

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет “Запорізька політехніка”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до проведення практичних занять з дисциплін “Надійність
технологічних систем” для студентів спеціальності 133
“Галузеве машинобудування” за освітньою програмою
“Металорізальні верстати та системи” денної та заочної
форм навчання

2025

Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисциплін “Надійність технологічних систем” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” денної та заочної форм навчання /Укл. В.В. Солоха. – Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. – с. 32

Укладачі: В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

Рецензенти: В.В. Циганов, професор, д.т.н.

Відповідальний
за випуск М.В. Фролов, доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри “Металорізальні
верстати та інструмент”

Протокол №
від “ .. “ _____ 2025

Рекомендовано до видання навчально-
методичною комісією машинобудівного
факультету

Протокол №
від “ .. “ _____ 2025

ЗМІСТ

Практична робота № 1. Визначення показників технологічної надійності за параметрами точності токарного автомата	4
Практична робота № 2. Розрахунок довговічності напрямних кочення верстатів	16
Додаток А. Дані до розрахунків практичної роботи № 1	23
Додаток Б. Дані до виконання практичної роботи № 2	25
Додаток В. Варіанти завдань до практичної роботи № 2	29

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ЗА ПАРАМЕТРАМИ ТОЧНОСТІ ТОКАРНОГО АВТОМАТА

1.1 Мета роботи

Метою роботи є вивчення методики розрахунків показників параметричної надійності металорізальних верстатів.

1.2 Зміст роботи

Вивчити фактори та їх вплив на показники точності роботи токарно-револьверного автомата. Визначити ресурс роботи автомата за показниками точності.

1.3 Загальні положення

Для металообробних верстатів найбільш актуальною є технологічна надійність, яка характеризується параметричними відмовами, тобто виходом контрольованих параметрів за допустимі межі. Найчастіше це показники точності і продуктивності обробки. На технологічну надійність верстата впливають різні шкідливі процеси, що протікають з різною швидкістю. Так вібрації, що виникають під час роботи верстата, характеризуються високою швидкістю зміни, вони тривають протягом часу циклу роботи верстата, припиняються при зупинці верстата і знову виникають в новому циклі обробки. Похибки верстата зумовлені цими явищами проявляються на самому початку роботи верстата. Одночасно з цим верстати характеризуються початковими похибками внаслідок недосконалої геометричної точності, погрешностей налаштування, пружних відтискань.

Зміщення центру розсіювання на величину a_0 (рис. 1.1.) на початку роботи верстата зумовлене геометричною неточністю, похибками налаштування, пружними відтисканнями внаслідок дії сил різання та вібраціями, які виникають під час роботи верстата. Оскільки всі ці чинники є випадковими величинами то величина a_0 матиме розсіювання з зоною A_0 , яка внаслідок дії декількох чинників визначиться як імовірна сума зон розсіювання окремих чинників

$$A_0 = \sqrt{A_H^2 + A_B^2 + \dots + A_T^2}. \quad (1.1)$$

Протягом часу безперервної роботи верстата починають проявлятися і впливати на точність обробки процеси середньої

швидкості, найбільш характерними з них є температурні деформації і зношування інструмента. Цей час може визначатися тривалістю робочої зміни, половини зміни, часом роботи до підналагодження. Тривалість роботи до підналагодження може визначатися саме впливом процесів середньої швидкості.

За рахунок впливу цих процесів відбувається зсув центру розсіювання на величину a_c . Ці процеси також характеризуються розсіювання параметрів з зоною розсіювання A_c

$$A_c = \sqrt{A_T^2 + A_I^2}. \quad (1.2)$$

Втрату верстатом працездатності за параметром точності X можна розглядати у відповідності до схеми рис. 1.1. Відмова верстата за даним параметром настане тоді, коли значення параметру X вийде за допустимі межа, тобто $X \geq [X_{max}]$. Величина δ визначає можливі зміни параметру X без втрати верстатом працездатності.

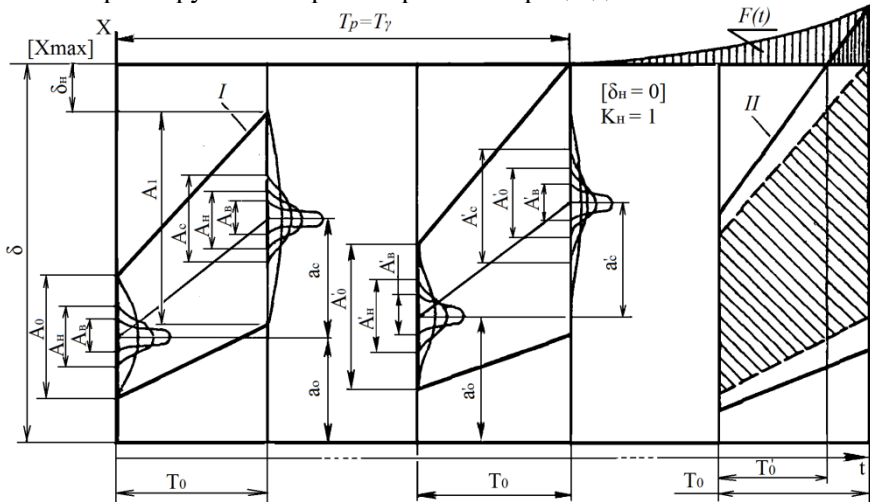


Рисунок 1.1 – Схема втрати верстатом працездатності за параметром точності

Сумарна зона розсіювання процесів, що визначають центри розсіювання a_0 і a_c розраховується за формулою

$$A_1 = \sqrt{A_H^2 + A_B^2 + \dots + A_T^2 + A_I^2 + A_c^2}$$

Якщо T_0 – час роботи верстата до підналагодження, то за цей період залишається не використана частка допуску на параметр X , яка визначиться

$$\delta_n = \delta - a_0 - a_c - 0,5 \sqrt{A_n^2 + A_b^2 + \dots + A_r^2 + A_t^2 + A_i^2} \quad (1.3)$$

Запас надійності K_n можна визначити як відношення максимально допустимого параметра $X = X_{max} = \delta$ до його значення за даних умов роботи $X_\phi = \delta - \delta_n$.

$$K_n = \frac{X_{max}}{X_\phi} = \frac{\delta}{\delta - \delta_n} \quad (1.4)$$

В процесі тривалої роботи верстата починають проявлятися похибки, зумовлені протікання повільних процесів, таких як зношування, жолоблення, перерозподіл внутрішніх напружень, тощо, які також є випадковими і характеризуються своїми зонами розсіювання. За період роботи верстата T_p , який характеризує ресурс роботи верстата, запас надійності буде вичерпано повністю ($K_n = 1$), виникає імовірність відмови $F(t)$.

