

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Чернігівська політехніка»

Розрахунок і конструювання верстатів та верстатного обладнання

Методичні вказівки

до виконання лабораторних робіт
з дисципліни “Розрахунок і конструювання верстатів та
верстатного обладнання”
для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти
за спеціальністю 133 “Галузеве машинобудування”
освітньо-професійної програми “Галузеве машинобудування”

Затверджено
на засіданні кафедри
“Автомобільного транспор-
ту та галузевого машинобу-
дування”
Протокол № 4
від 5.10.2021 р.

Чернігів НУ «Чернігівська політехніка» 2021

Розрахунок і конструювання верстатів та верстатного обладнання. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Розрахунок і конструювання верстатів та верстатного обладнання” для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за спеціальністю 133 “Галузеве машинобудування” освітньо-професійної програми “Галузеве машинобудування”/ Укл.: Кальченко В.В., Пасов Г.В. – Чернігів: НУ “Чернігівська політехніка”, 2021. – 50 с.

Укладачі:

Кальченко Володимир Віталійович
доктор технічних наук, професор
Пасов Геннадій Володимирович
кандидат технічних наук, доцент

Відповідальний за випуск:

Кальченко В.І., завідувач кафедри,
доктор технічних наук, професор

Рецензент:

Кологойда А.В., кандидат технічних наук,
доцент кафедри “Автомобільний транспорт
та галузеве машинобудування ”
Національного університету
“Чернігівська політехніка”

Методичні вказівки розроблені на основі методичних розробок професора “КПІ”, доктора технічних наук Кузнєцова Ю.М.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

1 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ЦАНГОВОГО ЗАТИСКАЧА ТОКАРНО-РЕВОЛЬВЕРНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 1341

1.1 Мета роботи

Мета роботи лабораторної роботи полягає в наступному:

- 1) Вивчити вплив різних факторів на зміну силових параметрів (осьової та радіальної сил затиску, моменту прокручування, сили проштовхування та моменту вириву) цангового затискача токарно-револьверного верстату.
- 2) Ознайомитись з методами розрахунку та вимірювання силових параметрів.
- 3) Навчитись будувати силовий портрет цангового затискача.

1.2 Теоретичні відомості

Головні вимоги, що пред'являються до цангового затискача токарно-револьверних верстатів – забезпечення потрібної сили затиску (в осьовому та радіальному напрямках), що стримує оброблювану заготовку від прокручування, проковзування, а при малих базах від елементів затискача – від виривання.

При цьому, в системі патрон – деталь (П — Д) силові параметри оцінюються у вигляді таких величин рисунок 1.1.

T_{Σ} – радіальна сила затиску цанги (нормальна по відношенню до поверхні затискача);

S_{Σ} – осьова сила затиску цанги (направлена вздовж осі деталі);

$M_{пр}$ – момент прокручування або круглий момент, прикладений до заготовки на початку її обертання;

$R_{пр}$ – сила проштовхування, тобто осьова сила, прикладена до заготовки, що відповідає її проковзуванню;

M_v – момент виривання заготовки з цанги, тобто момент, аналогічний моменту прокручування, тільки має іншу якість.

Для визначення силових параметрів та їх стабільності, уявимо затискний механізм верстата у вигляді функціональної схеми, рисунок 1.2.

У функціональній схемі, як у замкнутій системі, можна виділити передавально-підсилювальний механізм (ППМ) та пружну систему механізму (ПСМ), що разом складають привод затиску (ГО), що має живлення від джерела енергії (Е) та керується вузлом керування (ВК), при наявності умови оберненого зв'язку (УОЗ) між деталлю Щ) та приводом ПЗ.

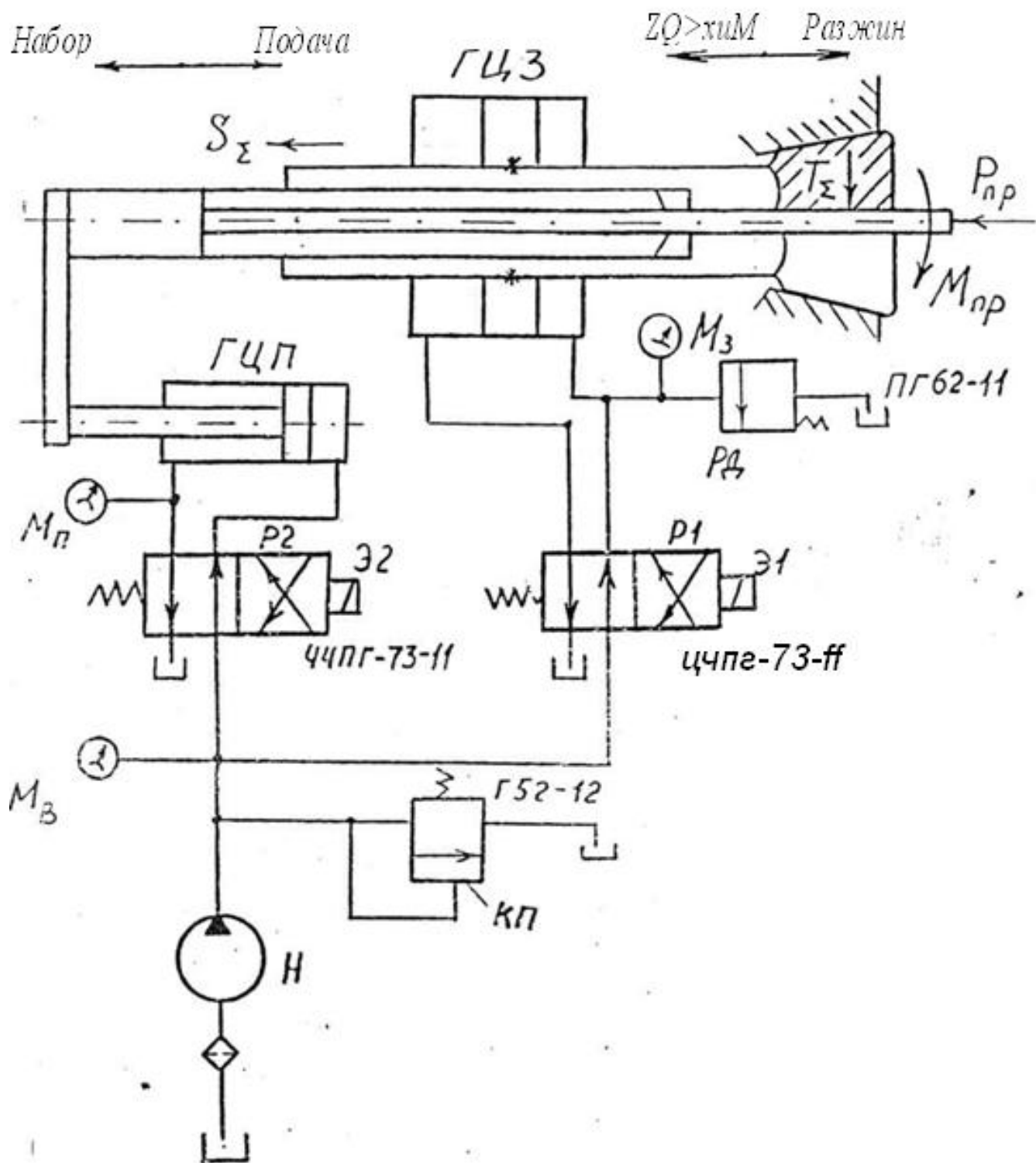


Рисунок 1.1 – Схема патрон – деталь

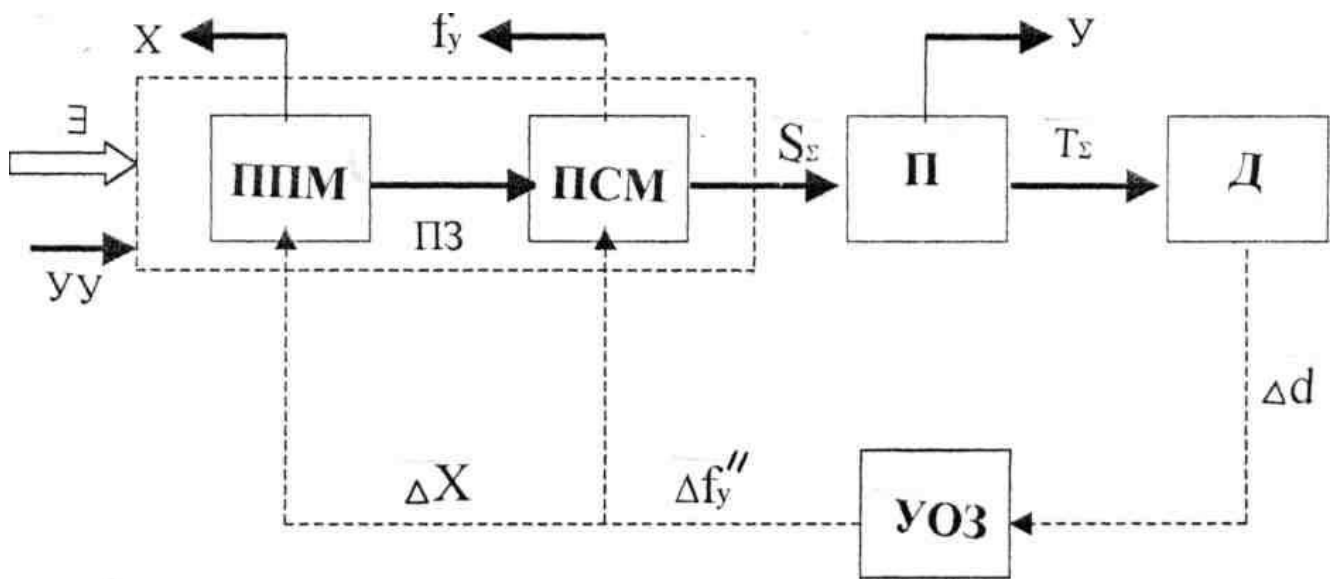


Рисунок 1.2 – Функціональна схема затискного пристрою

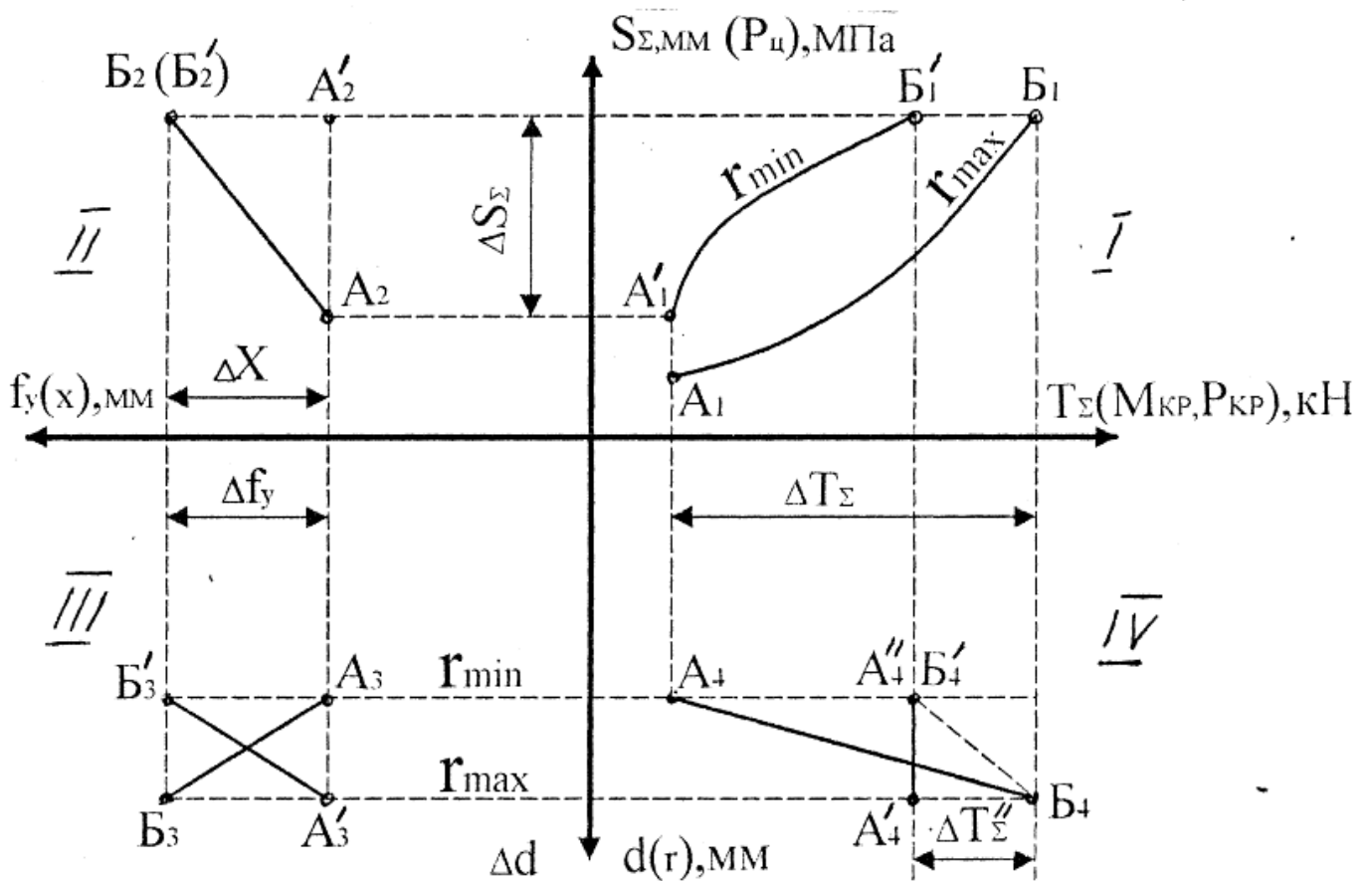


Рисунок 1.3 – Силевий портрет силового пристрою

На вході створюється осьова сила S_{Σ} , що визначається деформацією f_{Σ} ПСМ при відповідних переміщеннях ППМ. Ця сила, приводячи до руху патрон (П), підсилює та викликає радіальне переміщення у затискних елементах. При цьому виникає радіальна сила T_{Σ} , що діє на деталь (Д) з певним відхиленням діаметра Δd .

Розкидання силових параметрів системи П – Д визначається показником нестабільності затиску деталі, що являє собою відношення максимальної та мінімальної величини характеристики до найбільшого відхилення Δd діаметра заготовок, що затискаються.

Наприклад показник нестабільності радіальної сили:

$$\xi = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{\Delta d} = \frac{\Delta T_{\Sigma \max} - \Delta T_{\Sigma \min}}{d_{\max} - d_{\min}}, \quad (1.1)$$

Якщо відомі T_{Σ} , M_{np} , R_{np} , то можна визначити коефіцієнти зчеплень при прокручуванні заготовки μ_1 та проковзування її μ_2 з розміром діаметра d :

$$\mu_1 = \frac{2 \cdot M_{np}}{T_{\Sigma} \cdot d}, \quad (1.2)$$

$$\mu_2 = \frac{P_{np}}{T_{\Sigma}}. \quad (1.3)$$

Радіальна сила затиску T_{Σ} – одна з основних параметрів затискного механізму з патроном (цангою), який має Z затискних елементів (пелюстків).

Вона обчислюється за формулою:

$$T_{\Sigma} = Z \cdot T, \quad (1.4)$$

Для системи привод – патрон (ПЗ – П) у затискному механізмі з силовим замиканням, визначальним є тиск в гідроциліндрі затиску цанги $P_{ц}$ [МПа], що розвиває осьову силу S_{Σ} , діючу на тягу затискача (трубу):

$$S_{\Sigma} = p_{ц} \cdot F_n \cdot \eta_m, \text{ [Н]} \quad (1.5)$$

$$F_n = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_{ш}^2)}{4}$$

де F_n – площа гідроциліндра затискача, $мм^2$;

D_n – діаметр поршня, мм; $D_n = 175$ мм;

$d_{ш}$ – діаметр штока, мм; $d_{ш} = 80$ мм;

$\eta_m = 0.95 \dots 0.97$ – механічний ККД гідроциліндра, враховуючий втрати на

тертя в рухомих спряженнях.

Згідно функціональної схеми параметри затискного механізму можна графічно зобразити у вигляді силового портрета — плоскої картини у відповідних квадрантах, рисунок 1.3:

I квадрант – осьову S_x (або тиск Рц) та радіальну T_x (або Мпр Рпр) сили затиску, тобто силову характеристику виконавчого елемента – патрона (ділянка $A_1(A_1')$ – $B_1(B_1')$) для цангового патрона, а ділянка A_1B_1 для клинового патрона з постійним коефіцієнтом підсилення);

II квадрант – осьову силу S_x в залежності від деформації f_y ПСМ приводу з геометричним замиканням (ділянка A_2B_2) або тиск Рц в залежності від переміщення X труби затискача, тобто рівень налагодження приводу з силовим замиканням (ділянка A_2B_2);

III квадрант – деформацію f_y ПСМ від відхилення діаметра Δd (радіуса кривизни $\Delta r = r_{\max} - r_{\min} = 0.5 \cdot (d_{\max} - d_{\min}) = 0.5 \cdot \Delta d$) затискаємої заготовки, тобто параметр впливу або УОЗ при геометричному замиканні (ділянка A_3B_3), або переміщення X в залежності від Δd , тобто кінематичну характеристику затискного механізму (ділянка A_3B_3);

IV квадрант – радіальну силу T_x (Мпр Рпр) в залежності від відхилення $\Delta d(\Delta r)$, тобто стабільність силової характеристики затискного механізму з геометричним замиканням та цанговим патроном (ділянка A_4B_4), з силовим замиканням ($R_c = \text{const}$) та клиновим патроном (ділянка $A_4'B_4'$) або цанговим патроном (ділянка $A_4''B_4''$).

