливість роботи з високими частотами обертання.

В більшості випадків допустима температура є тим чинником який визначає досяжну частоту обертання.

Вплив мастила на втрати тертя в підшипнику складає основну частку втрат на тертя підшипників.

В'язкість мастильної речовини – параметр який грає важливу роль в терті, але кількість мастила, що активно діє в підшипнику має більше значення.

Загальна залежність між кількістю мастила втратами на тертя і температурою, наведена на рисунку 1.1

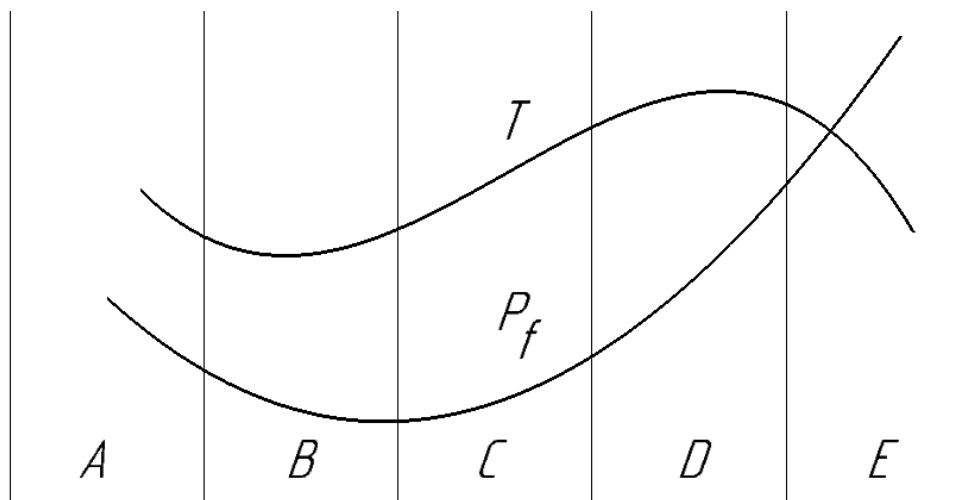


Рисунок 1.1 – Графік залежності між кількістю мастила, втратами на тертя і температурою

В зоні малої кількості мастила А, спостерігається значний металевий контакт який призводить до значного зносу і високих температур

В діапазоні В, відбувається достатнє розділення доріжок кочення, тертя та температура малі. Кількість мастила невелика, такий стан називають масляним голодуванням.

Коли кількість мастила збільшується тертя та температура зростають С.

Подальший ріст кількості мастила D призводить до виникнення стану рівноваги між зростанням температури і ефектом охолодження, якщо кількість мастила буде зростати Е, то більша частина тепла буде поглинатися мастилом, тому не дивлячись на зростання тертя, температура буде падати, але в такому випадку температура мастила буде значно впливати на температуру підшипників.

Велике значення має правильний вибір мастильного матеріалу, наявність якого зменшує втрати на тертя, сприяє відведенню тепла із зони тертя. Можливе використання пластичного мастила яке закладається на весь термін служби опори, рідкого мастила та масло-повітряного, але ці обидва методи потребують циркуляції мастила в опорах для відведення тепла. Вибір того чи іншого виду мастильного матеріалу залежить від режимів та умов роботи, конструкції механізму, спеціальних вимог

2 КОНТАКТНА ЖОРСТКІСТЬ ПЛОСКОГО СТИКУ

Жорсткість машин характеризується власною жорсткістю деталей та контактної, обумовленою деформаціями в місцях спряження деталей.

Контактні пружні переміщення складають знану частину в балансі пружних переміщень вузлів. В шпіндельних вузлах верстатів контактні переміщення складають до 50%.

Контактні переміщення зменшують частоти власних коливань, пом'якшують ударні навантаження.

Також контактні переміщення можуть визвати значну концентрацію навантаження в стику.

Контактна жорсткість може служити критерієм якості збірки та виготовлення з'єднань. Пружні переміщення в машинах однієї моделі при однаковому навантаженні мають значні похибки.

Дослідження контактної жорсткості можна розглядати як частину комплексу, яка охоплює мікро- та макрогеометрію, фактичну площу контакту, тертя, зношування, тепло- та електропровідність.

Зближення в місцях контакту при великих номінальних площ контакту є наслідком деформування мікро- та макровиступів поверхні. Відомо, що дійсна площа контакту набагато менша за номінальну завдяки шорсткості поверхні. За дослідженням Боудена, на зразках при тиску $0,15 \text{ кГ/см}^2$ фактична площа була менша номінальної в 200 000 разів, а при тиску 15 кГ/см^2 – в 130 разів.

Наявність хвилястості та відхилень від правильної форми, в реальних стиках машин призводить до того, що навантаження сприймаються невеликою частиною контактуючих поверхонь.

В реальних умовах контактні деформації досить значні та значно більші ніж деформації які отримані на лабораторних зразках.

Машини, особливо верстати, мають багато незатягнутих напрямних та опор, в яких тиск досить малий, що пов'язано з необхідністю тривалого збереження

точності. В прецизійних верстатах ці тиски особливо малі [1].

На контактну жорсткість затягнутого стику також впливає товщина фланцю, це було експериментально досліджено в роботі [4]. Були виміряні прогини стержнів, які складаються з 2х частин з фланцями стягнутими болтами і таких же стержнів забезпеченими суцільними бобишками товщиною, рівній товщині двох стикованих фланців. Були випробувані сталеві циліндричні зразки з квадратними фланцями. Стики були затягнуті за допомогою чотирьох гвинтів М8, сила затяжки кожного гвинта складала 700 кг, на рисунку 2.1 приведені розрахунки по дослідом Шлоссера значення жорсткості стиків від товщини фланцю. За одиницю прийняті значення жорсткості для стиків з товстими фланцями.

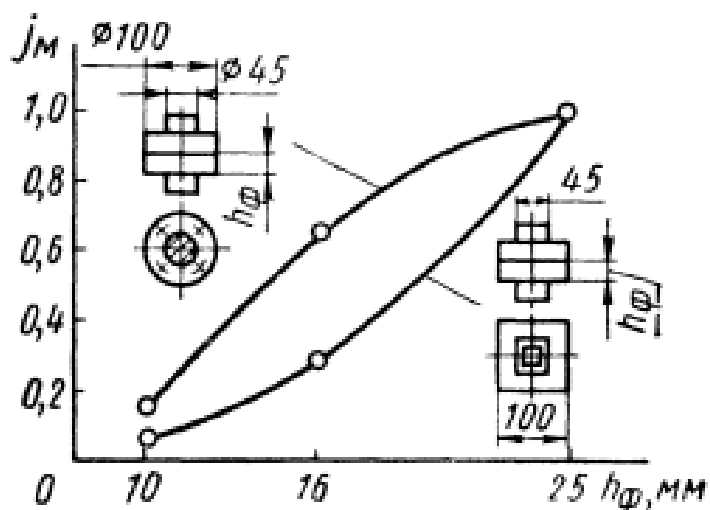


Рисунок 2.1 – Залежність жорсткості стику від товщини фланця (в умовних одиницях)

Для стиків корпусних деталей великих розмірів (500- 1000 мм) за результатами обробки експериментальних даних приведений коефіцієнт контактної піддатливості з урахуванням масштабного фактора рівний в середньому 0,4-0,6 мксм²/кг [1]

Зони практично нульового тиску обумовлюються експериментом деформацій чавунних балок різної висоти, які лежать на жорсткій чавунній плиті, під дією зосередженої сили, рисунок 3.5 [3].

Для більш рівномірного розподілу контактного тиску можна збільшити товщину фланців через які затягуються болти, так як збільшення товщини металу призведе до збільшення жорсткості самого фланцю [3].

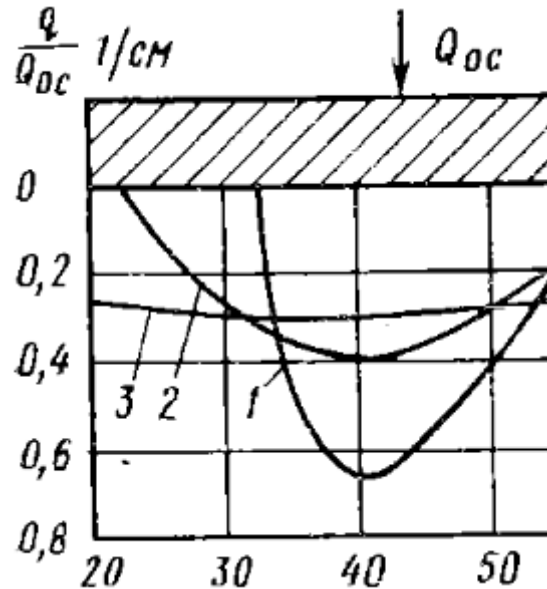


Рисунок 3.6 – Вплив товщини фланцю на розподіл контактної тиску після затяжки болтами

1 – $t=9mm$, 2 – $t=18mm$, 3 – $t=36mm$

З РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРУ РОЗПОДІЛЕННЯ ТИСКУ НА КОНТАКТІ ШПИНДЕЛЬНОЇ БАБКИ ВІД УМОВ ЗАКРІПЛЕННЯ

3.1 Методика розрахунку

Розглянемо шпиндельну бабку верстата з точки зору розподілу тиску. Поле розподілу формується за рахунок затяжки болтів.

За допомогою ПО SolidWorks було побудовано геометричну модель шпиндельної бабки.

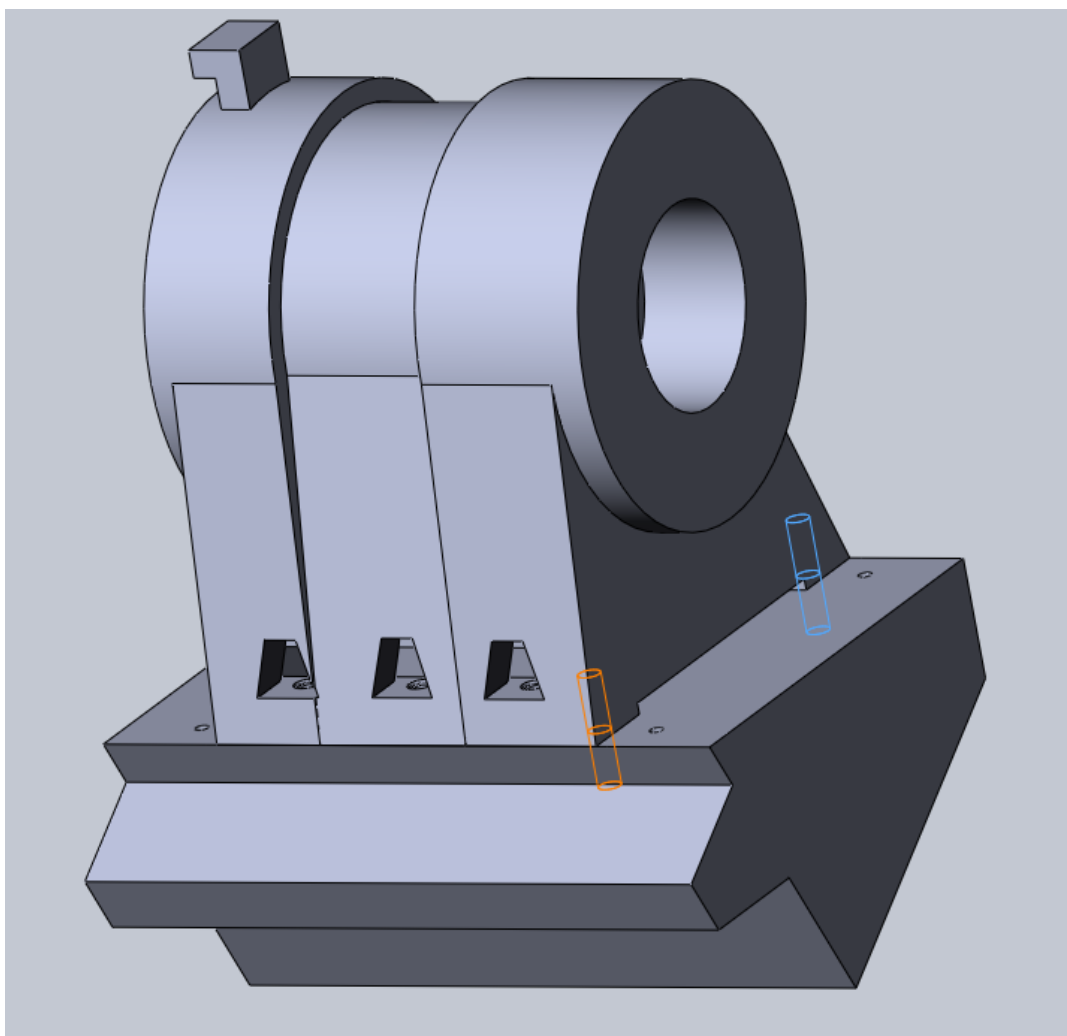


Рисунок 3.1 – Модель шпиндельної бабки

Коробки в більшості випадків виконуються з СЧ 15-32.

Форма та розміри коробки визначаються умовами розміщення в них

необхідних механізмів, а також технологічними міркуваннями, головним чином умовами процесу лиття. Розміри шпиндельних бабок в значній мірі визначаються умовами надійного направлення шпинделів. Найчастіше у токарних верстатах с похилою станиною бабка має циліндричну форму.

Розрахунок поля розподілу тиску в зоні контакту шпиндельної бабки та станини виконується методом скінченних елементів.

Для цього задаються наступні властивості матеріалу:

Коефіцієнт лінійного розширення $ALPX = 1,2 \cdot 10^{-5}$ 1/град

Коефіцієнт Пуассона $PRXY = 0,3$

Коефіцієнт теплопровідності $KXX = 0,049$

Модуль пружності $EX = 12000$ кг/мм²

Наступним кроком є завдання типу елемента. Для моделювання Контактної задачі в твердо тільній моделі обираємо Solid – 20 Node 186 це елемент який являє собою 6-ти кутник з 20 вузлами 8 з яких розташовані на кутах та мають три степені волі в кожному вузлі, це переміщення по 3 осям X, Y та Z, елемент має властивість анізотропного матеріалу. Та для контактних поверхонь: Contact – 2D Target 169 для поверхні контакту на станині, використовується для різноманітних 2 двомірних поверхонь з контактними елементами та 3 Node Surface 172 для поверхні контакту шпиндельної бабки.

Створюємо скінчено елементну сітку.

Контактну пару створюємо за допомогою функції створити контактну пару, в якій задаються поверхні та коефіцієнт тертя.

Далі фіксуємо станину та прикладаємо зусилля затяжки.

Коробки кріпляться до станини зазвичай по одній площині, фіксуються конічними штифтами та притягуються болтами. Шпиндельні бабки, потребують дуже точного кутового положення по відношенню к напрямним станини, можуть встановлюватись як по одній площині, так і с додатковим напрямленням по бічній грані чи призмі, або с регулюванням болтами.

3.2 Зусилля зтяжки

Зусилля які прикладаються на кріпильні болти повинні забезпечувати рівномірний розподіл тиску по поверхні стику. Для забезпечення високої жорсткості зтягнутих стиків необхідно число та діаметри болтів обрати з умови забезпечення в стиках тиску зтяжки порядку 3-3,5 МПа. Зі збільшенням тиску зтяжки коефіцієнт контактної піддатливості стику спочатку різко зменшується, а потім при тисках вище 3,5 МПа (для шліфованих та шаброваних поверхонь) майже не змінюється.

Наприклад, для стику шліфованого сталюого бруса з шабреною чавунною основою експериментально отримані наступні значення k :

Таблиця 3.1 - Залежність коефіцієнту контактної піддатливості від тиску в стику

σ_0 , МПа	1.0	1.5	2.5	3.5	5.0	6.0
k , мксм ² /кГ	0,16	0,14	0,12	0,10	0,097	0,095

Таким чином, для збільшення жорсткості стику, підвищення тиску вище 3.5 МПа не є необхідністю. [1]

Розрахуємо тиск який потрібно прикласти на болти виходячи з тиску в стику рівному 3.5 МПа

Площу контакту шпіндельної бабки та станини розрахуємо за формулою:

$$S_{\text{конт}} = (B \cdot H \cdot 2) - (\pi R^2 \cdot 6), \text{ см}^2 \quad (3.1)$$

Де, B, H – висота та ширина фланця відповідно

R – діаметр отворів

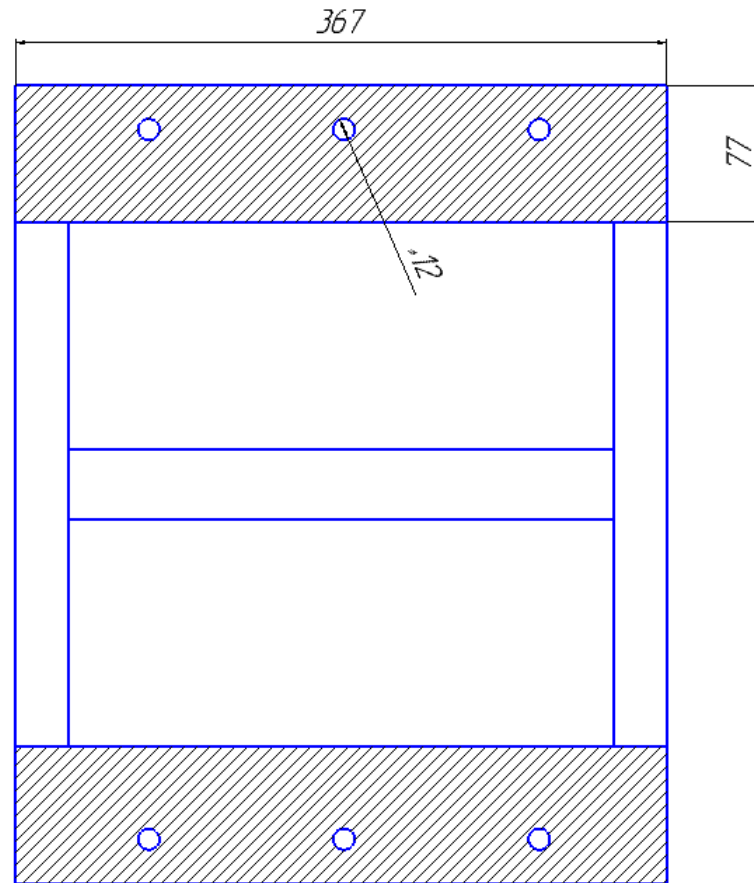


Рисунок 3.2 – Контактні поверхні шпindelьної бабки (Вид знизу)

$$S_{\text{конт}} = (36.7 \times 7.7 \times 2) - (\pi 0.6^2 \times 6) = 553 \text{ см}^2$$

З урахуванням того, що тиск повинен бути 30-35 кГ/см², розрахуємо силу по всій площі.

$$P = S_{\text{конт}} \times \sigma_0, \text{ кГс} \quad (3.2)$$

$$P = 553 \times 35 = 19355 \text{ кГ}$$

Тепер можемо визначити яка сила повинна бути прикладена до кожного болта

$$P_n = P / n_1(n_2) \quad (3.3)$$

$$P_4 = 19355 / 4 = 4838 \text{ кГс}$$

$$P_6 = 19355/6 = 3226 \text{ кГс}$$

Тиск який необхідно прикласти до болта

$$\Sigma = P/S_6 \quad (3.4)$$

де, S_6 – Площа головки болта

$$S_6 = (\pi R^2 - \pi r^2) \quad (3.5)$$

де, R^2 – площа головки болта

r^2 – площа болта по діаметру різьби

$$S_6 = (\pi 0,95^2 - \pi 0,6^2) = 1,7 \text{ см}^2$$

$$\sigma_4 = 4838/1,7 = 2845 \text{ кГ/см}^2$$

$$\sigma_6 = 3226/1,7 = 1897 \text{ кГ/см}^2$$

3.3 Розрахунок та аналіз схем закріплення

В ході дослідження було вибрано декілька схем закріплення шпиндельної бабки.