Внаслідок зношування напрямних прямолінійного руху, елементів базування інструментів і оснащення, підшипників шпиндельних опор знижується геометрична точність верстата, зростає піддатливість системи супорт – шпиндель, знижується точність налаштування верстата, що веде до зростання величини a_0 і зони її розсіювання A_0 . Збільшення зазорів в сполученнях веде до зростання тепловиділення в рухомих парах та до збільшення температурних деформацій, зростання піддатливості системи зумовлює більш інтенсивне зношування різального інструмента. Це веде до зростання величини a_c і зони її розсіювання A_c .

1.4 Показники роботи токарно-револьверного автомата 1В116П

Токарно-револьверні автомати (ТРА) моделі 1В116П відносяться до верстатів підвищеної точності і, згідно вимог, на них повинні обробляти деталі до 8 квалітету точності. Допуск на лінійні розміри 8 квалітету для діаметра обробки від 10 до 18 мм (для автомата 1В116П максимальний діаметр обробки $d=16$ мм) складає 27 мкм. Допуски циліндричності, круглості та профілю поздовжнього перетину для підвищеного рівня відносної геометричної точності складають 5 мкм.

Похибка обробки внаслідок пружних відтискань вузлів верстата може бути визначена з кривої вимірювання жорсткості вузлів верстата. На ТРА обробка ведеться різцями з поперечних та револьверного супортів, тому значення пружних відтискань слід брати з відповідних кривих. Для розрахунків зручно користуватися величиною жорсткості як постійною величиною, для чого проводять лінеаризацію кривої, з'єднавши початок координат з точкою зсуву за максимального навантаження. На рисунку 1.2 показаний графік кривої жорсткості для револьверного супорта ТРА.

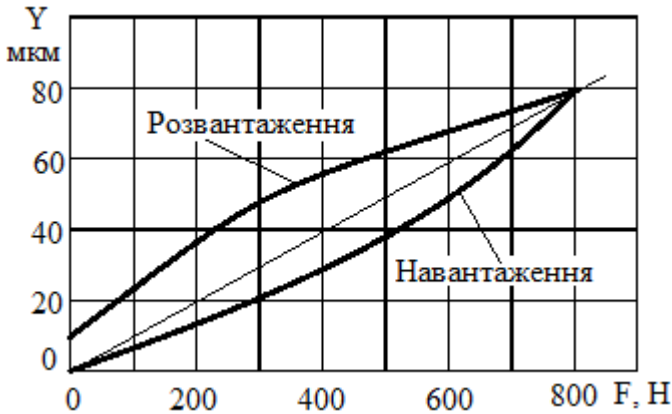


Рисунок 1.2 – Графік жорсткості системи револьверний супорт – шпиндель ТРА

Виходячи з вимог стандарту, для верстатів класу точності П з діаметром обробки до 16 мм, відносні зсуви системи супорт – шпиндель під навантаженням $F = 2240$ Н (для поперечного супорта) не повинні перевищувати $\delta = 0,21$ мм.

Той самий стандарт для системи револьверний супорт – шпиндель рекомендує прикладення навантаження 800 Н, від дії якого зсуви системи не повинні перевищувати 0,08 мм. Враховуючи вплив процесів зношування, початкова жорсткість повинна бути вищою за це значення. Як для нових, так і для верстатів, що піддавалися ремонту, проводяться дослідження жорсткості, результати яких повинні братися в розрахунок. В разі відсутності таких даних значення жорсткості системи можна визначити за гранично допустимими значеннями вимог стандарту.

Для одержання на автоматі розмірів за 8 квалітетом точності слід використовувати чистове або тонке точіння з малою глибиною

різання і подачею, і відповідно зусилля різання будуть незначними. Величина пружних відтискань визначається за графіком (рис. 1.2) або за формулою

$$y_c = \frac{F}{C}, \text{ мкм} \quad (1.5)$$

де F – сила різання, Н; C – жорсткість системи супорт – шпиндель, Н/мкм.

Похибка налаштування на розмір залежить від методів регулювання положення різця, від похибки вимірювання, тощо. Для тонкого точіння деталей з розмірами, що доступні на даному автоматі можна рекомендувати середню допустиму похибку налаштування 5 мкм.

Геометрична точність верстата може впливати на похибки розмірів, форми та взаємного розташування поверхонь деталей. Проведені дослідження геометричної точності ТРА дають підстави брати величину геометричної похибки, що впливає на точність діаметра деталі $\delta_r = 2$ мкм. В разі відсутності експериментальних даних величина похибки може братися в межах 0,7 величини стандартного допустимого відхилення.

Серед процесів середньої швидкості найсуттєвішу роль відіграють температурні деформації вузлів верстата, що входять до ланцюга інструмент – деталь, та зношування інструменту.

В ТРА *температурні деформації* вузлів формуються в основному за рахунок нагрівання від джерел тепловиділення, розміщених в конструкції верстата. Шпиндельна бабка нагрівається внаслідок тепловиділення в опорах шпинделя, а станина – за рахунок тепла, що виділяється в коробці швидкостей та резервуарі системи мащення, розміщеному в тумбі верстата. Основним з цих джерел є шпиндельні опори, тепловиділення в яких залежить від частоти обертання шпинделя та досконалості системи мащення. Навантаження на опори, як показали експериментальні дослідження, внаслідок незначних сил, суттєвого не впливає на тепловиділення і його вплив знаходиться в межах похибки експерименту.

Результати експериментальних досліджень температурних деформацій ТРА моделі 1В116П в умовах роботи на різних частотах обертання шпинделя наведені на графіках рис. 1.3 і рис. 1.4. На частотах обертання шпинделя нижчих за 4000 хв.⁻¹ деформації будуть

близькими до деформацій на частоті 4000 хв.⁻¹, оскільки в умовах змащення пластичним мастилом в діапазоні частот обертання 1600 - 4000 хв.⁻¹ тепловиділення в підшипниках змінюється не суттєво.

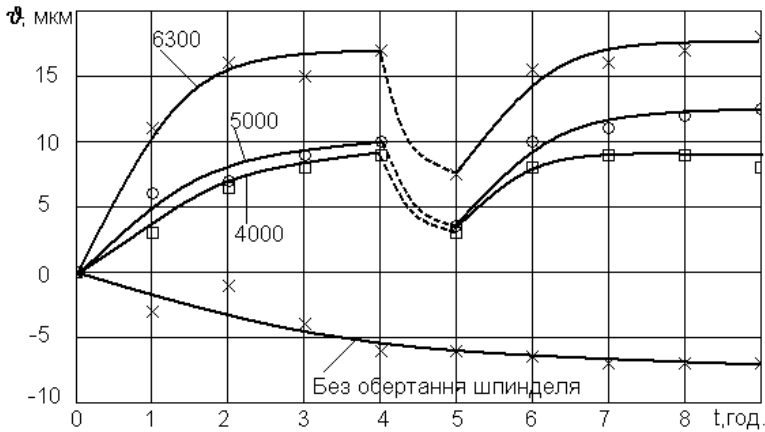


Рисунок 1.3 - Горизонтальні температурні зсуви системи шпиндель - поперечний супорт автомата 1В116П (напрямок зсуву – від оператора)