Характеристику кожної ланки системи затискного механізму можна виразити відповідними параметрами, рівними відношенню вхідної та вихідної величини.

У I квадранті силова характеристика патрона – коефіцієнт підсилення:

$$K_n = \frac{\Delta T_x}{\Delta S_x} \quad (1.6)$$

(ділянка A_1B_1' – клиновий патрон, A_1B_1 – для цангового патрона).

У II квадранті жорсткісний параметр:

$$C_y = \frac{\Delta S_x}{\Delta f_y} \quad (1.7)$$

У III квадранті – передавальне відношення патрона:

$$u_n = \frac{2 \cdot \Delta f_y}{\Delta d} = \frac{\Delta f_y}{\Delta r} \quad (1.8)$$

У IV квадранті силова характеристика всього затискного механізму – показник нестабільності сили затиску:

$$\varepsilon_T = \frac{\Delta T_x}{2 \cdot \Delta r} = \frac{\Delta T_x}{\Delta d} \quad (1.9)$$

Точки $A_1 \dots A_4$ відповідають мінімальному розміру заготовки, а точки $B_1 \dots B_4$ – максимальному.

Використання силових портретів дозволяє порівнювати та аналізувати різні варіанти затискних механізмів, визначати характер та величину зміни вхідних параметрів, виявляти можливості стабілізації сили затиску T_{Σ} (значить Мпр, Рпр) в залежності від Δd або характеристик затискного механізму, сил різання. Силовий портрет може бути побудований на основі експериментальних вимірів параметрів затискного механізму або на основі їх розрахунку.

Розрахунок радіальної сили затиску цанги можна виконати наближено за такою формулою:

$$T_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot ctg(\alpha + \varphi) \cdot K_d \quad (1.10)$$

де $\alpha = 15^\circ$ – половина кута конуса цанги,

$\varphi = 10^\circ \dots 15^\circ$ – кут тертя,

K_d – коефіцієнт що враховує зміни умов контакту губки цанги з шпинделем та заготовкою в повздовжньому перерізі при вимірюванні діаметра d і \max .

$$K_d = \frac{b}{0.5 \cdot b + l_{\mathcal{L}}} \quad \text{для } \Delta d < 0 \text{ (в тіло заготовки)} \quad (1.11)$$

$$K_d = 1 \quad \text{для } \Delta d = 0 \quad (1.12)$$

$$K_d = \frac{b}{2 \cdot l_{\mathcal{L}} + b} \quad \text{для } \Delta d > 0 \quad (1.13)$$

З формули:

$$K_d = \frac{b}{2 \cdot (l_{\mathcal{L}} + 0.5 \cdot l) \cdot \Delta d_{i \max}}, \quad (1.14)$$

де $\Delta d_{i \max} = d_{i \max} - d_0$;

$\Delta d_{i \max}$ – відхилення діаметра заготовки, що змінюється в декількох повздовжніх перерізах валика для визначення похибки форми заготовки. Від цього залежить умови та величина плями контакту;

$l_{\mathcal{L}} = 138 \text{ мм}$ – довжина пелюстка цанги;

$d_0 = 27 \text{ мм}$ – робочий діаметр цанги;

$d_{i \max} = d_1, d_2, d_3$ – діаметри оправок;

$b = 75 \text{ мм}$ – довжина губки цанги.

1.3 Опис експериментальної установки

Установка створена на базі токарно–револьверного верстату моделі 1341. Верстат має затискну цангу, виконану всередині шпинделя, рисунок 1.1, що приводиться до руху через тягу – трубу гідроциліндром затиску ГЦЗ двосторонньої дії, що розміщений співвісно з віссю шпинделя. Через задній кінець шпинделя підводиться труба з подаючою цангою, що проходить в середині труби – тяги. Вона приводиться до руху гідроциліндром подачі ГЦП через ва-

жіль, що розташований паралельно від шпинделя. Гідроциліндрами керують за допомогою електромагнітних та пружинних маслорозподільників по жорсткому циклу, закладеному в електричній схемі верстата.

Цикл складається з слідуєчої послідовності дій:

- розтиск затискної цанги, затиск та подача прутка на встановлену за допомогою упора величину подаючою цангою (рух праворуч ГЦ);
- затиск затискної цанги, розтиск та відвід подаючої цанги до упора;
- цикл обробки заготовки та її відрізка Дія затиску та розтиску в часі протікає паралельно.

В розточці цанги встановлені змінні вкладиші, що кріпляться гвинтами та втримуються від обертання штифтами для налагодження на три різні діапазони діаметрів (1 – 20 – 25мм, 2 – 26 – 30мм, 3 – 32 – 40мм).

Затискна цанга загвинчена в трубу затискача ГЦЗ разом з кришкою нагвинчений на різьбі шпинделя та закріплений накладною шпонкою. Він обертається разом зі шпинделем, а мастило підводиться крізь зовнішню нерухому мастилопровідну втулку на ньому.

При відсутності струму в електромагніті E1 мастило, що поступило крізь розподільник P1 у праву порожнину циліндра ГЦЗ, переміщує поршень ліворуч та разом з ним трубу затискача та затискну цангу, рисунок 1.1. Розтискається пруток. При відсутності струму в електромагніті E2 мастило поступає крізь розподільник P2 в праву порожнину ГЦД переміщує важіль з трубою ліворуч та здійснює набір прутка.

При ввімкненні E1 відбувається затиск прутка ГЦЗ, а електромагніт E2 – подача прутка.

Вимірювання робочого тиску в ГЦЗ здійснюється манометром M3. Переміщення та деформації вимірюються індикаторами годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм, закріпленими на штативі.

1.4 Послідовність виконання лабораторної роботи

- 1) Вивчення конструкції та гідравлічної схеми механізмів подачі та затиску прутка, конструкції шпинделя;
- 2) Вивчення методики розрахунку сил та моментів затиску;
- 3) За індивідуальними вихідними даними виконати розрахунок:
 - а) Осьової сили затиску цанги (при $P_c = 0,4; 0,8; 1,2; 1,4$ та $1,6$ МПа);
 - б) Радіальної сили затиску цанги при різному тиску P_c для трьох діаметрів оправок d_1, d_2, d_3 (див. пункт 1.2).

На основі цих даних будують графік: $P_u - S_\Sigma, P_u - T_\Sigma$ та визначають значення тиску P_u , при яких радіальна сила затиску оправок цангою T_Σ постійна.

4) Виконання експериментів. Оформлення таблиць експериментальних даних. Розрахувати силові параметри: C_Σ, K_n , коефіцієнти μ_2 та μ_1 (див. пункт 1.5). Побудувати графіки (див. пункт 1.5).

5) Побудувати графіки на силовому портреті: $T_\Sigma - S_\Sigma (T_\Sigma - P_u)$ для d_1, d_2, d_3

у I квадранті; $S_{\Sigma} - f_y$ або $(P_u - f_y)$ у II квадранті $f_y - d$ або $(f_y - \Delta d)$ у III квадранті; $T_{\Sigma} - d$ або $(T_{\Sigma} - \Delta d)$ у IV квадранті.

6) Визначити закон вимірювання R_{Σ} від Δd для забезпечення стабільної сили T_{Σ} , а також $R_{пр}$ та $M_{пр} = \text{const}$.

7) Виконати аналіз силового портрета та записати висновки, рекомендації по його характеру та стабілізації сили затиску T_{Σ} .

1.5 Методика виконання експериментів

Затиск сталевих, шліфованих, закалених оправок відбувається при тисках у затискній порожнині ГЦЗ $R_{\Sigma} = 0,4; 0,8; 1,2; 1,4; 1,6$ МПа. Послідовно закріплюються оправки трьох діаметрів:

$$d_1 = d_{\min} = 26,5(\Delta d = d - d_0 = -0,5\text{мм});$$

$$d_2 = d_0 = 27,0(\Delta d = 0);$$

$$d_3 = d_{\max} = 28,0(\Delta d = 1\text{мм}).$$

$d_0 = 27,0\text{мм}$ – діаметр робочого отвору змінних вкладишів цанги під номінальний діаметр прутка $d_4 = 28\text{мм}$.

1.5.1 Вимірювання пружних деформацій ПСМ

Деформація Δf визначається за схемою, рисунок 1.4, за показаннями індикаторів I_1 та I_2 – Хц та Хм, які вимірюють відповідно переміщення торця цанги та торця труби – тяги ГЦЗ, при різних показниках манометра M_3 , рисунок 1.1.

Результати експерименту заносять до таблиці 1.1.

За середніми значеннями визначають пружні деформації ПСМ:

$$f_y = \Delta f = \Delta x = x_T - x_{\text{ц}} \quad (1.15)$$

$$C_y = \frac{S_{\Sigma}}{f_y}$$

його жорсткість:

$$(1.16)$$

Побудувати графіки: $f_y - R_{\Sigma}$, $R_{\Sigma} - C_y$ для трьох значень діаметра оправки (для d_1, d_2, d_3).

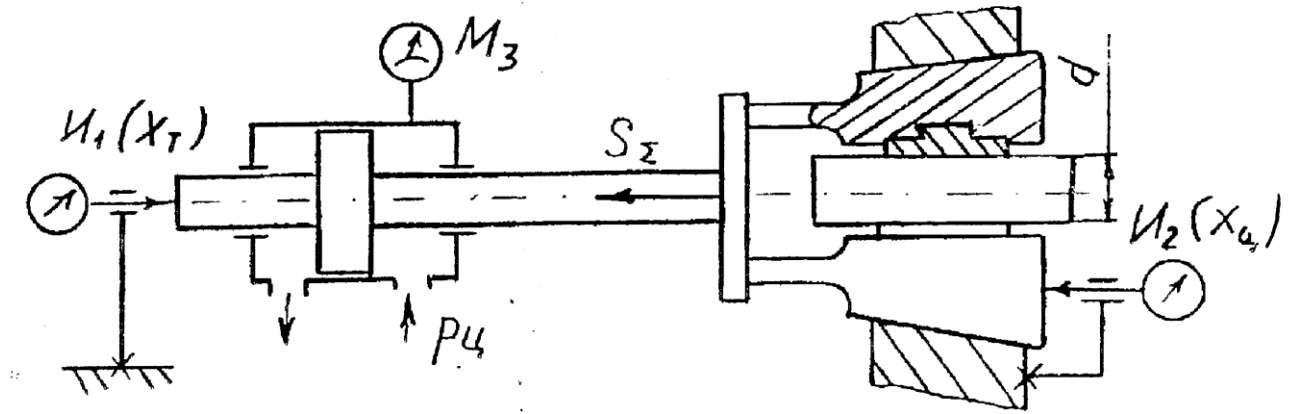


Рисунок 1.4 – Схема вимірювання пружних деформацій ПСМ

Таблиця 1.1 – Результати експериментів

| Параметр, що змінюється | | Вимірюємий параметр | | | | | | | | t_y | | C_Y |
|---------------------------------|---------|---------------------|----|-----|------|------------------|----|-----|------|-------|---|-------|
| | | $X_T, \text{мм}$ | | | | $X_Y, \text{мм}$ | | | | | | |
| | | I | II | III | Сер. | I | II | III | Сер. | мм | М | |
| $P_u = \text{МПа}$ | d1=26,5 | | | | | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | | | | | |
| $S_\Sigma = \frac{\kappa H}{m}$ | d1=26,5 | | | | | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | | | | | |
| $P_u = \text{МПа}$ | d1=26,5 | | | | | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | | | | | |
| $S_\Sigma = \frac{\kappa H}{m}$ | d1=26,5 | | | | | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | | | | | |
| $P_u = \text{МПа}$ | d1=26,5 | | | | | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | | | | | |
| $S_\Sigma = \frac{\kappa H}{m}$ | d1=26,5 | | | | | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | | | | | |

1.5.2 Вимірювання радіальної сили затиску цанги T_{Σ}

Радіальна сила затиску визначається за допомогою індикатора I_3 (Т) та цангового динамометра 1 за схемою на рисунку 1.5. Діаметр затискаємої заготовки імітується змінними накладками 2

Експериментальні дані заносять до таблиці 1.2. За середніми значеннями T_{Σ} визначають коефіцієнт підсилення:

$$K_n = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}}, \quad (1.17)$$

Якщо досліди не проводились, то T_{Σ} обчислюють за формулою (1.10).

Побудувати графіки $T_{\Sigma} - P_{\psi}$, $K_n - P_{\psi}$ для різних d_1 , d_2 , d_3 .

1.5.3 Вимірювання осьової сили прошовування $R_{\text{пр}}$

Осьова сила прошовування визначається по силі проковзування оправок 2, що закріплені в цанзі 1, при тиску на їх торець гвинтом 4 та контролю сили опору індикатором I_4 на динамометрі 3 (див. схему на малюнку 1.6). Як тільки оправка “провалиться”, навантаження припиняється та фіксується сила за тарованим індикатором I_4 в момент “провалювання” оправки. Дослід повторюють тричі, в таблицю 1.3 заносять показники індикатора I_4 для різних діаметрів оправок при кожному з тисків.

За результатами досліду обчислюють коефіцієнт μ_2 за формулою (1.3), де дані для обчислень беруть експериментальні (при відсутності яких – розрахункові).

Результати вимірювань та значення μ_2 занести до таблиці 1.3.

Побудувати графіки: $R_{\text{пр}} - R_{\text{ц}}$ для різних діаметрів оправок $\mu_2 - R_{\text{ц}}$ за середніми значеннями μ_2 .

1.5.4 Вимірювання моменту прокручування оправки в цанзі

Момент прокручування вимірюємо за допомогою динамометричної скоби 2 за тарувальним індикатором I_5 до моменту прокручування оправки 1 за рахунок сили $R_{\text{пр}}$, прикладеної на довжині 1 гвинтом 3 (див. рисунок 1.7).

Кожний дослід повторюють тричі та знаходять середні значення показання індикатора при d_1 , d_2 , d_3 для кожного значення тиску. Потім переводять показання індикатора по тарувальному графіку у [Н] та помножуючи на 1, знаходять значення моменту прокручування [Нмм]. Плинне значення μ_1 обчислюють за формулою (1.2) для кожного діаметра оправки та середнє значення ЦІ для кожного тиску.

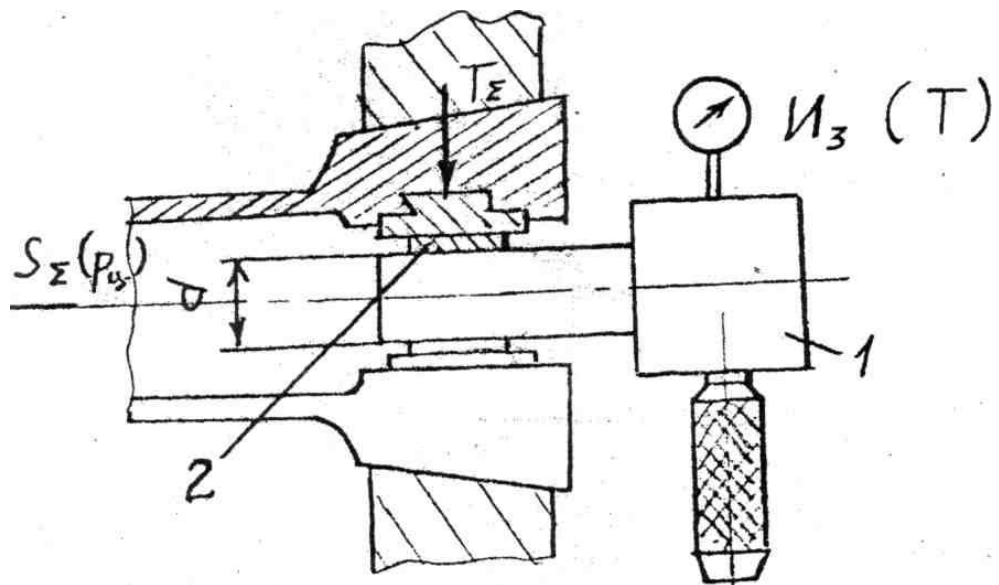


Рисунок 1.5 – Схема вимірювання радіальної сили затиску цанги T_{Σ}

Таблиця 1.2 – Результати експериментів

| Параметр, що змінюється | | Вимірюємий параметр | | | | | | |
|-----------------------------------|---------|---------------------|----|-----|------|----------------------|---------|---------|
| | | P_{np} | | | | | μ_2 | |
| | | I | II | III | Сер. | $\frac{\kappa H}{м}$ | Плине | Середне |
| | | | | | | | | |
| $P_y = МПа$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $S_{\Sigma} = \frac{\kappa H}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_y = МПа$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $S_{\Sigma} = \frac{\kappa H}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_y = МПа$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $S_{\Sigma} = \frac{\kappa H}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |

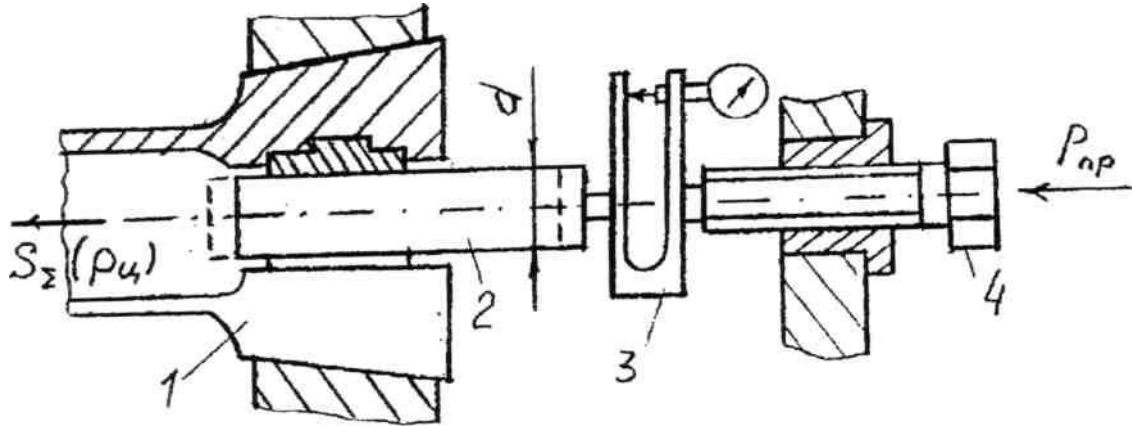


Рисунок 1.6 – Схема вимірювання осьової сили прошовування $P_{пр}$

Таблиця 1.3 – Результати експериментів

| Параметр, що змінюється | | Вимірюємий параметр | | | | | | |
|-----------------------------------|---------|---------------------|----|-----|------|------------|---------|---------|
| | | $P_{пр}$ | | | | κH | $\mu 2$ | |
| | | I | II | III | Сер. | | Плине | Середне |
| | | | | | | | | |
| $P_{ч} = MPa$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $S_{\Sigma} = \frac{\kappa H}{m}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_{ч} = MPa$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $S_{\Sigma} = \frac{\kappa H}{m}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_{ч} = MPa$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $S_{\Sigma} = \frac{\kappa H}{m}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |

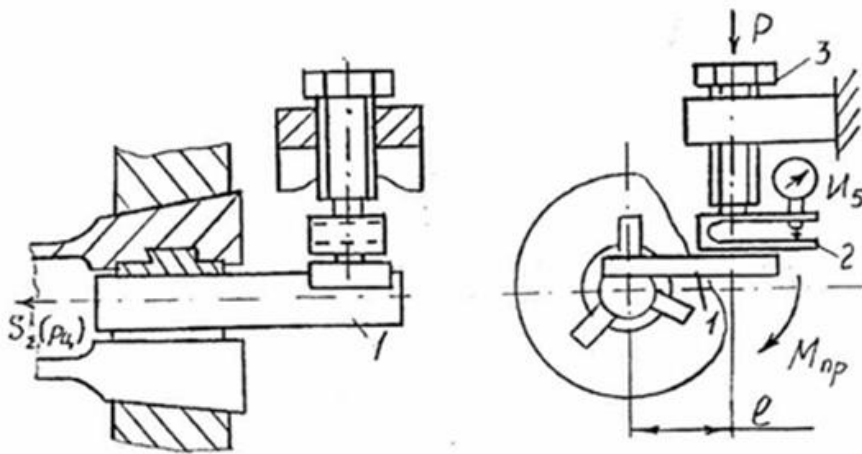


Рисунок 1.7 – Схема вимірювання моменту прокручування оправки в цанзі

Таблиця 1.4 – Результати експериментів

| Параметр, що змінюється | | Вимірюємий параметр | | | | | | |
|--|---------|---------------------|----|-----|------|-------|-------------|--------------|
| | | $M_{пр}$ | | | | | $\mu 1$ | |
| | | | | | | $кНм$ | Плин- не | Сере- дне |
| | | I | II | III | Сер. | | | |
| $P_y = МПа$ $S_{\Sigma} = \frac{кН}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_y = МПа$ $S_{\Sigma} = \frac{кН}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_y = МПа$ $S_{\Sigma} = \frac{кН}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |
| $P_y = МПа$ $S_{\Sigma} = \frac{кН}{м}$ | d1=26,5 | | | | | | | |
| | d2=27 | | | | | | | |
| | d3=28 | | | | | | | |

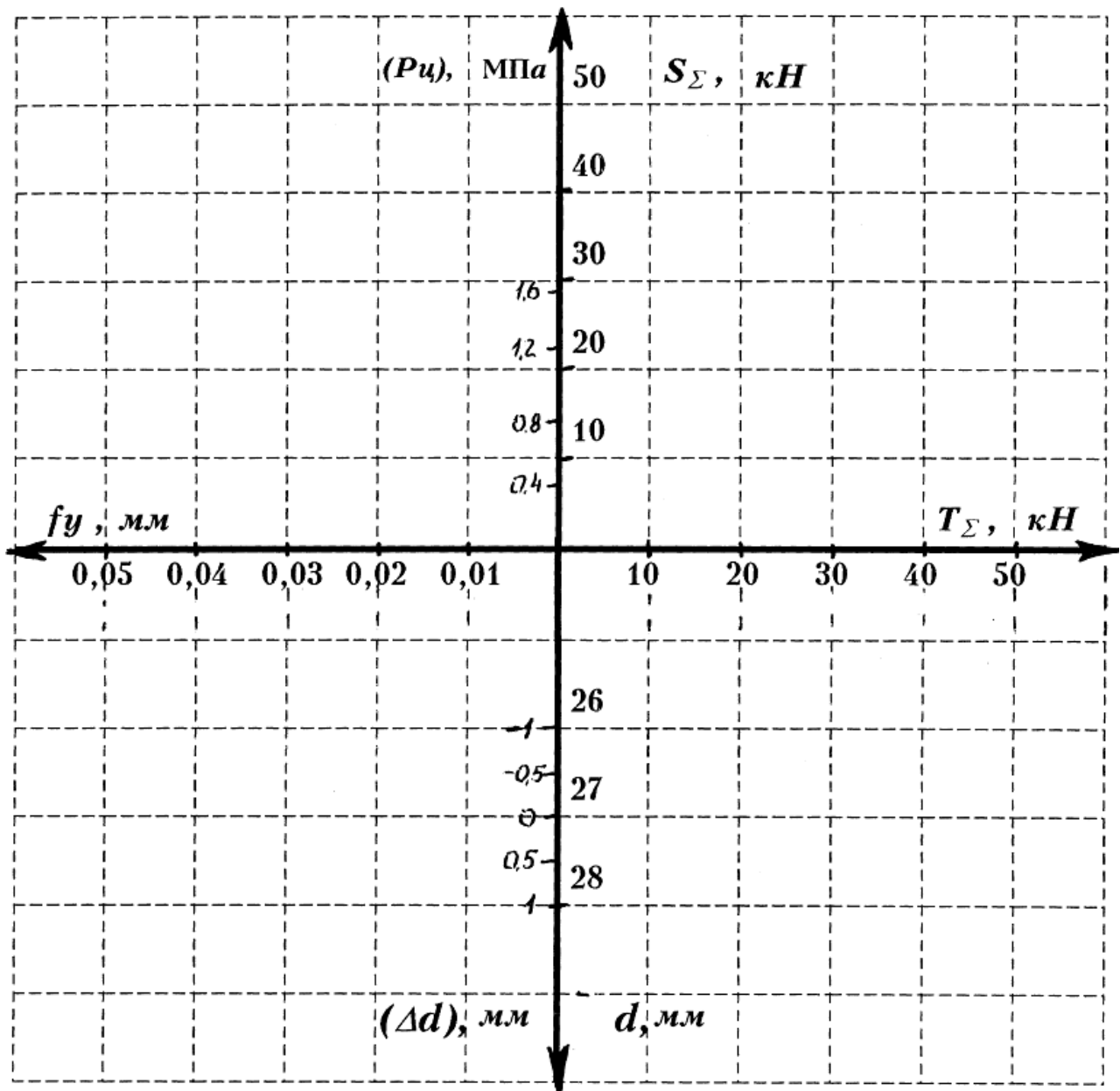


Рисунок 1.8 – Схема силового портрета

Експериментальні дані заносять до таблиці 1.4 (аналогічно таблиці 1.3, але замість $R_{пр}$ вписують $M_{пр}$, замість [кН] – [Нмм], замість $\mu_2 - \mu_1$). За даними будують графіки: $M_{пр} - P_{ц}$, $\mu_1 - P_{ц}$ для різних діаметрів оправок.

1.6 Методика побудови силового портрета

1) Побудувати вісі та нанести на них масштабні поділки та позначення, як показано на рисунку 1.8.

2) За даними розрахунку T та S для кожної оправки (d_1 , d_2 , d_3) побудувати графік $T - S$ у I – квадранті портрета.

3) Масштаб тисків у циліндрі Рц нанести на вісі $S_s(P_n)$ ліворуч відповідно значенням сили S_z .

4) Побудувати три графіка $f_y - S_s(P_n)$ за даними таблиці 1.1 для кожного діаметра оправки у II-му квадранті.

5) Масштаб відхилень діаметрів оправок Δd наносять ліворуч на вісь d (Δd) відповідно діаметрам оправок d_1, d_2, d_3 .

6) У III-му квадранті будують графіки $f_y - d$ за даними таблиці 1.1 для кожного значення тиску Рц.

1.7 Зміст звіту по лабораторній роботі

Звіт по лабораторній роботі повинен містити:

- 1) назва лабораторної роботи;
- 2) мета роботи;
- 3) короткі теоретичні відомості;
- 4) послідовність виконання лабораторної роботи;
- 5) методику виконання експерименту;
- 6) обробку експериментальних даних;
- 7) висновки по лабораторній роботі.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

2 РОЗРАХУНОК І ВИМІРЮВАННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ В ПРИВОДІ ТОКАРНО - РЕВОЛЬВЕРНОГО ВЕРСТАТУ МОД. 1Н325

2.1 Мета роботи

Вивчити методику розрахунку втрат на тертя в приводі токарно – револьверного верстату моделі 1Н325, придбати навички в вимірюванні потужності холостого ходу за допомогою вимірювального комплексу К505, дослідити залежність потужності холостого ходу від частоти обертання шпинделя.

2.2 Теоретичні відомості

Втрати потужності на тертя у приводах верстатів при роботі на холостому ходу і під навантаженням визначається:

- а) для 5% серійно випускаємих верстатів;
- б) для верстатів, випускаємих в одиничному екземплярі або дослідних зразків, а також для спеціальних верстатів;
- в) після капітального ремонту верстата

Енергетичні випробування верстатів виконується після випробувань на точність та жорсткість. При роботі на холостому ході потужність витрачається на подолання:

- сил тертя в кінематичних парах і механічних елементах управління (зубчасті передачі, підшипники, фрикційні муфти, сухарі важелів, кулачки і т.п.);
- сил опору системи мащення;
- аеродинамічного опору частин, що обертаються.

Величина холостого ходу залежить від багатьох факторів і для кожного верстату (однієї моделі і із однієї партії) різна, відрізняється в 1,2 ... 1,5 рази. Для однієї і тієї ж моделі верстату, вона залежить від рівня технології збірки, сорту мастила, температури навколишнього середовища, тривалості роботи верстату, ступеня припрацьованості поверхонь, що мають тертя, зазорів і натягів в підшипниках і багатьох інших дрібних факторів. Тому до точності вимірів і тим паче до точності розрахунків не пред'являють великі вимоги.

На різних швидкостях обертання шпинделя втрати потужності різні і збільшуються з збільшенням швидкості обертання шпинделя.

В основному втрати потужності залежать від частоти обертання валів коробки швидкостей, в'язкості мастила в системі мащення, від мас і моментів інерції частин, що обертаються (дисбалансу центру мас), від якості збірки і виготовлення деталей та теплових деформацій.

Втрати потужності у природі можна поділити на постійні втрати (або втрати холостого ходу) та змінні втрати (або навантажуючі), викликані корисним навантаженням верстату (силами різання). Перші залежать в основному від швидкості обертання валів в коробці (т.т. швидкості обертання шпинделя), в'я-

зкості мастила, змінних мас і моменту інерції. Другі від величини припуску, подачі, швидкості різання, марки оброблюємого матеріалу і інших технологічних характеристик. Повні втрати потужності можна підрахувати за формулою:

$$N_T = \sum_{i=1}^n N_{Xi} + \sum_{i=1}^n N_{Hi} \quad (2.1)$$

де N_{Xi} – втрати холостого ходу у кожному i – му елементі приводу;

N_{Hi} – втрати в навантажуючи в i – му елементі приводу;

n – кількість елементів приводу.

Звідки ККД приводу:

$$\eta = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n N_{Xi}}{N_{ex}} - \frac{\sum_{i=1}^n N_{Hi}}{N_{ex}} \quad (2.2)$$

де N_{ex} – потужність на вході в коробку швидкостей (якщо нема пасової передачі, тоді потужність двигуна).

Методика розрахунку втрат потужності

В якості основних елементів приводу, в яких можливі втрати потужності, можливо виділити підшипник, зубчасті та пасові передачі, ущільнення. При холостому обертанні приводу має місце:

а) постійні втрати в підшипниках та передачах;

б) навантажуючи втрати в підшипниках від ваги деталей, що обертаються (для шпindelних підшипників від ваги шпинделя та заготовки);

в) навантажуючи втрати в підшипниках та передачах від навантаження їх моментами тертя послідуєщих валів (крім шпindelних підшипників);

г) втрати від тертя в елементах управління.

Потужність холостого ходу для визначної швидкості шпинделя визначається за формулою (кВт):

$$N_{X\Sigma} = K \cdot (N_{0-I} + N_{0-II} + \dots + N_{0-i} + N_{0-III}) \quad (2.3)$$

де $N_{0-I}, N_{0-II}, \dots, N_{0-i}$ — постійні втрати потужності на I, ..., i-му валах, рівні сумі втрат в підшипниках, зубчастих колесах, ущільненнях, що відносяться до даного валу (постійні втрати в пасовій передачі слід відносити до одного з валів, наприклад веденому);

втрати в зубчастих колесах, що знаходяться в зачепленні, враховують розрахунковим коефіцієнтом S_{0k} – на кожному з валів;

втрати в підшипниках від ваги деталей, що обертаються можна не враховувати, якщо вага вала з деталями, що обертаються з ним не більше 200 кг;

N_{0-1}, \dots, N_{0-i} , – підраховуються для всіх валів приводу, що обертаються, в тому числі і для валів приводу, що не приймають участі в передачі потужності на даному ступені швидкості на шпindel (кВт);

N_{0-III} — постійні втрати потужності на шпindel (кВт); $K = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт, враховуючий втрати на тертя в елементах управління (менші значення – при малому числі рухомих блоків, муфт і т.п.).

В підшипниках кочення має місце:

а) власне тертя – кочення;

б) тертя – ковзання, в наслідок різниці швидкостей тіл кочення на площадці контакту;

в) тертя шариків об сепаратор;

г) тертя шариків в радіально – упорних підшипниках, в наслідок зміщення плями контакту;

д) тертя від проковзування в навантаженій зоні;

е) в роликотідшипниках тертя о буртіки кілець;

є) тертя, в наслідок неточності виготовлення і монтажу.

Постійна потужність тертя розраховується за формулою:

$$N_{ХП} = \frac{T_{ОП} \cdot V}{1020} \quad (2.4)$$

Вони зв'язані, в основному, з тертям в сепараторі гідродинамічними втратами на площадках контакту тіл кочення і втратами розмішування мастила:

$T_{ОП}$ — коефіцієнт постійних втрат, може бути визначений (сила тертя на плече, рівне радіусу вала без навантаження);

$$T_{ОП} = 10 \cdot C_{ОП} \cdot d \quad (2.5)$$

де $C_{ОП}$ – розрахунковий коефіцієнт, що вибирається з таблиці 2.1.

V – окружна швидкість на шийці вала (де насаджений підшипник), м/с;

d – діаметр шийки вала під підшипник, мм.

Для запобігання витікання мастила в приводах верстату приймають ущільнення: контактні – сальникові повстяні кільця, гумові манжети і безконтактні – лабіринтні, канавочні і інші.

Якщо окружна швидкість на шийці вала (в місці встановлення ущільнення)

$V < 5$ м/с – то використовують повстяні ущільнення, якщо

$V < 10$ м/с – гумові, та при

$V > 10$ м/с – безконтактні ущільнення.

Таблиця 2.1 – Підбір коефіцієнта $C_{оп}$

| Тип підшипника | $C_{оп}$ | Примітка |
|--|-----------------|---|
| Радіальний Шариковий Однорядний | 0,005...0,0075 | Менші значення $C_{оп}$ використов. при 2,5 м/с |
| Радіальний Шариковий дворядний або однорядний | 0,005... 0,0075 | У випадку консистентного мастила $C_{оп}$ збільшиться у 1,5 разів |
| Радіальний Роликовий Дворядний | 0,01...0,015 | |
| радіально - упорний (з двох сторін) роликовий дворядний або конічний роликовий однорядний, радіально – упорний | 0,015...0,02 | |
| Осьовий Шариковий Однорядний | 0,005...0,0075 | |

Потужність тертя в ущільненнях сальниковими кільцями:

$$N_{xy} = \frac{T_{oy} \cdot V}{1020} \quad [\text{кВт}] \quad (2.6)$$

де $T_{oy} = 0,025 \cdot b \cdot d$ – сила тертя на шийці вала, Н;

d – діаметр шийки вала, мм;

b – ширина ущільнення в місці контакту з валом, мм;

V – окружна швидкість шийки вала, м/с. Потужність тертя в гумових манжетах N_{xm} (кВт), в наслідок малої втрати через ущільнення, дорівнює тепловиділенню в зоні контакту Q :

$$N_{xm} = Q = M_f \cdot \omega = 10^{-5} \cdot \pi \cdot f \cdot P \cdot d \cdot V \quad (2.7)$$

де M_f – момент тертя, Нм;

ω – кутова швидкість валу, c^{-1} ;

d – діаметр валу, мм;

f – коефіцієнт тертя;

V – окружна швидкість шийки вала, м/с;

P – результуюче питоме контактне зусилля, Н/см.