Розрахунок розподілу тиску при закріпленні 4ма болтами

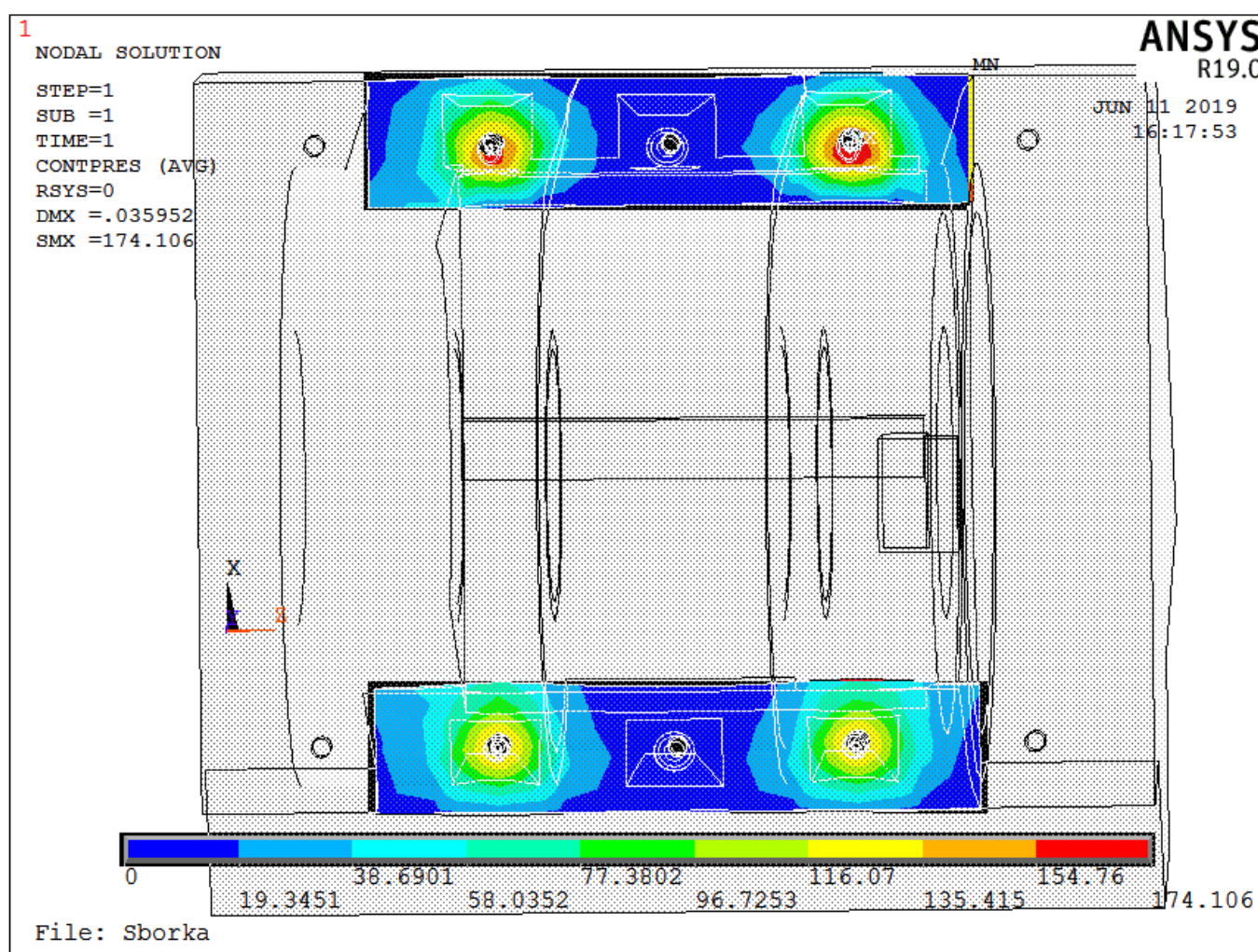


Рисунок 3.3 – Контактний тиск при затяжці 4ма болтами

На рисунку 3.3 показана картина розподілу контактного тиску на поверхнях відповідного з'єднання.

Тиск в зоні контакту розподіляється нерівномірно, можна побачити зони як максимального тиску так і зони практично нульового тиску які складають велику

частку площі контакту (20-25%)

Максимальний тиск в зоні контакту є концентрацією та знаходиться в зоні затяжки болтів, інтервал тиску 15.0-17.0 МПа. Такі значні тиски можуть призвести до зміщення осі шпинделя при недостатній жорсткості, та може виникнути радіальне биття відносно задньої опори шпиндельного вузла.

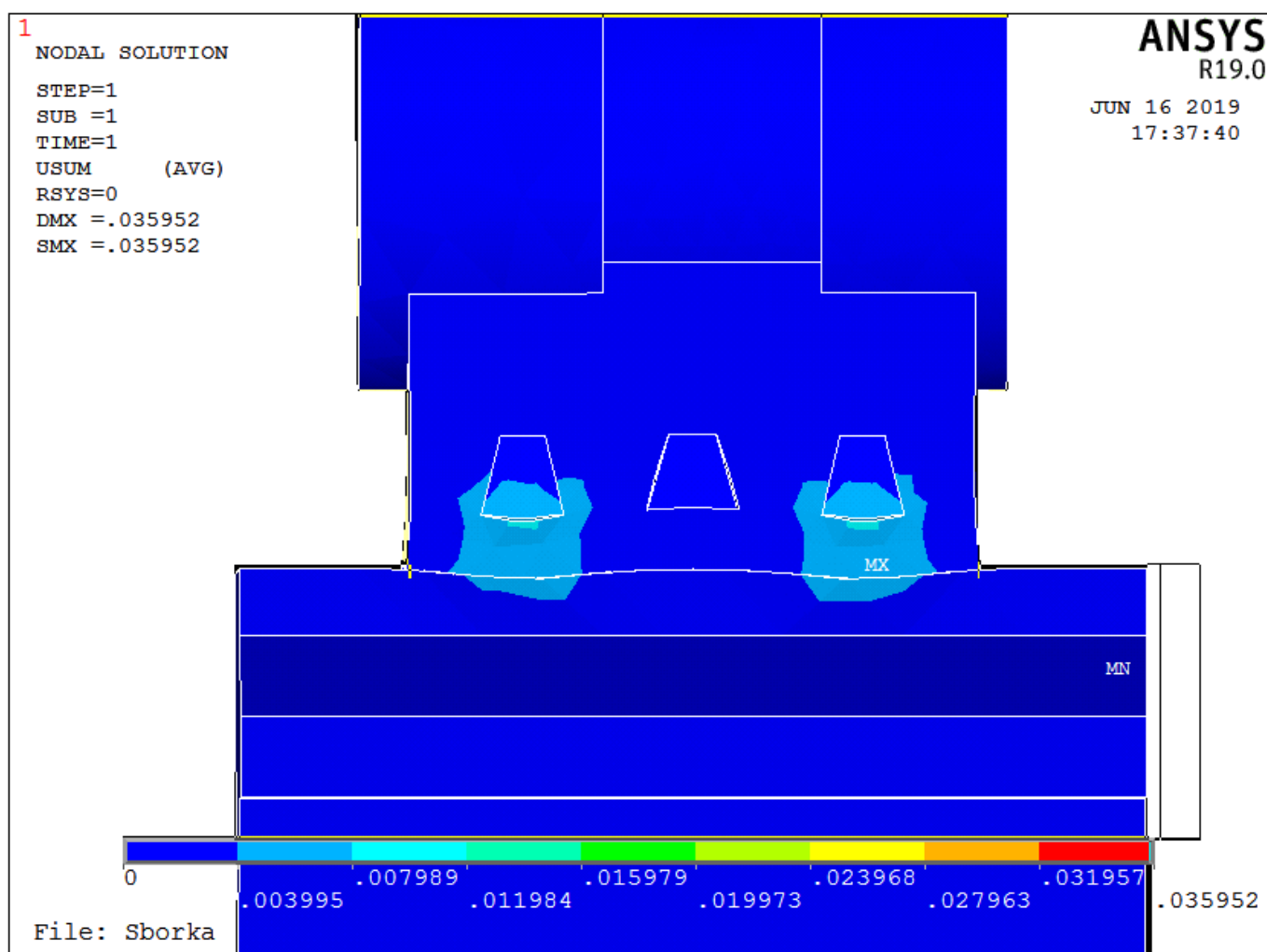


Рисунок 3.4 – Пружні переміщення на стику від затяжки шпиндельної бабки 4-ма болтами

На рисунку 3.4 зображено картину переміщень шпиндельної бабки при затяжці 4ма болтами. Найбільші переміщення складають близько 7 мкм

Зони тиску 2.0-3.8 МПа є оптимальними для контакту і за можливості даний тиск повинен бути на всій поверхні контакту. Але в дійсності контактуючі поверхні не ідеальні там мають свою мікрогеометрію та мікрохвилі тому можуть виникати контактні переміщення.

Як відомо, контактні переміщення визначаються деформуванням мікровиступів та мікрохвиль. Величина їх, в основному залежить від форми сполучених поверхонь, мікро- та мікрогеометрії, а також від властивостей матеріалу.

Контактні переміщення здійснюють значний вплив на точність роботи, істотно впливають на працездатність і також можуть створювати додаткові динамічні навантаження та концентрацію тиску в контакті.

В реальних умовах поверхні, що контактують мають свою мікрогеометрію, макрохвилі, тощо, може спричиняти до збільшення концентрації тиску в стику.

Виходячи з рисунків коробок та шпиндельних бабок [2], товщину фланцю обирають товщиною приблизно 40мм.

Для більш рівномірного розподілу тиску по поверхні можна збільшити товщину фланця до 70мм.

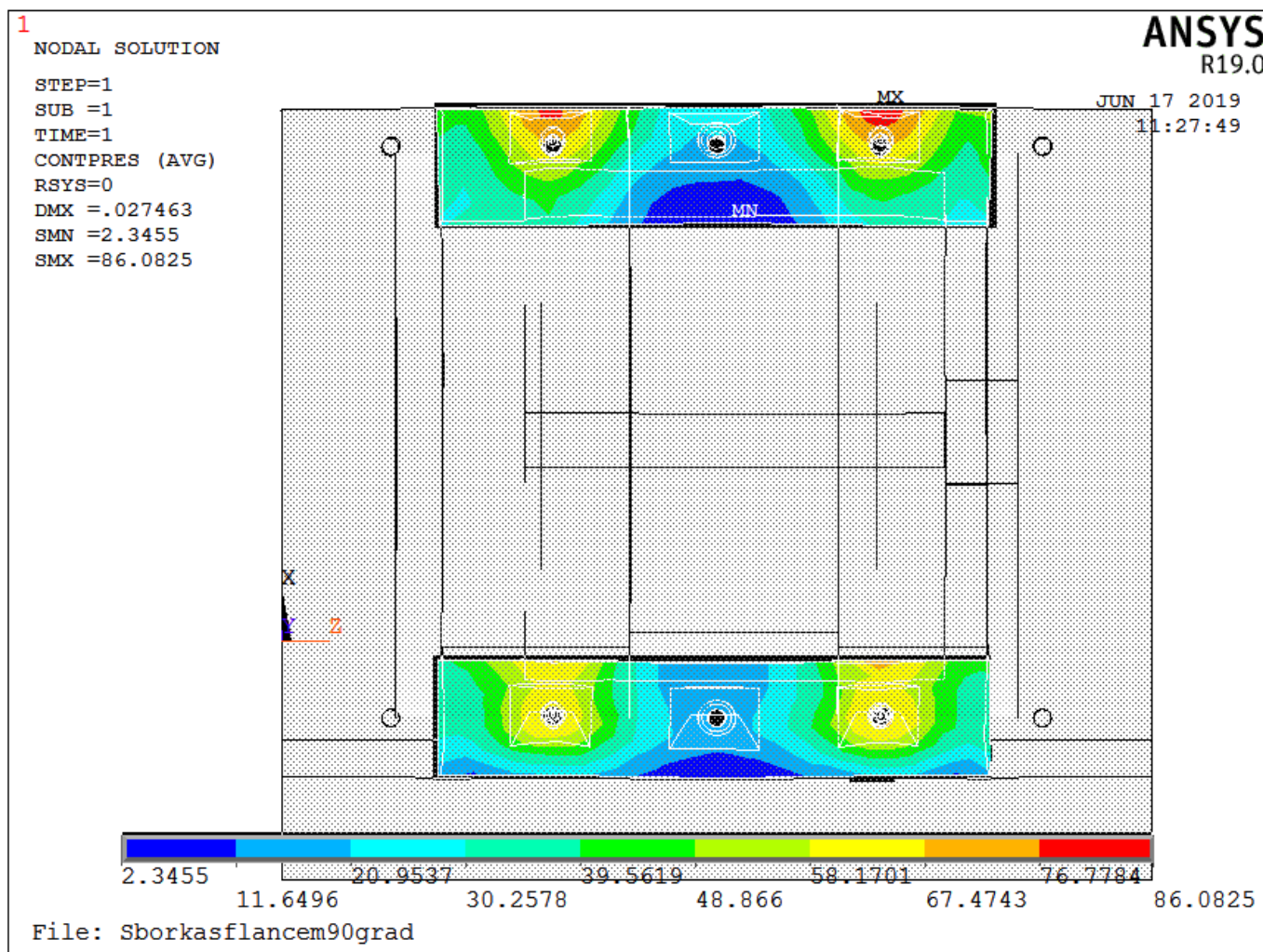


Рисунок 3.7 – Поле розподілу контактного тиску зі збільшеним фланцем до 70мм

На рисунку 3.7 зображена картина розподілу контактного тиску з використанням фланця більшої товщини - 70мм. Тиск в даному випадку розподіляється на більшу поверхню ніж при використанні фланця товщиною 40мм, що покращує умови закріплення та зменшує деформації, але збільшення фланцю призводить до декількох проблем:

По-перше, збільшення товщини призведе до збільшення довжини отвору через який закріплюється шпindelна бабка, а тому і точність виготовлення цих отворів може зменшуватись;

По-друге, шпindelна бабка – корпусна деталь виготовлена з чавуну методом

лиття, тому при литті великої товщини металу при охолодженні, всередині можуть утворитись раковини, що негативно вплине на експлуатаційні властивості

Тому, була також проаналізована схема закріплення шпиндельної бабки за допомогою 6-ти болтів.

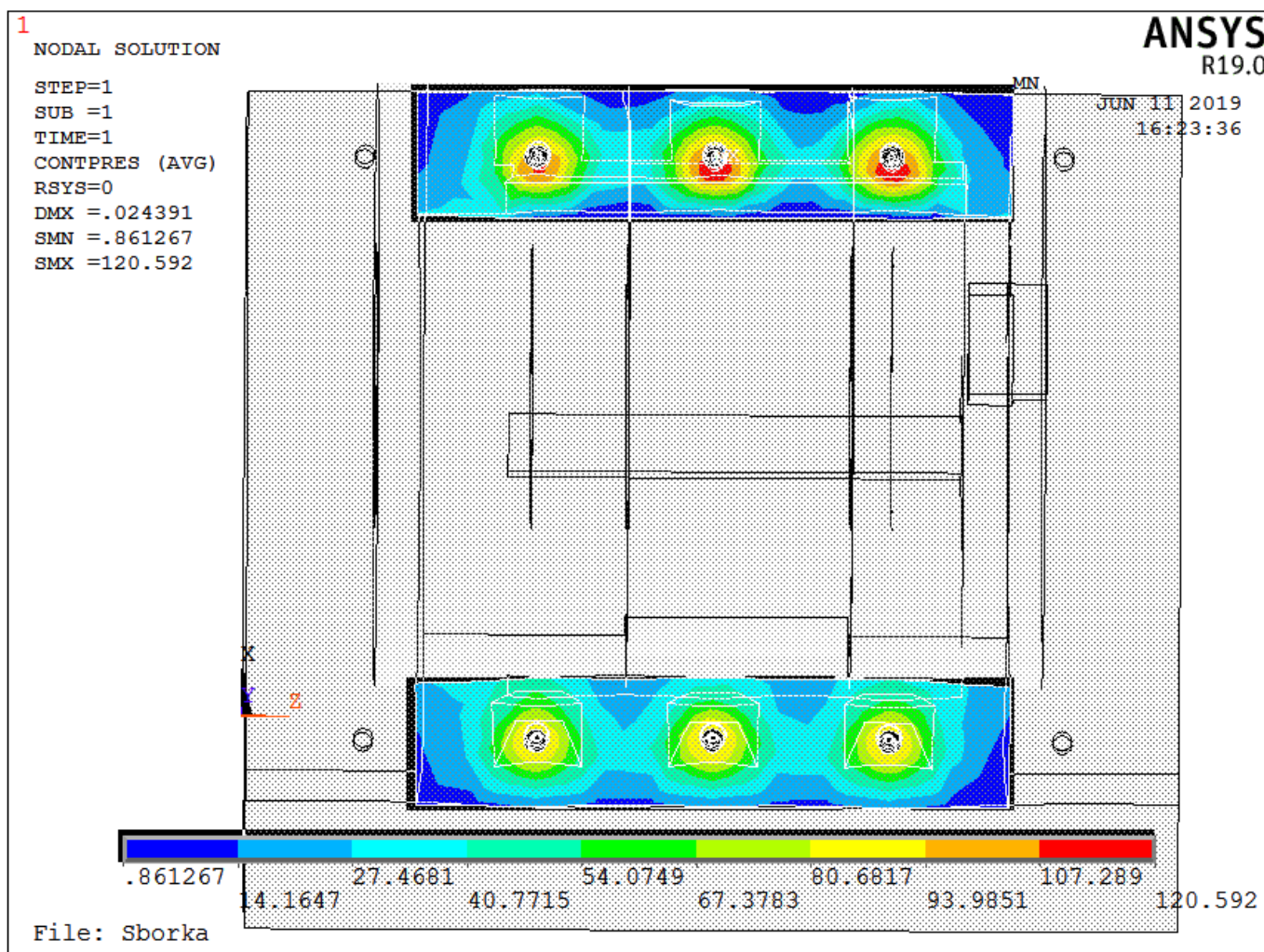


Рисунок 3.8 – Поле розподілу контактного тиску при затяжці 6ма болтами і фланцем 40мм

На рисунку 3.8 зображена картина розподілу контактного тиску при затяжці шпиндельної бабки за допомогою 6ти болтів

Можна побачити, що контактний тиск розподіляється більш рівномірно, майже на всій площі контакту, це проявляється за рахунок збільшення кількості болтів та зменшення відстані між ними. Збільшення середнього тиску в контакті забезпечує

зменшення контактної піддатливості. Також використання затяжки за допомогою 6-ти болтів при тій ж загальній силі навантаження, зменшує переміщення шпindelної бабки при затяжці, рисунок 3.9.