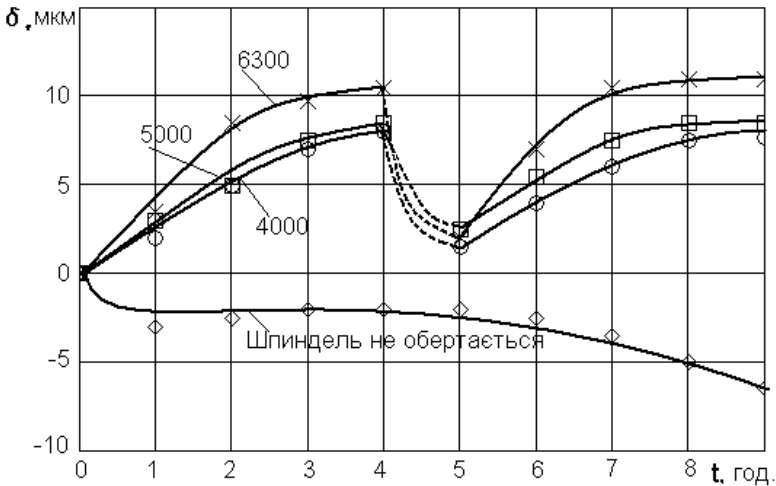
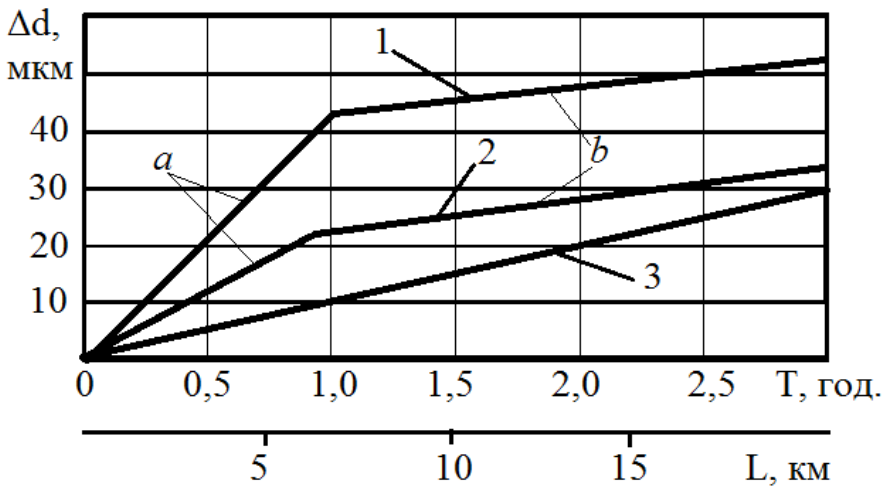


Рисунок 1.4 – Вертикальні температурні зсуви системи шпиндель-револьверний супорт автомата 1В116П

Після 2,5 - 3 годин роботи автомата інтенсивність наростання деформацій знижується, що може свідчити про вихід автомата на

режим теплового балансу. Слід звернути увагу на те, що в разі зупинки в роботі автомата чи то на обідню перерву, чи для підналагодження автомата відбувається охолодження верстата і зсуви вузлів зменшуються, але після пуску автомата цикл нагрівання і зсувів вузлів відновлюється.

Зношування різального інструмента може суттєво впливати на показники параметричної надійності верстата, особливо враховуючи жорсткі допуски на розміри оброблюваної деталі. На графіках (рис. 1.5) наведені результати експериментального дослідження впливу зношування різця на діаметр оброблюваної деталі.



1 – сталь А12; різець зі сплаву Т15К6; подача $S = 0,011$ мм/об.

2 – сталь А12; різець зі сплаву Т15К6; подача $S = 0,022$ мм/об.

3 – латунь Л63; різець зі сплаву ВК8; подача $S = 0,022$ мм/об.

Рисунок 1.5 - Вплив зношування різця на діаметр деталі

Протягом 0,8 - 1 години "чистого" різання по сталі (криві 1 і 2) спостерігається інтенсивне зношування інструмента, що впливає на діаметр обробки. В подальшому інтенсивність зношування різко знижується. Враховуючи такий характер зношування інструменту, цей фактор може бути основним, що зумовлює виконання підналадки інструмента, особливо на початковій стадії роботи інструмента.

Час роботи автомата T_0 до підналадки визначається наявністю запасу точності δ_n . Складові похибок обробки, що розглянуті вище, для обробки з револьверного і поперечного супортів проілюстровані на рис. 1.6. Як видно з рисунків, елементарні похибки, зумовлені різними чинниками, діють однонаправлено, тобто вони додаються. Так і пружні відтискання і температурні зсуви і зношування інструменту сприяють відхиленню оброблюваного діаметра в бік зростання.

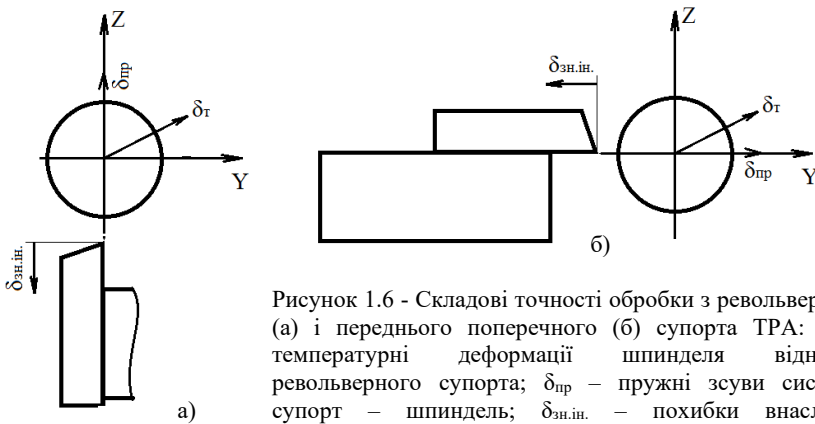


Рисунок 1.6 - Складові точності обробки з револьверного (а) і переднього поперечного (б) супорта ТРА: δ_t – температурні деформації шпинделя відносно револьверного супорта; $\delta_{пр}$ – пружні зсуви системи супорт – шпиндель; $\delta_{зн.ін.}$ – похибки внаслідок зношування інструменту

Зміна схеми різання з револьверного і поперечного супортів може дещо зменшити сумарну похибку обробки, якщо складові її будуть діяти різнонаправлено, зокрема пружні відтискання будуть компенсуватися температурними зсувами.

