

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З ДИСЦИПЛІНИ
«ДЕТАЛІ МАШИН»

для студентів спеціальності
133 – Галузеве машинобудування

Харків
ХНАДУ
2020

Укладачі: Перегон В. А.
 Воропай О. В.
 Шарапата А.С.

Кафедра деталей машин і ТММ

ОСНОВНІ ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ПРИ ВИКОНАННІ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Увага: Перевірка і будь-які перекомутації виконувати тільки при знеструмленій мережі!

**До початку роботи викладачу або завідувачу лабораторією
необхідно:**

- перевірити з'єднання і клема для поточної лабораторної роботи;
- перевірити справність заземлень обладнання;
- перевірити наявність живлення;
- перевірити справність стендів;
- при необхідності усунення проблем у мережі необхідно працювати при вимкнених рубильниках і тумблерах;
- одяг не повинен мати довгих піл, кінців зав'язок, які можуть бути захоплені частинами обладнання, що рухаються;
- налагодження установки для проведення експерименту робити тільки при вимкненій машині;
- перед початком експерименту переконатися, що ніхто із присутніх не перебуває поблизу рухомих частин машини.

Забороняється:

- студентам вмикати без дозволу викладача рубильники і пускові кнопки;
- вмикати машини при відкритих захисних щитках, дверях і т.п.;
- торкати важелі і ручки керування машин і приладів, що не стосуються роботи;
- користуватися несправними інструментами і приладами.

Вказівки з техніки безпеки

1. Перед початком лабораторної роботи перевірити наявність заземлення дослідної машини і приладів. Без заземлення або з

ушкодженим заземленням проводити лабораторну роботу забороняється.

2. Ввімкнення машин і приладів здійснюється в присутності викладача.

3. Обслуговування різьбових з'єднань, що досліджуються, дозволяється тільки при відсутності зовнішнього навантаження.

4. Під час переміщення стола машини ДМ-30А не допускається знаходження рук експериментаторів у робочій зоні між стійками машини.

При нещасному випадку:

- негайно відключити електроживлення установки;
- надати першу допомогу потерпілому;
- повідомити керівнику занять;
- при необхідності, звернутися в медичний пункт ХНАДУ;
- викликати, при необхідності, швидку допомогу за телефоном 103.

УВАГА!

Звертається особлива увага на дотримання обережності під час роботи приводу переміщення стола машини ДМ-30А; у цей час не допускається знаходження рук експериментатора в робочій зоні машини.

Лабораторне обладнання має напругу на вході 380 В; апаратура для посилення сигналу від електричних засобів вимірів – 220 В. Тому студентам слід дотримуватися обережності в поводженні з лабораторним обладнанням.

ВСТУП

«МЕТОДИ ВИПРОБУВАНЬ І ВИМІРЮВАЛЬНІ ЗАСОБИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН»

Мета роботи – ознайомити студентів з найпоширенішими методами виміру фізичних величин і деякими методами випробувань деталей машин.

Короткі відомості про випробування

Деталі машин випробовують відповідно до їх критеріїв працездатності: на точність, втрати на тертя, міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість.

Вимір механічних параметрів при випробуваннях деталей машин зводиться до виміру переміщень (у тому числі кутових), деформацій, швидкостей, прискорень, сил, моментів, напружень, температури і т.д.

1) Вимір деформацій і лінійних переміщень

Для виміру *деформацій*, і побічного виміру *переміщень, сил і моментів* широке застосування знайшли тензорезистори (тензодатчики).

Зупинимося на тензодатчиках і тензометрії більш детально, тому що вони будуть використовуватися в більшості лабораторних робіт з деталей машин.

«Тензо» у перекладі з латині означає «розтягування». Тензодатчик являє собою плоску спіраль із тонкого константанового дроту (рис. 1, *а*) або фольги (рис. 1, *б*), що наклеюється на підкладку, яка, у свою чергу, наклеюється на деталь. Датчик деформується разом з деталлю. Деформації спіралі в напрямку поздовжніх ділянок пропорційні відносній зміні опору тензорезистора.

Фольгові датчики допускають підвищений струм завдяки більшій поверхні контакту спіралі з поверхнею деталі (і тому кращому тепловідводу). Вони навіть можуть працювати без

посилення сигналу і мають меншу чутливість до поперечних деформацій.

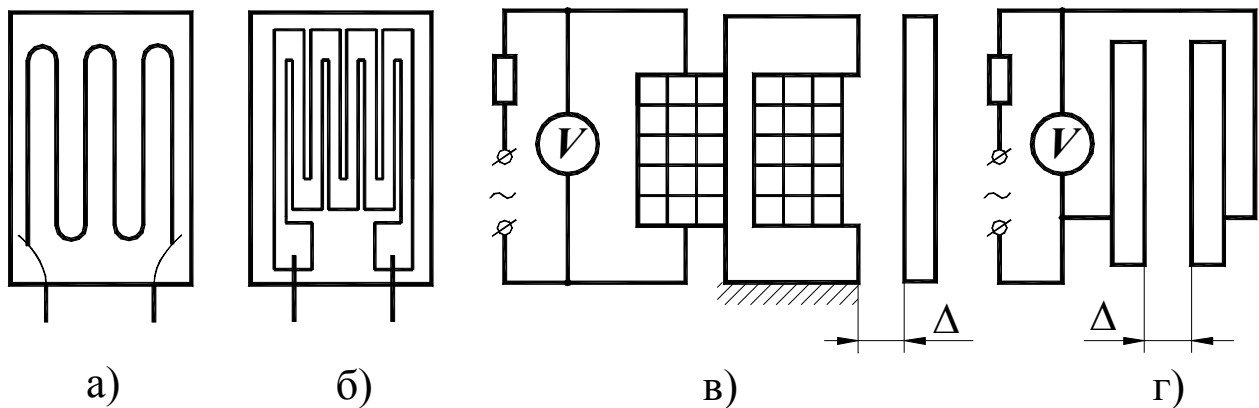


Рисунок 1 – Датчики переміщень

Застосування мостових схем дозволяє багато в чому знизити гостроту цих проблем. На рис. 2 представлені мостові схеми з різним під'єднанням датчиків (вони показані змінними резисторами) при живленні постійною напругою ($U_a = \text{const}$), а в табл. 1 наведені функціональні залежності для цих схем.

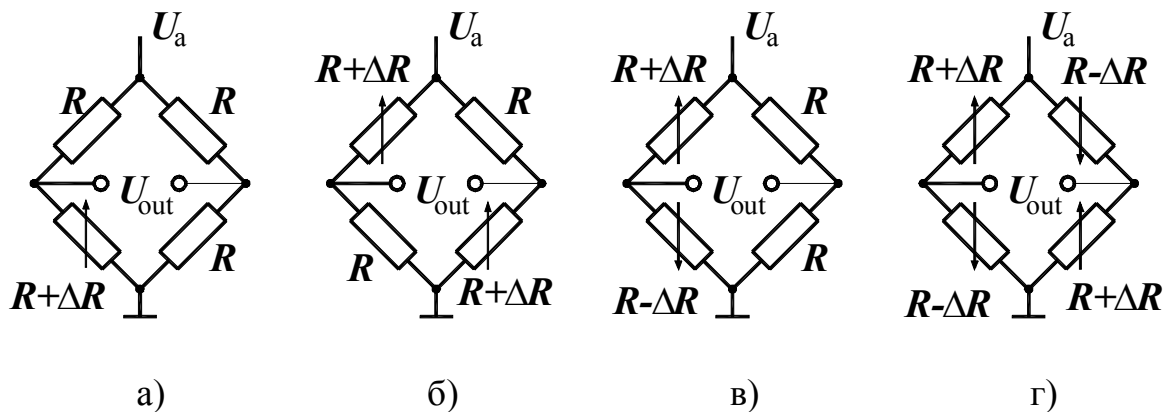


Рисунок 2 – Мостові схеми

Таблиця 1 – Залежність параметрів мостових схем

Схема	Рис. 2 а	Рис. 2 б	Рис. 2 в	Рис. 2 г
U_{out}	$\frac{U_a}{4} \frac{\Delta R}{R + \Delta R/2}$	$\frac{U_a}{4} \frac{\Delta R}{R + \Delta R/2}$	$\frac{U_a}{2} \frac{\Delta R}{R}$	$U_a \frac{\Delta R}{R}$
Похибка лінійності	0.5 %/%	0.5 %/%	0	0

Як бачимо, схема з одним датчиком, що частіше за все використовується, має помітну похибку лінійності. Кращими в

розумінні лінійності властивостями володіють мостові схеми з живленням незмінним постійним струмом, що наведені на рис. 3, а в табл. 2 представлені характеристики цих схем.

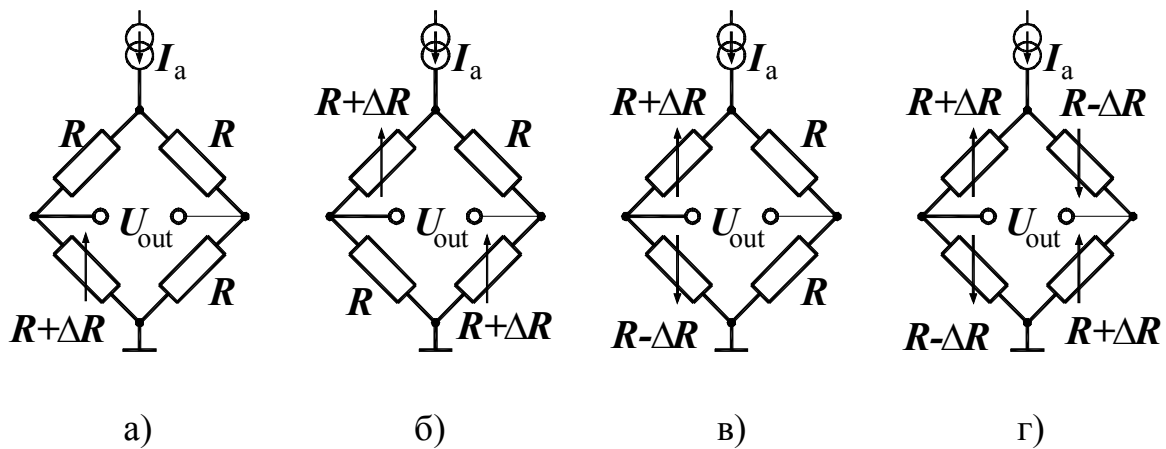


Рисунок 3 – Мостові схеми

Таблиця 2 – Залежність параметрів мостових схем

Схема	Рис. 3 а	Рис. 3 б	Рис. 3 в	Рис. 3 г
U_{out}	$\frac{I_a R}{4} \frac{\Delta R}{R + \Delta R/4}$	$\frac{I_a}{2} \Delta R$	$\frac{I_a}{2} \Delta R$	$I_a \Delta R$
Похибка лінійності	0.5 %/%	0	0	0

Поряд з тензодатчиками для виміру деформацій (сил і т.д.) використовують п'єзодатчики. «П'єзо» у перекладі з латині означає «стиск». У п'єзодатчиках на гранях поверхні кристала (кварц, турмалін, титанат барію та ін.), що є чутливим елементом, виникає електричний заряд, пропорційний силі стиску кристала. Відзначимо, що в порівнянні з тензодатчиками п'єзодатчики мають більш високу чутливість, але і куди більш високу вартість.