При відсутності навантажуючого манжету тиску, $P = 2 \dots 5$ Н/см. При проектуванні: $P = 4$ Н/см, а коефіцієнт тертя при напіврідкому мастилі в парі “ гума – сталь ” $f=0,2$.

Втрати в зубчастих передачах складаються з втрат на розмішування та розбризкування мастила (основні втрати), гідродинамічних втрат і втрат внаслідок неточності виготовлення коліс.

Потужність тертя на валу зубчатого колеса:

$$N_{xk} = (T_{OK} + \frac{2 \cdot K \cdot f_k \cdot P}{d_k}) \cdot \frac{V_k}{1020} [кВт] \quad (2.8)$$

де f_k – умовний коефіцієнт тертя, рівний приросту сили тертя на робочій поверхні зубців до приросту навантаження. При нешліфованих зубцях

$f_k = 0,1 \dots 0,15$, при шліфованих $f_k = 0,08 \dots 0,1$;

P – окружне зусилля в зубчастій передачі, Н;

K – коефіцієнт, рівний $\frac{K_k \cdot m}{\cos^2 \beta}$;

m – модуль зубчастого зачеплення, мм;

β – кут нахилу зубців, град.;

d – діаметр діляльного кола зубчатого колеса, мм;

$K_k = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\xi_1^2 + \xi_2^2}{\xi}$ – коефіцієнт, який визначається по таблиці 2.2.

ξ_1 і ξ_2 – коефіцієнти перекриття зубчатих коліс 1 і 2. ξ – сумарний коефіцієнт перекриття передачі.

Сила, дотична до початкового кола зубчатого колеса T_{OK} , обчислюється за емпіричною формулою:

$$T_{OK} = C_{OK} \cdot b \cdot \sqrt{V_k \cdot \mu \cdot 10^3} [Н] \quad (2.9)$$

де C_{OK} — коефіцієнт, що залежить від умов мащення (таблиця 2.3);

b – ширина зубчатого колеса, мм;

V_k – окружна швидкість на діляльному колі зубчатого зачеплення, м/с;

μ – в'язкість мастила. Пм·с.

Мінеральне мастило марки Л (велосит) – $\mu = (4 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ Па·с (при 50°C).
Вазелінове мастило марки Т – $\mu = (4 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ Па·с (при 50°C).
Мастило індустріальне “45” – $\mu = 0,138$ Па·с (при 30°C).

Втрати потужності в клинопасовій передачі складаються з:

а) втрати від пружного ковзання пасів;

б) втрати від згину і розтягу пасів;

в) аеродинамічних втрат;

г) втрати від затиску пасів в шківах при обертанні.

Найбільші значення мають втрати а) та б).

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта Кк для нормального прямозубого зчеплення

| | | | | | | | | | | | | | |
|----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 14 | 16 | 18 | 20 | 25 | 27 | 30 | 34 | 38 | 45 | 50 | 60 | 75 |
| 14 | 0,919 | | | | | | | | | | | | |
| 16 | 0,930 | 0,941 | | | | | | | | | | | |
| 18 | 0,942 | 0,950 | 0,961 | | | | | | | | | | |
| 20 | 0,950 | 0,958 | 0,972 | 0,979 | | | | | | | | | |
| 25 | 0,968 | 0,980 | 0,990 | 0,997 | 1,010 | | | | | | | | |
| 27 | 0,975 | 0,983 | 0,996 | 1,000 | 1,020 | 1,020 | | | | | | | |
| 30 | 0,982 | 0,993 | 1,000 | 1,010 | 1,030 | 1,030 | 1,040 | | | | | | |
| 34 | 0,993 | 1,000 | 1,010 | 1,020 | 1,040 | 1,040 | 1,050 | 1,060 | | | | | |
| 38 | 1,000 | 1,010 | 1,020 | 1,030 | 1,040 | 1,040 | 1,050 | 1,060 | 1,070 | | | | |
| 45 | 1,010 | 1,020 | 1,030 | 1,040 | 1,050 | 1,060 | 1,070 | 1,070 | 1,080 | 1,090 | | | |
| 50 | 1,020 | 1,030 | 1,040 | 1,050 | 1,060 | 1,060 | 1,070 | 1,080 | 1,090 | 1,090 | 1,100 | | |
| 60 | 1,030 | 1,040 | 1,050 | 1,060 | 1,070 | 1,080 | 1,080 | 1,090 | 1,100 | 1,110 | 1,110 | 1,120 | |
| 75 | 1,040 | 1,050 | 1,060 | 1,070 | 1,080 | 1,080 | 1,090 | 1,100 | 1,100 | 1,110 | 1,120 | 1,130 | 1,140 |
| 10 | 1,060 | 1,070 | 1,070 | 1,080 | 1,090 | 1,100 | 1,110 | 1,110 | 1,120 | 1,120 | 1,130 | 1,140 | 1,150 |
| 15 | 1,070 | 1,080 | 1,090 | 1,100 | 1,110 | 1,120 | 1,120 | 1,130 | 1,130 | 1,140 | 1,150 | 1,150 | 1,160 |

Таблиця 2.3 – Підбір коефіцієнта Сок

| Окреме розташування Передачі | Сок | Коробка швидкостей з буйним циркуляційним мащенням | Сок |
|---|----------------|--|-------------------------------|
| При струменевому змащенні | $6 \cdot 10^4$ | Для кожного колеса, що не знаходиться в зачепленні | $(1 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ |
| При зануренні в мастило на висоту зуба | 10^{-3} | Для кожного колеса в зачепленні | $(2 \dots 3) \cdot 10^{-3}$ |

Якщо знехтувати аеродинамічними втратами (малі по 20...25 м/с – швидкість пасу), то момент тертя у клинопасовій передачі, (кВт):

$$N_{XP} = 10^{-2} \cdot C_{OP} \cdot Z \cdot V_P \cdot \left(d_{ш1}^{-2} + d_{ш2}^{-2} + K_P \cdot d_{ш3} \right) + 0.03 \cdot \varphi \cdot \frac{K_{II} \cdot F_1 \cdot Z \cdot V_P}{1020} \quad (2.10)$$

де Z – кількість пасів;

dш1 і dш2 – відповідно діаметри ведучого і відомого шківів, мм;

V_p – окружна швидкість на ведучому шківі, м/с;

$d_{ш3}$ – діаметр натяжного ролика, мм, дивись рисунок 2.1;

H_p – коефіцієнт, що враховує кут α_p обхвату пасом натяжного ролика:

при $\alpha_p < 30^\circ$ – $K_p = 3$,

при $\alpha_p < 30^\circ \dots 60^\circ$ – $K_p = 2$,

при $\alpha_p > 60^\circ$ – $K_p = 1$;

$C_{ор}$ – коефіцієнт, що враховує втрати від згину пасів;

$K_{п}$ – корисна напруга пасів кг/см²;

F_1 – площа перерізу одного пасу, см²

$$\varphi = \frac{K_{п}}{2 \cdot \sigma_l};$$

φ – коефіцієнт тяги,

σ_l – початковий натяг, 10^{-1} МПа, ($\sigma_0 = 1,2$ МПа).

Коефіцієнт $C_{ор}$:

для профілю А – $C_{ор} = 0,25 + 0,015$;

для профілю В – $C_{ор} = 0,72 + 0,011$.

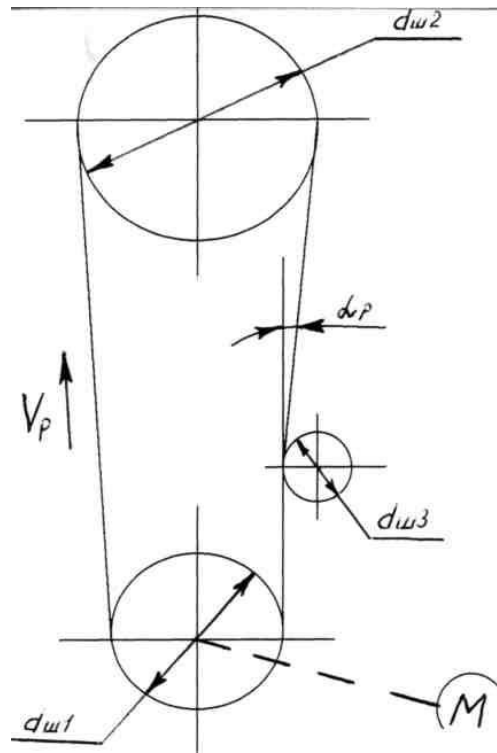


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема пасової передачі

2.3 Опис приводу токарно–револьверного верстата мод. ІН325

Токарно–револьверний верстат моделі ІН325 є універсальним та використовується в умовах серійного та дрібно–серійного виробництва при обробці деталей з прутка діаметром не більше 25 мм, або штучних заготовок, рисунок 2.2.

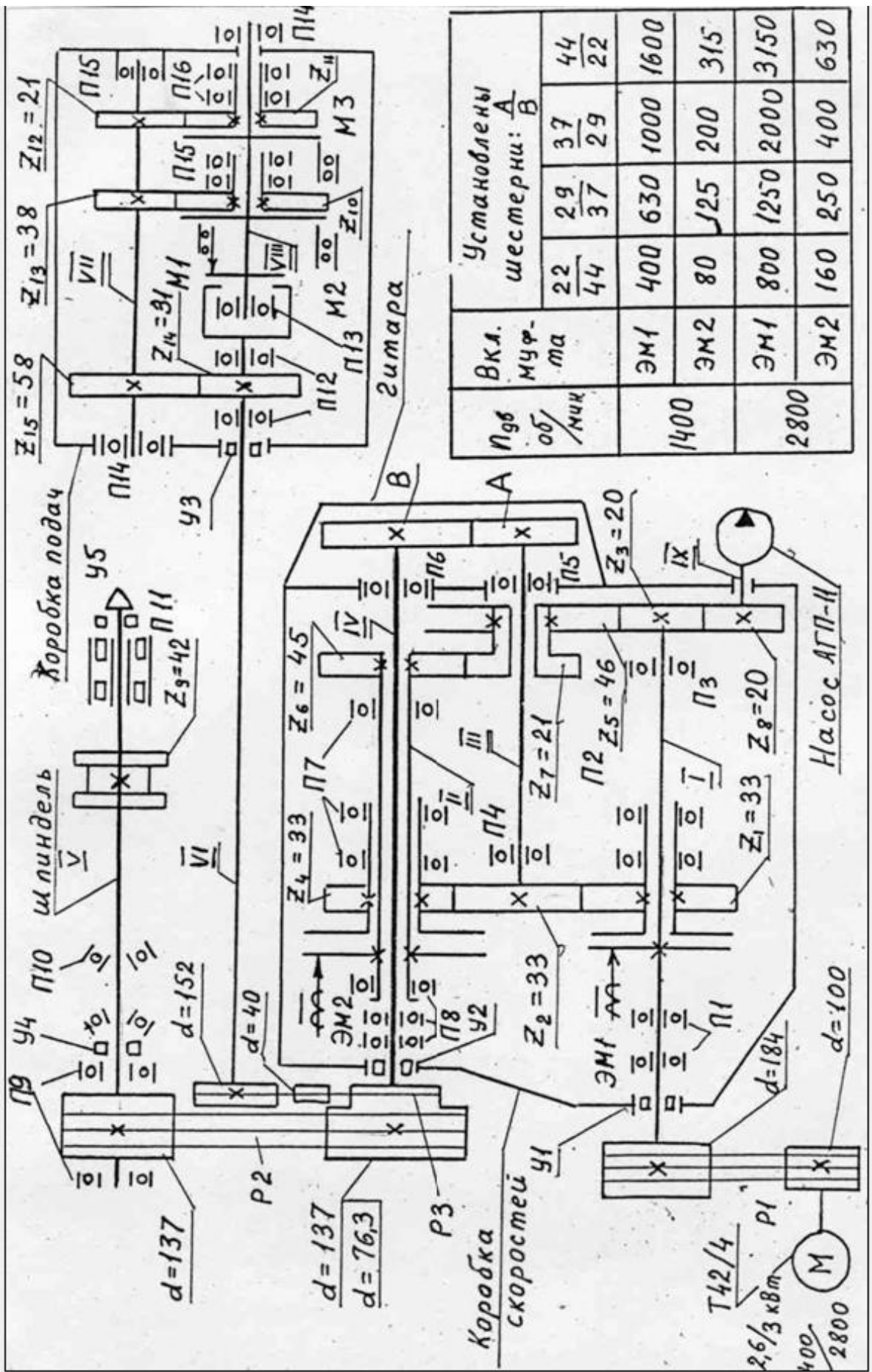


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема

Шпиндель має 14 частот обертання: 80, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 3150 об/хв.

Таблиця 2.4 – Ущільнення

| №- на схемі | d, мм | Ширина b, мм | тип |
|-------------|-------|--------------|----------|
| У1,У2 | 48 | 12 | лабіринт |
| У3 | 30 | 4,4 | гумовий |
| У4 | 60 | 5,5 | гумовий |
| У5 | 70 | 16 | лабіринт |

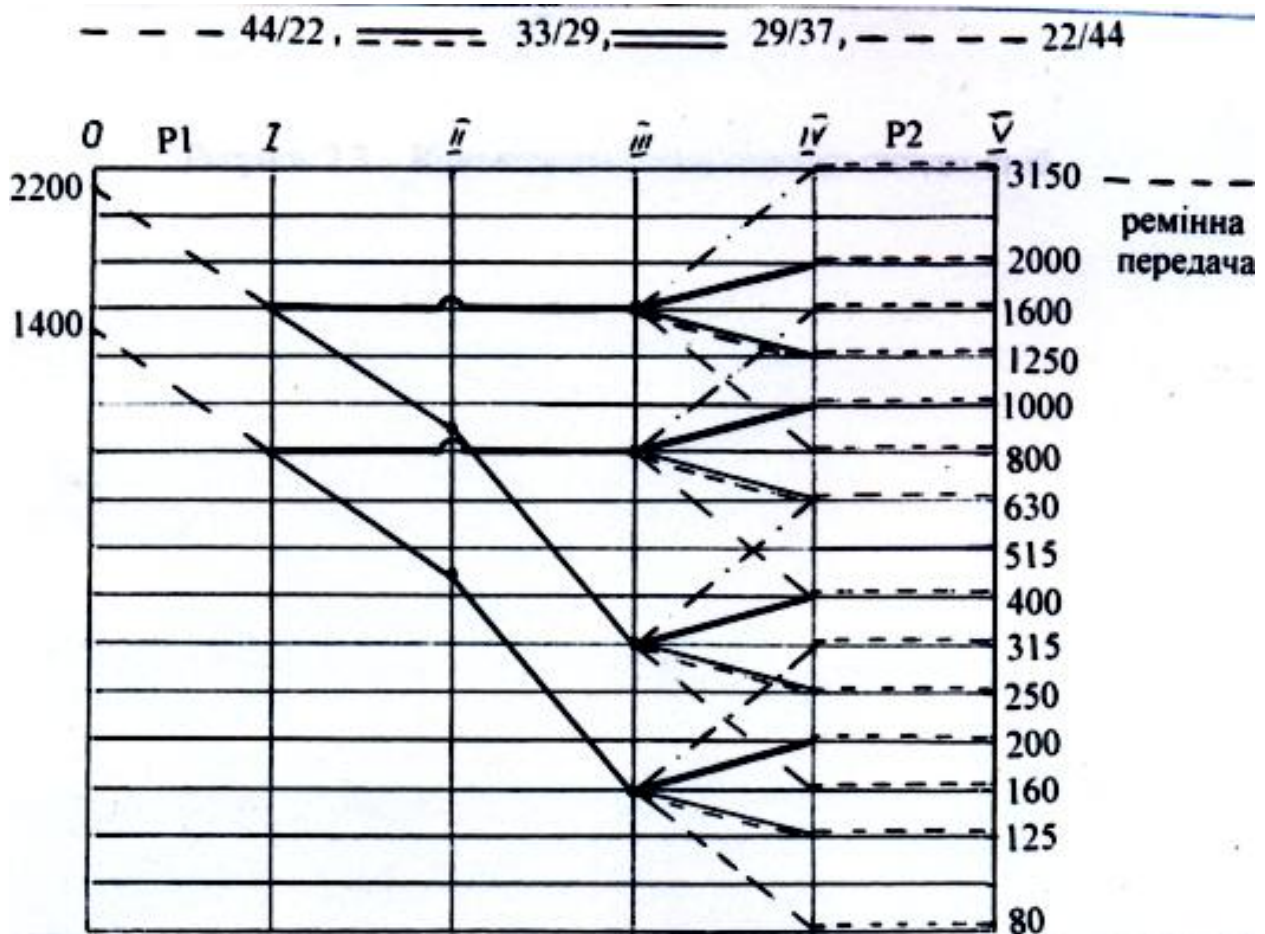


Рисунок 2.4 – Графік частот обертання верстату моделі 1N325

Таблиця 2.5 – Підшипники кочення

| Визначення на схемі | Тип | № — за ГОСТ | Розміри: dxDxb, мм | Кількість |
|---------------------|--|-------------|--------------------|-----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| П1, П3 | Радіальний однорядний | 107 | 35x68x11 | 5 |
| П2 | — “ — | 108 | 40x68x15 | 2 |
| П3 | — “ — | 205 | 25x52x15 | 1 |
| П4 | — “ — | 204 | 20x47x14 | 1 |
| П5 | — “ — | 50205 | 25x52x15 | 1 |
| П6 | — “ — | 50305 | 25x62x17 | 1 |
| П7 | — “ — | 109 | 45x75x16 | 3 |
| П8 | — “ — | 113 | 65x100x22 | 2 |
| П10 | радіальний упорний | 46212 | 60x110x22 | 2 |
| П11 | роликовий дворядний з конічним отвором | 3182114 | 70x110x30 | 1 |
| П12 | радіальний однорядний | 7000106 | 30x55x9 | 2 |
| П13 | — “ — | 7000102 | 15x32x8 | 1 |
| П14 | — “ — | 204 | 20x47x14 | 2 |
| П15 | — “ — | 202 | 15x35x11 | 3 |
| П16 | — “ — | 7000105 | 25x47x8 | 4 |