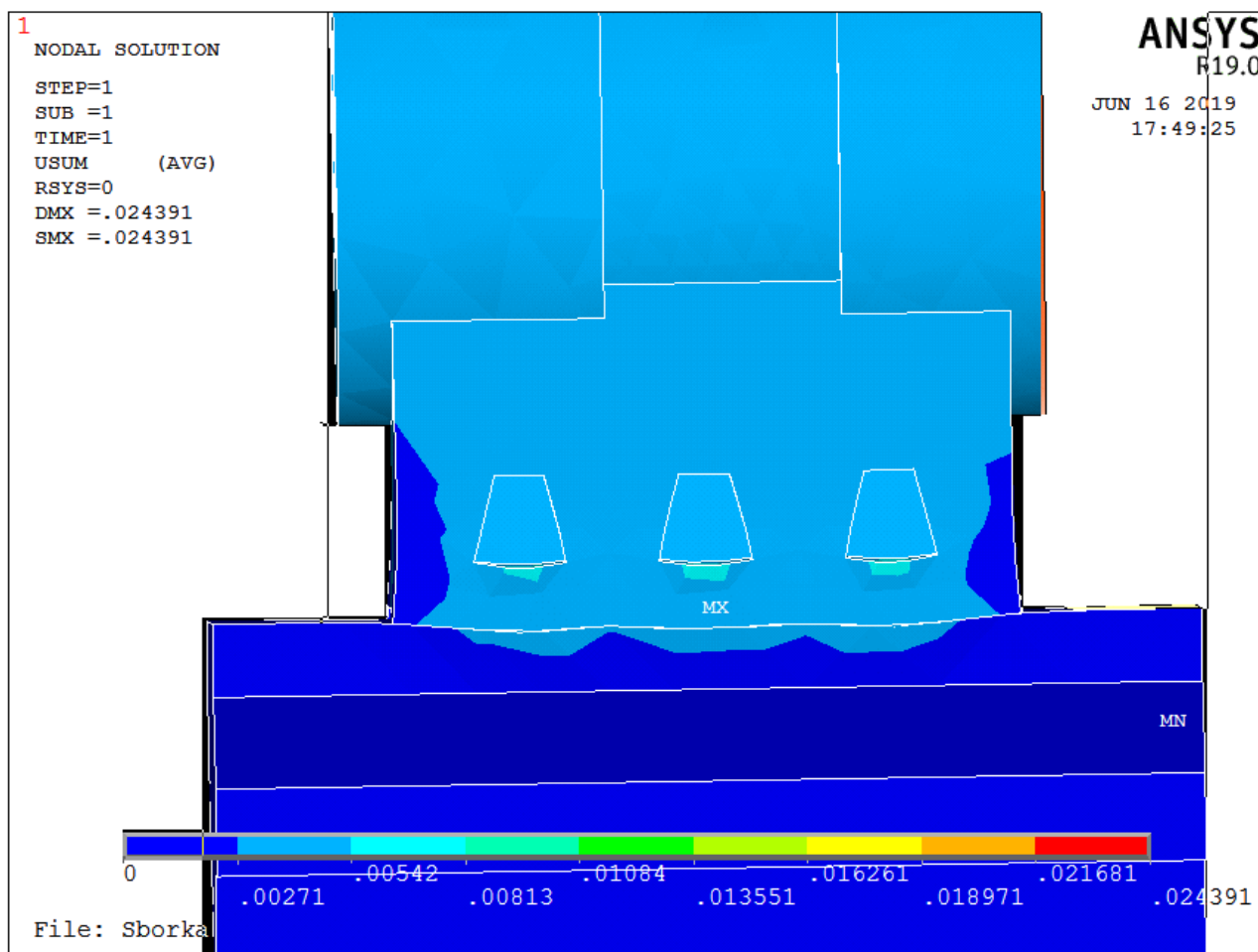


Рисунок 3.9 – Пружні переміщення на стику від затяжки шпindelної бабки 6-ма болтами

З даної частини можемо зробити висновки. На розподіл тиску в контакті при затяжці впливають декілька факторів. По-перше величина фланцю, але зі збільшенням фланцю також збільшується похибка при литті. По-друге, більш рівномірний розподіл досягається зі збільшенням кількості болтів.

За даними розрахунків можна рекомендувати схему затяжки з використанням 6ти болтів, так як при такій затяжці досягається рівномірний розподіл тиску майже на всій площі контактної поверхні, а за рахунок зменшення сили затяжки, зменшуються пружні переміщення від затяжки

4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ В ОПОРАХ ШПИНДЕЛЯ І ЙОГО ТЕМПЕРАТУРИ

Температура шпиндельного вузла визначається тепловиділенням в опорах шпинделя. Нагрівання підшипників шпиндельних опор визначається втратами на тертя, які можна оцінити моментом тертя в опорах або кількістю тепла, що виділяється в опорах.

4.1 Визначення температури в шпиндельних опорах верстата

Температура шпиндельного вузла визначається тепловиділенням в опорах шпинделя, та тепловиділенням в передачах розміщених в шпиндельній бабці верстата. В нашому випадку у верстаті немає коробки швидкостей, тому основним джерелом тепловиділення є шпиндельні опори, інтенсивність тепловиділення в яких буде визначати температурне поле шпиндельної бабки, і відповідно, температурні деформації.

Нагрівання підшипників шпиндельних опор визначається втратами на тертя, які можна оцінити моментом тертя в опорах або кількістю тепла, що виділяється в опорах.

Надлишкова температура в шпиндельних опорах розраховується за наступними формулами [6]

При зазначених допущеннях надлишкова температура ϑ_k кілець і тіл кочення підшипника кочення визначається виразом

$$\vartheta = \frac{Q_k}{K_1 + K_2} \quad (4.1)$$

де Q_k — теплоутворення в підшипнику в Вт;

K_1 — коефіцієнт, що враховує тепловідведення стінкою корпуса коробки, у якій розміщений підшипник;

K_2 — коефіцієнт, що враховує тепловідведення у вал.

$$K_1 = \frac{2\pi\alpha_{cm}\lambda\psi r_1\delta mb}{\alpha_{cm}b + \lambda m\psi\delta}; \quad (4.2)$$

де a_1 — коефіцієнт тепловіддачі стінки в Вт/(м²·К);

a_{ct} — коефіцієнт теплопровідності поверхні контакту кільця зі стінкою, для практичних розрахунків доцільно приймати $a_{ct} = 2700$ Вт/(м²·К);

r_1 — радіус розточення під підшипник (радіус зовнішнього кільця підшипника) в м;

b — ширина кільця в м;

δ — товщина стінки в м;

λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки в Вт/(м К);

r_2 — радіус кола, описаного з центра підшипника через найбільш віддалений кут стінки, в м;

$J_0(x)$; $J_1(x)$; $K_0(x)$; $K_1(x)$ — функції Беселя уявного аргументу;

α — коефіцієнт тепловіддачі стінки в Вт/(м² К);

$$K_{2a} = \frac{\alpha_{cm}\pi d_1 b (\sqrt{\alpha_1 F_1 U_1 \lambda_1} + \sqrt{\alpha_2 \lambda_1 F_2 U_2})}{\alpha_{cm}\pi d_1 b + \sqrt{\alpha_1 F_1 U_1 \lambda_1} + \sqrt{\alpha_2 \lambda_1 F_2 U_2}}, \quad (4.3)$$

Коефіцієнт K_2 , що враховує тепловідведення у вал, якщо обидві частини вала, що виходять з підшипника, розглядаються як нескінченні стрижні (надлишкова температура кінців вала чи деталей, що сидять на валу, дорівнює чи (21) ка до нуля) визначається:

де d_1 — діаметр шийки вала (внутрішній діаметр внутрішнього кільця підшипника) в мм;

F_1 і F_2 — площа поперечного переріза вала в м²,

U_1 і U_2 — периметр поверхні вала, що віддає тепло в м;

λ_1 — коефіцієнт теплопровідності вала в Вт/(м К);

b — ширина кілець підшипника в м. Індекс 1 відноситься до параметрів частини вала, що знаходиться по один бік підшипника, індекс 2 — до параметрів вала по інший бік підшипника.

Якщо одна частина вала, що виходить з підшипника, приймається нескінченної, інша — скінченою, то

$$K_{26} = \frac{\alpha_{cm} \pi d_1 b \left[\sqrt{\alpha_1 \lambda_1 F_1 U_1} + \frac{\alpha_2 U_2}{m_2} \operatorname{th} (m_2 l_2) \right]}{\alpha_{cm} \pi d_1 b + \sqrt{\alpha_1 \lambda_1 F_1 U_1} + \frac{\alpha_2 U_2}{m_2} \operatorname{th} (m_2 l_2)}, \quad (4.4)$$

$$\text{де } m_2 = \sqrt{\frac{\alpha_2 U_2}{\lambda_1 F_2}} \quad (4.5)$$

Для розрахунків за даними формулами використовується система Mathcad.

Дані для програми розраховуються нижче.

Радіуси зовнішніх кілець підшипників, встановлених в опорах, м

$$r_{1\text{пшоп}1,2} = \frac{D_{\text{пшоп}1,2}}{2}, \quad (4.6)$$

де $D_{\text{пшоп}1,2}$ — зовнішній діаметр підшипника, встановленого в 1, 2 опорі м

Середній діаметр підшипників, встановлених в опорах, м

$$T_{\text{пшоп}1,2} = \frac{D_{\text{пшоп}1,2} + d_{\text{пшоп}1,2}}{2} \quad (4.7)$$

де $d_{\text{пшоп}1,2}$ — внутрішній діаметр підшипника, встановленого в 1, 2 опорі м

Сумарна ширина кілець підшипників, встановлених в опорах, м

$$b_{оп1,2} = k_{пшоп1,2} \cdot b_{пшоп1,2} \quad (4.8)$$

де $k_{пшоп1,2}$ — кількість підшипників, встановлених в опорі 1, шт.;

$b_{пшоп1,2}$ — ширина кільця підшипника, встановленого в опорі 1,2.

Площа поперечного перерізу шпинделя

$$\begin{aligned} F_{шп1оп1} &= \frac{\pi(D_{шп1оп1}^2 - d_{шп1оп1}^2)}{4} \\ F_{шп2оп1} &= \frac{\pi(D_{шп1оп1}^2 - d_{шп2оп1}^2)}{4} \\ F_{шп1оп2} &= \frac{\pi(D_{шп1оп2}^2 - d_{шп1оп2}^2)}{4} \\ F_{шп2оп1} &= \frac{\pi(D_{шп1оп2}^2 - d_{шп2оп2}^2)}{4} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Периметр тепловіддаючої поверхні шпинделя, м

$$U_{шп1оп1} = 2 \cdot (\pi \cdot D_{шп1оп1} + L_{шп1оп1}), \quad (4.10)$$

де $L_{шп1оп1,2}$ — довжина нескінченної частини шпинделя, яка виходить з опори 1,2 м;

$L_{шп2оп1}$ — довжина кінцевої частини шпинделя, яка виходить з опори 1,2 м

$$\begin{aligned} U_{шп2оп1} &= 2 \cdot (\pi \cdot D_{шп2оп1} + L_{шп2оп1}) \\ U_{шп1оп2} &= 2 \cdot (\pi \cdot D_{шп1оп2} + L_{шп1оп2}) \\ U_{шп2оп2} &= 2 \cdot (\pi \cdot D_{шп2оп2} + L_{шп2оп2}) \end{aligned}$$

Периметр тепловіддаючої поверхні шпиндельної коробки, м

$$U_{шкоп1,2} = 2(B_{шкоп1,2} + H_{шкоп1,2}) + 2 \cdot \pi \cdot r_{1пшоп1,2}, \quad (4.11)$$

де $B_{\text{шкoп1,2}}$ – ширина стінки шпіндельної коробки з опорою 1,2 м;

$H_{\text{шкoп1,2}}$ – висота стінки шпіндельної коробки з опорою 1,2 м

Площа поперечного перерізу стінки шпіндельної коробки, м

$$F_{\text{шкoп1,2}} = B_{\text{шкoп1,2}} + H_{\text{шкoп1,2}} - \pi \cdot r_{1\text{пшoп1,2}}^2 \quad (4.12)$$

Розрахунок моменту тертя холостого ходу в підшипниках, Н·мм

Мащення мастилом Т22 ГОСТ 32-74

$$M_{o_{\text{м1oп1,2}}} = f_{o_{\text{м1}}} \cdot 10^{-7} (\nu_{\text{м1}} \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot (T_{\text{пшoп1,2}} \cdot 10^3)^3, \quad (4.13)$$

де $f_{o_{\text{м1}}}$ – коефіцієнт для радіально-упорних однорядних кулькових підшипників при мащенні розбризуванням мастилом;

$\nu_{\text{м1}}$ – в'язкість мастила при робочій температурі

Розрахунок складової моменту тертя, яка залежить від навантаження, Н·мм

$$\mu_{1oп1,2} = 0,002 \left(\frac{F_{oп1,2}}{C_{oп1,2}} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.14)$$

де $C_{oп1,2}$ – статична вантажопідйомність підшипника, який встановлений в опорі 1,2, Н

$$f_{1oп1,2} = 1,5 \cdot \frac{F_{aoп1,2}}{F_{oп1,2}} + 0,25 \quad (4.15)$$

де $F_{aoп1,2}$ – осьове навантаження на опору 1,2, Н

$F_{oп1,2}$ – результуюче навантаження на опору 1,2, Н

$$M_{1оп1,2} = \mu_{1оп1,2} \cdot f_{1оп1,2} \cdot F_{оп1,2} \cdot \frac{T_{пшоп1,2} \cdot 10^3}{2} \quad (4.16)$$

Момент тертя в опорі в залежності від типу мастильного матеріалу, частоти обертання шпинделя, М, Н·мм

Мащення мастилом Т22 ГОСТ 32-74

$$\begin{aligned} M_{м1оп1} &= M_{ом1п1} + M_{1оп1} \\ M_{м1оп2} &= M_{ом1п2} + M_{1оп2} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Потужність тепловиделення в опорах, Вт

Мащення мастилом Т22 ГОСТ 32-74

$$\begin{aligned} N_{м1оп1} &= 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot M_{м1оп1} \\ N_{м1оп2} &= 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot M_{м1оп1} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі для торцевих стінок шпиндельних коробок пруткових револьверних автоматів. Коефіцієнт тепловіддачі для стінки, дотичної до шківів пасової передачі [7].

$$\alpha_{шкоп2} = 1,38 \left(\frac{n}{9,549} \right)^{0,42} \cdot \left(\frac{R_o}{h_a} \right)^{0,4} \cdot R_o^{-0,16} \cdot i^{0,3} \cdot (1 - 3 \cdot l) \cdot b^{-0,38} \quad (4.19)$$

де R_o — радіус шківів пасової передачі, м;

h_a — відстань від осі шківів до точки в зоні якої визначається коефіцієнт тепловіддачі, м

i — кількість пасів на шківів пасової передачі;

l — відстань між бічною поверхнею стінки шпиндельної коробки та шківом, м;

b — відстань між зовнішньою поверхнею паса та внутрішньою поверхнею

захисного кожуха пасової передачі, м

Коефіцієнт тепловіддачі для стінки, дотичної до робочої зони верстата

Швидкість обертання прутка в цанговому патроні, м/с

$$v_{\text{гр1}} = \frac{n}{60} R_v \quad (4.20)$$

де R_v — радіус прутка, що обертається в цанговому патроні, м

Розрахунок коефіцієнта K_{h1}

$$K_{h1} = 1 - e^{\frac{-h1}{0,6 \cdot Rv}} \quad (4.21)$$

де $h1$ — довжина прутка, що обертається в робочій зоні верстата, м

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі стінки шпиндельної коробки

$$\alpha_{\text{шкoп1}} = 4,62 \cdot v_{\text{гр1}}^{0,57} \cdot R_v^{0,32} \cdot x^{-0,75} \cdot K_{h1} \cdot K_{h2}, \quad (4.22)$$

де x — відстань від бічної поверхні стінки до поверхні прутка, що обертається в робочій зоні верстата, м;

K_{h2} — коефіцієнт який визначається за діаграмою [9]

Коефіцієнт m для стінки шпиндельної коробки, яка вміщує опору 1

$$m_{\text{оп1}} = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{шкoп1}} \cdot U_{\text{шкoп1}}}{\lambda \cdot F_{\text{шкoп1}}}} \quad (4.23)$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу шпинделя, Вт/(м*К)

Коефіцієнт m для стінки шпindelьної коробки, яка вміщує опору 2

$$m_{\text{оп}2} = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{шк} \text{оп}2} \cdot U_{\text{шк} \text{оп}2}}{\lambda \cdot F_{\text{шк} \text{оп}2}}}$$

Коефіцієнт ψ для стінки шпindelьної коробки, яка вміщує опору 1

$$\psi_{\text{оп}1} = \frac{J_1(m_{\text{оп}1} \cdot r_{2\text{оп}1}) \cdot K_1(m_{\text{оп}1} \cdot r_{1\text{оп}1}) - J_1(m_{\text{оп}1} \cdot r_{1\text{оп}1}) \cdot K_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2})}{J_0(m_{\text{оп}1} \cdot r_{2\text{оп}1}) \cdot K_1(m_{\text{оп}1} \cdot r_{2\text{оп}1}) + J_1(m_{\text{оп}1} \cdot r_{2\text{оп}1}) \cdot K_0(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2})} \quad (4.24)$$

Коефіцієнт ψ для стінки шпindelьної коробки, яка вміщує опору 2

$$\psi_{\text{оп}2} = \frac{J_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2}) \cdot K_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{1\text{оп}2}) - J_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2}) \cdot K_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2})}{J_0(m_{\text{оп}2} \cdot r_{1\text{пшоп}1}) \cdot K_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2}) + J_1(m_{\text{оп}2} \cdot r_{2\text{оп}2}) \cdot K_0(m_{\text{оп}2} \cdot r_{1\text{пшо}2})}$$

Коефіцієнт, який враховує тепловідведення стінки шпindelьної коробки з опорою 1

$$K_{1\text{оп}1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha_{\text{стшк}} \cdot \lambda \cdot \psi_{\text{оп}1} \cdot r_{1\text{пшоп}1} \cdot L_{\text{шкор}1} \cdot m_{\text{оп}1} \cdot b_{\text{оп}1}}{\alpha_{\text{стшк}} \cdot b_{\text{оп}1} + \lambda \cdot m_{\text{оп}} \cdot \psi_{\text{оп}1} \cdot L_{\text{шк} \text{оп}1}} \quad (4.25)$$

Коефіцієнт, який враховує тепловиділення стінки шпindelьної коробки з опорою 2

$$K_{1\text{оп}2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha_{\text{стшк}} \cdot \lambda \cdot \psi_{\text{оп}2} \cdot r_{1\text{пшо}2} \cdot L_{\text{шкор}2} \cdot m_{\text{оп}2} \cdot b_{\text{оп}2}}{\alpha_{\text{стшк}} \cdot b_{\text{оп}2} + \lambda \cdot m_{\text{оп}2} \cdot \psi_{\text{оп}2} \cdot L_{\text{шк} \text{оп}2}}$$