Для виміру лінійних переміщень також використовують резистивні (зміна опору R) індуктивні (зміна індуктивності L) і ємнісні (зміна ємності C) датчики. Вони можуть застосовуватися як безконтактні засоби.

Індуктивний датчик (рис. 1, в) складається із сердечника, якоря і котушки індуктивності. Сердечник і якорь поєднуються з деталями, відносний зсув яких потрібно виміряти. При взаємному зсуві деталей змінюються зазор і індуктивний опір котушки.

Ємнісний датчик (рис. 1, з) являє собою електричні ізольовані паралельні пластинки (конденсатор), зазор між якими і ємність конденсатора змінюються відповідно до вимірюваним переміщенням.

Індуктивні і ємнісні датчики вимагають наявності живлячої напруги. При живленні змінною напругою реєструють струм у ланцюзі і визначають реактивний опір. При живленні від ланцюга постійного струму, активний елемент датчика з націпними елементами утворює коливальний контур. У цьому випадку реєструють частоту струму в контурі, що залежить від параметрів датчика, які змінюються.

2) Вимір швидкості і прискорення

Для визначення значення величин *швидкості* і *прискорення* можна використати як побічні методи, шляхом чисельного диференціювання даних про переміщення, так і методи безпосереднього виміру.

Для виміру швидкостей використовують механічні прилади, пристрої, що працюють на ефекті Доплера і т.п.

Для виміру прискорень застосовуються п'єзоелектричні датчики, акселерометри, сейсмічні датчики і гіроскопи. Сучасні акселерометри будуються за МЕМС – технологією, що використовує механічні характеристики кремнію. Основою датчиків є ємнісний чутливий елемент (рис. 4), що представляє собою мікромеханічну систему, сформовану на поверхні кремнієвої підкладки. Він складається із центральної пластини, закріпленої за допомогою пружних елементів, і двох нерухомих пластин. У сукупності утворюється диференціальна ємність. Центральна пластина володіє сейсмомасою і може зміщуватися під дією прискорення, міняючи, тим самим, своє положення відносно нерухомих пластин. Це призводить до зміни ємності мікроконденсатора, схема обробки сигналу фіксує це і формує вихідну напругу, що лінійно залежить від діючого прискорення.

Для виміру прискорень застосовуються акселерометри, що використовують п'єзо ефект або ємнісний ефект.

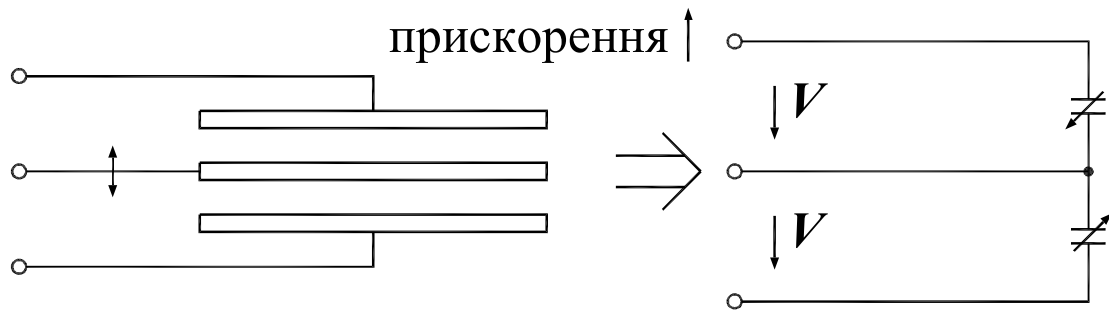


Рисунок 4 – Ємнісний чутливий елемент

3) Вимір кутових швидкостей

Для виміру *кутових швидкостей* використовують:

- оптичні датчики (рис 5);
- стробоскопи (рис. 6, а);
- індукційні датчики (рис. 6, б);
- датчики Холла (рис 7).



Рисунок 5 – Оптичні датчики

Конструктивно оптичні датчики складаються з випромінювача, що випромінює світло в різних світлових діапазонах, і приймача, що сприймає світло тієї ж довжини хвилі, що випускається випромінювачем. Випромінювач і приймач можуть бути конструктивно розміщені в одному корпусі, або можуть бути рознесені в різних корпусах.

Зона чутливості (довжина оптичного променя) оптичних датчиків різна і лежить у межах від декількох сантиметрів до десятків і навіть сотень метрів.

Оптичні датчики за способом функціонування діляться на:

1. Такі, і яких світло відбивається безпосередньо від об'єкта, кутову швидкість якого потрібно визначити. При поверненні на сенсор певної кількості світла, відбитого від об'єкта, на виході встановлюється відповідний логічний рівень. Величина зони спрацювання залежить від типу датчика, розмірів предмета, що реєструється, від його кольорів, шорсткості, кривизни поверхні і т.д. (рис. 5, б)

2. Такі, в яких світло відбивається від спеціального відбивача (рефлектора), і при перериванні променя об'єктом, видається відповідний вихідний сигнал. Дальність зони дії залежить від стану повітряного середовища, що оточує об'єкт і датчик (пил, дим, туман і т.д.). Конструктивно випромінювач і приймач також виконані в одному корпусі (рис. 5, б).

3. Датчики наскрізного типу – які мають роздільні джерело світла і приймач. Вони повинні бути розташовані співвісно один навпроти одного. Будь-який предмет, що попадає в зону світлового потоку, перериває його і викликає зміну на виході логічного рівня (рис. 5, а).

Принцип роботи індукційних датчиків заснований на зміні електрорушійної сили, що виникає при перетинанні ліній індукції магнітного поля витків обмотки і пропорційної швидкості перетинання.

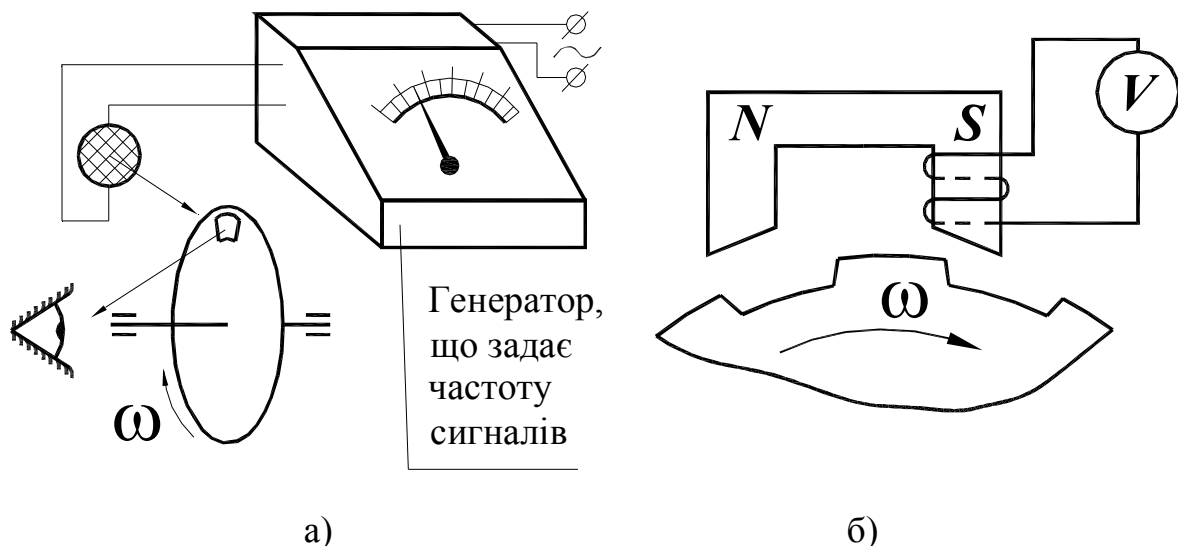


Рисунок 6 – Стробоскоп і індукційний датчик

Магнітно-індукційний датчик складається з котушки індуктивності, усередині якої знаходиться сердечник, з'єднаний з постійним магнітом. Сталевий сердечник розташований прямо над кромкою феромагнітного зубчастого колеса, що перебуває в магнітному полі постійного магніту. Між сердечником і зубчастим колесом є невеликий повітряний зазор. Якщо прямо напроти датчика попадає зуб колеса, то він концентрує магнітне поле і підсилює потік магнітної індукції в котушці, а якщо напроти датчика стає западина, то магнітний потік слабшає. Такі два стани датчика постійно чергуються при обертанні зубчастого колеса разом з валом, частота обертання якого, власне кажучи, і є вимірюваною характеристикою. У котушці наводяться імпульси напруги змінного струму, частота яких залежить від частоти обертання вала.

Робота датчиків Холла і конструкція вимірювальних комплексів (наприклад, датчик і зубчасте колесо) нагадує схему з індукційними датчиками, однак сплеск електричної напруги базується на явищі іншої фізичної природи – ефекті Холла – явищі виникнення поперечної різниці потенціалів (що називається також Холловською напругою) при знаходженні напівпровідника з постійним струмом у магнітному полі.

На теперішній час датчики на основі ефекту Холла (рис. 7) знаходять широке застосування при розв'язанні різних задач, у тому числі для визначення положення різних частин механізмів, що рухаються, їхніх швидкостей і прискорень.



Рисунок 7 – Датчики Холла

При практичному застосуванні ефекту Холла (у датчиках електричних і магнітних величин) використовують матеріал з малою концентрацією носіїв при високій їхній рухливості. Таким матеріалом є германій, кремній, арсенід індію, селенід ртуті та ін.

4) Вимір сил

Сили вимірюють динамометрами. У динамометрах застосовуються пружини, пружні системи у формі кілець (рис. 8, а), П – подібних балок (рис. 8, б) або рам.

Пружні системи не повинні мати стиків, тому що вони вносять нелінійність і демпфірування. Вимірювальними засобами зазвичай служать індикатори годинникового типу, тензодатчики і п'єзодатчики (рис. 8, в).