Таблиця 2.6 – Зубчасті колеса

| № на схемі | Z | m, мм | β , град | b, мм | Якість обробки | Окружне зусилля в передачі |
|------------|----|-------|----------------|-------|----------------|----------------------------|
| 1 | 33 | 2 | 0 | 17 | шліфоване | 910 |
| 2 | 33 | 2 | 0 | 14 | — “ — | 910 |
| 3 | 20 | 2 | 0 | 16 | — “ — | 1200 |
| 4 | 33 | 2 | 0 | 17 | — “ — | 720 |
| 5 | 46 | 2 | 0 | 13 | — “ — | 1200 |
| 6 | 45 | 2 | 0 | 14 | — “ — | 950 |
| 7 | 21 | 2 | 0 | 21 | — “ — | 950 |
| 8 | 20 | 2 | 0 | 10 | не шліфоване | 1200 |
| 9 | 42 | 2 | 0 | 10 | шліфоване | 50 |
| 10 | 51 | 1,5 | 0 | 10 | — “ — | 50 |
| 11 | 68 | 1,5 | 0 | 10 | — “ — | 50 |
| 12 | 21 | 1,5 | 0 | 12 | — “ — | 200 |
| 13 | 38 | 1,5 | 0 | 14 | — “ — | 200 |
| 14 | 31 | 1,5 | 0 | 15 | — “ — | 250 |
| 15 | 58 | 1,5 | 0 | 10 | — “ — | 250 |

Таблиця 2.7 – Паси клинові приводні

| На схемі | Тип | Кількість | Площа перерізу, мм ² | Корисний натяг, кгс/мм ² |
|----------|--------|-----------|------------------------------------|--|
| P1 | A—1000 | 3 | 1 | 1,1 |
| P2 | A—1600 | 3 | 6 | 1,1 |
| P3 | O—1000 | 1 | 8 | 0,8 |

2.4 Послідовність виконання роботи

1) Отримати варіанти індивідуального завдання для розрахунків втрат потужності у приводі верстату мод ІН 325 на визначеній частоті обертання шпинделя і обчислити вихідні дані (див. п. 2.7).

2) Виконати розрахунок втрат згідно завданню, вибираючи необхідні дані з п.2.3:

а) скласти рівняння балансу кінематичного ланцюга приводу для частоти обертання шпинделя, з вказівкою включених муфт;

б) нарисувати кінематичну схему приводу для положення, що забезпечує отримання заданої частоти обертання шпинделя (заштрихувати на ній зубчасті колеса, передаючий крутий момент);

в) скласти таблицю результатів розрахунків і занести до неї характеристики елементів приводу, які приймають участь у кінематичному ланцюзі передачі потужності від двигуна на шпиндель;

г) розрахувати втрати потужності у кожному елементі приводу за формулами наведеними в п. 2.2;

д) результати занести в таблицю результатів розрахунку і розрахувати потужність холостого ходу приводу за формулою (2.3).

3) Виміряти потужність холостого ходу приводу верстату мод. ІН 325 за методикою, викладеною в п. 26 на частотах обертання шпинделя, заданих для розрахунків підгрупи (бригади) студентів, виконуючих дану роботу (3-5 чоловік);

4) За експериментальними даними побудувати графік залежностей

$N_{xx} = f(n_{шп})$ для заданих частот обертання шпинделя, див. рисунок 2.5.

5) За розрахунковими даними (студентів підгрупи чи бригади 3-5 чоловік) побудувати графік $N_{x\Sigma} = f(n_{шп})$;

б) Обчислити похибки розрахунку потужності холостого ходу приводу для заданої частоти за формулою:

$$\Delta = \frac{|N_{xx} - N_{xe}|}{N_{xx}} \cdot 100\%$$

7) Обчислити за формулою (2.2) ККД приводу заданої частоти обертання.

8) Письмово дати аналіз причин втрат потужності в приводі, пояснити різницю у величинах $N_{\text{хх}}$ (експериментальна) і $N_{\text{х}\Sigma}$ (розрахункових). Дати рекомендації щодо зниження втрат потужності.

2.5 Зразок розрахунку потужності холостого ходу приводу

Завдання: Визначити $N_{\text{х}\Sigma}$ коробки швидкостей, рисунок 2.3, на вищому ступені діапазону швидкостей. Змащення коробки циркуляційне; мастило індустріальне "45" (в'язкість $\mu = 0,138$ Пас при 30°C); ущільнення — сальникові повстяні кільця: на валу I—VI, $d = 30$ мм, $b = 5,5$ мм. Підшипники — ПІ: $d = 40$ мм, конічний роликів; ПЗ: $d = 60$ мм, конічний роликів. Зубчасті колеса не шліфовані.

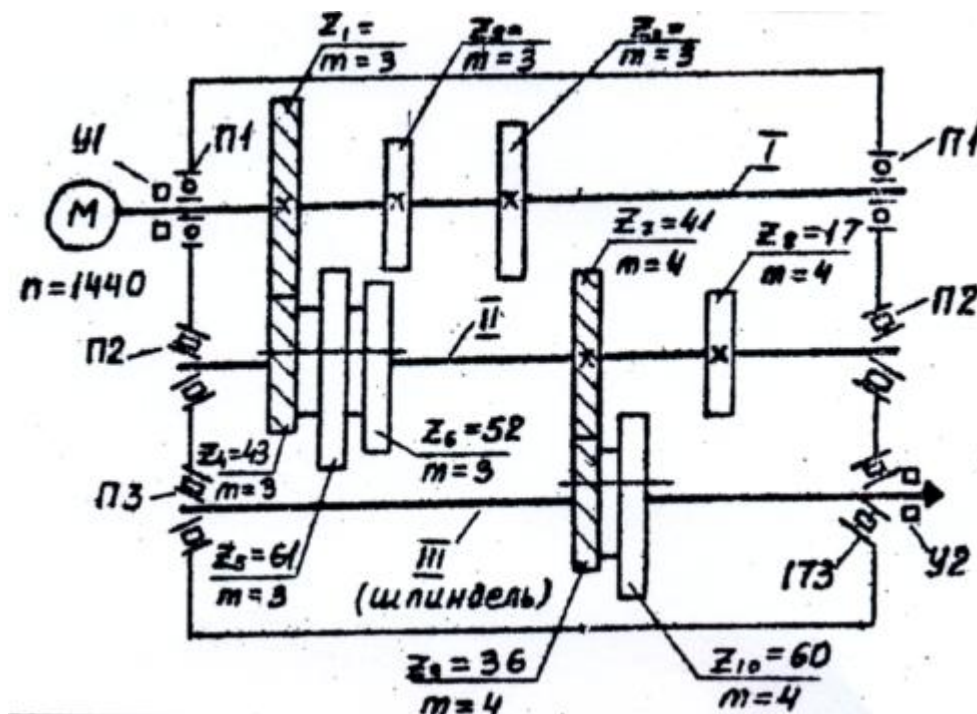
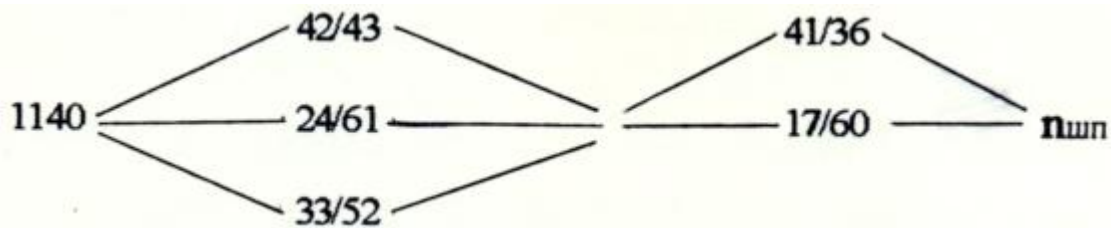


Рисунок 2.3 – Кінематична схема коробки швидкостей

Розрахунок: В результаті кінематичного аналізу коробки швидкостей виявлено, що вона має 6 ступенів обертання.

Рівняння балансу кінематичних ланцюгів коробки можливо записати у вигляді:



де $n_{шп}$ – частоти обертання шпинделя: 160, 250, 400, 630, 1000, 1600 об/хв.

Рівняння кінематичного ланцюга для найвищої ступені коробки швидкостей:

$$1140 \cdot 42/43 \cdot 41/36 = 1600 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо постійні втрати потужності в підшипниках (П1, П2, П3), в передачах (Z1 – Z4 – Z7 – Z9), шестернях (Z2, Z3, Z5, Z6, Z8, Z10) та ущільненнях (У1 та У2), використовується вирази (2.4), (2.6), (2.8), (2.9). При цьому необхідно враховувати: що для $n_{шп} = 1600$ об/хв, зубчасті колеса з числом зубців 24, 61, 33, 52, 17, 60 в зачепленні не знаходяться, тому для них $S_{ок} = 10^{-3}$.

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Результати розрахунків постійних втрат в елементах коробки швидкостей по рисунку 2.4

| Зубчасті колеса | | | | | | | | |
|--------------------|---------|----------------|-------------|---------|-------------|--------------------------|--------------------------|------------------------|
| № вала | Z | M | dk | b | n | V | Сок | N _{хх} кВт |
| | | Мм | мм | мм | об/хв. | м/с | | |
| I | 42 | 3 | 126 | 20 | 1440 | 9,5 | $2 \cdot 10^{-3}$ | 0,134 |
| | 24 | 3 | 72 | 20 | 1440 | 5,4 | 10^{-3} | 0,029 |
| | 33 | 3 | 99 | 20 | 1440 | 7,5 | 10^{-3} | 0,047 |
| II | 43 | 3 | 129 | 20 | 1405 | 9,5 | $2 \cdot 10^{-3}$ | 0,134 |
| | 61 | 3 | 183 | 20 | 1405 | 13,5 | 10^{-3} | 0,114 |
| | 52 | 3 | 156 | 20 | 1405 | 11,5 | 10^{-3} | 0,089 |
| | 41 | 4 | 164 | 30 | 1405 | 12 | $2 \cdot 10^{-3}$ | 0,287 |
| | 17 | 4 | 68 | 30 | 1405 | 5 | 10^{-3} | 0,038 |
| III | 36 | 4 | 144 | 30 | 1600 | 12 | $2 \cdot 10^{-3}$ | 0,028 |
| | 60 | 4 | 240 | 30 | 1600 | 20,1 | 10^{-3} | 0,311 |
| Підшипники кочення | | | | | | | | |
| № вала | № підш | Тип підшипника | | d мм | n об/хв. | V м/с | N _{хп} , кВт | |
| I | 1 | Рад. шарикові | | 30 | 1440 | 2,3 | 0,0033 | |
| II | 2 | Кон. роликові | | 40 | 1405 | 2,9 | 0,0176 | |
| III | 3 | Кон. роликові | | 60 | 1600 | 5,0 | 0,047 | |
| Ущільнення | | | | | | | | |
| № вала | d мм | b мм | n об/хв. | | V м/с | N _{ху} , кВт | | |
| I | 30 | 4,2 | 1440 | | 2,3 | 0,0071 | | |
| III | 60 | 5,5 | 1600 | | 5,0 | 0,0404 | | |

Визначаємо постійні втрати по кожному валу

$$N_{0-1} = N_{хк1} + N_{хк2} + N_{хк3} + 2 \cdot N_{хп1} + N_{ху1} = \\ = 0,134 + 0,029 + 0,047 + 2 \cdot 0,0033 + 0,0071 - 0,2237 \text{ кВт};$$

$$N_{0-11} = N_{хк4} + N_{хк5} + N_{хк6} + N_{хк7} + N_{хк8} + 2 \cdot N_{хп2} = \\ = 0,134 + 0,114 + 0,089 + 0,287 + 0,038 + 2 \cdot 0,0176 = 0,6972 \text{ кВт};$$

$$N_{0-111} = N_{0-111} = N_{хк9} + N_{хк10} + 2 \cdot N_{хп3} + N_{ху2} = \\ = 0,287 + 0,311 + 2 \cdot 0,047 + 0,0404 = 0,1278 \text{ кВт};$$

де $N_{хк1} \dots N_{хк10}$; $N_{хп1}$; $N_{хп2}$; $N_{ху1}$; $N_{ху2}$ – потужності тертя в шестернях, підшипниках і ущільненнях відповідно.

Використовуючи залежність (2.3), визначаємо потужність холостого ходу приводу:

$$N_{х\sum} = K (N_{0-1} + N_{0-11} + N_{0-111}) = 1,1 (0,2237 + 0,6972 + 0,1278) = 1,535 \text{ кВт}.$$

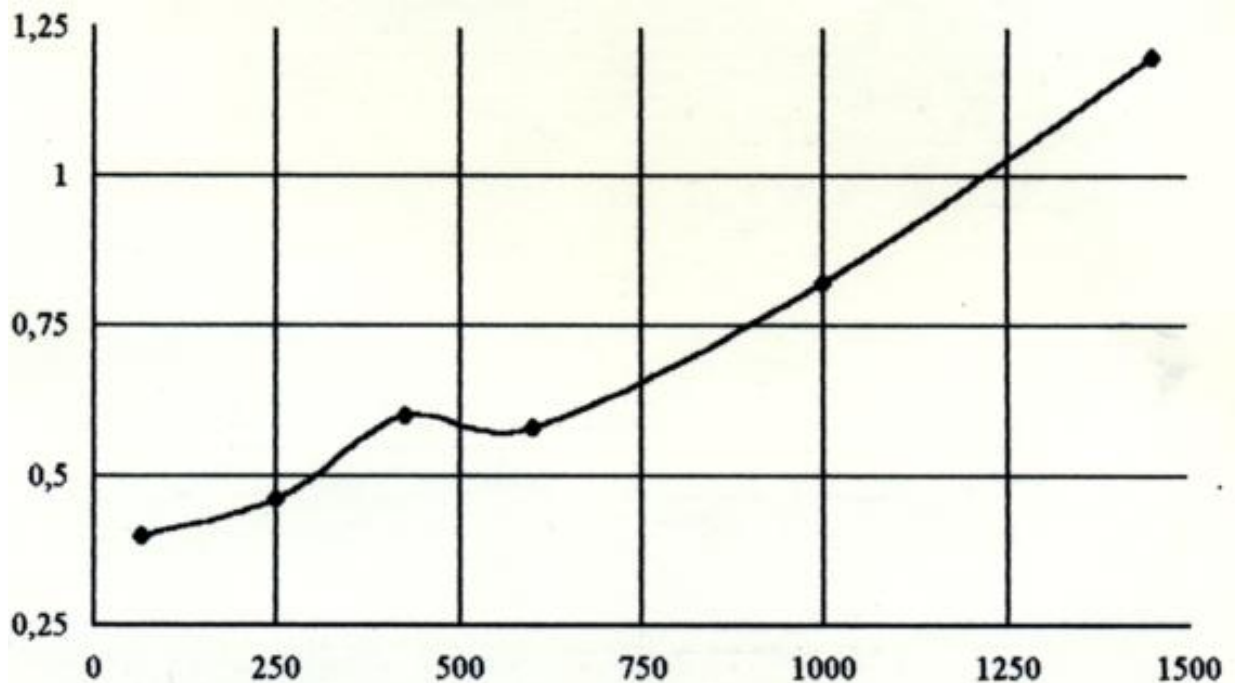


Рисунок 2.4 – Графік залежності потужності холостого ходу від частоти обертання шпинделя

2.6 Методика виміру потужності холостого ходу

Потужність холостого ходу вимірюють за допомогою комплексу К505 (вимірюють струм, напругу і потужність в однофазних, трьох- і чотирьохфазних ланцюгах змінного струму).