Коефіцієнт, який враховує тепловідведення в шпindelь, якщо одна частина шпindelя, яка виходить з опори, вважається нескінченною, а інша – кінцевою

$$m_2 = \sqrt{\frac{\alpha_{2оп1} \cdot U_{шп2оп1}}{\lambda_1 \cdot F_{шп2оп1}}} \quad (4.26)$$

$$K_{2оп1} = \frac{\alpha_{стшк} \cdot \pi \cdot D_{шп1оп1} \cdot b_{оп1} (\sqrt{\alpha_{1оп1} \cdot \lambda_1 \cdot F_{шп1оп1} \cdot U_{шп1оп1}} + \frac{\alpha_{2оп1} \cdot U_{шп2оп1}}{m_2}}{\alpha_{стшп} \cdot \pi \cdot D_{шп1оп1} \cdot b_{оп1} + \sqrt{\alpha_{1оп1} \cdot \lambda_1 \cdot F_{шп1оп1} \cdot U_{шп1оп1}} + \frac{\alpha_{2оп1} \cdot U_{шп2оп1}}{m_2}} \times$$

$$\times \frac{\tanh(m_2 \cdot L_{шкп2оп1})}{\tanh(m_2 \cdot L_{шкп2оп1})} \quad (4.27)$$

Машення мастилом Т22 ГОСТ 32-74

$$v_{м1оп1,2} = \frac{2N_{м1оп1,2}}{K_{1оп1,2} + K_{2оп1,2}} \quad (4.28)$$

Розрахунок виконується в програмі MathCad

Для заданих конструкцій визначені наступні технологічні, геометричні розміри, що впливають на потужність втрат на тертя в опорах шпинделя які надаються в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку тепловиділення в опорах

Коефіцієнт теплопровідності поверхні	2675
Зовнішній діаметр підшипника, в опорі 1	0,18
Зовнішній діаметр підшипника, в опорі 2	0,17
Внутрішній діаметр підшипника, в опорі 1,	0,12
Внутрішній діаметр підшипника, в опорі 2	0,108
Ширина кільця підшипника, в опорі 1, м	0,028
Ширина кільця підшипника, встановленого в опорі 2, м	0,045
Кількість підшипників, в опорі 1, шт	3
Кількість підшипників, в опорі 2, шт	1
Висота стінки шпиндельної коробки з опорою 1, м	0,588
Ширина стінки шпиндельної коробки з опорою 1, м	0,090

Довжина стінки шпindelної коробки з опорою 1, м	0,278
Висота стінки шпindelної коробки з опорою 2, м	0,588
Ширина стінки шпindelної коробки з опорою 2, м	0,055
Довжина стінки шпindelної коробки з опорою 2, м	0,278
Коефіцієнт теплопровідності стінки шпindelної коробки, Вт/(м·К)	50
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу шпинделя, Вт/(м·К)	47,8
Коефіцієнт тепловіддачі нескінченної частини шпинделя, яка виходить з опори 1, Вт/(м ² ·К)	8,128

Коефіцієнт тепловіддачі кінцевої частини шпинделя, яка виходить з опори 1, Вт/(м ² ·К)	8,128
Коефіцієнт тепловіддачі нескінченної частини шпинделя, яка виходить з одного боку опори 2, Вт/(м ² ·К)	8,128
Коефіцієнт тепловіддачі кінцевої частини шпинделя, яка виходить з іншого боку опори 2, Вт/(м ² ·К)	8,128
Довжина нескінченної частини шпинделя (опори 1), м	0,428
Довжина кінцевої частини шпинделя (опора 1), м	0,148
Довжина частини шпинделя, (опора 2)	0,397
Довжина частини шпинделя, яка виходить з іншого боку опори 2, м	0,177
Зовнішній діаметр нескінченної частини шпинделя, яка виходить з опори 1, м	0,106
Зовнішній діаметр кінцевої частини шпинделя, яка виходить з опори 1	0,12
Зовнішній діаметр частини шпинделя, яка виходить з одного боку опори 1, м	0,106
Зовнішній діаметр частини шпинделя, яка виходить з іншого боку опори 1, м	0,12
Діаметр отвору в нескінченній частині шпинделя, яка виходить з опори 1, м	0,076
Діаметр отвору в кінцевій частині шпинделя, яка виходить з опори 1, м	0,076
Діаметр отвору в частині шпинделя, яка виходить з одного боку опори 2, м	0,076
Діаметр отвору в частині шпинделя, яка виходить з іншого боку опори 2, м	0,076
Частота обертання шпинделя хв ⁻¹	2500

Радіус кола, описаного з центру підшипника через найвіддаленіший кут стінки шпindelної коробки з опорою 1, м	0,568
Радіус кола, описаного з центру підшипника через найвіддаленіший кут стінки шпindelної коробки з опорою 2, м	0,568
Коефіцієнт для радіально-упорних однорядних кулькових підшипників при мащенні розбризкуванням мастилом	2
Коефіцієнт для радіально-упорних однорядних кулькових підшипників при мащенні пластичним мастилом	1

Статична вантажопідйомність підшипника в опорі 1	86500
Статична вантажопідйомність підшипника в опорі 2	190000
Результуюче навантаження на опору 1	3305
Результуюче навантаження на опору 2	1838
Осьове навантаження на опору 1	542,7
Осьове навантаження на опору 2	0
Радіус шківів пасової передачі, м	0,098
Відстань від осі шківів до точки в зоні А, в якій визначається коефіцієнт тепловіддачі, м	0,065
Кількість пасів на шківів пасової передачі	1
Відстань між бічною поверхнею стінки шпindelної коробки та шківом, м	0,020
Відстань між зовнішньою поверхнею паса та внутрішньою поверхнею захисного кожуха пасової передачі	0,057
Радіус прутка, що обертається в цанговому патроні, м	0,070
Відстань від бічної поверхні стінки до поверхні прутка, що обертається в робочій зоні верстата, м	0,188
Довжина прутка, що обертається в робочій зоні верстата, м	0,120
Коефіцієнт, який визначається за діаграмою	1,42
В'язкість мастила Т22 ГОСТ 32-74 при робочій температурі	22
В'язкість мастила ЛКС-2 ТУ 38 4.01.71-80 при робочій температурі	16

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків надлишкової температури шпиндельних опор верстатів

Назва верстата	Мащення мастилом Т22 ГОСТ 32-74	
	передньої	задньої
Розроблена шпиндельна бабка токарного верстата з ЧПУ	21,216	13,014

5 РОЗРАХУНОК ТА АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ШПИНДЕЛЬНОЇ БАБКИ

Енергія, яка підводиться до верстата, в частці, що не втрачається на здійснення процесу різання, перетворюється в теплову та акумулюється в вузлах, деталях і механізмів верстата та частково розсіюється в навколишньому середовищі. Це призводить до змінення теплового тану всієї конструкції металорізального верстата відносно початкового, нагріву деталей, вузлів та їхніх температурних деформацій. Причому вплив теплової енергії на елементи верстата різний через велику кількість факторів, які визначають протікання теплових та термопружних процесів. Вплив теплової енергії на елементи верстата залежить від виду та характеру джерела, умов теплообміну з навколишнім середовищем, способу підведення теплоти, форми та розмірів елемента, його матеріалу, орієнтації елемента в просторі, виду зв'язку та взаємодії з контактуючими з ним елементами та ряду інших факторів. Ступінь впливу кожного фактору різна, а необхідність його використання залежить від поставленого завдання, необхідної точності рішення та методів вирішення.

5.1 Температурні деформації технологічної системи

Температурні деформації технологічної системи, пов'язані з нерівномірним нагріванням основних вузлів верстата та їх подальшого температурного розширення одним з найсильніших факторів, що впливають на точність обробки. Температурні деформації виникають від дії сил різання та тертя. В результаті роботи цих сил, оброблені деталі, ріжучий інструмент і несуча система верстата нагріваються, що призводить до температурних деформацій вузлів верстата. Температурне поле верстатів можна розділити на три види [6].

До першого виду відноситься зміна температур тих точок верстата, які є джерелами інтенсивного тепловиділення або розташовані в безпосередній близькості від останніх. Стабілізація температур таких точок настає через

порівняно короткі проміжки часу. Тривалість часу стабілізації температур різних точок верстата залежить від інтенсивності тепла та температури навколишнього середовища. Теплова рівновага, що характеризується рівністю тепловиділення і тепловіддачі, настає набагато швидше за значних різниць температур, тобто при великих температурах нагрівання і низьких температурах навколишнього середовища. Тривалість стабілізації температур нагрівання залежить також від маси нагрітих об'єктів.

До другого виду відносяться такі зміни температур, які стабілізуються протягом значно більшого проміжку часу, ніж температурні зміни першого виду. Таке відносно невелике нагрівання властиво зазвичай тим вузлами станка, які самі не є джерелами тепловіддачі і знаходяться на відстані від останніх. Ці вузли нагріваються головним чином під впливом охолоджувальної рідини, температура якої поступово підвищується. Температурні зміни другого вигляду часто не стабілізуються упродовж всієї зміни.

До третього виду відносяться зміни температур тих точок верстата, які самі не є джерелами тепловіддачі, тепло до них надходить від джерел тепловіддачі. Графіки температурних змін третього вигляду мають характерний S-подібний вид. Це пояснюється тим, що для розповсюдження тепла до тих точок, які самі не виділяють тепло, потрібно деякий проміжок часу. При цьому час слід відраховувати від початку роботи верстата. До третього виду можна віднести зміни температур периферійних точок бабки виробу та столів круглошліфувальних верстатів.

5.2 Вплив температурних деформацій на точність обробки на верстаті

Теплові деформації складають велику частку в загальному балансі похибок обробки на металообробних верстатах. Енергія, що підводиться до верстата, та не витрачається на корисну роботу, переходить в теплову енергію. Джерелами тепловиділення у верстатах можуть бути електродвигуни, зубчасті та пасові передачі, підшипники, муфти, система змащування, процес різання та ін.. Теплота від цих джерел передається деталям верстата, перерозподіляється між ними,

частково відводиться в навколишнє середовище. Тому ефективне керування тепловими явищами при механічній обробці можливе завдяки залученню основних законів теплообміну.

Як показують дослідження, внесок теплових деформацій у загальний баланс похибок обробки у верстатах з ЧПУ може доходити до 30...70%. Крім того температурні деформації впливають на довговічність вузлів верстата. Внаслідок зміни лінійних розмірів сполучених деталей порушуються первісні зазори та натяги. Збільшення натягів в опорах кочення призводить до зростання моменту холостого ходу. Погіршенню умов змащення, прискореному зношуванню підшипників, а в деяких випадках до заїдання їх у роботі [5].

5.3 Розрахунок температурного поля і температурних деформацій шпинделя токарного верстата з ЧПУ

Розглянемо шпиндельну бабку верстата з токи зору температурного поля. Формується поле за рахунок тепла, що виділяється в шпиндельних опорах.

За допомогою програми SolidWorks було побудовано спрощену геометричну 3-D модель шпиндельної бабки та частини станини до якої вона кріпиться.

Розрахунок стаціонарного температурного поля та температурних деформацій шпиндельної бабки для трьохвимірної задачі виконується методом скінченних елементів.

Для цього задаються наступні властивості матеріалу

Коефіцієнт лінійного розширення $ALPX = 1,2 \times 10^{-5}$ 1/град

Коефіцієнт Пуассона $PRXY = 0,3$

Коефіцієнт теплопровідності $KXX = 0,049$ Вт/м²×С

Модуль пружності $EX = 12000$ кг/мм²

Коефіцієнт теплового опору – $0,007$ Вт/м²×С

Наступним кроком є завдання типу елемента. Для моделювання теплопровідності в твердотільній моделі обираємо Thermal Mass/Solid/20node90. Це елемент який являє собою 6-ти кутник з 20 вузлами.

Створюємо елементну сітку за допомогою MeshTool

Навантаження в тепловому розрахунку задається у вигляді граничних умов.

Граничні умови задаємо на геометричну модель

1- Постійна температура – температура підшипників в передній та задній опорах

1- Конвекція – поверхнева гранична умова, що задається на зовнішні поверхні моделі для врахування відведення тепла в навколишнє середовище.

Для торцевих поверхонь шпindelної бабки $\lambda = 20 \text{ Вт/м} \times \text{C}$

Для бокових поверхонь $\lambda = 10 \text{ Вт/м}^2 \times \text{C}$

Наступним кроком є створення контактної пари яка буде моделювати контактний стик. Для створення обираємо Modeling/Create/Contact Pair, в діалогових вікнах обираємо відповідну та контактні поверхні, також в опціях задаємо коефіцієнт теплового опору. Результати теплового аналізу зображені на рисунку.

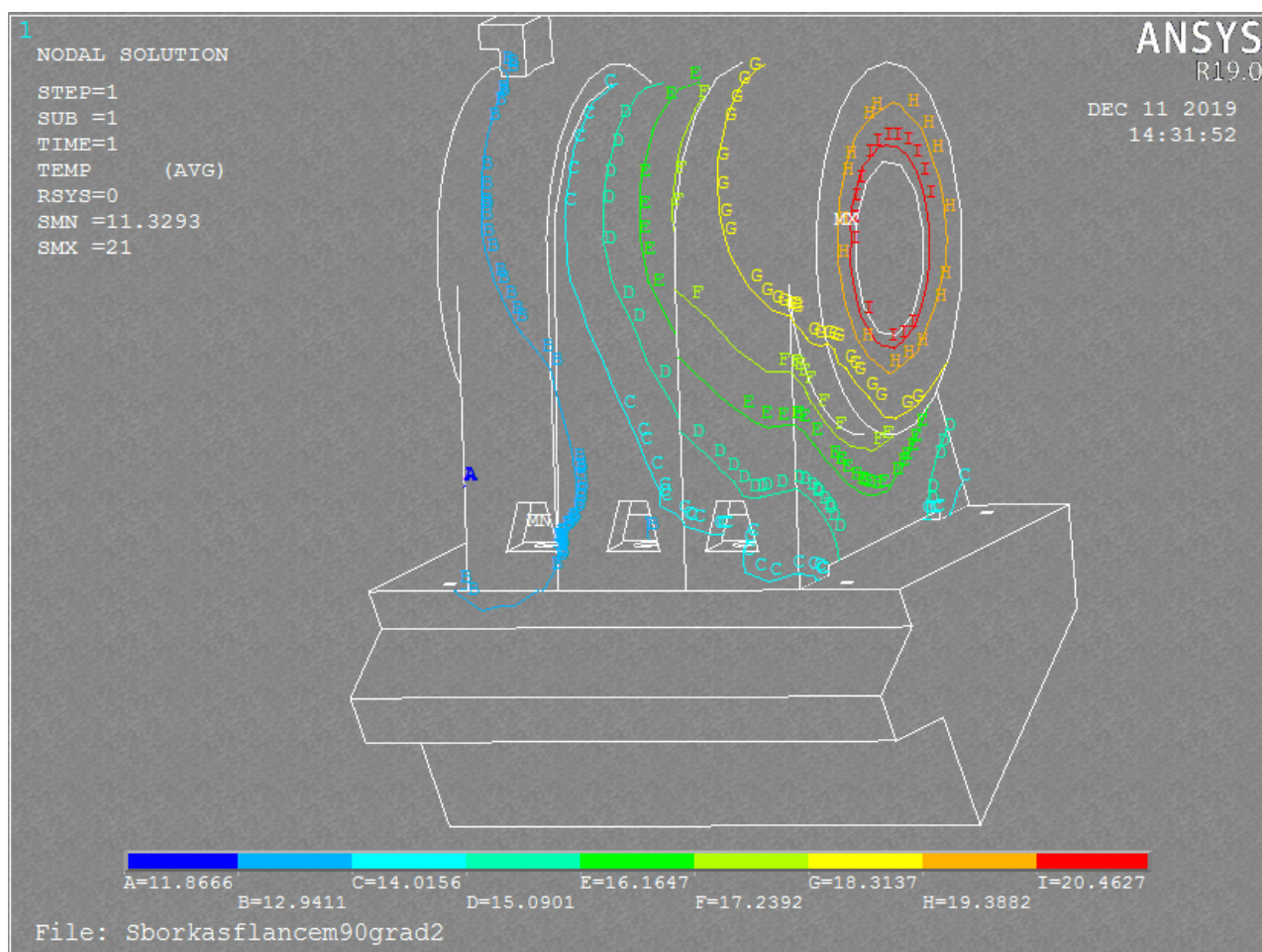


Рисунок 5.1 – Температурне поле шпindelної бабки

5.4 Розрахунок температурних деформацій

Розрахунок проводиться за допомогою структурного аналізу з використанням температурного поля.

Для цього задаються наступні властивості матеріалу

Коефіцієнт лінійного розширення $ALPX = 1,2 \times 10^{-5}$ 1/град

Коефіцієнт Пуассона $PRXY = 0,3$

Модуль пружності $EX = 12000$ кг/мм²

Коефіцієнт тертя = 0,3

Наступним кроком є завдання типу елемента. Для моделювання теплопровідності в твердотільній моделі обираємо Structural Mass/Solid/20node186. Це елемент який являє собою 6-ти кутник з 20 вузлами.

Створюємо елементну сітку за допомогою MeshTool

Далі створюємо контактну пару за допомогою функції Create/Contact Pair, обираючи поверхні за допомогою діалогового вікна.

Навантаження в структурному розрахунку задається у вигляді граничних умов. Граничні умови задаємо на геометричну модель у виді нульових зміщень для фіксації шпіндельної бабки штифтами та прикладення тиску для затягування болтами.

5.5 Температурні деформації шпіндельної бабки

В реальних умовах шпіндельну фіксують на штифтах та затягують болтами, але для аналізу та порівняння було розраховано декілька випадків.