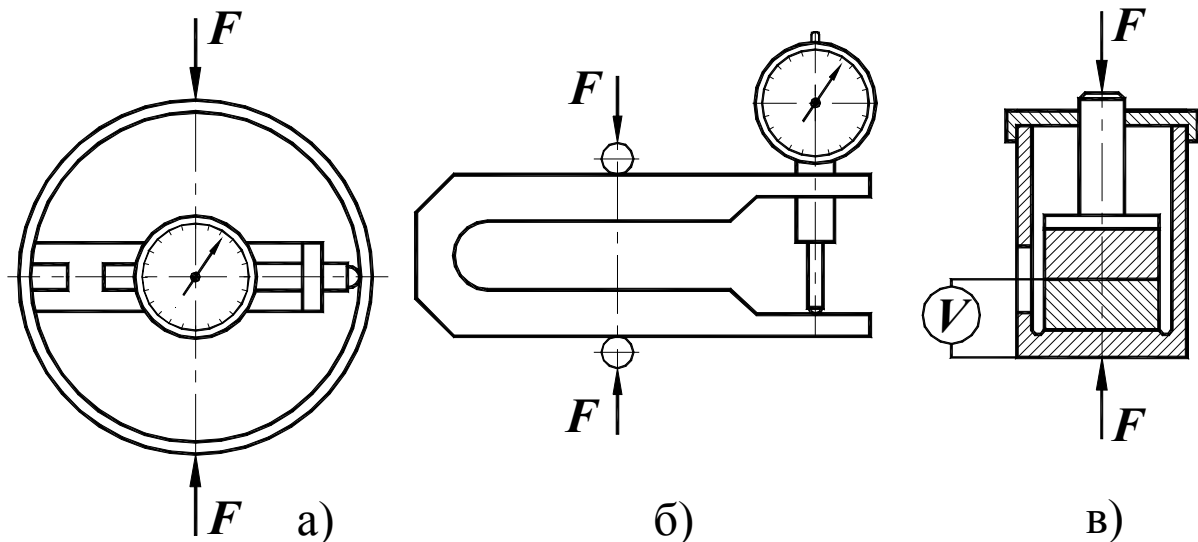


Рисунок 8 – Вимір сил

5) Вимір моментів сил

Для виміру **моментів сил**, що підводяться вузла, який випробовується, зазвичай використовують балансирні електродвигуни (рис. 9), тобто електродвигуни, статори яких виконані поворотними і підвішеними, як правило, на підшипниках кочення.

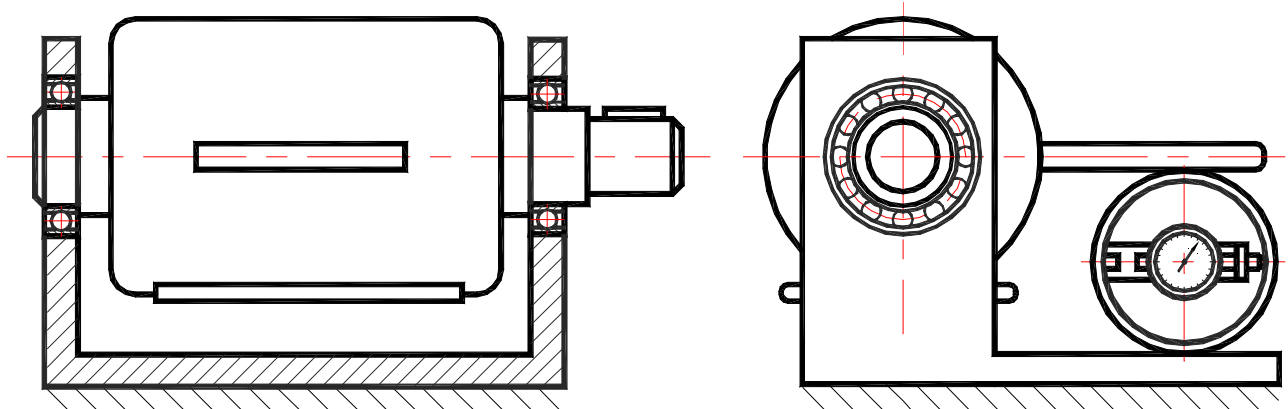


Рисунок 9 – Вимір моментів сил

Момент на статорі, що дорівнює моменту на роторі, визначається зазвичай за допомогою динамометра. Момент на виході в найпростішому випадку можна створювати за допомогою стрічково-колодкового гальма. Регулювання гальмового моменту досягається зміною натягу стрічки (рис. 10, а).

Найбільш зручними для створення і визначення моменту на виході є порошкові електричні гальма (рис. 10, б), у яких робочим середовищем служить залізний порошок, що опирається зсуву під дією магнітного потоку тим більше, чим сильніше він намагнічений.

Момент можна також вимірювати за допомогою динамометричного шківa, на спицях якого наклеєні тензодатчики. При цьому електричний сигнал з деталі, що обертається, знімається за допомогою струмознімача. Розроблено і безконтактні методи вимірів моменту.

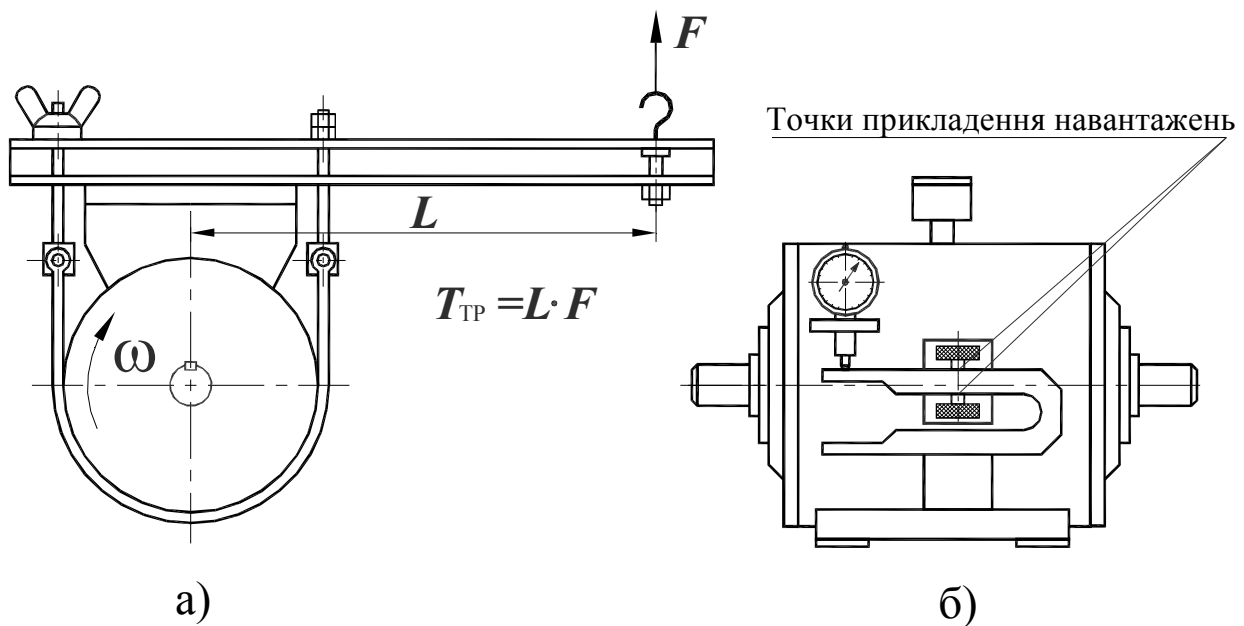


Рисунок 10 – Вимір моментів сил

б) Визначення втрат під навантаженням і ККД

Втрати під навантаженням і ККД визначаються за різницею потужності на вході і виході (рис. 11, а) на установці, що складається із двигуна, вузла, що випробовується, і гальма. Ці потужності близькі між собою, а тому повинні вимірюватися з великою точністю.

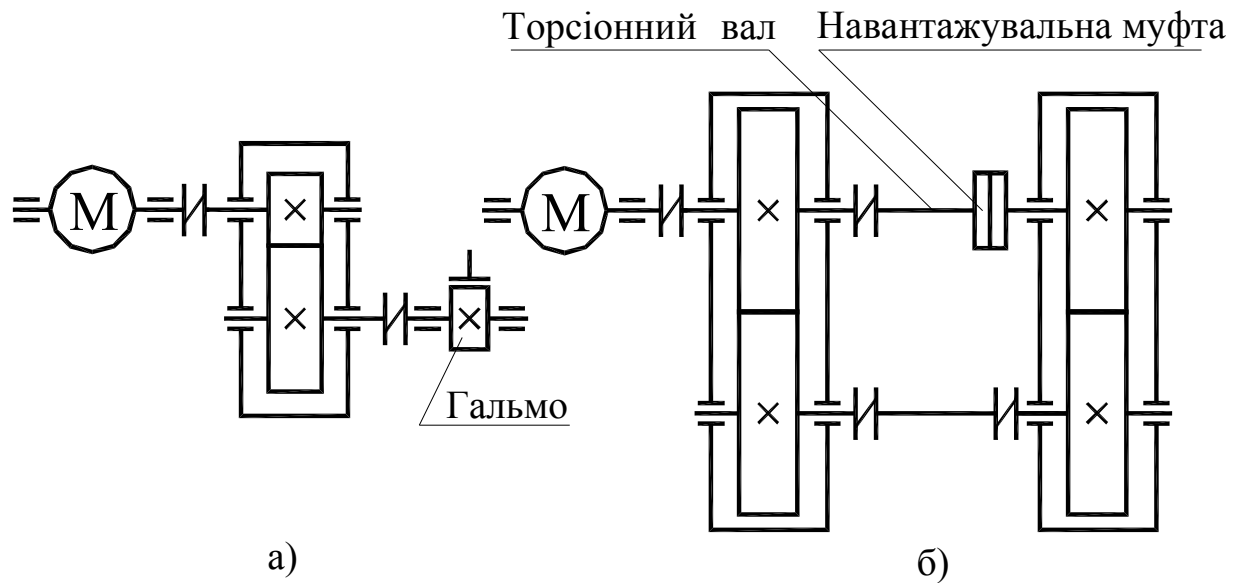


Рисунок 11 – Схема замкнутого контуру

Для підвищення точності застосовують установки з використанням замкнутого силового контуру, де потужність приводу витрачається тільки на подолання сил тертя (рис. 11, б). Контур піддається внутрішньому навантаженню шляхом попереднього деформування пружного елемента (зазвичай торсіонного валика). У пасових передачах навантаження регулюють примусово, змінюючи ковзання варіюванням передаточного числа передач, що входять у контур.

7) Оцінка зношування

При випробуваннях на *зносостійкість* зношування оцінюють по зміні лінійних розмірів або по зменшенню ваги зразків та ін. Зміну лінійних розмірів визначають або шляхом виміру нових лінійних розмірів, або за зменшенням радіоактивності активованого поверхневого шару, або методом відбитків (лунок). Останній знайшов найбільше застосування. Він полягає в тому, що на поверхню, яка зношується, наносять неглибоку лунку, що поступово звужується. У результаті навіть невеликого зношування довжина лунки сильно зменшується. За зменшенням довжини лунки обчислюють зношування.

8) Вимір температури

Температуру деталей найбільше часто вимірюють за допомогою термометрів і термопар. У термопарі, що складається з двох зварених або спаяних кінцями різнорідних провідників, виникає електрорушійна сила, що залежить від температури. При температурі в інтервалі $0...150^{\circ}\text{C}$ найбільш підходящими є матеріали пари термоелектродів «мідь – константан», «залізо – константан», «ніхром – константан».