Протягом тривалої експлуатації автомата на точність його роботи починають впливати процеси зношування поверхонь базових деталей. У більшості випадків основне значення у втраті автоматами точності і вібростійкості мають величина і форма зношеної поверхні. Знаючи середню швидкість зношування і її розсіювання, можна визначити ступінь впливу зносів окремих сполучень автомата на втрату ним точності, а також час роботи верстата з необхідними показниками точності і ймовірність безвідмовної роботи для даного напрацювання. Значення середніх зносів напрямних для групи ТРА з діаметром обробки до 18 мм наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Значення середніх зносів верхніх горизонтальних граней напрямних станини ТРА для напрацювання $T = 2000$ і $T = 9000$ год.

Номер верстата	Середній знос в мкм при напрацюванні в год.		Середня швидкість зношування в мкм на 1000 год. при напрацюванні в год.	
	2000	9000	2000	9000
Час роботи				
1	11,8	33,8	5,9	3,76
2	11,9	34,1	5,95	3,79
3	14,8	32,8	7,40	3,65
4	10,05	29,1	5,00	3,24
5	9,9	24,2	4,95	2,69

За період роботи верстата T_p , що характеризує ресурс його роботи, не використана частка допуску на параметр X визначиться

$$\delta_n = \delta - a'_0 - a'_c - 0,5 \sqrt{A'^2_n + A'^2_b + \dots + A'^2_r + A'^2_t + A'^2_i} \quad (1.6)$$

Тут величина a'_0 крім зазначених вище похибок повинна включати похибки, зумовлені зношуванням напрямних елементів. Зона розсіювання A_z розраховується за даними таблиці 1.1.

Оцінка середнього квадратичного відхилення розсіювання середньої швидкості зношування визначена за рівнянням

$$A_{\text{сер}} = \sqrt{\frac{1}{1-n} \sum_{i=1}^n (\gamma_{ui} - \gamma_{\text{сер}})^2}, \quad (1.7)$$

де γ_{ui} - швидкість зношування напрямних i -го верстата у відповідному періоді напрацювання;

$\gamma_{\text{сер}}$ - середня швидкість зношування напрямних всіх верстатів в відповідному періоді.

Якщо величин $\delta_n \leq 0$, то це свідчить, що запас надійності вичерпано і необхідно проводити заходи спрямовані на відновлення працездатності (точності) автомата. Це можуть бути заходи технологічного характеру, зокрема використання режимів обробки, на яких будуть менші пружні відтискання, менше тепловиділення в опорах і, відповідно, температурні зсуви, більш ретельне налаштування на потрібний розмір і, як зазначалося раніше, можлива зміна схеми різання. З точки зору експлуатації автомата, слід

приділити увагу раціональному змашуванню вузлів верстата, що сприятиме зниження тертя в сполученнях, а це знижуватиме знос елементів і тепловиділення в них.

1.5 Порядок виконання роботи

1. Проаналізувати усі складові сумарної похибки обробки деталі на верстаті.

2. Величина a_0 зміщення центру розсіювання може бути визначена з врахуванням пружних відтискань, похибок налаштування та геометричних похибок автомата. Для визначення величини пружних відтискань необхідно вибрати режими різання для чистової обробки і розрахувати сили різання для цих режимів. Знаючи силу різання, пружні відтискання можна визначати за графіком (рис. 1.2) або за формулою (1.5). В разі застосування формули, жорсткість системи C визначається експериментально. За відсутності експериментальних даних, можна скористатися жорсткістю, регламентованою стандартом (таблиці А.3, А.4).

3. Похибка налаштування визначити за нормативами (табл. А.1). Слід враховувати, що в токарно-револьверних автоматах класу П різці налаштовуються на розмір за допомогою індикаторів з ціною ділення не нижче 0,002 мм. Різці в револьверному супорті встановлюються в вертикальній площині під прутком, а в поперечному супорті в горизонтальній площині.

Геометричні похибки верстата повинні враховуватися, якщо вони безпосередньо впливають на величину параметру X .

4. Для режимів обробки, вибраних в п. 2, визначити величину температурних зсувів між інструментом і шпинделем в горизонтальній та вертикальній площинах за графіками (рис. 1.3 і рис. 1.4).

5. Складову зношування інструменту визначити за графіком (рис. 1.5). Для періоду роботи до першої підналадки слід скористатися ділянкою a кривої для інтенсивного зношування, а в подальшому – ділянкою b нормальної роботи інструмента. Знос залежить від шляху пройденого різцем, тому в разі роботи на швидкостях, що відрізняються від зазначених, необхідно перерахувати час роботи різця з врахуванням швидкості. Слід звернути увагу, що на графіку зношування наведені дані віднесені до діаметра обробки, а пружні відтискання і температурні зсуви – до радіуса.

6. Для складових, визначених в п.п. 2 – 5, визначити зони розсіювання. Якщо для розрахунків не достатньо даних, величину розсіювання брати як $1/3$ від величини фактору.

7. Задати час роботи автомата до першої підналадки і визначити резерв допуску і запас надійності за формулами 1.3 і 1.4. В разі вичерпання резерву допуску і виходу за допустимі межі відкоригувати режими обробки з метою зменшення пружних відтискань і температурних зсувів на час роботи автомата до першого підналагодження. Виходячи з наявного запасу точності визначити час роботи автомата до наступної підналадки, враховуючи зношування інструмента в режимі нормальної роботи. Можна брати до уваги, що час роботи чистового різця в циклі обробки деталі складає 20-25%.

8. Враховуючи процеси повільної швидкості, зокрема зношування, визначити ресурс роботи верстата.

9. Запропонувати шляхи підвищення ресурсу верстата за параметром точності.

10. Результати розрахунків подати і вигляді графіку (за прикладом рис. 1.1). Всі розрахунки, графіки і рекомендації оформити у вигляді звіту.

1.6 Контрольні питання

1. Які процеси впливають на параметричну надійність верстата?
2. Якими показниками визначається час роботи верстата до підналадки?
3. Які фактори впливають на величину температурних зсувів в системі супорт – шпindel?
4. Яким чином можна зменшити пружні зсуви у системі супорт – шпindel?
5. Якими способами можна збільшити час роботи до підналадки, або за того самого часу збільшити резерв точності?
6. Як проявляються процеси зношування основних елементів верстата на параметричній точності?
7. За рахунок яких чинників можна збільшити ресурс роботи верстата?

6. Рекомендована література

1. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Надійність технологічних систем” для студентів спеціальності 133 “Галузеве

машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. - с. 164

2. Канарчук В. Є. Надійність машин. [Текст]: підруч. / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2. РОЗРАХУНОК ДОВГОВІЧНОСТІ НАПРЯМНИХ КОЧЕННЯ ВЕРСТАТІВ

2.1 Мета роботи

Метою роботи є вивчення методики розрахунків показників надійності напрямних кочення в різних умовах експлуатації.