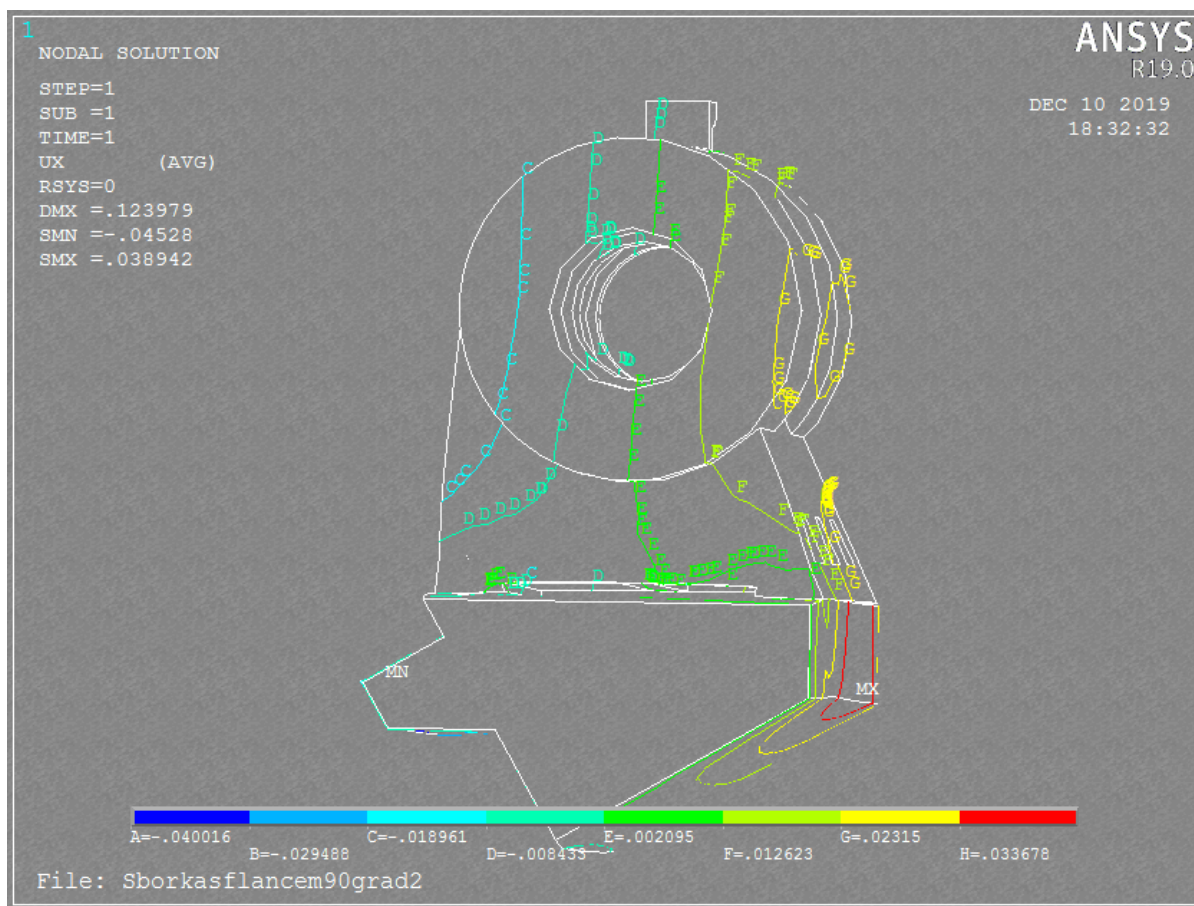


Рисунок 5.2 – Деформації по осі X при фіксації бабки штифтами

В даному випадку шпіндельна бабка зафіксована на двох штифтах які розташовані в передній частині

Виходячи з рисунку, температурні деформації по осі X розподіляються рівномірно, максимальні деформації складають -40 та 33 мкм, зміщення центру осі шпинделя практично відсутнє, для реальних умов дані деформації не мають сенсу так як шпиндельна бабки не затягнута.

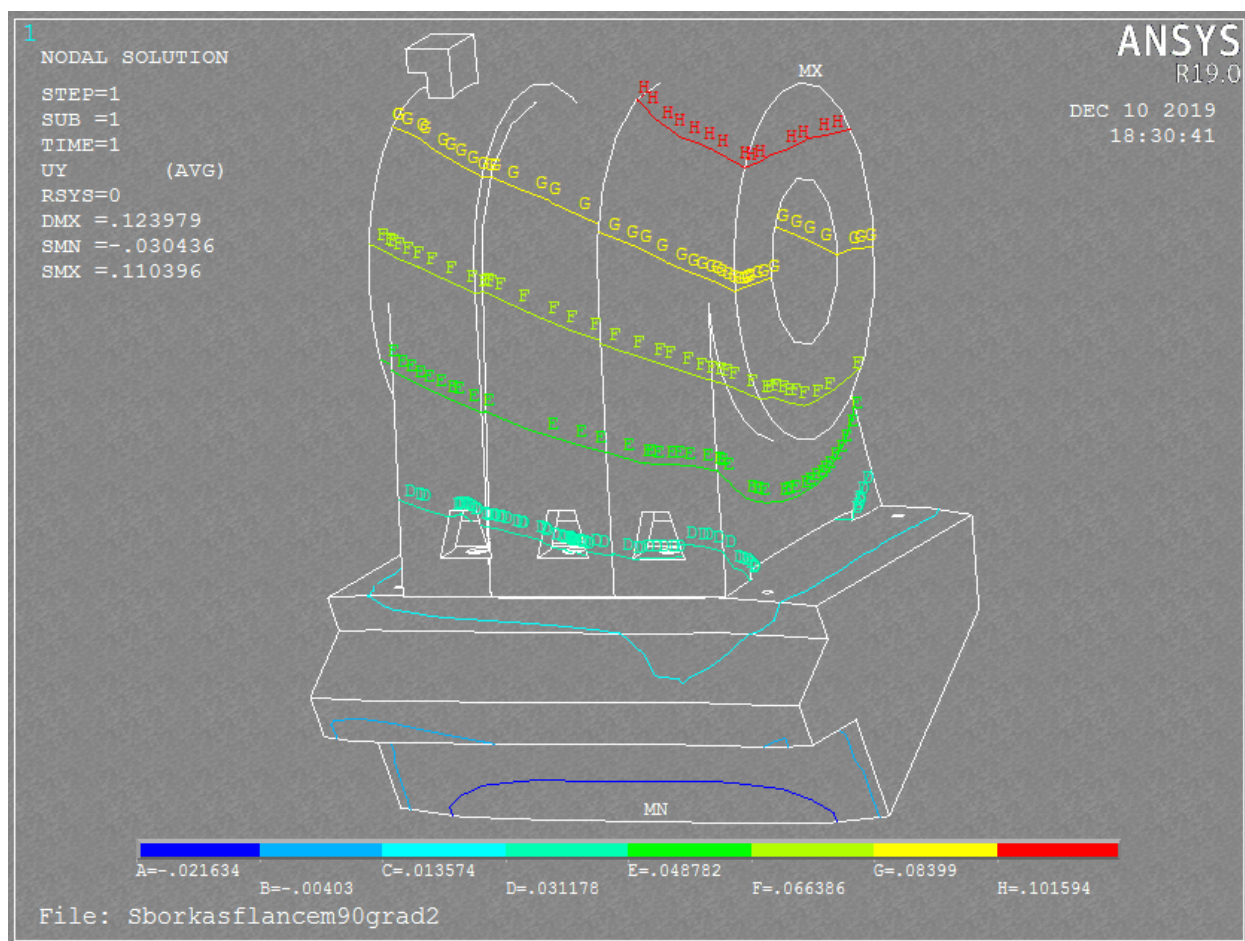


Рисунок 5.3 - Деформації по осі Y при фіксації бабки штифтами

Температурні деформації осі Y спрямовані розтягнути бабку в вертикальному напрямку. Максимальна деформація в передній частині шпиндельної бабки складає 101 мкм, але в задній частині шпиндельної бабки максимальна деформація складає приблизно 84 мкм, тобто виникає викривлення осі шпинделя.

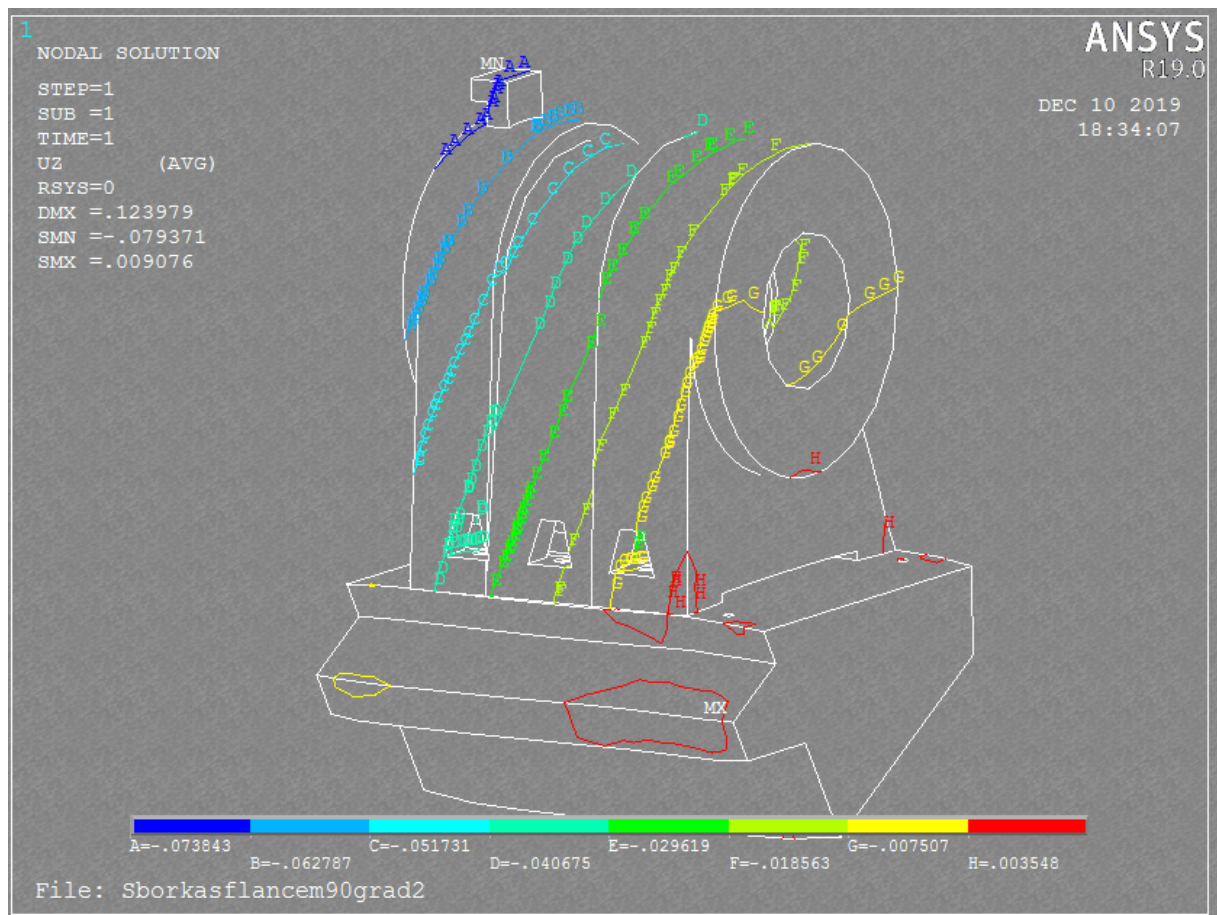


Рисунок 5.4 - Деформації по осі Z при фіксації бабки штифтами

По осі Z, температурні деформації розтягують шпиндельну бабку в повздовжній площині, за рахунок встановлення штифтів в передній частині шпиндельної бабки, основна частина деформацій спрямована в задню частину бабки, і максимальні деформації на передньому кінці бабки становлять 4 мкм.

Наступним розрахунком розглянемо затягування шпиндельної бабки болтами. З попереднього дослідження була обрана схема затягування шпиндельної бабки на 6 болтів, так як в такому випадку розподіл тиску на контактній парі найбільш рівномірний.

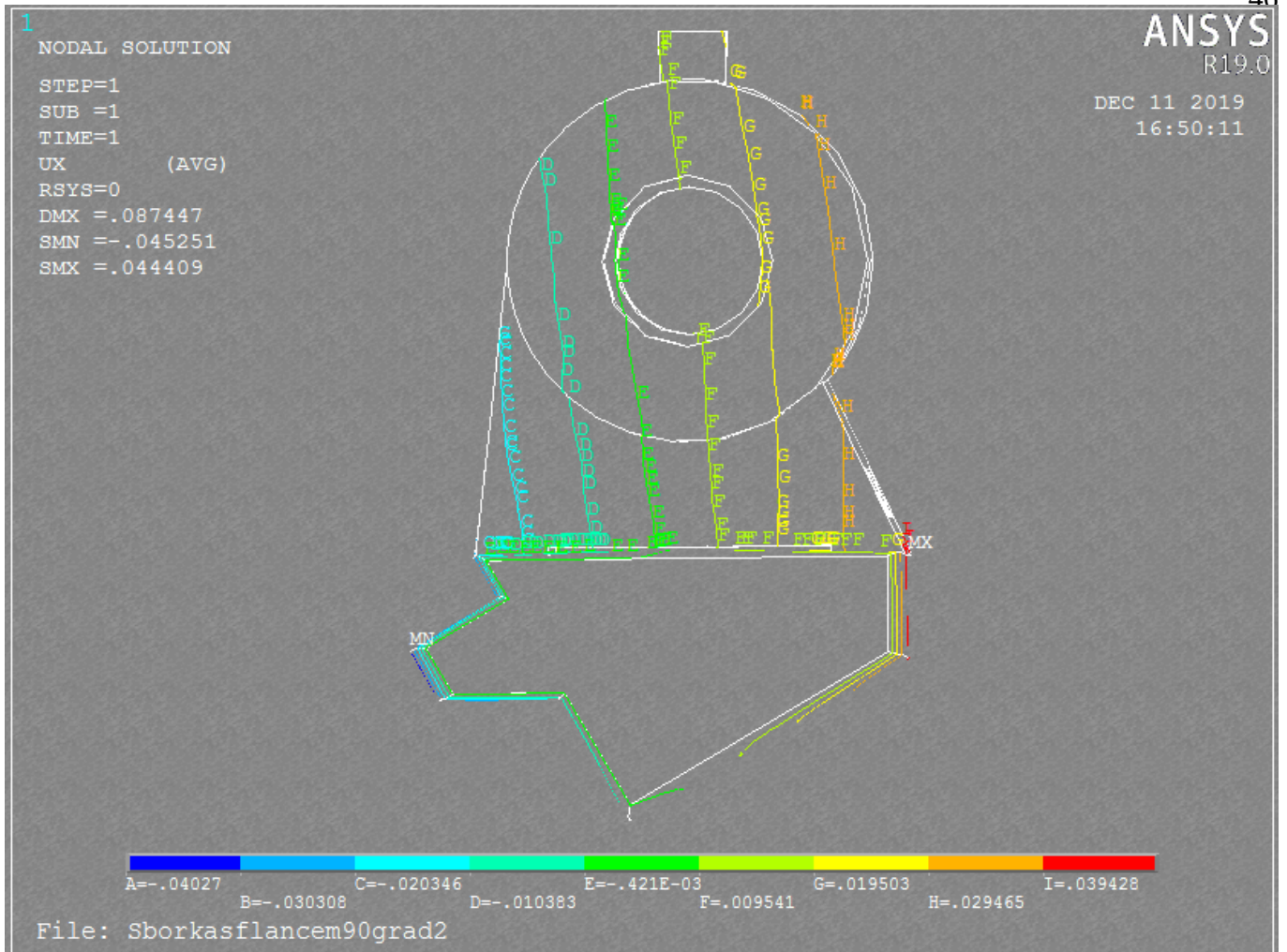


Рисунок 5.5 – Деформації осі X при затягуванні бабки болтами

У випадку лише затягуванням болтами, температурні деформації по осі X не є симетричними, максимальні деформації складають -40 та 39 мкм але центр осі шпинделя зміщений на 9 мкм в бік інструменту, що є позитивний фактором, тобто при обробці заготовок деформації в бік інструменту створюють протидію зміщенню від сил різання, але в реальних умовах шпиндельну бабку перед затяжкою повинні зафіксувати штифтами.

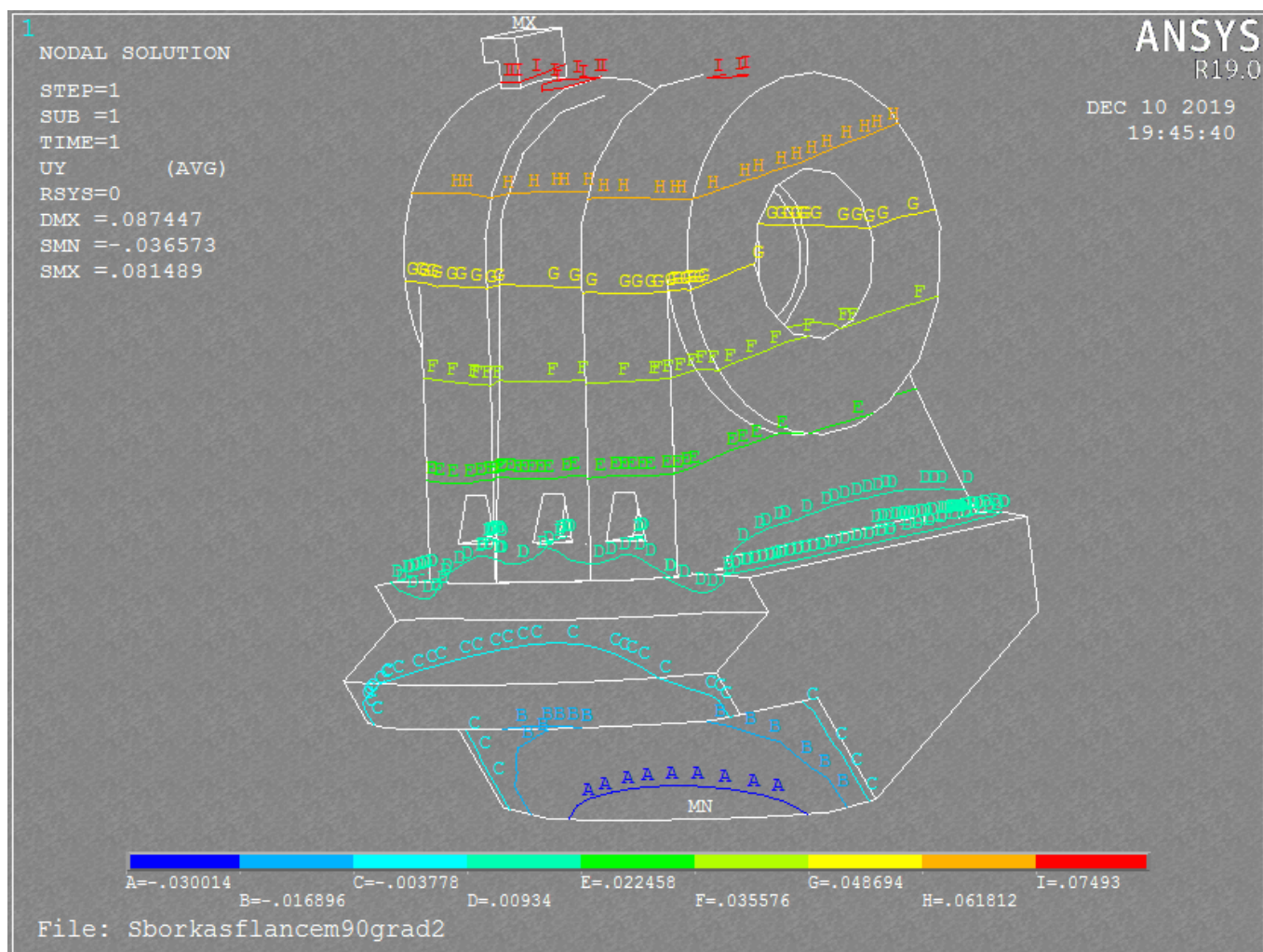


Рисунок 5.6 – Деформації осі Y при затягуванні бабки болтами

Порівняно з попереднім розрахунком в якому бабка була зафіксована штифтами, деформації рівномірні, також максимальна величина деформацій зменшилась та становить 75мкм