1) Підготувати вимірювальний комплекс до роботи: – встановити К505 в робоче положення, а стрілки приборів коректора на нульові позначки

для виміру активних потужностей при силі струму до 10 А і напрузі до 600 В встановити перемикачі в положення:

В2 – “БЕЗ Тр2”, В3 – “0”, В4 – “450 В” і “+”; заземлити пристрій; включити К505 в схему вимірів, рисунок 2.5 для трифазного чотирьохпровідного ланцюга

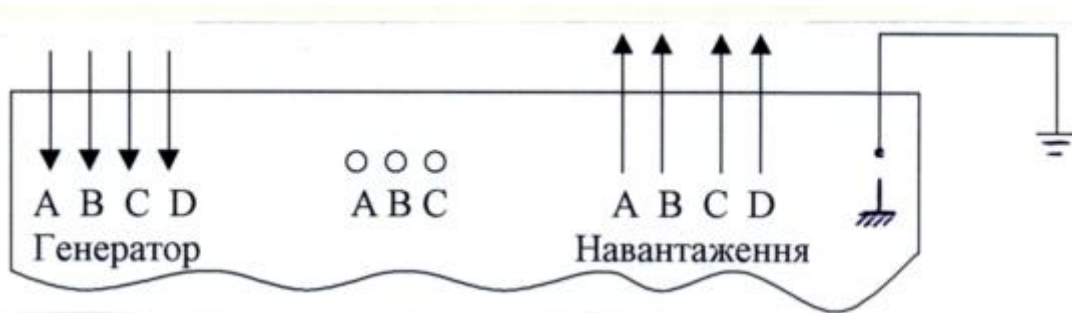


Рисунок 2.5 – Схема вмикання К505.

2) Встановити перемикач фаз у положення, відповідно фазі, у котрій здійснюються виміри.

3) При малих показниках перемикачем границь вимірів вибрати потрібну границю показників вольтметра.

4) Визначити дійсне значення вимірювальної потужності за формулою:

$$N_{xx} = CN - \alpha N; \quad (2.11)$$

де CN – ціна поділки ватметра, Вт/под (на лицьовій панелі комплекту);

αN – число поділок в шкалах ватметра.

5) Експериментальні дані занести до таблиці 2.9 при різних частотах обертання шпинделя починаючи з меншої. Спочатку показники знімають через 10 хв. роботи верстату, потім через 20 хв. роботи верстату на кожній частоті.

6) Обчислити потужність холостого ходу, споживаєму механічною частиною приводу за формулою для $n_{дв} = 1420$ об/хв і $n_{дв} = 2800$ об/хв.:

$$N_{xxM} = N_{xx} - N_{xxE} \quad [\text{кВт}] \quad (2.12)$$

де N_{xxE} – потужність холостого ходу електродвигуна, кВт

(при $n_{дв} = 1420$ об/хв. – $N_{xxE} = 0,08$ кВт,

при $n_{дв} = 2800$ об/хв. – $N_{xxE} = 0,12$ кВт).

2.7 Варіанти індивідуальних завдань

Для розрахунку потужності холостого ходу приводу токарно–револьверного верстата мод 1Н325 кожному студенту підгрупи (бригади) видається варіант індивідуального завдання. Дані, відповідні цьому варіанту викладені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.9 – Таблиця результатів вимірів

| Частота обертання двигуна об/хв. | Ціна поділки ватметра Вт/под | Час роботи верста-ту Хв | Потужність холостого ходу (приводу) | | | | |
|----------------------------------|------------------------------|-------------------------|---|-----|-----|------|------|
| | | | N _{хх} кВт | | | | |
| | | | мах, частини N _{ххМ} кВт при частотах обертання, об/хв.. | | | | |
| | | | 80 | 125 | ... | 2000 | 3150 |
| 1420 | | 0 | | | | | |
| | | 10 | | | | | |
| | | 20 | | | | | |
| 2800 | | 0 | | | | | |
| | | 10 | | | | | |
| | | 20 | | | | | |

Таблиця 2.10 – Дані для розрахунку

| Вихідні дані | | | | | |
|--------------|------------------------------|--------------------------------|----------------------------|--------------------|---|
| № варіанту | Швидкість обертання шпинделя | Тип мащення коробки швидкостей | Марка мастила, температура | Потужність різання | Примітка |
| | об/хв.. | — | С° | кВт | |
| 1 | 80 | Масляним туманом | Індустріальн. "45", 30°C | 0,5 | Змінні шестерні мащення струменями мастила |
| 2 | 125 | — "— | — "— | 0,7 | |
| 3 | 160 | — "— | — "— | 0,6 | |
| 4 | 200 | — "— | — "— | 0,75 | |
| 5 | 250 | — "— | — "— | 0,9 | |
| 6 | 315 | — "— | — "— | 1,0 | |
| 7 | 400 | — "— | — "— | 1,15 | |
| 8 | 630 | — "— | — "— | 1,2 | Підшипники натяжних роликів шківа мащення солідолом |
| 9 | 800 | — "— | — "— | 1,15 | |
| 10 | 1000 | — "— | Велосит, 50°C | 1,05 | |
| 11 | 1250 | — "— | — "— | 0,95 | |
| 12 | 1600 | — "— | — "— | 0,85 | |
| 13 | 2000 | — "— | — "— | 0,65 | |
| 14 | 3150 | — "— | — "— | 0,55 | |

Примітка

1. Окружне зусилля в зубчастих передачах $\frac{Z_A}{Z_B}$ приймають 500Н.
2. Окружне зусилля в шестернях, які не беруть участі в передачі потужності, приймати рівним 50 Н, а коефіцієнт Сок в цих шестернях брати рівним 10^{-3}
3. Втрати потужності на тертя в насосі приймати рівним 0,155 кВт.

2.8 Зміст звіту по лабораторній роботі

Звіт по лабораторній роботі повинен мати:

- 1) Назва лабораторної роботи;
- 2) Мета роботи;
- 3) Короткі теоретичні відомості;
- 4) Послідовність виконання лабораторної роботи;
- 5) Методику виміру потужності холостого ходу,
- 6) Теоретичний розрахунок;
- 7) Обробку експериментальних даних;
- 8) Висновки по лабораторній роботі.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА З ЗАТИСКНИМ МЕХАНІЗМОМ ТОКАРНО - РЕВОЛЬВЕРНОГО ВЕРСТАТА

3.1 Мета роботи

Вивчити вплив різних факторів на жорсткість системи шпindelь – патрон – деталь (Ш – П – Д), оволодіти методикою розрахунку пружних відтискань в системі Ш – П – Д з урахуванням піддатливості затискного механізму.

3.2 Деякі теоретичні відомості

При визначенні пружних відтискань консольної заготовки під дією радіальної складової сили різання P_r необхідно врахувати піддатливість системи Ш-П-Д рисунок 3.1 а розглядаючи заправлення заготовки в місті її затиску в патроні у вигляді пружнофрикційного шарніру рисунок 3.1 б. Цей умовний шарнір характеризується радіальною C_p та поворотною C_{Π} жорсткостями, а також моментом тертя M_T в умовному шарнірі, радіус якого для цангового патрона може бути визначений по нормалі від контакту губки цанги з шпинделем (при відсутності кутових зазорів по центру конусу) до перетину з віссю шпинделя (патрона).

Сумарні відтискання заготовки в місті навантаження силою P_r на вильоті L_p від центру пружнофрикційного шарніру в патроні, рисунок 3.1 а:

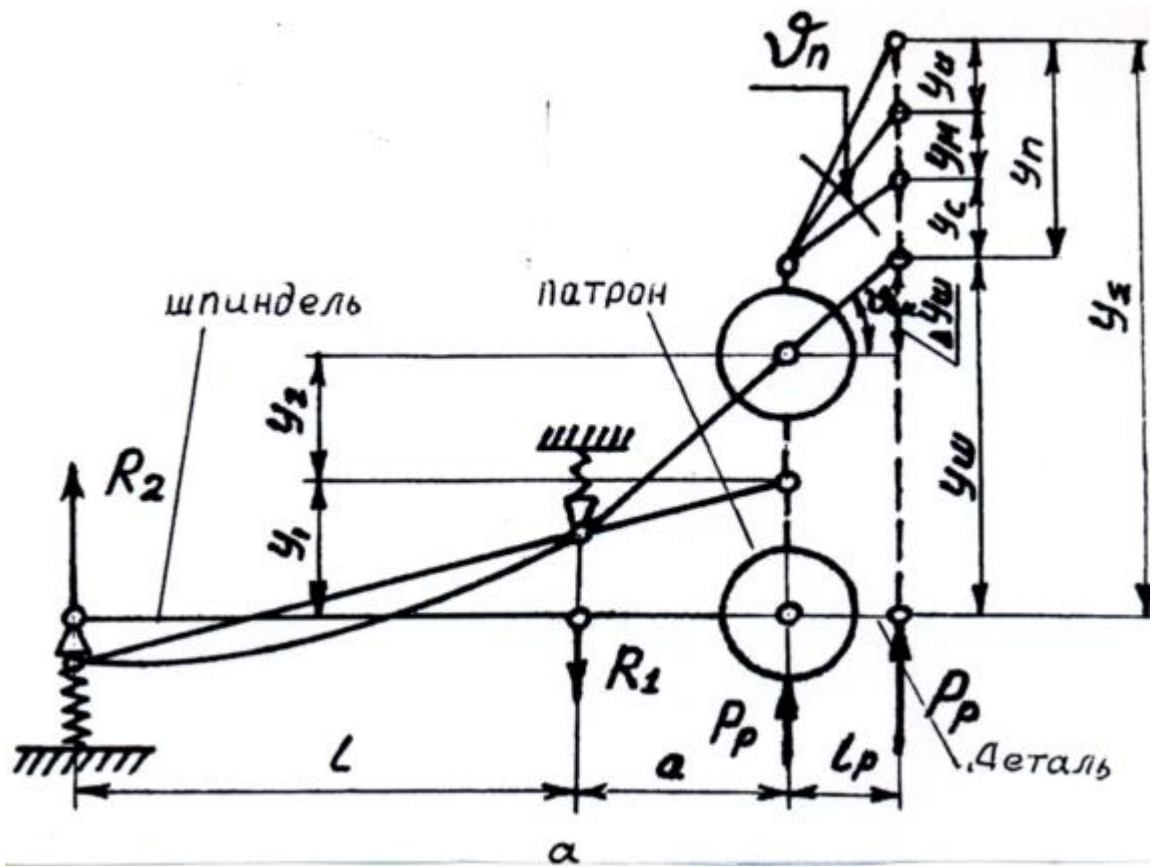
$$U_x = U_{\text{ш}} + U_{\text{п}}, \quad (3.1)$$

де $U_{\text{ш}}$, $U_{\text{п}}$ – відтискання внаслідок піддатливості системи відповідно шпindelь патрон (Ш – П) та патрон-деталь (П – Д).

Відтискання внаслідок піддатливості системи шпindelь – патрон:

$$U_{\text{ш}} = U_{\text{ш}'} + \Delta U_{\text{ш}}, \quad (3.2)$$

де $U_{\text{ш}'}$ – відтискання шпинделя у місті з'єднання патрону на консолі “а”, під дією перенесеної до шарніру сили P_r та моменту $M_p = P_r L_p$;
 $\Delta U_{\text{ш}}$ – допоміжне відтискання шпинделя на вильоті L_p ;
 $\nu_{\text{ш}'}$ – кут повороту консолі шпинделя, що визначається експериментально або аналітичним методом.



Упругофрикційний шарнір

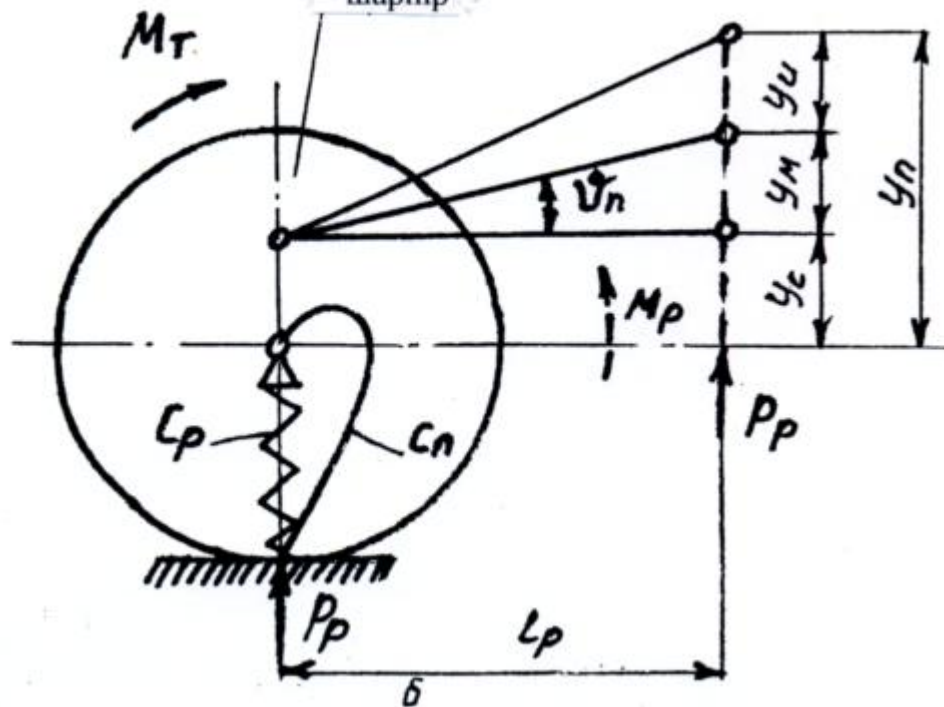


Рисунок 3.1 – Загальна розрахункова схема визначення пружних відтискань в заготовці в системі Ш – П – Д

При припущенні $M_P = 0$:

$$y'_{ш} = \frac{P_p \cdot a^2}{3E} \cdot \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1-\xi_\beta)}{J_1} \right] + P_p \cdot \left[c_1 \left(\frac{a(1-\xi_\beta) + l}{l} \right)^2 + c_2 (1-\xi_\beta) \frac{a^2}{l^2} \right] \quad (3.3)$$

де E – модуль пружності матеріалу шпинделя;

J_1 та J_2 – осьові моменти інерції перерізу шпинделя відповідно на консольній частині та між опорами;

$c_1 = l/j_1$ та $c_2 = l/j_2$ – відповідно піддатливість передньої та задньої опор шпинделя, що визначаються за реакціями R_1 та R_2 та переміщеннями δ_1 та δ_2 в відповідних опорах;

j_1 та j_2 – жорсткість опор;

ξ_β – коефіцієнт, що враховує наявність в передній опорі моменту, що уцимлюється, якщо в ній розміщено декілька рядів тіл кочення.

Відтискання в системі П – Д:

$$y_{\Pi} = y_C + y_M + y_{II}, \quad (3.4)$$

де $y_C = P_p / c_p$ – відтискання від дії сили P_p внаслідок контактних зближень в патроні;

$y_M = v_{\Pi} L_p$ – відтискання від дії моменту $M_p = P_p L_p$ внаслідок контактних зближень та кутових зазорів (звичайно в конічному з'єднанні) в патроні;

$y_{II} = \frac{P_p I_p^3}{3EJ}$ – відтискання самої деталі (оправки) при абсолютно жорсткій консольній заправці; де J – осьовий момент інерції деталі (оправки чи прутка).

Експериментальними дослідженнями, що проводились раніше, встановлено, що величина $y_C \ll y_M$, тому величиною y_C можна знехтувати.

Кут:

$$v_{\Pi} = v_1 + v_2, \text{ рад} \quad (3.5)$$

де v_1 – кутовий зазор в конічному з'єднанні, що вибирається при умові, що момент M_p перевищує момент пружного опору пелюстків та губок цанги (складає 10 ... 30");

v_2 – кут повороту балки на пружній основі [5, 6]:

$$v_2 \cong \frac{2\beta^2 P_p k}{B} (1 + 2\beta l_p), \quad (3.6)$$

де $\beta = \sqrt[4]{\frac{I}{13} k d^3}$, $k = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2/\text{Н}$ – коефіцієнт контактної піддатливості;

d – діаметр прутка, см;

$B = \frac{\pi d}{4}$ – приведена ширина пружної основи;

L_p – виліт прутка, см.

Для точних розрахунків U_{II} , доцільно v_{II} визначити експериментально.