2.2 Зміст роботи

Вивчити методику визначення довговічності напрямних кочення, фактори, що призводять до відмови, вплив різних чинників на працездатність елементів напрямної

2.3 Загальні положення

Основною причиною втрати напрямними кочення працездатності зазвичай є контактна втома поверхневих шарів напрямних поверхонь і тіл кочення внаслідок дії циклічних навантажень.

В процесі руху лінійної опори під навантаженням напрямна та тіла кочення (кульки чи ролики) перебувають під постійним циклічним напруженням. Внаслідок втоми матеріалу відбувається втомне руйнування поверхонь – частки поверхонь відшаровуються.

Умови роботи напрямних можуть суттєво відрізнятися: різний характер прикладеного навантаження; різні умови мащення і захисту напрямних від забруднення, вплив поштовхів і вібрацій; змінний режим роботи напрямних; температурний режим, тощо.

Довговічність напрямної кочення (лінійної опори) визначається загальною відстанню переміщення від часу запуску до часу, коли на поверхні напрямної або елемента кочення з'являться перші пластівці відшарування. Довговічність опори може суттєво відрізнятися навіть тоді, коли вони виготовлені і експлуатуються в однакових умовах.

Номінальна довговічність опори це загальна сума максимальної відстані переміщення без викришування (відшарування) 90% опор від групи деякого типу, що випробовувалися в однакових умовах переміщення. Якщо потрібна більша ймовірність безвідмовної роботи, то ресурс повинен бути скорочений з врахуванням коефіцієнту a , який наведений в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Залежність ресурсу опори від ймовірності безвідмовної роботи.

Ймовірність безвідмовної роботи	90	95	96	97	98	99
<i>a</i>	1	0,64 (0,62)	0,55 (0,53)	0,47 (0,44)	0,37 (0,33)	0,25 (0,21)

Ресурс лінійної опори, що рухається під навантаженням, визначається через динамічну вантажопідйомність C . Динамічна вантажопідйомність за визначенням ISO, це навантаження стале за напрямком та величиною, за якого номінальний ресурс складає 100 км для групи однакових опор.

Номінальна термін служби опори:
для кулькових напрямних

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 100, \text{ км},$$

для роликових напрямних

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100, \text{ км}$$

де C - базова динамічна вантажопідйомність (Н);

P_C - розрахункове навантаження (Н);

f_H - коефіцієнт твердості (рис.2.1, а);

f_T - температурний коефіцієнт (рис.2.1, б);

f_C - контактний фактор (табл. 2.2);

f_W - коефіцієнт навантаження (табл. 2.2).

Динамічна вантажопідйомність опор кочення для ресурсу 50 км може бути перерахована таким чином:

$C_{50} = C \cdot 1,23$ для роликових опор;

$C_{50} = C \cdot 1,26$ для кулькових опор.

Для того, щоб забезпечити досягнення оптимальної навантажувальної здатності напрямної, твердість доріжки кочення повинна бути в межах 58 - 64 HRC.

Якщо твердість нижче, ніж цей діапазон, базова динамічна і базова статична вантажопідйомність знижуються. Тому необхідно вводити відповідний коефіцієнт твердості (f_H).

Оскільки напрямна кочення має достатню твердість, значення f_H для направляючої зазвичай 1,0, якщо не вказано інше.

Температурний фактор (f_T) враховується в разі, якщо температура середовища, в якому функціонує напрямна, перевищує 100°C.

В разі використання декількох блоків на одному робочому органі ускладнюється досягнення рівномірного розподілу навантаження, внаслідок перекидальних навантажень і точності монтажу поверхні, що враховується введенням коефіцієнта f_C .

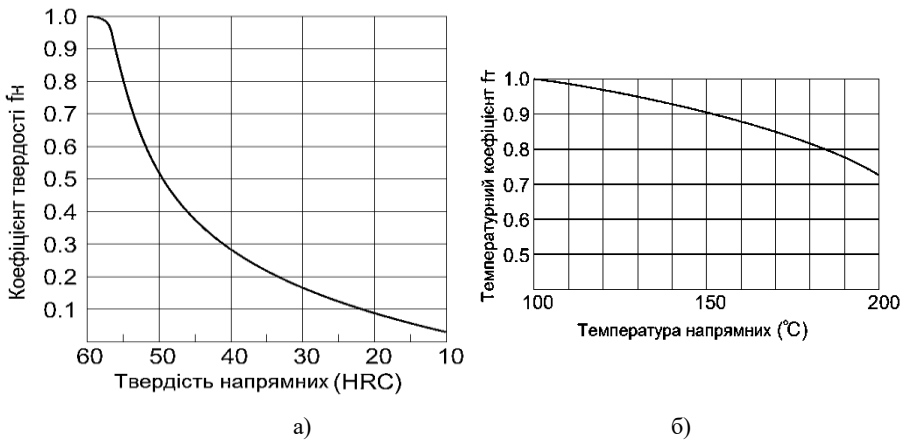


Рисунок 2.1 – Графіки для визначення коефіцієнтів твердості – а і температурного – б.

В цілому поступальний рух вузла під час роботи машини, як правило, пов'язаний з вібраціями або ударами. Тому, коли вплив швидкості і вібрації за оцінками значний, для визначення базового динамічного навантаження (C) слід враховувати коефіцієнт навантаження f_w .

Металорізальні верстати працюють в умовах невисоких температур ($t < 40^\circ\text{C}$). Напрямні виконавчих рухів повинні забезпечувати високу точність руху та жорсткість, і виготовляються з легованих термооброблених сталей з високою твердістю (≥ 60 HRC). Тому в розрахунках довговічності напрямних верстатів коефіцієнти твердості і температурний доцільно брати рівним 1. Контактний коефіцієнт слід враховувати в розрахунках напрямних вузлів значної довжини, як наприклад, столи фрезерних верстатів.

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів f_c і f_w

Число блоків в закритому контакті	Контактний коефіцієнт f_c	Вібрації, удари	Швидкість руху (V), м/с	Коефіцієнт навантаження f_w
2	0,81	Відсутні	Дуже низька $V \leq 0,25$	1 – 1,2
3	0,72			
4	0,66	Слабкі	Повільна $0,25 < V \leq 1$	1,2 – 1,5
5	0,61			
6 і більше	0,6	Середні	Середня $1 < V \leq 2$	1,5 - 2
Нормальне використання	1	Сильні	Висока $V > 2$	2 – 3,5

Переміщення виконавчих органів верстатів може відбуватися як без прикладення сил різання, коли на напрямні діють навантаження тільки від ваги вузла що рухається, так і з прикладенням сил різання, коли на напрямні діють навантаження від сил ваги об'єкта та від сил різання. Рух виконавчих органів може виконуватися в горизонтальній, вертикальній чи похилій площині. Навантаження на рухомий блок (каретку) напрямної визначається відповідно до схеми вузла (додаток А.1-А.5). В разі руху вузла без виконання роботи в навантаженні враховуються сили від ваги вузла; під час виконання обробки навантаження на блок визначається як сума навантаження від ваги та від сил складових різання.