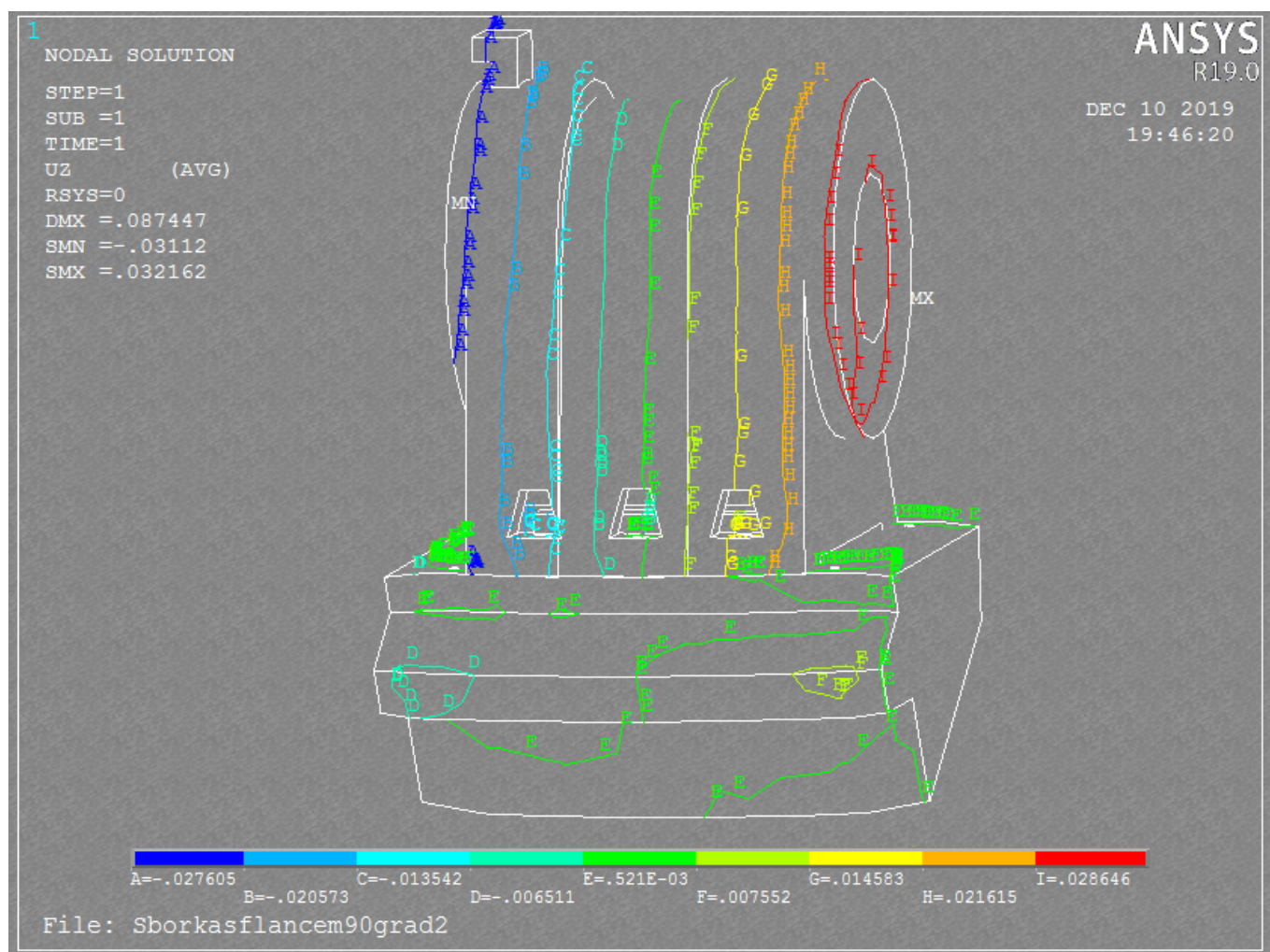


Рисунок 5.7 – Деформації осі Z при затягуванні бабки болтами

Порівнюючи попередні розрахунки осі Z можна зробити висновок, що сумарна теплова деформація зменшилась, якщо в попередньому результаті сумарна деформація складала близько 78 мкм, то в даному випадку близько 56 мкм, але дуже важливим недоліком є те, що половина деформацій направлена в бік переднього кінця шпиндель бабки, що збільшує похибку за віссю Z.

Далі розглянемо температурні деформації при фіксації шпиндельної бабки штифтами та затягування болтами.

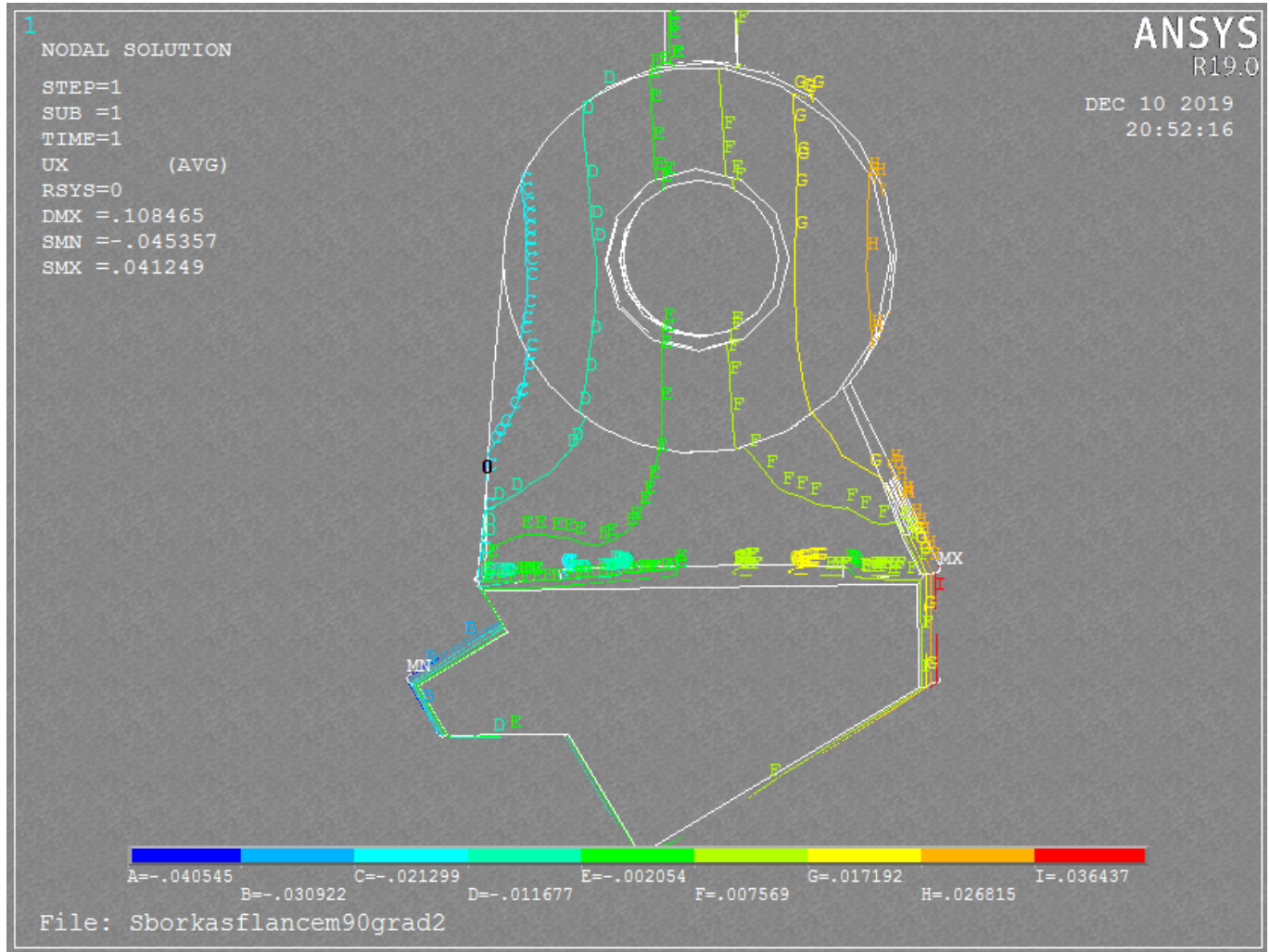


Рисунок 5.8 – Деформації осі X при фіксуванні та зтягуванні бабки

Деформації за всіма осями мають подібний характер розподілення в порівнянні з попередніми випадками, іншими словами деформації при фіксації та зтягуванні шпиндельної бабки є сумою деформацій лише при фіксації чи зтягуванні по кожній із осей.

По осі X деформації набувають рівномірний розподіл в зоні розташування шпинделя, також центр осі зміщений приблизно на 5мкм в бік інструменту, що залишається деформацією яка може позитивно впливати на точність обробки.

По осі Y деформації мають більш негативний вплив. Центр осі шпинделя переднього кінця зміщений приблизно на 63 мкм в той час як центр задньої частини бабки зміщений приблизно на 49 мкм, тобто шпиндель в такому випадку може вигинатись в задній частині, а це в свою чергу може викликати додаткові вібрації. при роботі, також збільшується навантаження на задній підшипник.

По осі Z деформації мають комплексний характер, максимальне значення в передній частині бабки складає -3...-8 мкм, але розглядаючи середню та задню частину шпиндельної бабки можна побачити, що температурні деформації прагнуть не тільки розтягнути шпиндель, але і згинають вниз так як і деформації осі Y.

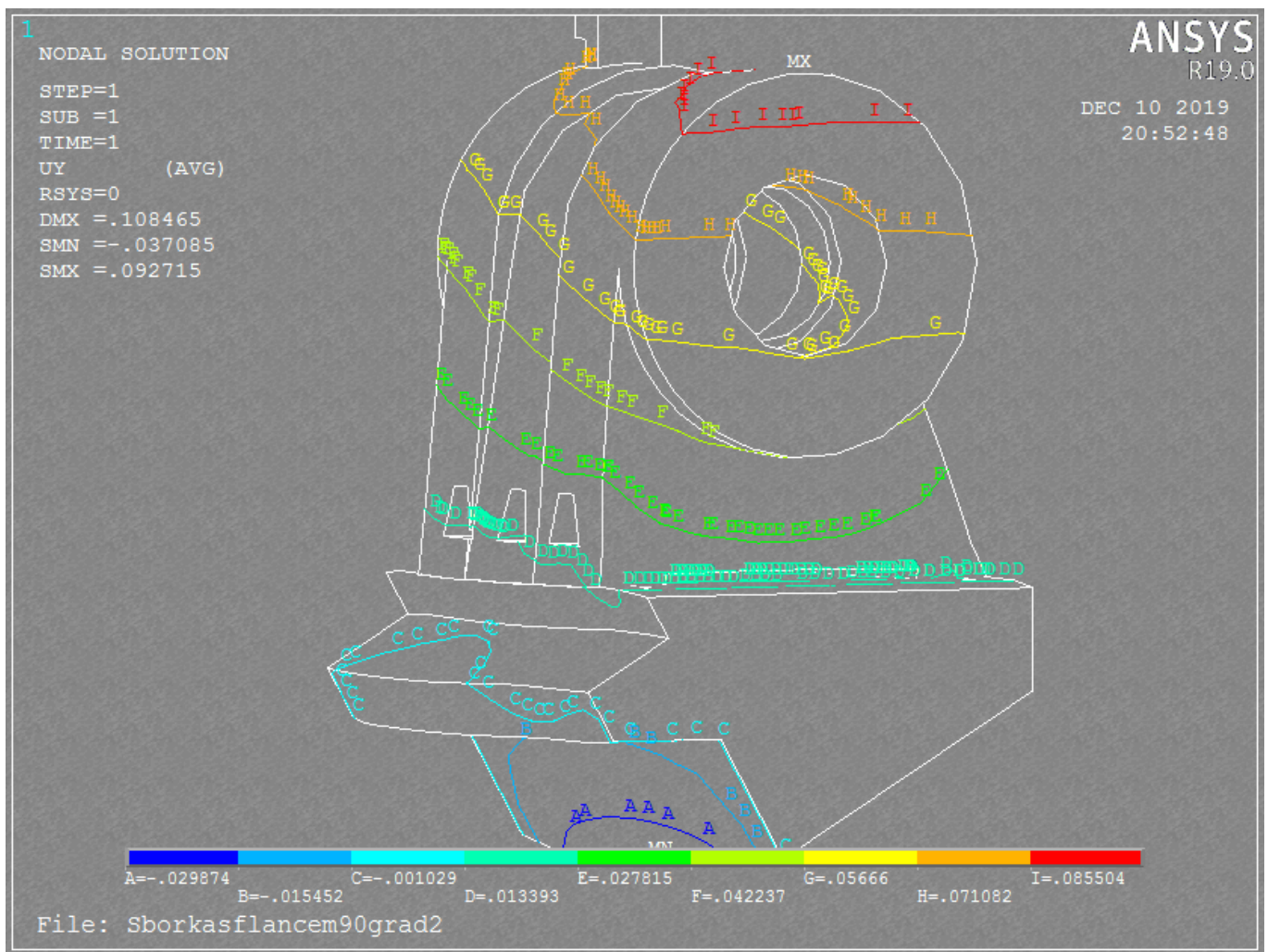


Рисунок 5.9 – Деформації осі Y при фіксуванні та затягуванні бабки

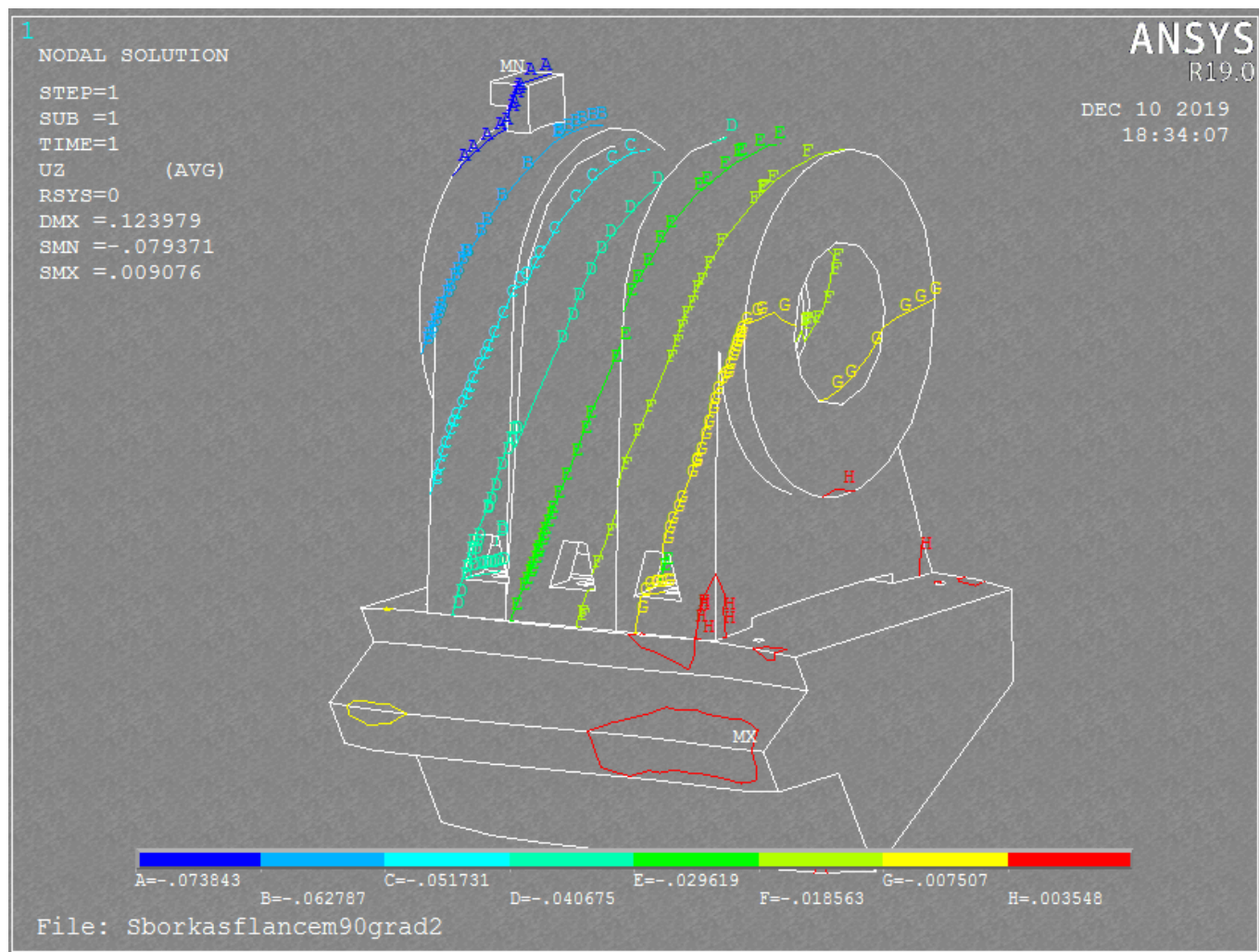


Рисунок 5.10 – Деформації осі Z при фіксуванні та зтягуванні бабки

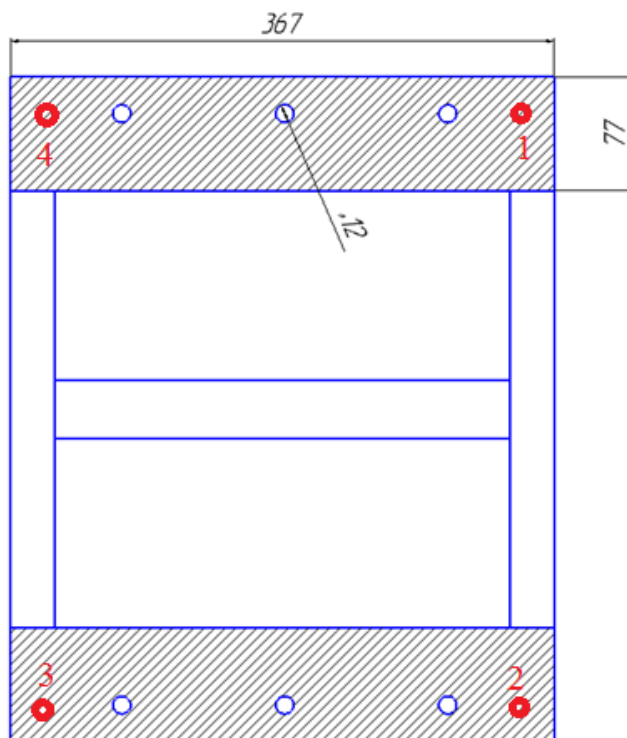


Рисунок 5.11 – Схема розміщення штифтів

Також при розміщенні фіксуючих штифтів за діагоналями, як показано на рисунку 5.11 температурні деформації.

У випадку розміщення штифтів за схемами 1-2 та 2-4 температурні деформації набувають іншого характеру, та зображені на рисунку 5.12

Штифти які розташовані за діагоналями обмежують деформації в місцях їх розміщення, тому максимальні зміщення розташовані в місцях відсутності фіксації і деформації розташовуються не паралельно осі шпинделя, що призводить до її викривлення.