9) Для індикації і фіксації вимірюваних величин використовуються:

- індикаторні голівки годинникового типу,
- аналогові вимірники,
- цифрові мультиметри,
- осцилографи (самописи),
- АЦП

Опис комп'ютерного вимірювально-реєструючого комплексу:

- блок посилення і комутації сигналів (БПКС);
- аналого-цифровий перетворювач (АЦП) *ADA – 1406*;
- програмне забезпечення (ПЗ) «*PowerGraph 3.3 Professional*»;
- набір прикладних програм (ПП) для демонстрації і аналізу експериментальних даних;
- персональний комп'ютер з *USB – інтерфейсом*.

Блок посилення і комутації сигналів

БПКС (рис. 12) призначений для живлення, посилення, попередньої фільтрації і розподілу вимірюваних сигналів за каналами АЦП. БПКС побудований за модульною схемою, містить у собі чотири незалежних модулі, з можливістю вибору активного модуля. Кожен модуль має незалежний інтерфейс входу і виходу.

Кожен модуль складається з декількох напівмостових схем з'єднань, що мають незалежний формувач живлячої напруги і диференціальний підсилювач корисного сигналу.

На рис. 12 схематично показана передня і задня панелі БПКС (позиція 1 – корпус). При ввімкненні живлення – загоряється індикатор 2. Активний модуль вибирається тумблерами 3, при цьому загоряється один з індикаторів 4. На задній панелі БПКС знаходиться вмикач живлення – 5, а також незалежні інтерфейси виходу на АЦП – 6 і входу з датчиків – 7, 8 для кожного модуля.

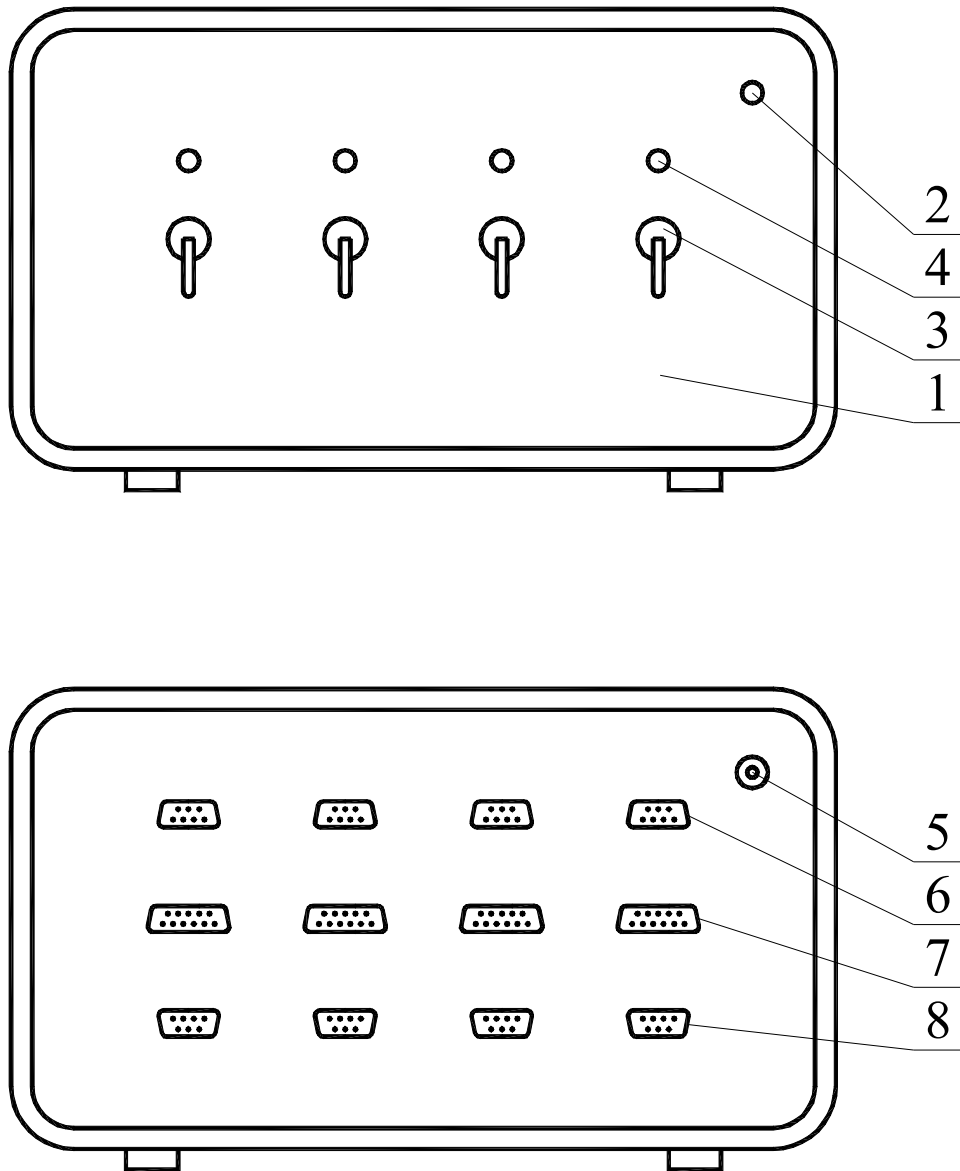


Рисунок 12 – Зовнішній вигляд БПКС

Аналого-цифровий перетворювач (АЦП) ADA – 1406

Модуль ADA-1406 призначений для введення/виведення аналогових і дискретних сигналів. Модуль може бути застосований

як у складі мобільних вимірювальних комплексів, так і у лабораторних або промислових умовах.

ADA-1406 є багатофункціональним вимірювальним модулем, що приєднують до ПК через *USB – інтерфейс*. Підключення сигналів здійснюється через розйоми, розташовані на бічних стінках модуля.

Модуль *ADA-1406* містить у собі:

- багатоканальний 14-ти розрядний аналогово-цифровий перетворювач із мультиплексуванням вхідних аналогових каналів;
- порт вводу-виводу дискретних сигналів;
- 2-х канальний цифро-аналоговий перетворювач (опція);

Модуль дозволяє працювати з 8-ма диференціальними або 16-ма каналами із загальною землею для введення аналогових сигналів.

Кожний з аналогових каналів підключається до АЦП через програмно керований підсилювач, що дозволяє задавати один із чотирьох діапазонів виміру напруги. Модуль забезпечує безперервний (синхронізований за внутрішнім таймером) збір даних на частотах дискретизації АЦП від 1Гц до 350 кГц. Для збору даних на частотах нижче 1Гц використовується запуск АЦП за запитом користувача.

Цифрове введення/виведення має 8 вхідних і 8 вихідних цифрових ліній, сумісних із TTL рівнями.

Зовнішній вигляд модуля *ADA – 1406* представлений на рис. 13.



Рисунок 13 – Зовнішній вигляд АЦП

Таблиця 3 – Характеристики вхідних аналогових каналів

Кількість аналогових входів	8 диференціальних каналів або 16 однопровідних каналів (перемикається користувачем)
Вхідний діапазон	$\pm 10V, \pm 5V, \pm 2,5V, \pm 1,25V$
Гранична вхідна напруга	$\pm 35V$ відносно <i>AGND</i>
Гранична вхідна напруга при відключеному живленні модуля	$\pm 10V$ відносно <i>AGND</i>
Розрядність АЦП	14 біт
Диференційна нелінійність перетворення	Макс. $-1... +1.5$ МЗР
Інтегральна нелінійність перетворення	Макс. ± 1.5 МЗР
Максимальна частота дискретизації	350 кГц
Подавлення синфазної складової при диференціальному підключенні	92d для діапазону $\pm 10V$, 96d для діапазону $\pm 5V$, 100d для діапазонів $\pm 2,5V$ і $\pm 1,25V$

Увага! Перш, ніж подавати напругу на вимірювальні канали АЦП, його необхідно підключити до *USB* розйому ПК.

Програмне забезпечення (ПЗ) «PowerGraph 3.3 Professional»

Copyright(C) Dmitry Yu. Izmailov, 2002–2008. All Rights Reserved.

Призначення ПЗ

1. Збір даних з різних вимірювальних пристроїв і приладів.
2. Реєстрація, візуалізація і обробка даних у режимі реального часу.
3. Редагування, аналіз і обробка даних.
4. Зберігання, імпорт та експорт даних.

Функціональні можливості ПЗ

1. Підтримка різних пристроїв збору даних:

- розширювана бібліотека драйверів, що включає плати і модулі АЦП, вимірювальні прилади, віртуальні генератори сигналів, комп'ютерні пристрої введення і звукозапису;
- можливість підключення нових пристроїв і джерел сигналів;
- підтримка керуючих компонентів пристроїв (цифрові входи/виходи, ЦАПи та ін.).

2. Реєстрація даних:

- попередній моніторинг вхідних сигналів;
- індивідуальна настройка та калібрування каналів;
- використання будь-яких одиниць виміру сигналів;
- вибір довільного набору каналів для реєстрації;
- використання довільної швидкості запису (частоти оцифровки);
- апаратна і програмна синхронізація збору даних (лічильники, таймери, за рівнем сигналу із записом поперед- і пост- історії);
- збереження і відображення параметрів збору даних (тип пристрою, дата, час, швидкість і тривалість реєстрації);
- запис серії незалежних вимірів (блоків даних) в один файл;
- установка текстових міток (коментарів) на стрічці запису;
- введення і зберігання текстової інформації (замітки, примітки, протокол вимірів) для кожного блоку даних і для всього файлу.

3. Візуалізація даних:

- візуалізація сигналів у режимах самописа і осцилографа;
- ефективна система графічного подання більших обсягів даних;

- вибір формату значень шкали часу (години, хвилини, секунди і т.д.);
- вибір довільного набору каналів для відображення;
- незалежне позиціювання і масштабування графіків;
- зміна кольорів і стилю графіків і сітки;

4. Редагування даних:

- можливість виділення ділянки даних для редагування і аналізу;
- додавання до поточного запису даних з інших файлів;
- зміна послідовності блоків даних;
- проріджування і усереднення даних за часом;
- корегування даних з використанням статистичних значень;
- графічне редагування окремих значень сигналу.

5. Обробка даних:

- велика бібліотека функцій цифрової обробки сигналів: калібрування і коректування, частотна і амплітудна фільтрація, диференціювання і інтегрування, розрахунок параметрів циклічних сигналів, обчислення полінома, арифметичні і логічні операції, тригонометричні, логарифмічні та інші математичні функції;
- цифрова обробка сигналів у режимі реального часу;
- створення нових каналів з розрахунковими даними;
- необмежена кількість проміжних обчислень;
- запис протоколу обчислень для повторного використання комплексних алгоритмів математичної обробки.

6. Аналіз даних:

- визначення параметрів сигналів за графіками за допомогою маркерів, що ковзають;
- додаткові графічні побудови – проекції, дотичні, статистичні рівні і розрахункові прямі;
- багатофункціональний спектроаналізатор – побудова різних типів спектральних графіків, розрахунок статистичних значень у заданих частотних смугах, безперервна реєстрація даних з побудовою спектрів у режимі реального часу;
- двокоординатний осцилограф – побудова графіків міжканальних залежностей, у тому числі в режимі реального часу;
- гістограма розподілу сигналів за амплітудою;
- бібліотека статистичних і інформаційних функцій аналізу даних.