В формулах додатку А використано такі позначення:

m - маса вузла, що переміщується, кг;

l_n – відстань, мм;

F_n - зовнішня сила, Н;

P_n - прикладене до каретки (блоку) навантаження (радіальний/зворотний радіальний напрямок), Н;

P_{nt} - прикладене до каретки (блоку) навантаження (бічний напрямок), Н;

g - гравітаційне прискорення, м/с²; ($g = 9,8$ м/с²).

Напрямна може витримувати навантаження і моменти в усіх напрямках, в тому числі радіальне навантаження (P_R), зворотне радіальне навантаження (P_L) і бічне навантаження (P_T).

Коли два або більше навантажень (наприклад, радіальне навантаження і бічне навантаження) одночасно прикладені до каретки напрямної, термін служби і статичний коефіцієнт запасу міцності розраховуються з використанням еквівалентних значень навантаження, отриманих шляхом перетворення всіх навантажень в радіальні, бічні і інші навантаження. Рівняння еквівалентного навантаження для каретки напрямної враховує особливості конструкції окремих моделей через коефіцієнти X і Y .

$$P_E = X \cdot |P_R| + Y \cdot P_T$$

X , Y – еквівалентні коефіцієнти. Якщо кути контакту тіл кочення і напрямної планки (рис. 2.2, б) дорівнюють 45° , коефіцієнти X і Y можна брати рівними 1.

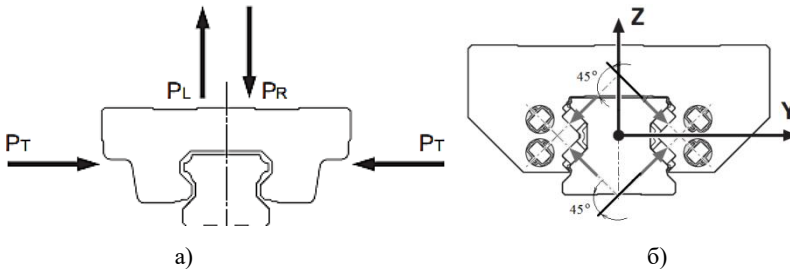


Рисунок 2.2 – Схеми прикладення навантаження на опору (а) і контакту тіл кочення і напрямної планки (б)

Навантаження на конкретну опору (каретку) напрямної залежить від конструкції і маси вузла, розміщення напрямних в просторі, розміщення кареток, прикладеного навантаження. В додатку Б наведені характерні випадки розміщення напрямних на верстаті, а в таблицях Б.1 – Б.5 розрахункові формули для визначення навантаження на опори.

В процесі обробки на напрямні діють сили ваги рухомого вузла та зусилля різання, тому, визначаючи навантаження на опорні каретки, слід враховувати сумарне навантаження, визначене за формулами табл. Б.1 – Б.4 та таблиці Б.5.

2.4 Порядок виконання роботи

1 Вивчити особливості розрахунків довговічності напрямних кочення металообробних верстатів.

2 Проаналізувати умови роботи вузла верстата (додаток В), вибрити розрахункову схему (додаток Б) і визначити навантаження, що діє на кожному каретку напрямних.

3 Вибрати тип напрямної кочення (кульовий, чи роликовий) та визначити еквівалентне навантаження на опору. Для попереднього вибору розміру опори можна скористатися співвідношенням між динамічною вантажопідйомністю C та прикладеним динамічним навантаженням $P_{\max}$ та статичною вантажопідйомністю C_0 та прикладеним статичним навантаженням $P_{0\max}$, рекомендоване значення яких для різних типів обладнання наведено в таблиці 2.3.

4 Розрахувати довговічність опор напрямних, з врахуванням усіх факторів, що впливають на довговічність.

5 Визначити імовірність безвідмовної роботи напрямних для розрахованого ресурсу їх роботи.

Таблиця 2.3 – Співвідношення між вантажопідйомністю та прикладеним навантаженням [1].

Типи верстатів	$C/P_{\max}$	$C_0/P_{0\max}$
Загальний	6 ... 9	> 4
Токарні	6 ... 7	> 4
Фрезерні	6 ... 7	> 4
Шліфувальні	9 ... 10	> 4
Гравіювальні	5	> 3

2.5 Контрольні питання

1. Що являє собою динамічна вантажопідйомність напрямної кочення?
2. Як визначається ресурс напрямної кочення?
3. Які фактори впливають на ресурс напрямної кочення?
4. Як залежить ресурс роботи напрямної кочення від імовірності безвідмовної роботи?
5. Як визначається еквівалентне навантаження на каретки напрямної кочення?

2.6 Рекомендована література

1. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Надійність технологічних систем” для студентів спеціальності 133 “Галузеве

машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. - с. 164

2. Roller Rail Systems. Каталог Bosch Rexroth AG R999000354/2022-06. p. 206. (www.boschrexroth.com/)

3. NSK Motion and Control. Super Precision Bearings. CAT. No. E1254g 2016. – p. 298. <http://www.nsk.com/>

4. THK. General Catalog. Linear Motion Systems. p. 1901. <http://www.thk.com/>

5. Ball rail systems. Ball runner blocks, ball rails, accessories. Каталог Bosch Rexroth AG 2014 R999000485 (2014-12). p. 232. (www.boschrexroth.com/)

6. Precision Machine Components. NSK Linear Guides, Ball Screws, Monocarriers/ CAT. No. E3162c 2013 B-12 Printed in Japan©NSK Ltd. p. 1106. <http://www.nsk.com/>

Додаток А. Дані до розрахунків практичної роботи № 1

Таблиця А.1 – Похибки регулювання (установлення) різця в налаштуванні на розмір в поперечному напрямку.

Метод регулювання положення різця	Δ , мкм
По лімбу з ціною ділення, мм:	
0,01	5-10
0,02	10-15
0,05	15-30
По індикаторному упору з ціною ділення приладу, мм	
0,01	10-15
0,002	3-5
0,001	1-2

Таблиця А.2 – Значення коефіцієнту C_F і показників ступеню в формулах сили різання при точінні.