Для вимірювання пружних відтискань в патроні використовують індикатори ($I_1 - I_6$). Заготовка затискається в цанзі з вильотом довжиною L_p . На кінець заготовки встановлюється пристрій з вимірювальними індикаторами I_1, I_2, I_3 , рисунок 3.2

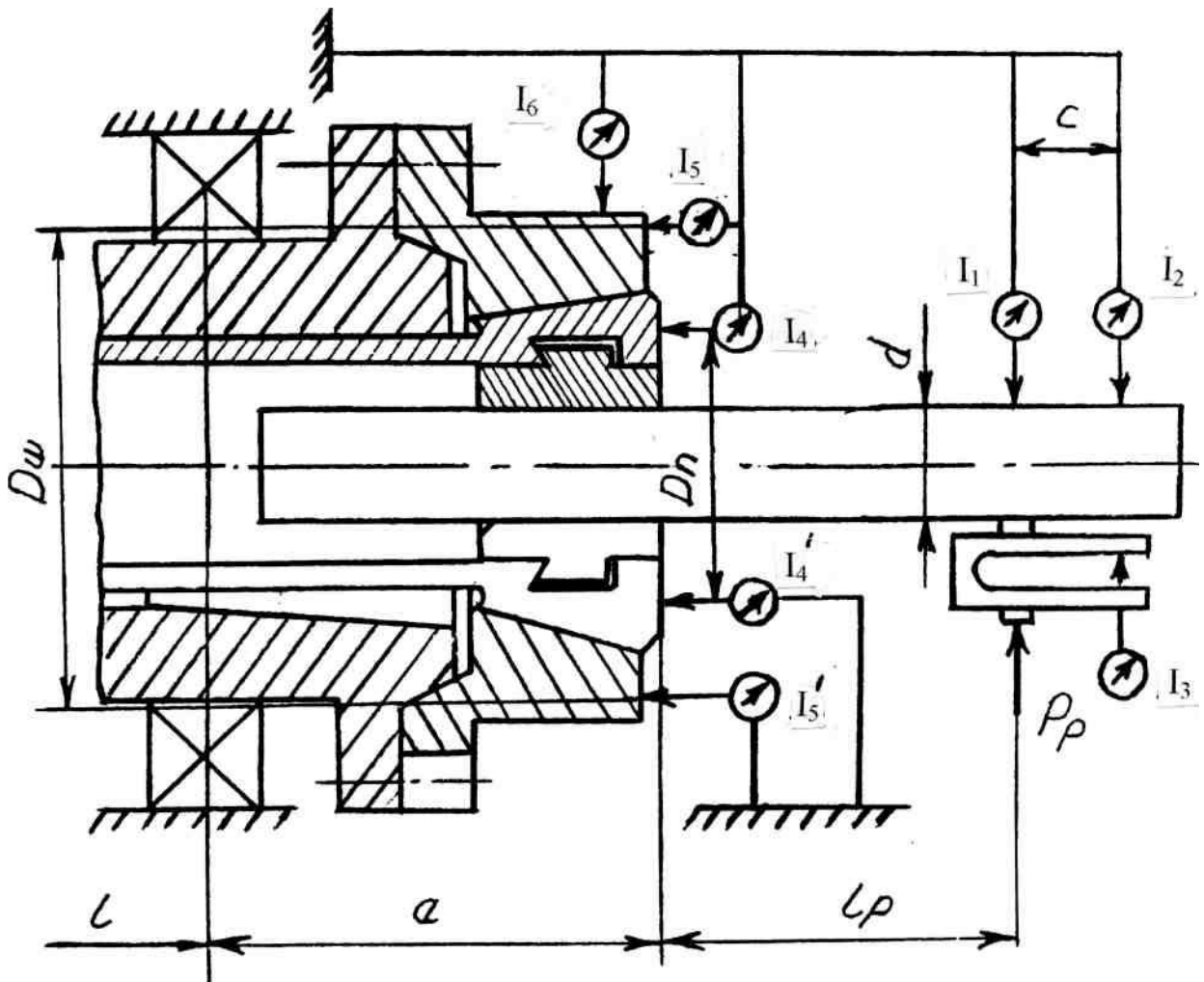


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема визначення пружних відтискань в патроні

3.3 Теоретичний розрахунок

3.3.1 Довідкові дані

Ескіз шпиндельного вузла представлений на рисунку 3.3.

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – матеріал шпинделя (Ст 40Х).

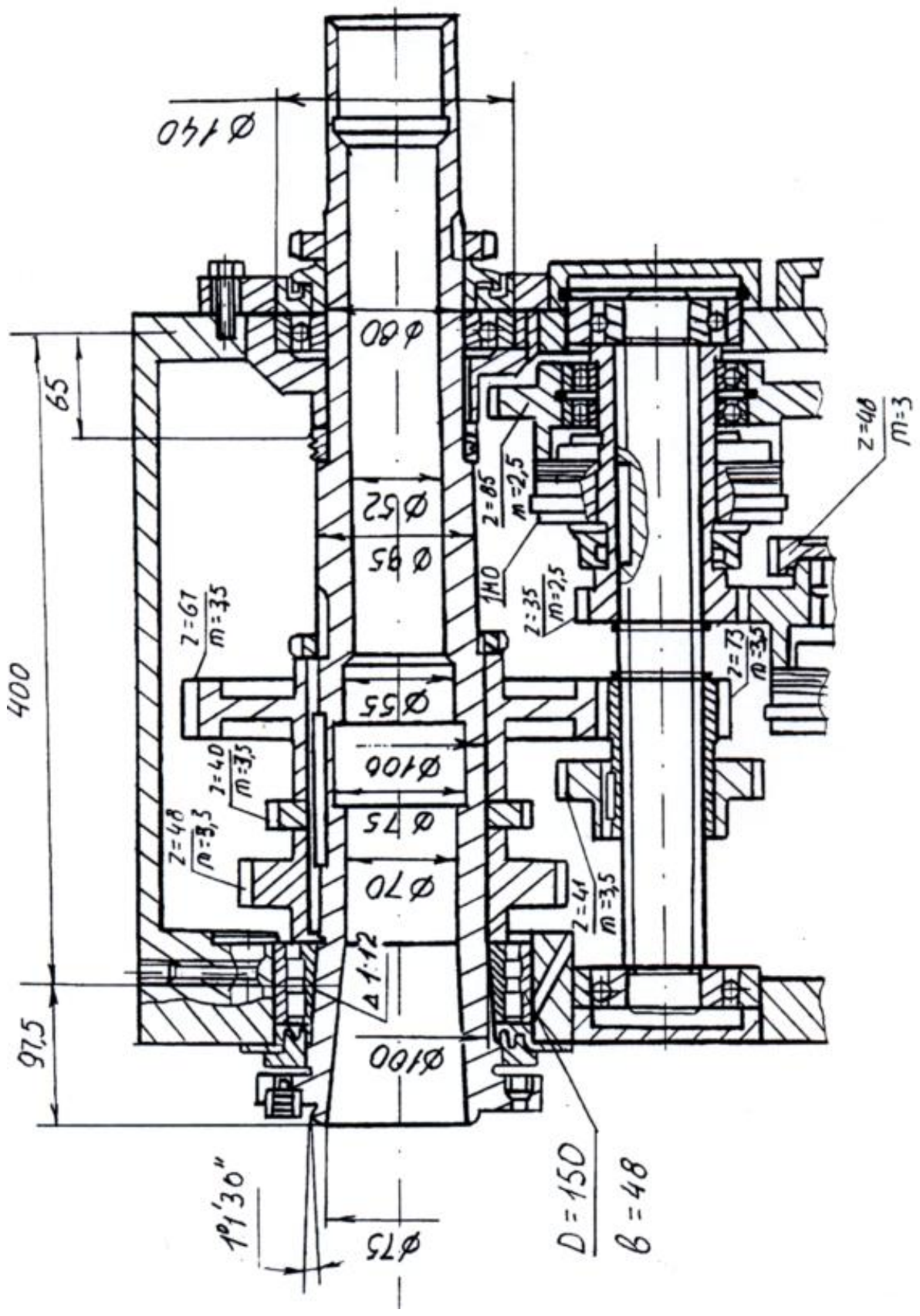


Рисунок 3.3 – Ескіз штиндельного вузла

$$J_1 = J_2 = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64}, [мм^4] \text{ – момент інерції перерізу шпинделя.}$$

На консолі шпинделя: $d = 106,4$ мм, $d_0 = 76$ мм.

Поміж опори шпинделя: $d = 95$ мм, $d_0 = 52$ мм, $\xi = 0,4$.

Реакції опор шпинделя, дивись рисунок 3.4, визначаються:

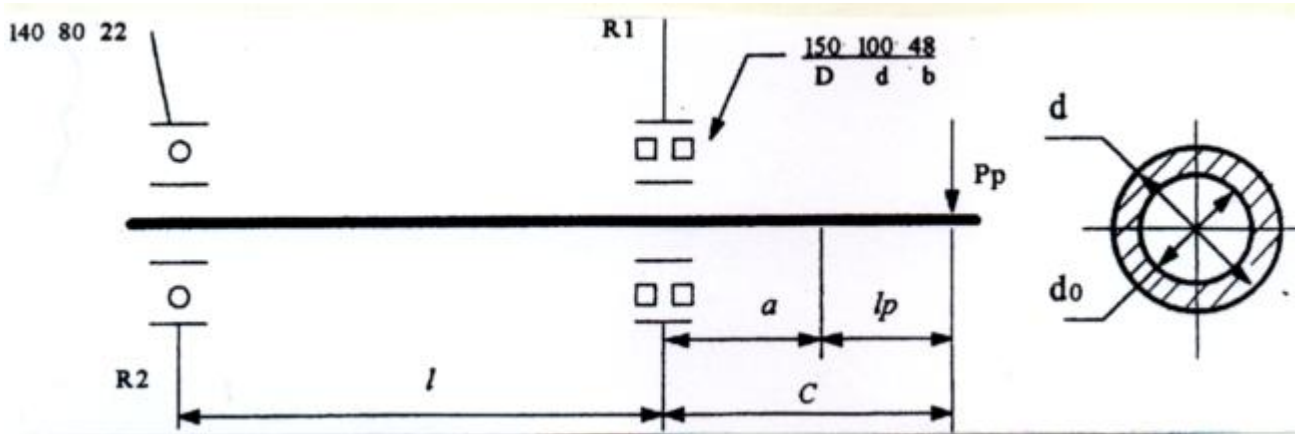


Рисунок 3.4 – Схема визначення реакцій опор шпинделя

$$R_2 = P_p \frac{l}{c} \quad R_1 = P_p + R_2 \quad l = 400 \text{ мм} \quad c = a + l_p \quad a = 139 \text{ мм}$$

Момент інерції оправки:

$$J = \frac{\pi D^4}{64} [мм^4]$$

Прогин шпинделя, дивись рисунок 3.5, визначається:

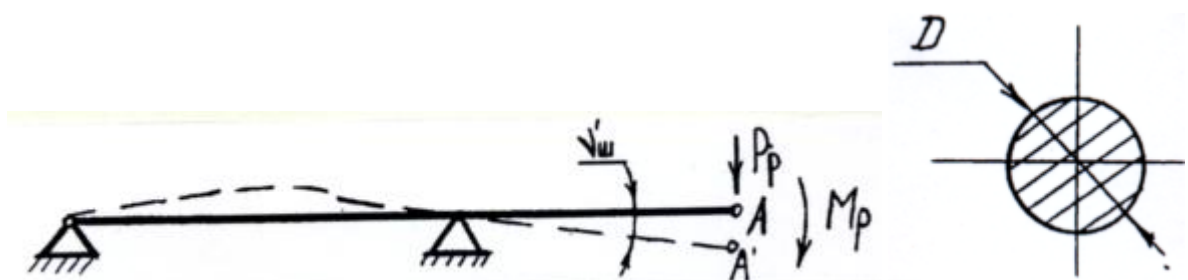


Рисунок 3.5 – Схема визначення прогину шпинделя

$$v'_{w'} = v'_{w1} + v'_{w2}, \quad v'_{w'} = \frac{P_p \cdot c}{6 \cdot E \cdot J} (2 \cdot l + 3 \cdot c), \quad v'_{w2} = \theta_{A2} = \frac{M_p \cdot l}{3 \cdot E \cdot J}, \quad M_p = P_p \cdot l_p$$

J – усереднений момент інерції шпинделя.

3.3.2 Приклад розрахунку жорсткості шпindelного вузла

Вхідні дані:

$d = 27$ мм – діаметр оправки;

$P_p = 2000$ Н – сила навантаження оправки;

$l_p = 135$ мм.

Розрахунок:

1) Допоміжне відтискання шпindelя:

$$\Delta Y_{ш} = v'_{ш} \cdot l_p$$

де за даними з довідника:

$$v'_{ш} = v'_{ш1} + v'_{ш2}, v'_{ш} = \frac{P_p \cdot c}{6 \cdot E \cdot J} (2 \cdot l + 3 \cdot c) = \frac{M_p \cdot l}{3 \cdot E \cdot J} = 0,00023 \text{ рад}$$

де $c = a + l_p = 139 + 135 = 274$ мм;

$L = 400$ мм, $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² = МПа,

маємо $\Delta Y_{ш} = 0,000226 \cdot 135 = 0,03051$ мм;

$$J_1 = J_2 = \frac{\pi(d_{cp}^4 - d_0^4)}{64} = \frac{\pi(96,4^4 - 52^4)}{64} = 3880230 \text{ мм}^4, d_0 = 52 \text{ мм.}$$

$$d_{cp} = \frac{d_1 \cdot l_1 + d_2 \cdot l_2 + d_3 \cdot l_3 + d_4 \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4} = \frac{80 \cdot 80 + 95 \cdot 100 + 100 \cdot 190 + 106 \cdot 80}{80 + 100 + 190 + 80} = 96,4 \text{ мм}$$

де d_1, d_2, \dots – зовнішні діаметри; l_1, l_2, \dots – ділянки шпindelя;

l_1, l_2, \dots – довжина цих ділянок шпindelя;

J – момент інерції середнього перерізу шпindelя;

$$M_p = P_p \cdot l_p = 2000 \cdot 135 = 270000 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

2) Відтискання шпindelя в місці приєднання на консолі a

$$y'_{ш} = y_1 + y_2 = \frac{P_p \cdot a^2}{3 \cdot E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1 - \xi^3)}{J_1} \right] + P_p \left[c_1 \left(\frac{a(1 - \xi^3) + l}{l} \right)^2 + c_2 \left(-\xi^3 \frac{a^2}{l^2} \right) \right] = 0,13999 \text{ мм}$$

де $a = 139$ мм, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

$$J_1 = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64} = \frac{\pi(106,4^4 - 76^4)}{64} = 4653580 \text{ мм}^4 \text{ (на консолі)}$$

$$J_2 = \frac{\pi(95^4 - 52^4)}{64} = 3639290 \text{ мм}^4 \text{ (між опорами)}$$

де $L = 400$ мм, $\xi = 0,4$, $c = 274$ мм.

Розрахунок жорсткості та піддатливості опор

$$R_2 = P_p \frac{l}{c} = 2000 \frac{400}{274} = 2919,708 \text{ Н}$$

$$R_1 = P_p + R_2 = 2000 + 2919,708 = 4919,708 \text{ Н}$$

Переміщення в опорах δ_1 та δ_2 визначаємо за методичними вказівками до самостійної роботи з курсу МРС та ПР, розділ "Шпиндельні вузли", стор. 12.

Для передньої опори:

$$\delta_1 = \delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = k_1 \cdot R^a + \frac{4 \cdot R \cdot k_2}{\pi \cdot d \cdot B} \left(1 + \frac{d}{D} \right) = 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 4919,7 + \frac{4 \cdot 4919,7 \cdot 0,001}{\pi \cdot 100 \cdot 48} \times$$

$$\times \left(1 + \frac{100}{150} \right) = 0,2007 \text{ мм}$$

де $d \times D \times B = 100 \times 150 \times 48$ мм – розміри підшипника,

$$a = 1, K_1 = \frac{0,4}{100} \cdot 10^{-2} = 4 \cdot 10^{-4}, K_2 = 0,001$$

$$\text{Тоді } J_1 = \frac{R}{\delta_r' + \delta_r''} = \frac{4919}{0,2007} = 24512,701 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Для задньої опори:

$$\delta_2 = \delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = k_1 \cdot R^a + \frac{4 \cdot R \cdot k_2}{\pi \cdot d \cdot B} \left(1 + \frac{d}{D} \right) = 0,16 \cdot 10^{-3} \cdot 2919,7^{\frac{2}{13}} + \frac{4 \cdot 2919,7 \cdot 0,0008}{\pi \cdot 80 \cdot 22} \times$$

$$\times \left(1 + \frac{80}{140} \right) = 0,0027 \text{ мм}$$

де $R = R_2$, $d \times D \times B = 80 \times 140 \times 22$ мм – розмір підшипника,

$$a = 2/3, K_1 = 0,002 \cdot 80 \cdot 10^{-2} = 0,16 \cdot 10^{-2}, K_2 = 0,0008$$

$$\text{Тоді } J_2 = \frac{R}{\delta_r' + \delta_r''} = \frac{2919,708}{0,3295} = 10813,73,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Піддатливість опор:

$$c_1 = \frac{1}{J_1} = \frac{1}{24726,709} = 4,079516 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$c_2 = \frac{1}{J_2} = \frac{1}{8860,927} = 9,248 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

3) Відтискання від дії моменту M_p внаслідок контактних наближень кутових зазорів в патроні:

$$v_M = v_{\Pi} \cdot l_p = 4,8513 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \cdot 135 \text{ мм} = 0,00655 \text{ мм}$$

де $v_{\Pi} = v_1 + v_2 = 4,848 \cdot 10^{-4} + 3372 \cdot 10^{-8} = 4,8489 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$

$$v_1 = \frac{\pi \left(0''/60 \cdot 60'' \right)}{180} = 4,848 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\nu_2 \cong \frac{2\beta^2 P_p k}{B} (1 + 2\beta l_p) = \frac{2 \cdot 0,034^2 \cdot 200 \cdot 0,2 \cdot 10^6}{2,12} (1 + 2 \cdot 0,034 \cdot 13,5) = 8,367 \cdot 10^4 \text{ рад}$$

$$\text{де } \beta = \sqrt[4]{\frac{k d^3}{13}} = \sqrt[4]{\frac{0,2 \cdot 10^{-6} \cdot 2,7^3}{13}} = 0,02346$$

$$d = 27 \text{ мм} = 2,7 \text{ см}$$

$$k = 0,2 \cdot 10^{-6}$$

$$B = \frac{n \cdot d}{4} = \frac{n \cdot 2,7}{4} = 2,12058$$

$$l_p = 135 \text{ мм} = 13,5 \text{ см}$$

4) Відтискання оправки при абсолютно жорсткій консольній заправці

$$y_{II} = \frac{P_p \cdot l_p^3}{3 \cdot E \cdot J} = \frac{2000 \cdot 135^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 26087,049} = 0,29941 \text{ мм}$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 27^4}{64} = 26087,049 \text{ мм}^4$$

Величиною y_c можна знехтувати, тобто вважаємо що $y_c = 0$.