7. Друк даних:

- друк графіків і сітки в масштабі міліметрового паперу;
- друк даних усього файлу, окремого блоку або виділеної ділянки;
- друк декількох блоків даних на одному аркуші або кожного блока на окремих аркушах;
- друк в режимах незалежних графіків, сполучення сіток і сполучення нульових рівнів графіків;
- вибір елементів сторінки, що друкують, (ім'я файлу, осі X і Y, заголовки і параметри блоків даних, текстові замітки);
- експорт сторінок друку у форматі масштабованих векторних рисунків (метафайлів).

8. Файли, експорт і імпорт даних:

- ефективний формат файлів, що дозволяє зберігати разом з даними різні настройки, додатковий текст і таблиці розрахункових значень;
- збереження і використання індивідуальних настройок для кожного типу вимірів;
- імпорт і експорт текстових файлів;
- імпорт і експорт звукових файлів;
- імпорт і експорт двійкових файлів;
- імпорт і експорт даних у текстовому форматі через буфер обміну.

Додаткові утиліти:

- «*Digital Voltmeter*» (Цифровий вольтметр) – призначена для відображення чисельних значень вхідних сигналів і дозволяє використати АЦП у якості звичайного цифрового тестера. Підтримується до 16 цифрових дисплеїв, калібрування вхідних сигналів, однократний і циклічний режими вимірів.
- «*File Recorder*» (Запис файлів) – призначена для безпосередньої реєстрації сигналів у файл. Дозволяє здійснювати автоматичний запис серії файлів із синхронізацією за часом, лічильнику значень і рівню сигналів. Може використатися для автономного збору даних, не потребуючої присутності оператора.
- «*File Viewer*» (Перегляд файлів) – призначена для швидкого перегляду і пошуку файлів, що містять аналогові сигнали. Дозволяє одночасно візуалізувати дані в режимах осцилограми і

спектрограми, експортувати дані в текстовому, звуковому і двійковому форматах, а також розділяти довгі файли на серію файлів меншого розміру із заданим кроком.

Набір прикладних програм для демонстрації та аналізу експериментальних даних

Для зручності обробки, аналізу, демонстрації та зберігання експериментальних даних, отриманих у результаті проведення циклу лабораторних робіт з деталей машин, був створений набір прикладних програм. Інтерфейс кожної ПП орієнтований під конкретну лабораторну роботу. У якості вихідних даних ці програми користуються експортованими з *PowerGraph* файлами. Після виконання програми генерують файл звіту за відповідною роботою.

Контрольні питання

1. Який принцип роботи тензодатчика?
2. Який принцип роботи датчика Холла?
3. У чому відмінність індуктивного і індукційного датчиків?
4. Перелічите датчики для виміру кутових швидкостей?
5. У чому полягають особливості пристрою і принцип роботи замкнутого силового контуру?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

«ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПРОГИНІВ І ДЕФОРМАЦІЙ КОНСОЛІ З ВИКОРИСТАННЯМ РІЗНИХ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ЗАСОБІВ»

Мета роботи – ознайомити студентів з основними принципами експериментальних вимірів прогинів і деформацій при випробуваннях деталей машин.

Обладнання. Лабораторна установка на базі консольної балки рівного опору ДМ-1, блок підсилення і комутації сигналів – БПКС, аналого-цифровий перетворювач – АЦП ADA 1406, ПК.

Розрахункові залежності

Оскільки згинальні моменти, як правило, змінюються вздовж балки, то підбираючи її переріз за найбільшим згинаючим моментом, ми одержуємо зайвий запас матеріалу у всіх перерізах балки, крім того, якому відповідає M_{\max} . Для економії матеріалу, а також для збільшення в потрібних випадках гнучкості балок застосовують *балки рівного опору*. Під цією назвою мають на увазі балки, у яких у всіх перерізах найбільше нормальне напруження однакове і дорівнює допустимому.

Умова, що визначає форму такої балки, має вигляд

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_0} = \frac{M(x)}{W(x)}. \quad (1)$$

Тут W_0 – момент опору балки в перерізі з найбільшим згинальним моментом M_{\max} , $M(x)$ і $W(x)$ – згинаючий момент і момент опору в будь-якому перерізі балки; $W(x)$ для кожного перерізу балки повинен мінятися пропорційно згинаючому моменту.

Розглянемо балку прольотом l , затиснену одним кінцем “А” і навантажену на іншому кінці “В” силою F (рис. 1). Виберемо

переріз цієї балки у вигляді прямокутника; задачу про належну зміну моменту опору можна розв'язувати, міняючи висоту або ширину балки або той і інший розмір разом.

Нехай висота балки буде постійною $h = h_0$, а ширина змінною – $b(x)$. Момент опору в перерізі на відстані x від вільного кінця буде $W(x) = \frac{b(x)h^2}{6}$, а згинаючий момент $M = -F \cdot x$; момент опору

опорного перерізу $W_0 = \frac{b_0 h^2}{6}$, а найбільший згинаючий момент в опорному перерізі $M_{\max} = |F \cdot l|$. В розрахунку мають значення лише абсолютні величини $M(x)$ і M_{\max} .

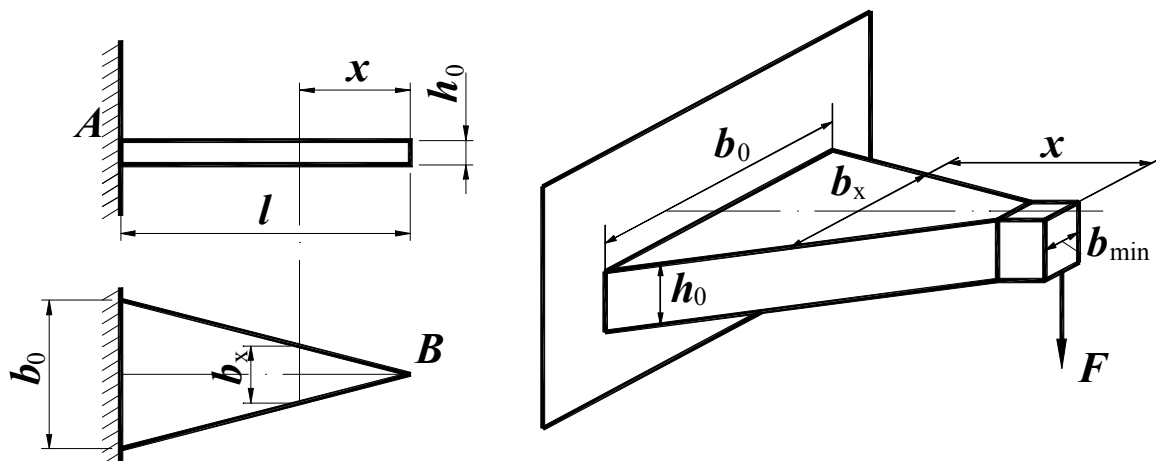


Рисунок 1 – Розрахункова схема балки

За формулою (1) одержуємо:

$$\frac{F \cdot l \cdot 6}{b_0 \cdot h^2} = \frac{F \cdot x \cdot 6}{b(x) \cdot h^2},$$

звідки $b(x) = b_0 \frac{x}{l}$, тобто ширина змінюється за лінійним законом в залежності від x . При $x = l$ ширина дорівнює b_0 .

Вигляд балки у фасаді і плані показаний на рис. 1. Такий обрис балки отримується, якщо враховувати її міцність тільки стосовно нормальних напружень; ширина $b(x)$ в перерізі B перетворюється на нуль.

Однак необхідно забезпечити міцність і стосовно дотичних напружень. Найменша ширина балки, необхідна за цією умовою, визначиться з рівняння

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{\max}}{h \cdot b_{\min}}$$

або, оскільки $Q_{\max} = |F|$,

$$b_{\min} = \frac{3F}{2h \cdot [\tau]}.$$

Таким чином, виправлений обрис балки визначає мінімальний розмір ширини і стовщення вільного краю консолі.

При визначенні прогинів і кутів повороту для балок зі змінним перерізом слід мати на увазі, що жорсткість такої балки є функцією від x . Тому диференціальне рівняння вигнутої осі приймає вигляд

$$EJ(x) \frac{d^2 w}{dx^2} = M(x),$$

де $J(x)$ — змінний момент інерції перерізів балки.

До інтегрування цього рівняння можна виразити $J(x)$ через J , тобто через момент інерції того перерізу, де діє M_{\max} ; після цього обчислення виконуються так само, як і для балок постійного перерізу.

Визначимо прогин балки рівного опору, затисненої одним кінцем, навантаженої на іншому кінці силою P . Балка має постійну висоту. Початок координат виберемо на вільному кінці балки. Тоді

$$M(x) = -F \cdot x,$$

а

$$J(x) = \frac{b(x)h^3}{12} = \frac{b_0 h^3}{12} \cdot \frac{x}{l} = J \cdot \frac{x}{l},$$

диференційне рівняння приймає вигляд:

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{M(x)}{EJ(x)} = -\frac{F \cdot x \cdot l}{E \cdot J \cdot x} = -\frac{F \cdot l}{E \cdot J}.$$

Інтегруємо два рази:

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dx} &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} x + C; \\ w &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} \cdot \frac{x^2}{2} + C \cdot x + D. \end{aligned}$$

Для визначення постійних інтегрування маємо умови: в точці “А” при $x = l$ прогин $w = 0$ і кут повороту $\frac{dw}{dx} = 0$, звідси:

$$C = F \cdot l^2 \text{ і } D = -F \cdot l^3 / 2.$$

Вирази для $w(x)$ і $\theta(x)$ приймають вигляд:

$$\begin{aligned} \theta(x) &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} x + \frac{F \cdot l^2}{E \cdot J} = \frac{F \cdot l^2}{E \cdot J} \left[1 - \frac{x}{l} \right]; \\ w(x) &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{F \cdot l \cdot x^2}{E \cdot J} - \frac{F \cdot l^3}{2E \cdot J} = -\frac{F \cdot l^3}{2E \cdot J} \left[1 - 2\frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2} \right]. \end{aligned}$$

Найбільший прогин на вільному кінці балки “В” отримається при $x = 0$:

$$w_{\max} = -\frac{F \cdot l^3}{2E \cdot J}.$$

Якби ми всю балку зробили постійного перерізу з моментом інерції J , то найбільший прогин був би

$$w_{\max} = -\frac{F \cdot l^3}{3E \cdot J}, \quad \text{тобто в 1.5 рази менше.}$$

Таким чином, балки змінного перерізу мають більшу гнучкість у порівнянні з балками постійної жорсткості при однаковій з ними міцності.

Опис установки

Установка ДМ-1 (рис. 2) призначена для демонстрації різних способів вимірів електричними засобами деформацій і переміщень конструкцій під дією статичних і динамічних навантажень. Вона виконана у вигляді консольної балки 1 (балки рівного опору) жорстко-затисненої у корпусі установки 2. Балка навантажується на кінці консолі набором вантажів 5, 10, 15 і 20 кг – 3. Лінійні переміщення балки визначаються за допомогою датчика переміщення 4 на спеціальному рухомому штативі. Деформації балки визначаються за допомогою тензодатчиків 5, що наклеєні на балку.