Оброблюваний матеріал	Матеріал різця	Вид обробки	Коефіцієнт і показники ступеню в формулах для складових											
			Тангенціальної F_z				Радіальної F_y				Осьової F_x			
			C_F	x	y	n	C_F	x	y	n	C_F	x	y	n
Конструкційна сталь $\sigma_b=750$ МПа	Твердий сплав	Зовнішнє поздовжнє і поперечне точіння	300	1,0	0,75	-0,15	243	0,9	0,6	-0,3	339	1,0	0,5	-0,4
		Зовнішнє поздовжнє точіння різцями з додатковим лезом	384	0,9	0,9		355	0,6	0,8		241	1,05	0,2	
		Відрізання і прорізання	408	0,72	0,8	0	173	0,73	0,67					

Таблиця А.3 – Навантаження і відносні зсуви револьверного супорта в перевірці жорсткості автомата (ГОСТ 18100-80)

Найбільший діаметр прутка, мм	Діаметр револьверної головки, мм	Автомати класу точності Н		Автомати класу точності П	
		Сила навантаження F, Н	Відносні переміщення мм	Сила навантаження F, Н	Відносні переміщення, мм
$d \leq 10$	$D \leq 125$	700	0,10	560	0,06
$10 \leq d \leq 16$		1000	0,12	800	0,08
$16 \leq d \leq 25$	$125 \leq D \leq 160$	1400	0,15	1120	0,10
$25 \leq d \leq 40$		2000	0,19	1600	0,12
$40 \leq d \leq 65$	$160 \leq D \leq 200$	2800	0,24	2240	0,15

Таблиця А.4 – Навантаження і відносні зсуви поперечного супорта в перевірці жорсткості автомата (ГОСТ 18100-80)

Найбільший діаметр прутка, мм	Діаметр револьверної головки, мм	Автомати класу точності Н		Автомати класу точності П	
		Сила навантаження F, Н	Відносні переміщення мм	Сила навантаження F, Н	Відносні переміщення, мм
$d \leq 10$	$D \leq 125$	2000	0,30	1600	0,19
$10 \leq d \leq 16$		2800	0,34	2240	0,21
$16 \leq d \leq 25$	$125 \leq D \leq 160$	4000	0,4	3200	0,25
$25 \leq d \leq 40$		5600	0,5	4480	0,31
$40 \leq d \leq 65$	$160 \leq D \leq 200$	8000	0,63	6400	0,40

Додаток Б. Дані до виконання практичної роботи № 2

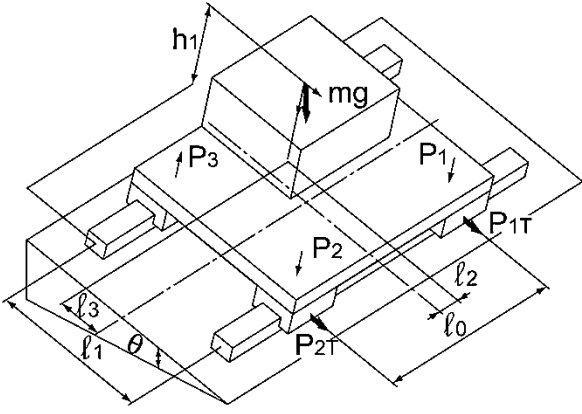
Таблиця Б.1 – Формули для визначення реакцій кареток горизонтальних напрямних від дії ваги об'єкту.

$P_1 = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$	$P_1 = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$
$P_2 = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$	$P_2 = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$
$P_3 = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$	$P_3 = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$
$P_4 = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$	$P_4 = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$

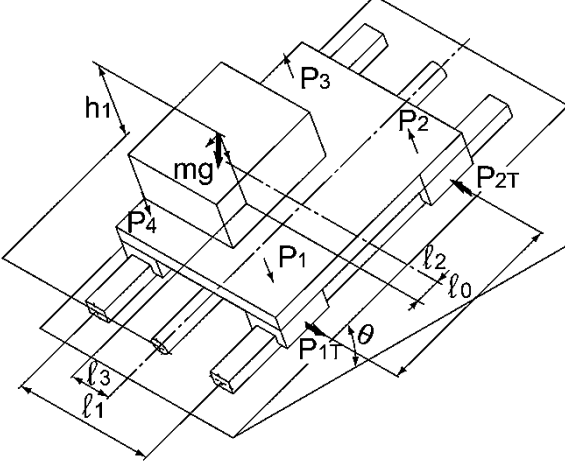
Таблиця Б.2 – Формули для визначення реакцій кареток горизонтальних напрямних від дії ваги об'єкту.

$P_1 \text{ до } P_4 = \frac{mg \cdot l_3}{2 \cdot l_1}$
$P_{1T} = P_{4T} = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$
$P_{2T} = P_{3T} = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$

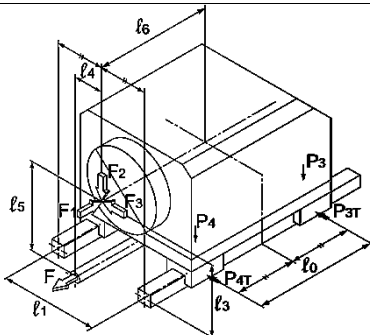
Таблиця Б.3 – Формули для визначення реакцій кареток похилих (поздовжніх) напрямних від дії ваги об'єкту.

	
$P_1 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_1};$	$P_{1T} = \frac{mg \cdot \sin\theta}{4} + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$
$P_2 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_1};$	$P_{2T} = \frac{mg \cdot \sin\theta}{4} - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$
$P_3 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_1};$	$P_{3T} = \frac{mg \cdot \sin\theta}{4} - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$
$P_4 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_1};$	$P_{4T} = \frac{mg \cdot \sin\theta}{4} + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$

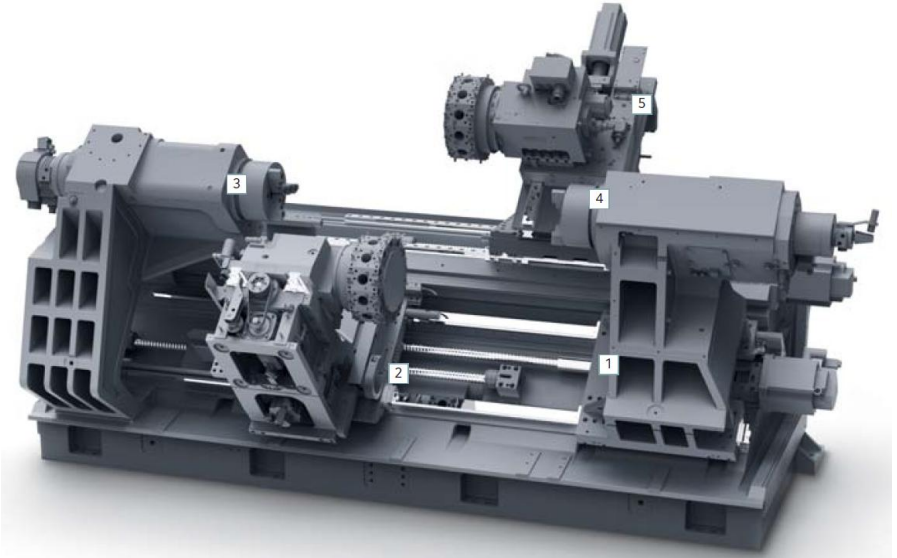
Таблиця Б.4 – Формули для визначення реакцій кареток похилих (поперечних) напрямних від дії ваги об'єкту.