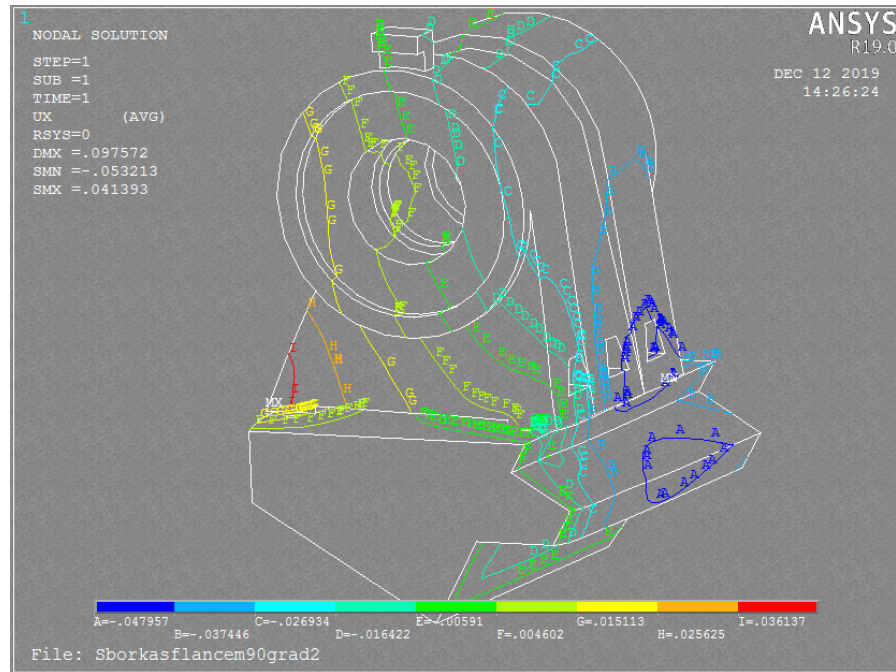


Рисунок 5.12 – Деформації осі X при фіксації штифтами за схемою 2-1

З даного розділу можна зробити висновок.

На напрямок температурних деформацій значною мірою впливає схема фіксації шпиндельної бабки. Штифтами обмежується напрямок деформацій.

Також не рекомендується розміщувати штифти асиметрично, так як це може привести до закручування як осі шпинделя так і всієї бабки в цілому

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Тема дипломного проекту - «Дослідження впливу умов контактування шпіндельного вузла токарного верстата з ЧПУ на працездатність», передбачає проведення розрахунків у приміщенні (лабораторії) обладнаному персональними комп'ютерами (далі ПК) з візуальними дисплейними терміналами (далі ВДТ), нижче розглянемо заходи по забезпеченню безпечної роботи, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщення (лабораторії) обладнаного візуальними дисплейними терміналами, у відповідності з методичними вказівками.

Користувачі ПК стикаються з впливом таких фізично небезпечних і шкідливих виробничих факторів як:

- ураження електричним струмом, внаслідок недотримання правил електробезпеки або виходу з ладу електроприладів;
- негативний вплив на нервову систему працюючого через розумове перенапруження, монотонність праці, емоційні перевантаження, недотримання вимог до режимів праці і відпочинку;
- негативний вплив електромагнітного поля, електромагнітного імпульсу.
- негативний вплив на опорно-руховий апарат через тривале перебування в положенні сидячи;
- незадовільні параметри повітряного середовища, вологи, мікроклімату через відсутність або несправність вентиляційної системи;
- негативний вплив на органи зору, що створюється відсутністю або недостатньою освітленістю робочої зони;
- можливість загоряння або короткого замикання через порушення правил пожежної безпеки.

Ці проблеми можуть бути вирішені комплексно, як з позицій ергономіки (поліпшення робочих місць, засобів управління і т.д.), так і з позицій суворой

регламентації режимів праці і відпочинку, цілеспрямованої професійної орієнтації.

Електромагнітне випромінювання, впливаючи на організм людини в дозах, що перевищують допустимі, може стати причиною професійних захворювань. В результаті можливі зміни нервової, серцево-судинної, ендокринної та інших систем організму людини. Дія електромагнітних полів на організм людини проявляється у функціональному розладі центральної нервової системи, суб'єктивні відчуття при цьому - підвищена стомлюваність, головні болі і т.п. Первинним проявом дії електромагнітної енергії є нагрів, який може привести до змін і навіть до пошкоджень тканин і органів. Можливі також перегрів організму, зміна частоти пульсу, судинних реакцій.

6.2 Заходи щодо забезпечення безпеки

На підставі загальних вимог техніки безпеки до різного обладнання, специфічних вимог, що встановлюються стандартами та іншими нормативними документами для даної роботи, розроблений комплекс заходів, які забезпечують безпечну роботу та експлуатацію проектного автоматизованого робочого місця. При роботі в лабораторії на кафедрі головним небезпечним фактором є електричне обладнання. Для запобігання ураження електричним струмом встановлено електроустаткування, яке відповідає вимогам: ПУЕ («Правила устрою електроустановок») і ГОСТ 12.1.030-81 (2001) «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление», НПАОП40.1-1.32-01 «Правила устройства электроустановок. Электрооборудование специальных установок». Приміщення відноситься до класу пожежонебезпечної зони П-Па, тому передбачений мінімальний ступінь захисту ізоляції обладнання IP44; ДСТУ 7237:2011 «ССБП. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».

По способу захисту людини від ураження електричним струмом, обладнання належить до I класу, оскільки має подвійну ізоляцію, елемент для заземлення та провід для приєднання до джерела живлення, що має заземлюючу жилу і вилку з заземлюючим контактом, що відповідає вимогам НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила

безпечної експлуатації електроустановок» та НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Питання правильного електроживлення при об'єднанні комп'ютерів в локальні мережі має важливе значення, як для забезпечення електробезпеки користувачів, так і для безаварійної та безперебійної роботи обладнання.

Заходи щодо забезпечення електробезпеки розроблено відповідно до ДСТУ 7237:2011. ССБТ Электробезопасность. Общие требования номенклатуры видов защиты. і

Електрична мережа вмикається і вимикається за допомогою пускової апаратури (рубильником).

Для запобігання ураження людини електричним струмом, служить захисне заземлення. Сучасні ПК включаються в розетку за допомогою триполюсною вилки, один з полюсів якої використовується для заземлення. З ним електрично з'єднані металеві неструмоведучих частини ПК, які можуть опинитися під напругою. В лабораторії передбачається використання тільки триполюсних розеток, у яких відповідний полюс з'єднаний з шиною заземлення.

Кожен блок живлення комп'ютера або периферійного пристрою має мережевий фільтр. Конденсатори цього фільтра призначені для шунтування високочастотних перешкод живлячої мережі на землю через дріг захисного заземлення, яке відповідає на трьохполюсну вилку і розетку.

При з'єднанні двох пристроїв (комп'ютера та принтера) інтерфейсним кабелем, загальний провід інтерфейсів послідовних і паралельних портів пов'язаний зі «схемної землею» і корпусом пристрою. Якщо пристрої, які з'єднуються, надійно заземлені через окремий провід на загальний контур, проблеми різниці потенціалів не виникає.

Згідно з «Правилами улаштування електроустановок» опір захисного заземлення в офісному приміщенні становить не більше 4 Ом.

Рекомендується встановити в приміщенні автоматичні вимикачі, пристрій заземлення контуру згідно ГОСТ 12.2.007.0-2018 «Вироби електротехнічні. Загальні вимоги безпеки ».

При роботі на ПК оператори піддаються сильному впливу мікрохвильового і рентгенівського випромінювань, які виходять від екранів моніторів. Для збереження здоров'я і працездатності працівників розроблені наступні нормативні документи: ГОСТ 12.1.006-84 «Електромагнітні поля радіочастот», «Основні санітарні правила при роботі з джерелами іонізуючих випромінювань» НРБУ-97 «Норма радіаційної безпеки», які враховані на заводі-виробнику.

Для захисту персоналу потрібно здійснити такі заходи:

- розмістити комп'ютери в офісі в один ряд на відстані більше одного метра від стін;
- робочі місця операторів ПК розташовані на відстані один від одного 1,5 метра.

Згідно рекомендаціям НПАОП0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями» та з метою зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, поліпшення мозкового кровообігу, подолання несприятливих наслідків гіподинамії, запобігання втоми, передбачені перерви у роботі – 15 хвилин кожні дві години, а також спеціально обладнане приміщення – кімната відпочинку. Також обов'язковим є проходження медичного огляду один раз на два роки за рахунок роботодавця відповідно Наказ міністерства охорони здоров'я України від 21 травня 2007р. №246 «Про затвердження порядку проведення медичного огляду працівників певних категорій».

Задля попередження кістково-м'язових порушень у зв'язку з тривалим статичним напруженням м'язів спини, шиї, рук і ніг необхідно передбачити перерви в роботі та виконувати фізичні вправи 2-3 рази протягом робочого часу. Застосування меблів та організація робочого місця згідно рекомендацій ДСТУ 8604:2015« Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования» дає можливість не тільки уникнути прояву захворювань але і забезпечує гарний настрій та високий рівень працездатності.

6.3 Заходи за виробничої санітарії та гігієни праці

Слідуючі вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу», МЮУ 06.05.2014 р. за № 472/25249 (далі – «Гігієнічна класифікація праці») були розроблені правила .

З огляду на специфіку роботи на кафедрі університету, слід зазначити, що види робіт що виконуються в них не пов'язані з виділенням шкідливих речовин, так як переважним видом відходів є використаний папір, який повністю утилізується і не забруднює навколишнє середовище.

Так як робота з обчислювальною технікою є малорухомою і створює велике навантаження на очі і кисті рук, операторам для підтримки працездатності необхідно керуватися ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила и норми роботи з візуальними дисплейної терміналами електронно-обчислювальних машин». Необхідно дотримуватися регламентованих перерв для відпочинку – 15 хвилин через кожні 2 години. Під час перерв необхідно виконувати гімнастичні вправи. Для меншою втоми кистей рук під час роботи передбачається використання просторих столів, а в разі їх відсутності - спеціальних підставок для рук, а також використання ергономічних клавіатур.

Так як робота з ПК зазвичай проводиться в закритому приміщенні, передбачається кондиціонування повітря. Ці заходи є достатніми для підтримування нормального мікроклімату, так як при роботі ПК не виділяється великої кількості тепла і відсутнє виділення шкідливих речовин в повітря.

Продуктивність праці та самопочуття робочого багато в чому залежать від стану навколишнього середовища і, перш за все, від зміни температури, вологості, швидкості руху повітря, атмосферного тиску, теплового випромінювання. Людина працездатна і відчуває себе добре, якщо температура навколишнього повітря знаходиться в межах:

- 22-24 ° С, відносна вологість становить 40-60%, а швидкість руху повітря 0,2

м / с (ДСН 3.3.6-042- 99 «санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень») – теплий період року;

- 21-23 ° С, відносна вологість становить 40-60%, а швидкість руху повітря 0,1 м / с (ДСН 3.3.6-042- 99 «санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень») – холодний період року

Відповідно до ДБН В.2.5-28-2018 «Природне і штучне освітлення» передбачене природне та штучне освітлення. Робочі місця з ПК по відношенню до світлових прорізів розташовуються так, щоб природне світло падало збоку, переважно зліва. Штучне освітлення в приміщеннях експлуатації ПК здійснюється системою загального рівномірного освітлення.

Освітленість на поверхні стола в зоні розміщення робочого документа 300-500 лк. Допускається установка світильників місцевого освітлення для підсвічування документів.

Загальне освітлення виконується у вигляді суцільних або переривчастих ліній світильників, розташованих збоку від робочих місць, паралельно лінії зору користувача при рядном розташуванні ПК. При периметральном розташуванні комп'ютерів лінії світильників розташовуються локалізовано над робочим столом ближче до його переднього краю, зверненого до оператора.

За для попередження потрапляння прямих сонячних променів, які створюють прямі та відбиті відблиски на поверхні екранів і клавіатури, передбачено сонцезахисні пристрої (жалюзі або штори). Штучне освітлення в приміщенні, здійснено системою загального рівномірного освітлення. Як джерела штучного освітлення в приміщенні застосовані люмінесцентні лампи типу ЛБ. При застосуванні яких дотримались наступних умов: температура навколишнього повітря не повинна бути нижче, ніж 5°C; напруга на освітлювальних приладах повинна бути не менше, ніж 90% номінальної.

Поліпшення освітленості сприяє підвищенню працездатності навіть в тих випадках, коли процес праці практично не залежить від зорового сприйняття 90% інформації людина отримує через органи зору. Світло впливає на обмін речовин, серцево-судинну і нервову системи. Рациональне освітлення сприяє підвищенню

продуктивності праці, його безпеки. При недостатньому освітленні і його погану якість відбувається швидка втома зорових аналізаторів, підвищується травматичність. Занадто висока яскравість викликає осліплення, порушення функції ока.

6.4 Розрахунок освітлення лабораторії

Вихідні дані: Довжина 12м, Ширина 10м, Висота 4м, розрядробіт IVа, Освітленість 300лк.

Використовуємо світильники ЛПО $P=4 \times (80\text{Вт})$ $l=1550\text{мм}$ $l/h=1,4$

Зданих за додатком знаходимо коефіцієнти відбиття, запасу та нерівномірності: $z=1.1$, $\rho_c=70\%$, $\rho_{ст}=50\%$, $\rho_{п}=30\%$, $k_3=1.5$

Значення індексу приміщення

$$i = \frac{AB}{h(A+B)} \quad (6.1)$$

$$i = 12 \times 10 / 3.2 \times (12 + 10) = 1.7$$

Кількість рядів світильників

$$N_p = \frac{B}{(H - H_p) \times 1.4} \quad (6.2)$$

$$N_p = 10 / (4 - 0.8) \times 1.4 = 3 \text{ шт}$$

Відстань між рядами світильників

$$L_{\max} = B / N_p = 10 / 3 = 3.33 \text{ м}$$

Сумарний світловий потік

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_{\text{н}} \times S \times k_3 \times z}{\eta} \quad (6.3)$$

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{300 \times 120 \times 1,5 \times 1,1}{0,52} = 114230 \text{ лм}$$

Максимальна відстань між рядами та сусідніми світильниками

$$L_{\text{max}} = h \times 1.3 \quad (6.4)$$

$$L_{\text{max}} = 3.3 \times 1.3 = 4.29 \text{ м}$$

Умовна загальна кількість світильників

$$N^p = \frac{AB}{L_{\text{max}}} \quad (6.5)$$

$$N^p = \frac{120}{18.4} = 6.5$$

Світловий потік умовного джерела

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{\Phi_{\Sigma}}{24} \quad (6.5)$$

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{114230}{24} = 4759$$

Обираємо лампу ЛБ 4шт×65Вт 4800лм 1,4м

Співвідношення розрахункового та фактичного світлових потоків

$$m = 4759/4800 = 0.99$$

Оптимальна кількість світильників

$$N = N^p \times m \quad (6.6)$$

$$N = 6 \times 0,99 = 6 \text{ св}$$

Кількість ламп

$$N_{\text{л}} = 6 \times 4 = 24 \text{ л}$$

Загальна розрахункова освітленість

$$E_p = \frac{4800 \times 24 \times 0,52}{120 \times 1,5 \times 1,1} = 302 \text{ лк}$$

Розрахункова освітленість відрізняється від табличної менше ніж на 10% тому умова виконується

Потужність освітлюваної установки

$$P_{\Sigma} = N_{\text{л}} \times P_{\text{л}} \quad (6.7)$$

$$P_{\Sigma} = 24 \times 64 = 1560 \text{ Вт}$$

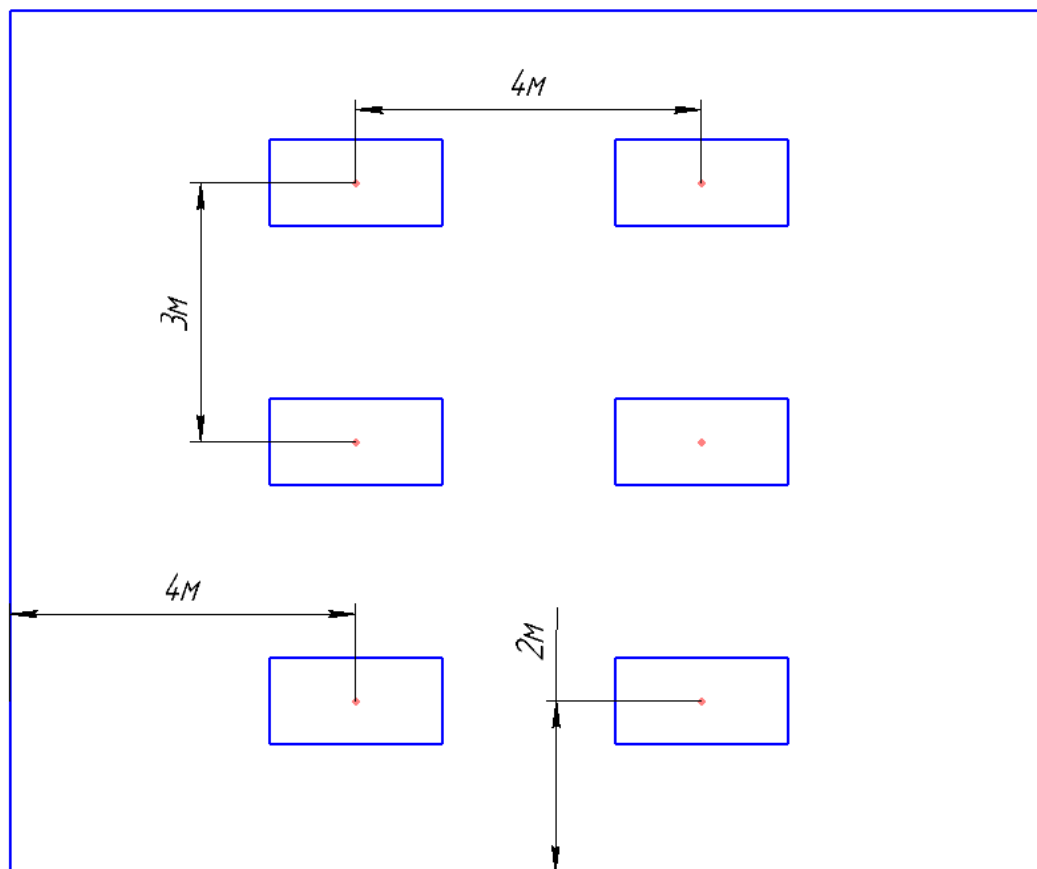


Рисунок 6.1 – розташування світильників на плані приміщення

За для попередження ризиків захворювання інфекційними хворобами підприємство чи окрема установа має індивідуальну програму забезпечення робітників належними умовами праці та впроваджує профілактичні заходи. Це можуть бути сезонні (профілактичні), планові заходи. Додатковими заходами попередження захворюваності є навчання адміністрації та працівників організацій (підприємств) основам медичних знань, способам збереження здоров'я на робочому місці; нормалізація санітарно-гігієнічних і психофізіологічних умов праці; залучення працівників до занять фізичною культурою, туризмом і спортом, підвищення доступності цих видів оздоровлення.

6.5 Заходи з пожежної безпеки

Залежно від агрегатного стану й особливостей горіння різних горючих речовин й матеріалів пожежі згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» приміщення відноситься до класу можливої пожежі А – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, текстиль, папір), та класу Е - пожежі, пов'язані з горінням електроустановок, що перебувають під напругою до 1000 В. Згідно із методикою визначення категорій приміщень та будівель за вибухопожежною та пожежною небезпекою, який регламентується ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою» та СНиП 2.09.02-85* «Производственные здания» приміщення (лабораторія) відповідає категорії Д – наявність не займистих речовин і матеріалів в холодному стані.

Відповідно до категорії виробництва з пожежної небезпеки і вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги», ступінь вогнестійкості дослідницької лабораторії - II.