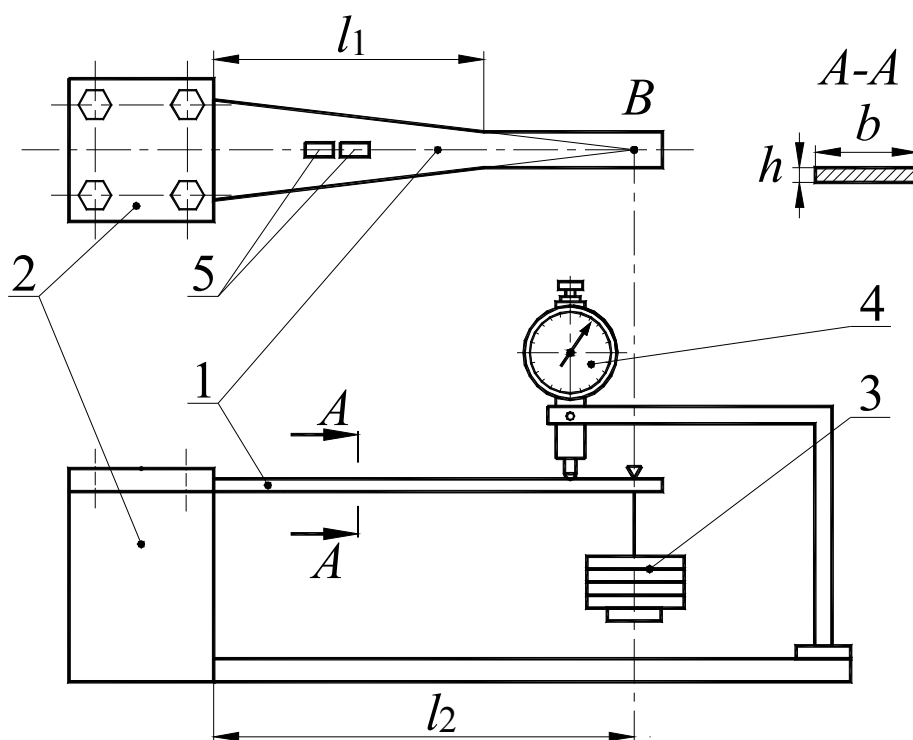


Рисунок 2 – Схема установки ДМ-1

Порядок виконання експерименту і розрахунків

1. Навантажити консоль силою F_i . Записати в таблицю навантаження F , показання прогину w_i і зміни напруги на тензодатчиках U_i .

2. Обчислити деформації балки при відомому навантаженні

$$\varepsilon(x) = \frac{M(x)}{E \cdot W(x)}$$

3. Визначити коефіцієнти тензочутливості за прогинами і деформаціями

$$K_w = \frac{w}{U}, \quad K_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{U}$$

Хід виконання роботи

1. Ознайомитися з вимірювальними засобами і методами випробувань деталей машин.
2. Письмово відповісти на контрольні питання.
3. Провести випробування на установці:
 - 3.1. Ввімкнути ПК.
 - 3.2. Приєднати *USB-кабель* спочатку до ПК, а потім до АЦП.
 - 3.3. Перевірити з'єднання АЦП до відповідного модуля БПКС, ввімкнути живлення (позаду) – загориться зелений світлодіод, і ввімкнути тумблер, що відповідає данній лабораторній роботі.
 - 3.4. Запустити програму *PowerGraph*.
 - 3.5. Завантажити файл налаштувань для лабораторної роботи (*lab1*), установити частоту дискретизації 20Hz і настроїти канали:
 - A17-X3 – Ch7 – I група*
 - A18-Y3 – Ch8 – II група*
 Зробити навантаження балки і виміри
 - 3.6. Заповнити відповідні стовпці таблиці протоколу звіту.
4. Виконати розрахунки.

Таблиця 1 – Лабораторна робота №1

№	<i>F</i>	ε	<i>w</i>	<i>U</i>	K_w	K_ε

УВАГА!

Апаратура, призначена для посилення сигналу від електричних засобів вимірів, має напругу на вході 220 В. Тому студентам слід дотримуватися обережності в обігу з апаратурою.

На закінчення співставити виміряні і обчислені величини. Указати позитивні сторони вимірів з використанням тензодатчиків.

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Обладнання.
3. Вихідні дані.
4. Таблиця результатів досліду.
5. Середні прирости показів тензодатчиків.
6. Коефіцієнти тензочутливості за переміщеннями і деформаціями.

Контрольні питання

1. Який принцип роботи тензодатчика і які величини він вимірює?
2. Що таке тарировка?
3. Які побічні методи виміру сили Ви знаєте?
4. Що таке «балка рівного опору»?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2

«ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ НА МАШИНІ ЗАМКНЕНОГО КОНТУРУ»

Мета роботи – експериментально дослідити ковзання і ККД клинопасової передачі і визначити оптимальний рівень навантаження передачі, що відповідає найбільшому ККД.

Обладнання. Лабораторна установка для випробування пасових передач у замкненому контурі ДМ-73, блок підсилення і комутації сигналів – БПКС, аналого-цифровий перетворювач – АЦП ADA 1406, ПК.

Розрахункові залежності

Для оцінки працездатності передачі досліджують експериментальні залежності коефіцієнта відносного ковзання ξ і ККД, % від переданого окружного зусилля F_t при постійному попередньому натягу $2F_0$.

Для передачі з постійним попереднім натягом справедлива залежність

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (1)$$

де F_1 і F_2 – натяг ведучої і веденої вітки (рис. 1), Н.

Попередній натяг призначають за формулою

$$F_0 = [\sigma_0] \cdot A, \quad (2)$$

де $[\sigma_0]$ – допустиме напруження від попереднього натягу, МПа;

A – площа поперечного перерізу ремня, мм².

Різниця натягу віток дорівнює окружному зусиллю

$$F_t = F_1 - F_2. \quad (3)$$

Оцінку рівня навантаження передачі виконують, використовуючи коефіцієнт тяги

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}. \quad (4)$$

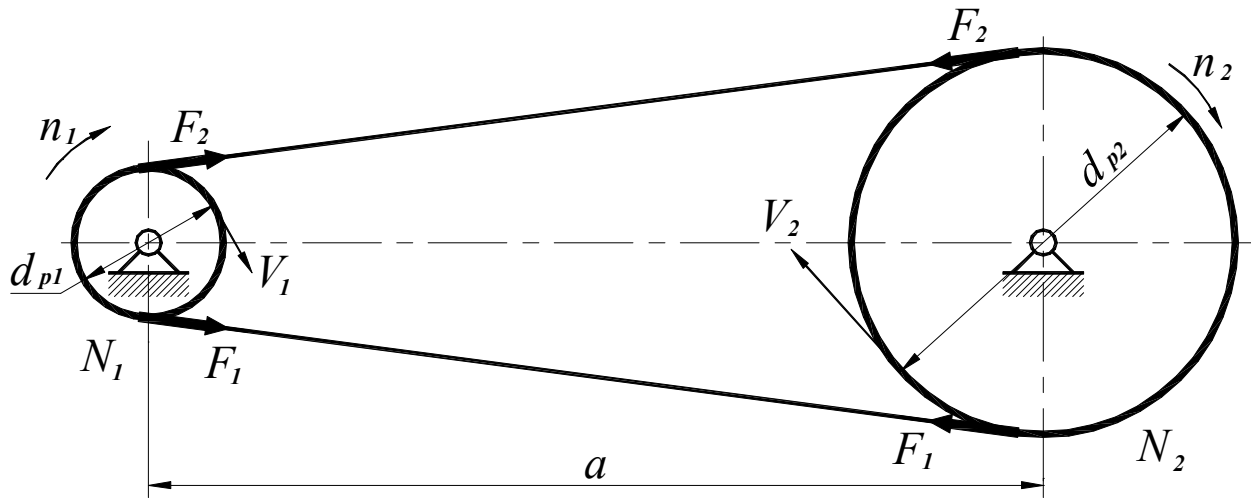


Рисунок 1 – Розрахункова схема пасової передачі

Коефіцієнт відносного ковзання ξ визначають за залежністю

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}, \quad (5)$$

де V_1, V_2 – окружні швидкості на ведучому і веденому шківках.
ККД передачі знаходять за залежністю

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}, \quad (6)$$

де N_1, N_2 – потужності на ведучому і веденому шківках.

На рис. 2 представлені приблизні залежності ККД η і коефіцієнта відносного ковзання ξ від коефіцієнта тяги ψ , що отримані експериментальним шляхом.

Зі збільшенням коефіцієнта тяги до певного значення (до ψ_0) ковзання зростає майже лінійно і ККД підвищується, пас працює в зоні пружного ковзання.

При $\psi > \psi_0$ пас починає пробуксовувати, ККД передачі падає.

При $\psi = \psi_{\max}$ настає повне буксування, і ведений шків зупиняється ($n_2=0, \xi=1, \eta=0$).

Найбільший ККД передачі має місце поблизу точки ψ_0 .

Зона найбільш бажаного рівня навантаження передачі позначена на рис. 2 штрихуванням, при цьому звичайно $\eta_{\max} = 0,94 \dots 0,97$, $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

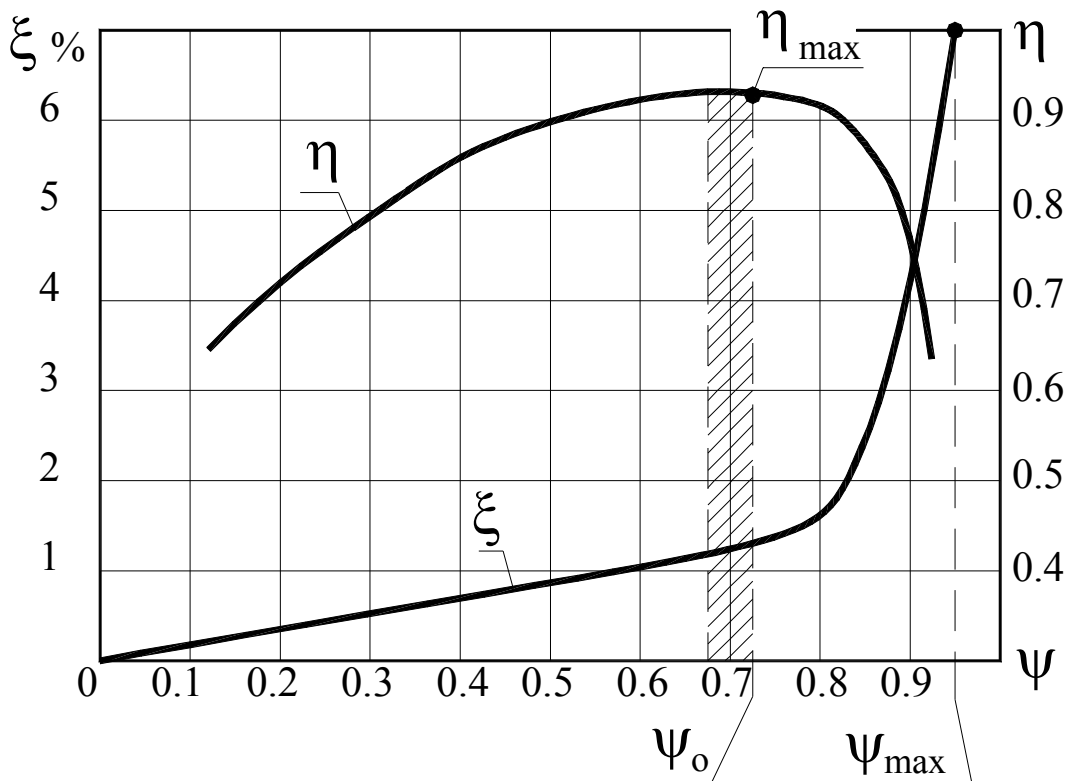


Рисунок 2 – Зміна ККД і коефіцієнта ковзання

Визначивши при випробуваннях значення ψ_0 , одержують основу для призначення оптимальної окружної сили і потужності

$$F_t^{opt} = 2\psi_0 F_0, \quad (7)$$

$$N_2^{opt} = \frac{F_t^{opt} \cdot V}{1000} = \frac{2\psi_0 F_0 V}{1000}, \quad (8)$$

де N_2^{opt} – оптимальна потужність, *кВт*;

F_t^{opt} – окружне оптимальне зусилля, *Н*;

V – окружна швидкість, *м/с*.