	
$P_1 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_0};$	$P_{1T} = + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$
$P_2 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_0};$	$P_{2T} = - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$
$P_3 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} - \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_0};$	$P_{3T} = - \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$
$P_4 = + \frac{mg \cdot \cos\theta}{4} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{mg \cdot \cos\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot h_1}{2 \cdot l_0};$	$P_{4T} = + \frac{mg \cdot \sin\theta \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$

Таблиця Б.5 – Формули для визначення реакцій кареток напрямних від дії сил різання.

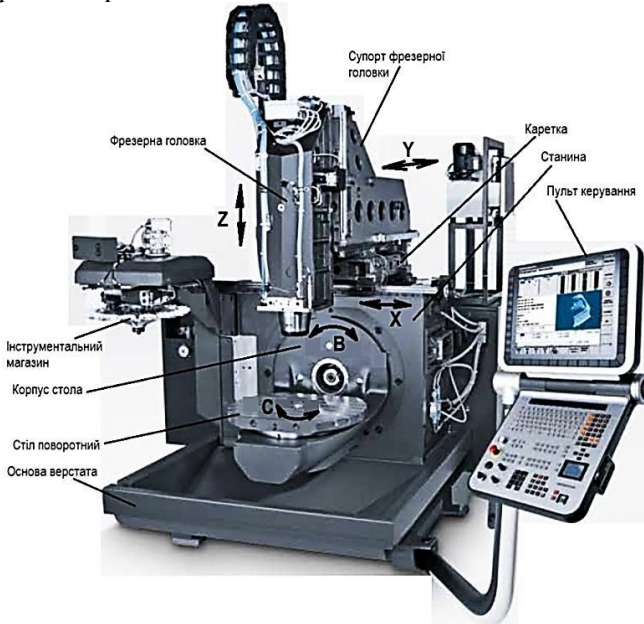
	
Від сили F_1	$P_1 \text{ до } P_4 = \frac{F_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0}; \quad P_{1T} \text{ до } P_{4T} = \frac{F_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0}$
Від сили F_2	$P_1 = P_4 = \frac{F_2}{4} + \frac{F_2 \cdot l_6}{2 \cdot l_0}; \quad P_2 = P_3 = \frac{F_2}{4} - \frac{F_2 \cdot l_6}{2 \cdot l_0}$
Від сили F_3	$P_1 \text{ до } P_4 = \frac{F_3 \cdot l_{F3}}{2 \cdot l_1}; \quad P_{1T} = P_{4T} = \frac{F_3}{4} + \frac{F_3 \cdot l_6}{2 \cdot l_0};$ $P_{2T} = P_{3T} = \frac{F_3}{4} - \frac{F_3 \cdot l_6}{2 \cdot l_0}$

Додаток В. Варіанти завдань до розрахункової роботи № 2
Таблиця В.1 – Дані для розрахунку напрямних кочення
токарного верстата з ЧПУ CTX alpha 500.



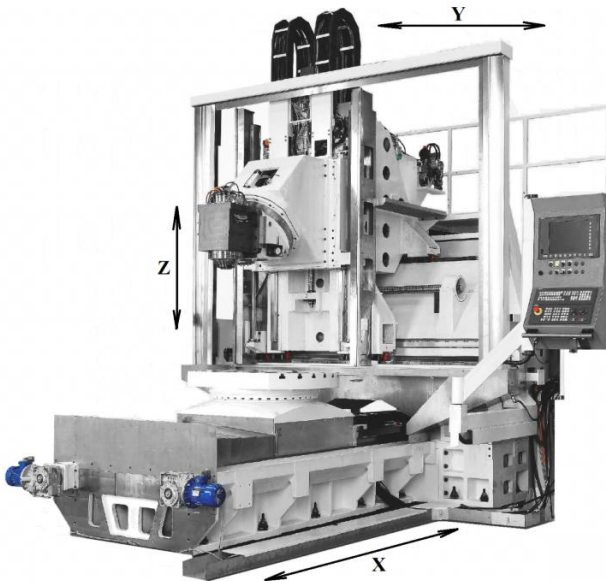
Параметр	Верхній супорт		Передній супорт	
	Вісь X	Вісь Z	Вісь X1	Вісь Z1
Відстань між напрямними l_1 , мм	480	640		
Відстань між каретками l_0 , мм	400	560	400	
Маса верхньої каретки, кг	320		280	
Маса супорта з кареткою, кг		450		410
Сили різання F_x (F_3), Н	2100		1800	
F_y (F_2), Н	7500		6300	
F_z (F_1), Н	3600		3200	
Координати центру мас l_2 , мм	80	190	80	180
l_3 , мм	90	100	180	100
h_1 , мм	180	250	200	290
Координати сил різання l_4 , мм	280	340	280	340
l_5 , мм	240	290	240	290
l_6 , мм	250	300	250	300
l_{F3} , мм	230	280	230	280
Кут нахилу напрямних, θ , град.	45	0	45	45

Таблиця В.2 – Дані для розрахунку напрямних кочення фрезерного верстата з ЧПУ DMU 50.



Параметр	Вісь X	Вісь Y	Вісь Z
Відстань між напрямними l_1 , мм	520	400	280
Відстань між каретками l_0 , мм	450	350	320
Маса фрезерної головки, кг			200
Маса супорта, кг		380	
Маса каретки, кг	520		
Сили різання F_x (F_3), Н	450		
F_y (F_2), Н	400		
F_z (F_1), Н	900		
Координати центру мас l_2 , мм	0	400-860	210
l_3 , мм	460-860	0	0
h_1 , мм			180
Координати сил різання l_4 , мм	460	0	0
l_5 , мм	150	300	200
l_6 , мм	0	480	310
l_{F3} , мм	400	240	

Таблиця В.3 – Дані для розрахунку напрямних кочення фрезерного верстата з ЧПУ Huron MX8



Параметр	Вісь X	Вісь Y	Вісь Z
Відстань між напрямними l_1 , мм	1000	600	800
Відстань між каретками l_0 , мм	800	800	600
Маса фрезерної головки, кг			420
Маса супорта, кг		980	
Маса стола, кг	1800		
Сили різання F_x (F_3), Н	750		
F_y (F_2), Н	700		
F_z (F_1), Н	1400		
Координати центру мас l_2 , мм	0	0	200
l_3 , мм	0	300	0
h_1 , мм			450
Координати сил різання l_4 , мм	400	420	0
l_5 , мм	285	970	630
l_6 , мм	350	0	380
l_{F3} , мм	260	600	580

Додаток Г. Варіанти індивідуальних завдань до розрахункової роботи № 2

№ варіанту	Варіант схеми	Координатна вісь				
1	B1	X				
2	B1			Z		
3	B1				X1	
4	B1					Z1
5	B2	X				
6	B2		Y			
7	B2			Z		
8	B3	X				
9	B3		Y			
10	B3			Z		