В лабораторії пожежний інвентар з пожежним інструментом і вогнегасниками розташовано на двох пожежних щитах (стендах), відповідно до "Правил пожежної безпеки в Україні". Серед первинних засобів пожежогасіння особливе місце займають вогнегасники, які відзначаються високою ефективністю дії. В лабораторії встановлено 2 вуглекислотних вогнегасника місткістю 5 л. Даний тип вогнегасників дозволяє гасити електроустановки, що знаходяться під напругою.

Згідно п.3.10 НАПБ Б.03.001-2004 приміщення, в яких розміщені ПК, слід оснащувати переносними вуглекислотними вогнегасниками з розрахунку один вогнегасник ОУ-2 або ОП-5.

Також, для адміністративних приміщень рекомендується використання сповіщувачів пожежі, тому в лабораторне приміщення буде обладнане адресованим автоматичним сповіщувачем ДПП-1, який буде реагувати на дим. Своєчасне

виявлення ознак займання й виклик пожежних підрозділів дає змогу швидко локалізувати осередки пожежі та вжити заходи щодо її ліквідації, а отже, створює можливість суттєво зменшити обсяги заподіяної шкоди. Адресований сповіщувач постійно або періодично активно формує сигнал про стан пожежонебезпечності у захищуваному приміщенні та про власну працездатність із зазначенням свого номера (адреси). Автоматичні пожежні сповіщувачі реагують на фактори, що супроводжують пожежу: підвищення температури, дим, полум'я. Для адміністративних приміщень використовується димові пожежні сповіщувачі.

Для зниження пожежонебезпеки будівлі планується застосування виробів з негорючих полімерів.

Відповідно до ДБН В.1.1.7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» застосовується пожежна сигналізація, яка використовує комбіновані теплові і димові оповіщувачі КІ, підключені до сигналізаційного димової пожежної установці типу СДПУ - 1. Даний комплекс дозволяє контролювати до 10000 м² площі приміщень. У приміщеннях в якості автоматичної пожежної сигналізації використовується АДІ (автоматичної димовий сповіщувач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що приводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

У службових приміщеннях вивішені «Плани евакуації людей при пожежі», що регламентують дії персоналу в разі виникнення вогнища загоряння і вказують місця розташування пожежної техніки.

Евакуаційні виходи розташовуються, розосереджено, а їх кількість з будівель - не менше двох. При кількості працюючих в зміні до 50 осіб передбачений другий (запасний вихід) на зовнішні сходи.

Коридори і проходи, призначені для евакуації, мають можливо меншу довжину і мінімальна кількість поворотів. На всьому протязі проходу немає порогів або проміжних ступенів, згідно ДСТУ Б В.2.2-29:2011 Будівлі підприємств. Параметри. Зали ПК, приміщення для зовнішніх запам'ятовуючих пристроїв, підготовки даних, сервісної апаратури, архівів, копіювально-розмножувального обладнання і т.п. необхідно обладнати димовими пожежними сповіщувачами. У цих приміщеннях на

початку пожежі при горінні різних пластмасових, ізоляційних матеріалів і паперових виробів виділяється значна кількість диму і мало теплоти. В інших приміщеннях, в тому числі в машинних залах, трансформаторних і кабельних каналах, повітроводах допускається застосування теплових пожежних оповіщувачів. Об'єкти необхідно обладнати установками стаціонарного автоматичного пожежогасіння.

6.6 Заходи з цивільного захисту

Інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості виробничих об'єктів до впливу ударної хвилі.

До небезпек які можуть створити ударну хвилю відносять вибух. Це надзвичайно швидке хімічне перетворення речовини з миттєвим виділенням великої енергії в невеликому об'ємі. Суттєвою ознакою вибуху є різке збільшення тиску, яке викликає у навколишньому середовищі ударну хвилю. Вибух має руйнівну силу та може бути не тільки наслідком пожеж, але й їх причиною. Найчастіше відбуваються вибухи котлів у котельнях, обладнання промислових і побутових газопроводів, вибухи технологічних апаратів на хімічних підприємствах, а також спрацювання вибухових пристроїв внаслідок терористичного акту.

Вибухи можуть виникати за таких обставин:

У початковий період експлуатації виробництва внаслідок недоліків, допущених у процесі проектування або через неякісне виконання монтажних робіт

В основний період експлуатації через несправність контрольно-вимірювальних приладів та елементів обладнання, порушених умов безпеки та технології, недостатній нагляд і контроль за роботою устаткування, незадовільне проведення планово-профілактичних ремонтів

У період так званого старіння елементів технологічного обладнання (через корозію матеріалів, зношеність деталей, відсутність капітальних і поточних ремонтів).

Підвищення стійкості роботи промислових об'єктів передбачає:

- підвищення міцності і стійкості найважливіших елементів і удосконалювання технологічного процесу;

- підвищення стійкості матеріально-технічного постачання;

При проектуванні і будівництві нових цехів підвищення стійкості може бути досягнуто застосуванням для несучих конструкцій високоміцних і легких матеріалів.

При будівництві і реконструкції промислових споруд необхідно застосовувати легкі, вогнестійкі покрівельні матеріали, полегшені міжповерхові перекриття і сходові марші, підсилюючи їх кріплення до балок.

Обвалення цих матеріалів і конструкцій принесе меншу шкоду устаткуванню, ніж важких залізобетонних.

Заходи щодо підвищення стійкості технологічного і верстатного устаткування повинні бути спрямовані на забезпечення його збереження для випуску продукції після надзвичайної ситуації.

Однак підвищити стійкість устаткування можна, підсилюючи його найбільш слабкі елементи і створюючи запаси цих елементів, окремих вузлів і деталей, матеріалів та інструментів для ремонту і відновлення пошкоджень.

Деякі види технологічного устаткування доцільно розмістити поза будинками, на відкритому майданчику під навісами; це виключить руйнування його уламками загороджених конструкцій. Велике значення має:

- міцне закріплення на фундаментах верстатів і установок, які мають велику висоту і малу площу опори;

- використання розтяжок і додаткових опор підвищить їх стійкість до перекидання.

Прилади бажано встановлювати на закріплених підставках, тумбах, столах.

Особливо цінне й унікальне устаткування потрібно розміщувати в заглиблених підземних чи спеціально побудованих приміщеннях підвищеної міцності і на випадок виникнення надзвичайних ситуацій розробити спеціальні індивідуальні енергогасильні пристрої.

На випадок значних руйнувань повинна бути передбачена зміна складних технологічних процесів більш простими з використанням найбільш стійких типів устаткування і контрольно-вимірювальних приладів, які збереглись. Необхідно заздалегідь розробити можливі зміни в технології з метою заміни дефіцитних матеріалів, деталей і сировини на більшоступні.

Підвищення стійкості системи енергопостачання досягається проведенням як загальноміських, так і об'єктових інженерно-технічних заходів.

Створюються дублюючі джерела електроенергії, газу, води і пари шляхом прокладання декількох електро-, газо-, водо- і паропостачальних комунікацій та подальшого їх закінчення.

У мережах електропостачання проводять заходи щодо переведення повітряних ліній електропередач на підземні.

Усі вузли і лінії газопостачання бажано розміщувати під землею (заглиблення комунікацій значно зменшує імовірність їх ураження ударною хвилею ядерного вибуху і інших засобів нападу, а крім того значно знижує можливість виникнення вторинних факторів ураження).

Нові об'єкти повинні будуватися з урахуванням вимог, виконання яких сприяє підвищенню стійкості інженерно-технічного комплексу об'єкта. Основні з цих такі:

1. Будинки і спорудження на об'єкті необхідно розміщати розосереджено. Відстань між будинками повинні забезпечувати протипожежні розриви. При наявності таких розривів виключається можливість переносу вогню з одного будинку на інші, навіть якщо гасіння пожежі не відбувається. Будинки адміністративно-господарського й обслуговуючого призначення повинні розташовуватися окремо від основних цехів.
2. Найбільш важливі виробничі спорудження варто будувати заглибленими чи зниженої висотності, прямокутної форми в плані. Це зменшує парусність будинків і збільшує опірність їх ударній хвилі ядерного вибуху. Хорошою стійкістю до впливу ударної хвилі володіють залізобетонні будинки з металевими каркасами в бетонній опалубці. Для підвищення стійкості до світлового випромінювання в споруджуваних будинках і спорудженнях повинні застосовуватися вогнестійкі конструкції, а також вогнезахистна обробка спалених елементів будинку. У кам'яних будинках

перекриття повинні бути виготовлені з армованого бетону або виконані з бетонних плит. Великі за розмірами будинки повинні розділятися на секції неспаленими стінами. У ряді випадків при проектуванні й будівництві промислових будинків і споруджень повинна бути передбачена можливість герметизації приміщень від проникнення радіоактивного пилу. Це особливо важливо для підприємств харчової промисловості й продовольчих складів.

3. У складських приміщеннях повинна бути мінімальна кількість вікон і дверей. Складські приміщення для збереження легкозаймистих речовин (бензин, газ, нафта, мазут тощо) повинні розміщатися в окремих блоках заглибленого чи напівзаглибленого типу в межах території об'єкта або за її межами.

4. Деякі унікальні види технологічного устаткування доцільно розміщати в найбільш міцних спорудженнях (підвалах, підземних спорудженнях) чи в будинках з легких неспалимих конструкцій павільйонного типу, під навісами або відкрито. Це обумовлюється тим, що в багатьох випадках устаткування може витримати на багато більше напруги ударної хвилі, ніж будинки, у яких воно знаходиться, а при руйнуванні будинків у результаті падіння конструкцій встановлене в них устаткування буде виходити з ладу.

ВИСНОВОК

В даній роботі були проаналізовані джерела тепловиділення в шпиндельних вузлах токарних верстатів, основними джерелами являються: виділення тепла в шпиндельних опорах, кількість тепла залежить від системи мащення, кількості мастила, моменту тертя, діаметра підшипників; також тепло виділяється при різанні.

Також було проведено дослідження розподілу тиску на контакті шпиндельної бабки в залежності від умов закріплення. Були обрані 2 схеми: закріплення за допомогою 4-х болтів та 6-ти болтів.

За даними дослідження при закріплення 6-ма болтами тиск на поверхні контакту розподіляється більш рівномірно. Пружні деформації також менші: при закріпленні 4-ма болтами деформації складають приблизно 8мкм, а при 6-ти – приблизно 5мкм. Використання схеми з закріпленням 6-ма болтами можна виконувати корпус шпиндельної бабки з фланцем меншої товщини.

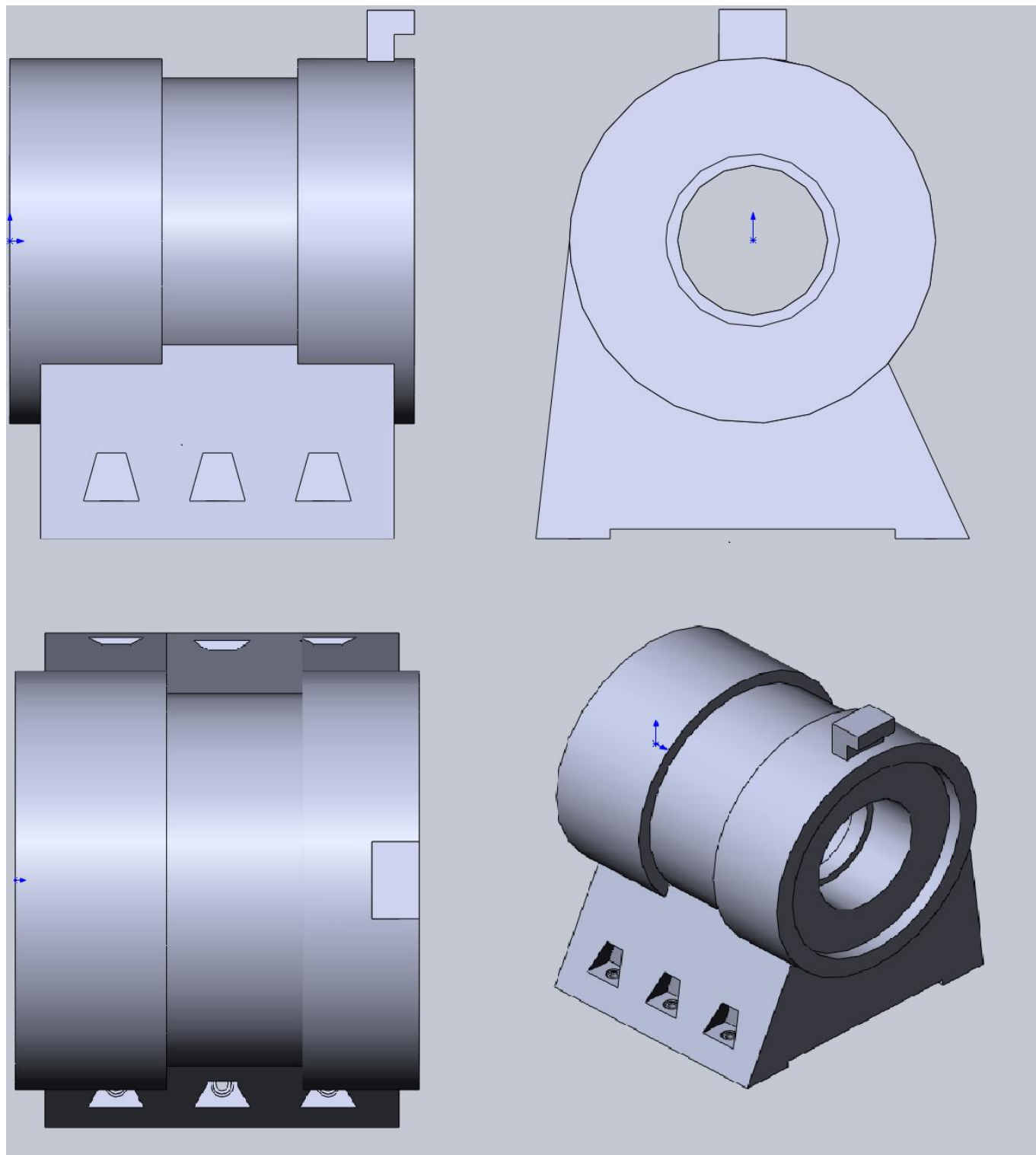
Також був проведений розрахунок температурних деформацій при затягуванні та фіксуванні шпиндельної бабки, та порівняння цих деформацій із схемами затягування болтами або фіксування штифтами із якого виявилось, що фіксація штифтами впливає на вісь Z, обмежуючи деформації в передній частині шпиндельної бабки, що дає змогу зменшити похибку при обробці за довжиною деталі.

Затягування шпиндельної бабки обмежує деформації в зоні кріплення болтами, тому деформації направлені рівномірно в обидві сторони по осям X та Z, а по осі Y тільки вверх.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Левина З.М. - Контактная жесткость машин. изд. Машиностроение – Москва 1971. 264 стр.
2. Каминская В.В. – Станины и корпусные детали металлорежущих станков под ред. Решетова Д.Н. Москва 1960г
3. Иосилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. - М:Машиностроение, 1981.-224с.,ил.
4. Schlosser E. Der Einfluss ebener verschraubten Fugen auf das statische Verhalten von Werkzeugmachinengestellen, Werkstattstechnik und Maschinenbau, lg. 47, Heft 1, 1957.
5. Верба І.І., Яхно А.С. Деякі особливості розрахунків режимів навантаження багатоцільових верстатів. // “Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем”: Матеріали тез доповідей VI міжнародної науково-практичної конференції.- Чернігів: ЧНТУ, 2016
6. Соколов Ю.Н. Расчет температурных полей и температурных деформаций металлорежущих станков. ЭНИМС, ЦБТИ, 1958.-58 с.
7. Buhman K., Reifur B. Alfakalorymetryczna metoda pomiaru wspolczynnika przekazywania ciepła z korpusow obrabiarek do otoczenia. Wroclaw.: 1985 - 78 s

Додаток А



Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					Документация		
	A1				Сборочный чертеж		
					Детали		
			1		Венец зубчатый	1	
			2		Втулка	1	
			3		Втулка	1	
Подп. и дата			4		Втулка	1	
			5		Втулка	1	
			6		Втулка	1	
			7		Гайка М90х1.5	1	
			8		Гайка М100х1.5	1	
			9		Колесо тормозное	1	
			10		Корпус		
Взам. инв. №					Стандартные изделия		
			4		Болт М8х25 ГОСТ 10602-94	4	
			12		Болт М8х35 ГОСТ 15590-70	4	
			13		Болт М8х40 ГОСТ 15590-70	2	
Подп. и дата			14		Кольцо цпл. 165х5.8 ГОСТ 9833-73	1	
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.					Лист	Лист
	Пров.					1	2
	Н.контр.						
	Утв.						

[10:21:27] **Yah** Найдено 1% совпадений по адресу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=6782

[10:21:33] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: <http://metrology.com.ua/download/dstu-gost-gost-r/60-dstu/646-dstu-7237-2011>

[10:21:37] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=30045

[10:21:37] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=30045

[10:21:38] **Bi** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://dnaop.com/doc/34188.doc>

[10:21:41] Возникла ошибка при загрузке поисковой страницы №92 [3] (185998 миллисек.): Yandex (Невозможно разрешить удаленное имя: 'yandex.ru')

[10:21:44] **Go** Найдено 2% совпадений по адресу: <https://lektsii.com/2-91214.html>

[10:21:44] Возникла ошибка при чтении файла: http://eir.zntu.edu.ua/bitstream/123456789/4029/1/Kovalenco_Formation.pdf (Недоступно чтение через IFilter)

[10:21:53] **Bi** Найдено 1% совпадений по адресу: http://sop.zp.ua/norm_npaop_0_00-7_15-18_01_ua.php

[10:21:53] **Bi** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0872-18>

[10:21:54] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0012588-98/page>

[10:21:55] **Yah** Найдено 1% совпадений по адресу: <http://dsp.gov.ua/wp-content/uploads/2015/11/Правила-охорони-праці-для-працівників-виробництва-пива.doc>

[10:21:56] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://zakon.rada.gov.ua/go/z0488-96>

[10:21:59] **Yah** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0203282-97>

[10:22:01] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=6007

[10:22:02] **Go** Найдено 1% совпадений по адресу: https://dnaop.com/html/40949/doc-ДCaHПiH_3.3.2-007-98

[10:22:03] **Yah** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://www.sop.com.ua/article/485-nstruktsya-z-ohoroni-prats-pri-robot-na-personalnomu-kompyuter>

[10:22:04] **Yah** Найдено 1% совпадений по адресу: <http://oppb.com.ua/news/rezhym-praci-ta-vidpochynku-reglamentovani-perervy-obidnya-pererva-rezhym-praci-z-kompyuterom>

[10:22:07] **Yah** Найдено 1% совпадений по адресу: <https://www.kadrovik.ua/novyny/rezhim-praci-ta-vidpochynku-obidnya-ta-reglamentovani-perervi-pracya-z-kompyuterom>

[10:48:16] Тип проверки: *Стандартная*

[10:48:16] **ВНИМАНИЕ! Уникальность может быть определена некорректно! (Обнаружено ошибок: 28%)**

[10:48:16] **Уникальность текста 86%[©]** (Проигнорировано подстановок: 0%)

Перевірку на плагіат було проведено у програмі Antiplagiarism.net 4.8.1
магістерської роботи студента Співаков В.В. Перевірку виконав доцент
кафедри МВ та І Солоха В.В.

Дата



Підпис