Криві ковзання одержують, як правило, при окружній швидкості на ведучому шківі, рівною 10 м/с. Для використання результатів випробувань при інших швидкостях вводять поправки, поправки вносять також для урахування впливу інших факторів (кутів обхвату на шківах, діаметрів шківів та ін.).

Машина ДМ-73 із замкненим контуром для випробування клинопасових передач

Машина ДМ-73 має замкнений силовий контур (рис. 3), утворений двома клинопасовими передачами 7 і 16, валом 2 електродвигуна 1 і карданним валом 6. Карданний вал дозволяє кожній з досліджуваних передач підтримувати задані попередні натяги незалежно від різниці в довжині і натягу ременів. Передачі, що випробуються, працюють при постійному попередньому натягу $2F_0$, створеному масою вантажів 9 і 13.

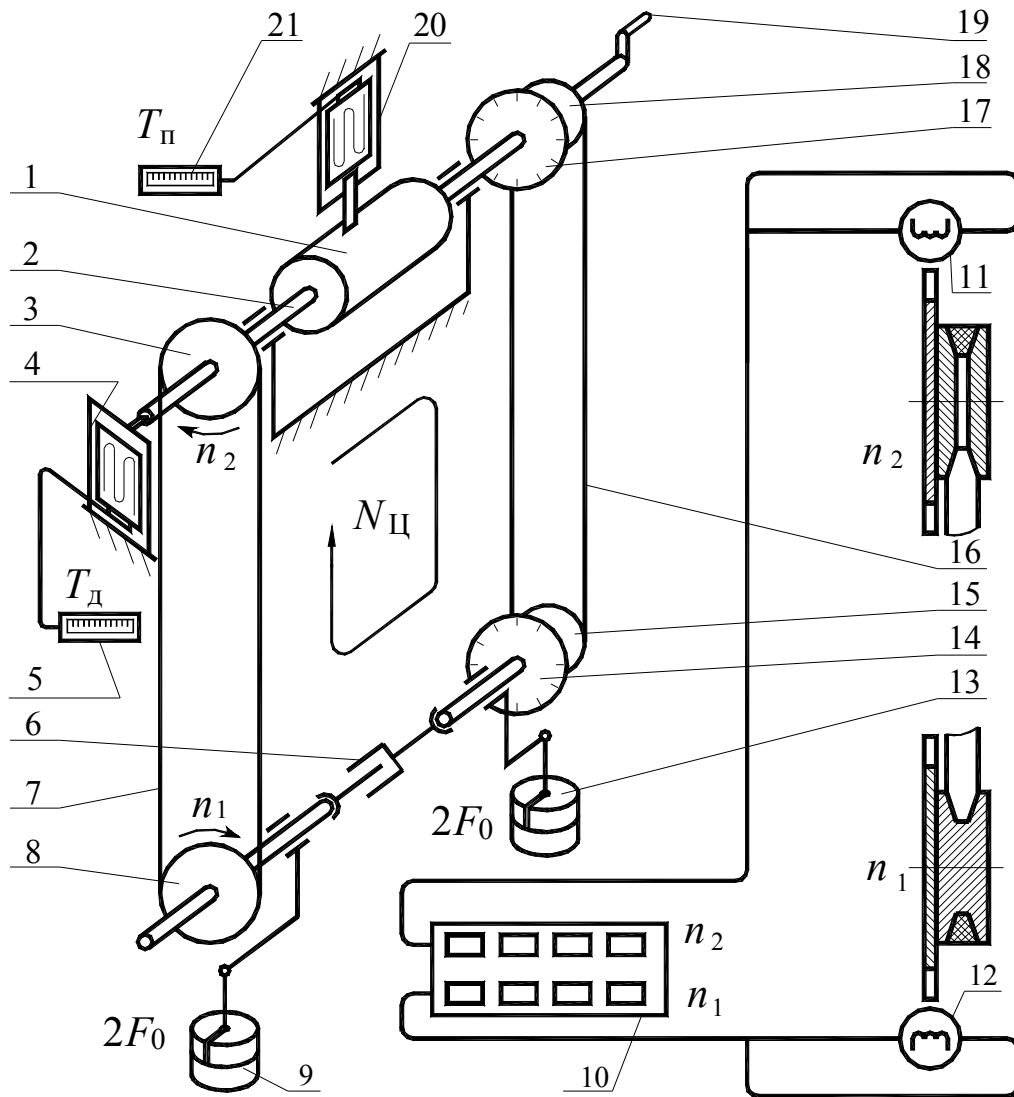


Рисунок 3 – Схема лабораторної установки

Потужність двигуна в машині із замкненим контуром витрачається для поповнення втрат і становить лише 10...15 % від

потужності, що циркулює в контурі і яка навантажує випробовувані передачі. Значна економія енергії при довгострокових випробуваннях є основною перевагою машин із замкненим контуром. Потужність у замкненому контурі, залежить від співвідношення розрахункових діаметрів шківів 8, 3, 18, 15. Шківів 3, 8, 15 мають однакові діаметри d_p (рис. 4), а діаметр шківів 18 (d_p') може бути змінений під час роботи машини рукояткою 19 шляхом зміни відстані між двома частинами шківів. При $d_p' = d_p$ циркуляція потужності в контурі відсутня, і передачі працюють вхолосту. При $d_p' > d_p$ в контурі виникає ковзання і, отже, з'являється циркулююча потужність. При $d_p' > d_p$ шківів 8 – ведучий.

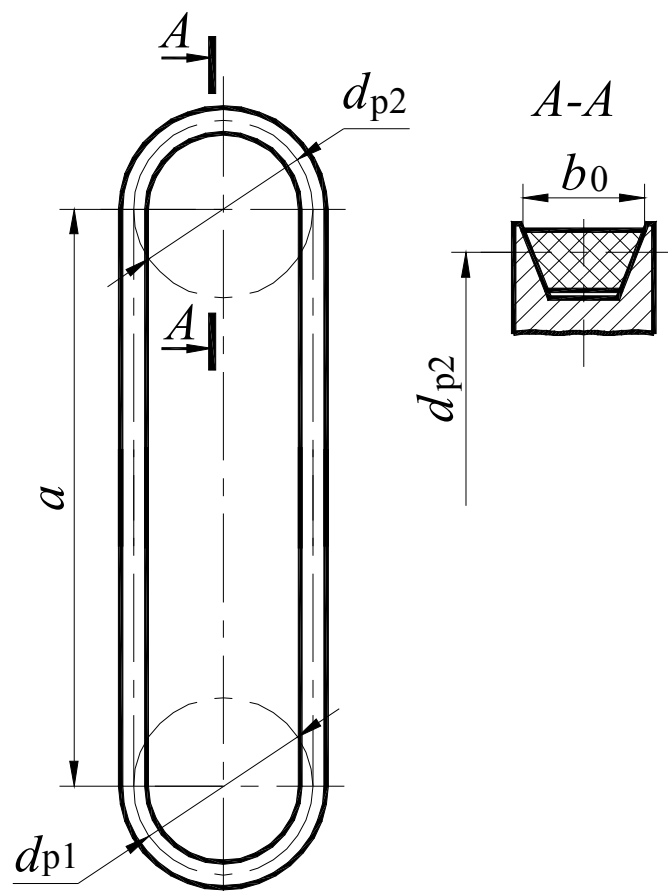


Рисунок 4 – Схема пасової передачі

Привід дослідної машини здійснюється від електродвигуна, що має балансирний пристрій, який дозволяє за допомогою тензодатчика 20 визначити за прогином пружної балки крутний момент T_{II} , що підводиться від електродвигуна до контуру. Вимір крутного моменту T_D на веденому шківі проводиться тензобалкою

4, консоль якої притиснута до центра обертового динамометричного пристрою шківів. Під дією моменту, що передається, пружні елементи вимірника деформуються в осьовому напрямку, що викликає прогин тензобалки. Тензодатчики 20 і 4, утворюючи окремі вимірювальні електричні мости, підключаються через тензопідсилювачі до модулів 21 і 5, сигнали з яких передаються на БПКС для посилення і реєстрації. Для визначення ковзання в передачах використаний вимірювальний пристрій з індукційними датчиками. На валах встановлені диски 14 і 17 із зубцями ($z = 100$).

При проході кожного зубчика дисків 14 і 17 поблизу датчиків 11 і 12, відповідно, генерується імпульс електричного струму. Імпульси струму від датчиків надходять на частотомір 10 і також передаються на БПКС для реєстрації.

УВАГА!

Машина працює при напрузі в мережі 380 В. Студентам забороняється відкривати огороження машини.

Умови випробувань забезпечуються конструкцією машини: клиновий пас перерізу A за ДСТ 1284.1–80 (площа поперечного перерізу $A=81 \text{ мм}^2$); шківів однакового діаметра $d_{p1}=d_{p2}=140 \text{ мм}$ (рис. 4); напруження попереднього натягу σ_0 ; сила попереднього натягу ременя $F_0 = \sigma_0 \cdot A$.

При випробуваннях пасову передачу послідовно навантажують дискретними значеннями крутного моменту T_D шляхом зміни рукояткою 19 діаметра шківів 18 (рис. 3). На кожному рівні навантаження до протоколу заносять наступні дані: n_1, n_2 – частоти обертання ведучого та веденого шківів, показання приладів 21 і 5, за якими, з урахуванням масштабних коефіцієнтів, визначають значення величини крутних моментів T_{II} і T_D .

Порядок виконання роботи

Підготовка:

1. Ввімкнути ПК.
2. Приєднати *USB-кабель* спочатку до ПК, а потім до АЦП.