Таким чином відтискання в системі патрон – деталь:

$$Y_{II} = Y_c + Y_M + Y_{II} = 0 + 0,00655 + 0,29941 = 0,30596 \text{ мм}$$

Відтискання в системі шпindelь – патрон:

$$Y_{III} = Y_{III}' + \Delta Y_{III} = 0,13999 + 0,03051 = 0,1705 \text{ мм}$$

Сумарні відтискання оправки:

$$Y_{\Sigma} = Y_{III} + Y_{II} = 0,1705 + 0,30596 = 0,4765 \text{ мм}$$

Варіанти завдань для індивідуального розрахунку наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Варіанти завдань для індивідуального розрахунку

| Варіант | 1 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| d , мм | 2 | 27 | 28 | 26,5 | 27 | 28 | 26,5 | 27 | 28 | 26,5 | |
| P_p , мм | 3 | 5000 | 4500 | 4000 | 4800 | 4300 | 4750 | 4750 | 4400 | 4100 | |
| l_p , мм | 4 | 100 | 120 | 80 | 130 | 125 | 145 | 160 | 170 | 90 | |
| | | | | | | | | | | | |
| 1 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| 2 | 27 | 28 | 26,5 | 27 | 28 | 26,5 | 27 | 28 | 26,5 | 27 | 28 |
| 3 | 4500 | 4600 | 4250 | 4700 | 4900 | 4500 | 4000 | 4550 | 4200 | 4500 | 5000 |
| 4 | 140 | 135 | 110 | 145 | 150 | 100 | 150 | 115 | 165 | 100 | 120 |

3.4 Опис експериментальної установки

Докладний опис конструктивних особливостей та компоновки стенду наведено в методичних вказівках до лабораторної роботи №1. Для дослідження пружнодемпфуючих властивостей системи Ш – П – Д при двосторонньому навантаженні зі сторони переднього кінця шпинделя використовується спеціальний пристрій, рисунок 3.6.

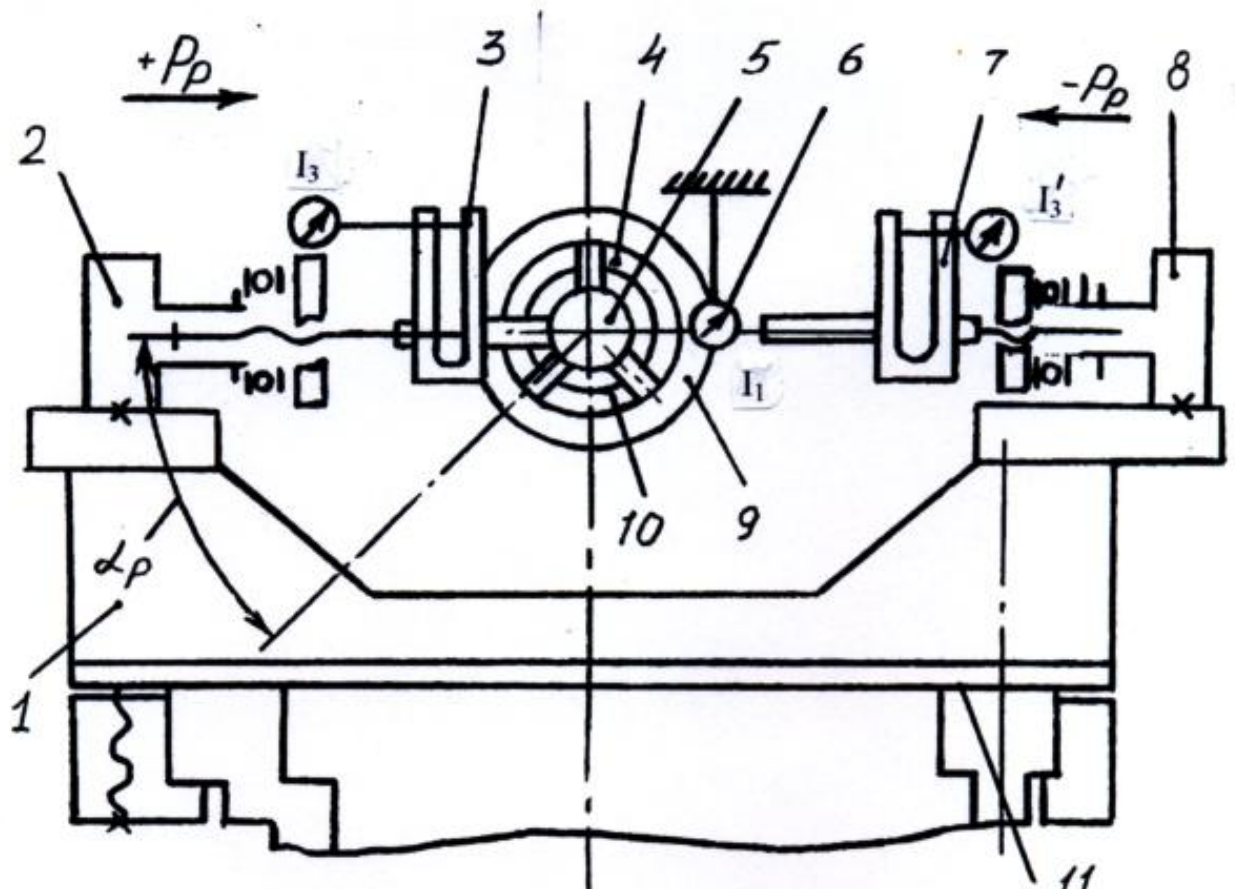


Рисунок 3.6 – Схема експериментальної установки для дослідження жорсткості закріплення заготовки в цанговому патроні

Рама – кронштейн встановлена на плиті 11, що зв'язана з площиною станини стенду, та притиснута до неї болтами. На рамі по обидві сторони шпинделя 9 знаходяться навантажувальні пристрої 2 та 8 з динамометрами затискання 3 та 7. Кут навантаження α_p , що визначає положення прорізу панти 4 відносно місця прикладання та лінії дії радіальної сили P_p , змінюється поворотом заготовки (оправки) 5 разом шпинделем, рисунок 3.7.

Різна база затиску “а” створюється зміною вкладишів 10 з отворами діаметром $d_o = 39$ мм (по Н7). Відтискання заготовки на визначеному вильоті визначають за допомогою індикатора 6 (I_1) або декількох індикаторів (для встановлення кутового відтискання), закріплених на корпусі шпиндельної бабки, тобто з врахуванням відтискання шпинделя.

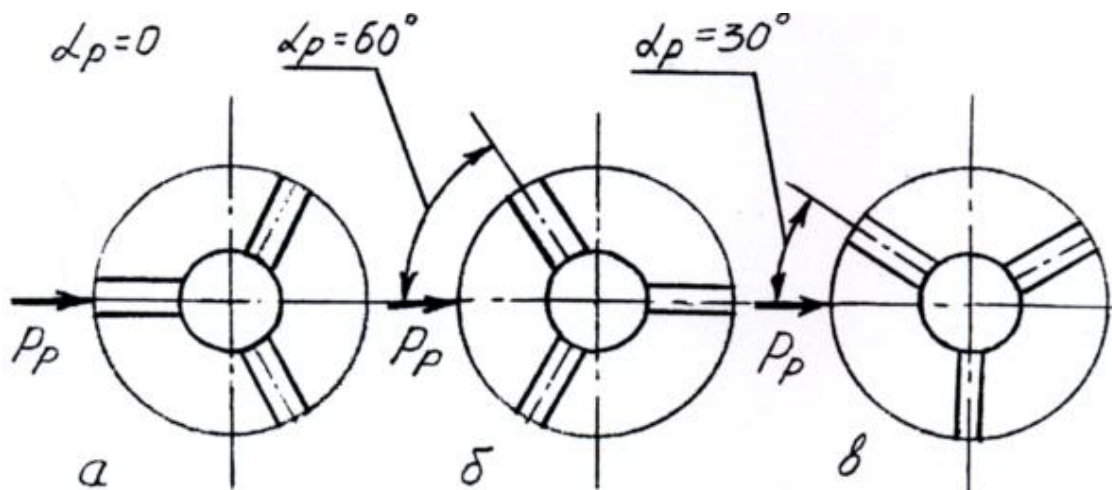


Рисунок 3.7 – Варіанти навантаження оправки відносно прорізів цанги

3.5 Послідовність виконання лабораторної роботи

Пружнодемпфуючі властивості системи Ш – П – Д визначають при найбільшій b_{max} та найменшій b_{min} базах затиску та при двох значеннях тиску затиснення $P=0,8$ та $1,5$ МПа. Експеримент проводять в такій послідовності:

1) Встановлюють вкладиш з базою b_{max} та настроюють тиск затиснення $P=0,8$ МПа. Прокручуючи шпиндель, розташовують затиснену оправку діаметром $d = d_0 = 27$ мм разом з цангою так, щоб прорізь співпадала з напрямком дії сили $+ P_p$, рисунок 3.7.

2) Здійснюють ступінчате навантаження до 5 кН з дискретністю через 1 кН на вильоті $L_p = 100$ мм та вимірюють індикатором I_1 відтискання y . Потім ступінчато розвантажують систему до $P_p = 0$, реєструючи показники індикатора I_1 . Навантаження створюють, рисунок 3.6, навантажувальним пристроєм 2 через динамометр 3 (за показниками індикатора I_3) також до 5 кН. Потім знімають навантаження ступінчато та ще раз ступінчато навантажують до $+ P_p = 5$ кН. Аналогічний дослід повторюють при $p = 1,6$ МПа.

3) Після цього здійснюють заміну вкладиша з b_{max} на вкладиш b_{min} та повторюють експеримент у викладеній послідовності.

4) Отримані результати заносять до таблиці 3.2 та по ним будують діаграму відтискань заготовки в цанговому патроні, рисунок 3.8. За діаграмою визначають зону нечутливості – люфт Z_0 на осі ординат. враховуючи, що площа петлі гістерезису $y = f(P_p)$ чисельно дорівнює роботі, що визначається на пружнопластичні деформації цангового патрону в середелі шпинделя, визначають для прийнятих в експерименті значень p та b , коефіцієнт демпферування:

$$\xi = \frac{\Delta A}{A_H} = \frac{A_H - A_p}{A_H} \quad (3.7)$$

де ΔA – втрата (розсіювання) енергії, пропорційно площі петлі гістерезису, рисунок 3.8 – заштрихована зона;

A_H та A_p – робота при навантаженні силою P_p та розвантаженні.

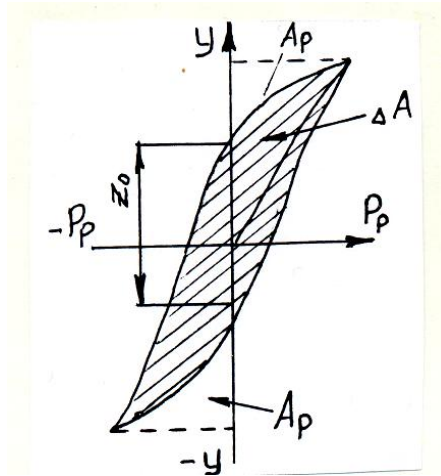


Рисунок 3.8 – Типова діаграма відтискань

Для визначення площі користуються планіметром або міліметровою.

5) Аналізують характер зміни пружнодемпфуючих властивостей системи Ш – П – Д при різних значеннях тиску p та базах затиску b .

6) Для одержання експериментальних даних, необхідних для побудови кругової діаграми відтискань заготовки в системі Ш – П – Д проводять досліди з оправками двох діаметрів $d = d_0 = 39$ мм та $d_2 = 40$ мм, вкладишами з b_{max} при двох значеннях тиску в приводі затиску $P_1 = 0,8$ та $P_2 = 1,6$ МПа. Три рази здійснюють ступінчате навантаження та розвантаження системи за трьома схемами, що приведені на рисунку 3.7, для зміни схеми навантаження шпиндель повертають на 30° . Результати заносять до таблиці 3.3.

7) За результатами другого та третього навантажень, відповідних попередньо навантаженій системі (після першого навантаження), знаходять середні значення відтискань та за ними будують кругові діаграми відтискань для $P_p = 2$ та 5 кН певному масштабі.

8) Визначають середню радіальну жорсткість $j_p = P_p / y$ та коефіцієнт нерівномірності жорсткості по кутовій координаті для різних p та d :

$$\delta_j = \frac{\Delta j}{j_{cp}} = \frac{2 \cdot (j_{max} - j_{min})}{j_{max} + j_{min}}$$

j_{min}, j_{max} – відповідно мінімальне та максимальне значення жорсткості та одного значення p та d при зміні кута α_p $0 \dots 360^\circ$ (або до 60°).

9) Аналізують вплив різних факторів на зміну δ_j .

10) Дослідження пружних переміщень елементів системи Ш – П – Д здійснюється вимірювання відтискань за схемою на рисунку 3.2.

Здійснюють триразове навантаження системи через оправу $d = d_0 = 39$ мм при налагодженні тиску в приводі затиснення $p = 1,6$ МПа силою $P_p = 5$ кН. Відтиск елементів реєструють за показниками індикаторів та заносять до таблиці 3.4.

Таблиця 3.2 -- Результати дослідження пружнодемпфуючих властивостей системи Ш-П-Д

| Змінює- мий парамет | Сила, кН | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|--------------|---|---|---|---|---------------|---|---|---|---|--------------|----|----|----|----|---|---|---|---|---|---|--|
| | Навантаження | | | | | Розвантаження | | | | | Навантаження | | | | | | | | | | | |
| | +Pp | | | | | -Pp | | | | | +Pp | | | | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 0 | -1 | -2 | -3 | -4 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| $b_{max}^=$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| МПа | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $(S_{\Sigma}^=$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| кН) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $b_{max}^=$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| МПа | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $(S_{\Sigma}^=$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| кН) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Таблиця 3.3 – Результати дослідження пружних відтискань в системі Ш-П-Д при $l_p = 100\text{мм}$, $D_{II} = 100\text{мм}$, $D_{III} = 120\text{мм}$, $C = 50\text{мм}$

| Індикатор | Зміни | | | | | | Середнє значення | |
|-----------------|-------|---|----|---|-----|---|------------------|---|
| | I | | II | | III | | | |
| | Н | Р | Н | Р | Н | Р | Н | Р |
| I ₁ | | | | | | | | |
| I ₂ | | | | | | | | |
| I ₄ | | | | | | | | |
| I' ₄ | | | | | | | | |
| I ₅ | | | | | | | | |
| I' ₅ | | | | | | | | |
| I ₆ | | | | | | | | |

11) За середніми значеннями показників індикаторів визначають:

за індикатором I₁ – y_{Σ} ;

за індикатором I₁ та I₂ – кут $\nu_{II} + \nu_{III} = (I_1 - I_2) / c$;

за індикатором I₄ та I'₄ – кут $\nu_{II} = (I'_4 - I_4) / D_{II}$;

за індикатором I₅ та I'₅ – кут $\nu_{III} = (I'_5 - I_5) / D_{III}$;

за індикатором I₆ – y'_{III}

12) Експериментальними значеннями ν_{II} та ν_{III} користуються при аналітичному розрахунку y_{Σ} за формулою 3.1 та доповнюючими її формулами.

13) Результати розрахунку $y_{\Sigma T}$ порівнюють з експериментальними значеннями та знаходять похибку розгортання:

$$\Delta y = (y_{\Sigma T} - y_{\Sigma e}) / y_{\Sigma e} \quad (3.9)$$

14) Аналізують розходження в результатах експерименту та розрахунку, розробляють рекомендації для уточнення методики розрахунку та збільшенню жорсткості затиску заготовки.

3.6. Зміст звіту по лабораторній роботі

Звіт по лабораторній роботі повинен мати наступні розділи:

- 1) назва лабораторної роботи;
- 2) мета роботи;
- 3) короткі теоретичні відомості;
- 4) послідовність виконання лабораторної роботи;
- 5) теоретичний розрахунок;
- 6) результати вимірювань та їх обробку;
- 7) висновки по лабораторній роботі.

Таблиця 3.4 – Результати дослідження жорсткості системи Ш –П –Д при різних схемах навантаження

| Р, МПа | d, мм | Р _р , кН | Відтискання (I ₁),мм | | | | | | | | J _р , кН/мм |
|-----------|----------|------------------------|----------------------------------|---|----------------|---|-----------------|---|------------------------------|---|---------------------------|
| | | | I вимірювання | | II вимірювання | | III вимірювання | | Сер. значення II та I виміру | | |
| | | | Н | Р | Н | Р | Н | Р | Н | Р | |
| 0,8 | 39 | 0 | | | | | | | | | |
| | | 1 | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | |
| | | 3 | | | | | | | | | |
| | | 4 | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | | | |
| | 40 | 0 | | | | | | | | | |
| | | 1 | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | |
| | | 3 | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | |
| 1,6 | 39 | 0 | | | | | | | | | |
| | | 1 | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | |
| | | 3 | | | | | | | | | |
| | | 4 | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | | | |
| | 40 | 0 | | | | | | | | | |
| | | 1 | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | |
| | | 3 | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | |

ЗМІСТ

- 1) Лабораторна робота №1 “Дослідження силових параметрів цангового затискача токарно-револьверного верстата моделі 1341” 3
- 2) Лабораторна робота №2 “Розрахунок і вимірювання витрат на тертя в приводі токарно-револьверного верстату моделі 1Н325” 18
- 3) Лабораторна робота №3 “Дослідження жорсткісних характеристик шпindelного вузла з затискним механізмом токарно-револьверного верстата” 35