3. Перевірити з'єднання АЦП до відповідного модуля БПКС, ввімкнути живлення (на задній панелі) – загориться зелений світлодіод і ввімкнути тумблер відповідної лабораторної роботи.
4. Ввімкнути живлення ДМ73.
5. Створити папку для лабораторної роботи (у папці *lab_2*), скопіювати в неї програму для обробки експериментальних даних.
6. Запустити програму *PowerGraph*.
7. Завантажити файл настроювань для лабораторної роботи (*lab2*) і настроїти канали – кількість 4:
 - $A1-X0 - Ch1 - Td$
 - $A12-Y0 - Ch2 - Tp$
 - $A13-X1 - Ch3 - n1$
 - $A14-Y1 - Ch4 - n2$

Установити частоту дискретизації 50kHz.

Настроїти параметри синхронізації (світлофор) – стоп-тригер – лічильник, 100000 (2 с).

Виконання:

1. Натискаємо кнопку Старт.
2. Вмикаємо електродвигун і змінюємо значення передатного відношення до вирівнювання частот обертання n_1 і n_2 (загориться червоний індикатор). З цього моменту (відмітка 7 на барабані зі шкалою) починаємо вимір. З кожним новим виміром додаємо по 1 поділці до поточної відмітки на барабані.
3. Повертаємо параметри передатного відношення, за допомогою зміни діаметра шківів 18 у вихідне положення (закручуємо ручку 19 назад). Вимикаємо лабораторну установку.
4. Зберігаємо результати:
 - „Файл” → „Save as” (зберегти як);
 - Указати каталог, створений у пункті 5;
 - Указати ім'я файлу – «0», тип файлу – «Text (*.txt)»;
 - У вікні, що з'явилося, «Експорт даних» зняти праворуч дві галочки з пунктів «Параметри блоку», «Заголовки стовпців».
5. Запускаємо і виконуємо програму по обробці експериментальних даних, роздруковуємо «Звіт» з лабораторної роботи.

Обчислення результатів випробувань роблять за наступними

залежностями.

Окружна сила на веденому шківі

$$F_t = \frac{2 \cdot T_d}{d_p}, \quad (9)$$

де F_t – окружна сила, H ;

T_d – крутний момент на веденому шківі, $Нм$;

d_p – розрахунковий діаметр, $м$.

Коефіцієнт тяги визначається за залежністю (4).

Коефіцієнт відносного ковзання ξ обчислюють, використовуючи залежність (5), замінюючи окружні швидкості частотою обертання і розрахунковими діаметрами шківів:

$$V_1 = \pi \cdot n_1 \cdot d_{p1}; \quad V_2 = \pi \cdot n_2 \cdot d_{p2}. \quad (10)$$

Тут n – частота обертання, c^{-1} . Тоді

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{n_1 d_{p1} - n_2 d_{p2}}{n_1 d_{p1}} = 1 - \frac{n_2 d_{p2}}{n_1 d_{p1}}. \quad (11)$$

При ідеально виконаних розмірах шківів ($d_{p1} = d_{p2}$)

$$\xi = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (12)$$

Однак розрахункові діаметри реально виготовлених шківів мають невеликі відхилення від номінального розміру. Тому для знаходження дійсного відношення діаметрів шківів d_{p2}/d_{p1} вимірюють відношення частот обертання валів n_{10}/n_{20} при холостому ході пасової передачі.

При цьому ковзання відсутнє:

$$\xi = 0 = 1 - \frac{n_{20}}{n_{10}} \cdot \frac{d_{p2}}{d_{p1}}, \quad (13)$$

тобто

$$\frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{n_{10}}{n_{20}}. \quad (14)$$

Отже,

$$\xi = 1 - \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_{10}}{n_{20}}. \quad (15)$$

ККД пасової передачі, що випробується в замкненому контурі, визначають за залежністю з [2]

$$\eta = \sqrt{\frac{T_d}{T_d + T_{\Pi}}}, \quad (16)$$

де T_d – крутний момент на динамометричному шківі;

T_{Π} – крутний момент, що підводиться від електродвигуна в контур.

Результати заносять у лабораторний журнал і виконують необхідні розрахунки.

У висновку по лабораторній роботі необхідно визначити оптимальну окружну силу F_t^{opt} за залежністю (7) і оптимальну потужність N_2^{opt} за залежністю (8) для точки з $\psi = \psi_0$, в якій рівень навантаження є оптимальним, і відповісти на контрольні питання.

Зміст звіту

1. Тема роботи.
2. Мета роботи.
3. Схема лабораторної установки із замкненим контуром.
4. Вихідні дані.
5. Таблиця з експериментальними даними.
6. Графік зміни частот обертання n_1 і n_2 .
7. Графік кривої ковзання $\xi = f(\psi)$ і кривої ККД $\eta = f(\psi)$, одержаних шляхом апроксимації послідовності експериментальних точок. На цих кривих знаходять максимальне значення ККД і коефіцієнт тяги ψ_0 , що відповідає η_{\max} .
8. Значення параметрів при оптимальному навантаженні пасової передачі

Контрольні питання

1. У чому полягають переваги методу випробувань передач у замкненому силовому контурі?
2. Що характеризує коефіцієнт тяги пасової передачі і як його визначають?
3. Як визначають ККД і ковзання в пасовій передачі?
4. Як використовують отримані дані експериментів для призначення оптимального рівня навантаження пасової передачі?

ВСТУП

ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ №№ 3, 4, 5, 6

Для проведення лабораторних робіт №№ 3, 4, 5, 6 використовується універсальна дослідна машина ДМ-30А. Принципова схема машини ДМ-30А наведена на рис. 1.

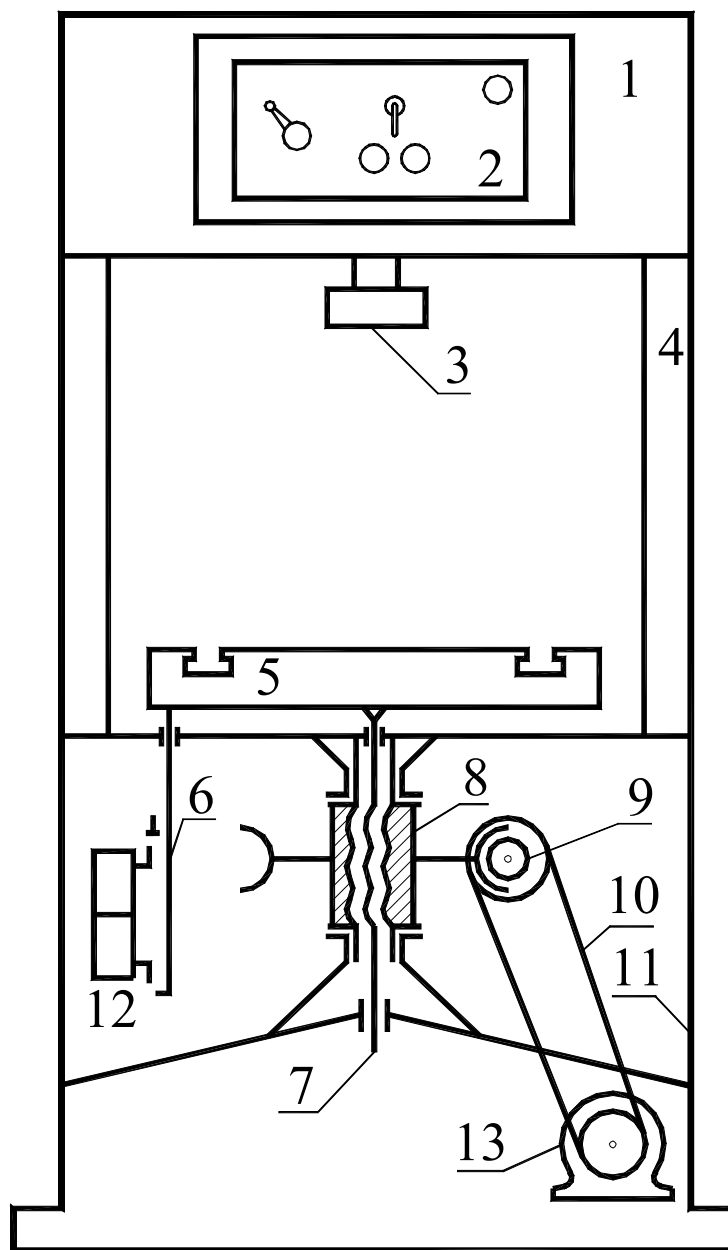


Рисунок 1 – Схема машини ДМ-30А

Машина має литу основу 11, дві стійки 4 і поперечку 1. Від електродвигуна 13 за допомогою клинопасової передачі 10 приводиться в рух черв'ячна пара 9. Черв'ячне колесо обертає гайку 8 гвинтової пари. Гвинтова пара перетворює обертовий рух гайки в поступальний рух гвинта 7, забезпечуючи вертикальне переміщення робочого стола 5. Гвинт 7 і стіл 5 жорстко з'єднані між собою. Штанга 6 жорстко скріплена зі столом 5, в станині 11 для штанги 6 передбачена напрямна. Штанга 6 перешкоджає повороту робочого стола 5 навколо вертикальної осі.

Керування машиною здійснюється за допомогою пульта 2, укріпленого на поперечці. Передбачено ручний і автоматичний режим роботи машини. В автоматичному режимі здійснюється наступний цикл роботи: рух стола вниз (вгору) на задану відстань і повернення у вихідне положення. Хід стола обмежують кінцеві вимикачі 12, на які впливають регульовані упори, закріплені на штанзі 6.

Пристрої для проведення лабораторних робіт №№ 3, 4, 5, 6 кріпляться до робочого стола 5 і верхнього захвату 3. В конструкції верхнього захвату передбачений запобіжний пристрій у вигляді штифту, що зрізується при осьовому навантаженні понад 20000 Н.

Технічна характеристика універсальної дослідної машини ДМ-30А

1.	Гранична розтягуюча або стискаюча сила, Н.....	20000
2.	Точність визначення сили, Н.....	±100
3.	Хід стола, мм	90
4.	Швидкість вертикального переміщення стола, м/с	0,001
5.	Найбільша відстань від стола до верхнього захвату, мм	565
6.	Відстань між стійками у світлі, мм	385
7.	Розміри стола, мм	290 × 290
8.	Потужність електродвигуна, кВт	0,55
9.	Габарити, мм	490×500×1600
10.	Маса, кг	306

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

«НАПРУЖЕНИЙ СТАН БОЛТА В ЗАТЯГНУТОМУ З'ЄДНАННІ»

Мета роботи – експериментальне обґрунтування спрощеного методу розрахунку болта в затягнутому з'єднанні, визначення виграшу в силі затягування болта ключем.

Обладнання. Універсальна дослідна машина ДМ-30А і пристрій для випробування різьбового з'єднання ДМ-27А, блок посилення і комутації сигналів БПКС, аналого-цифровий перетворювач АЦП ADA 1406, ПК.

Розрахункові залежності

Напружений стан стрижня болта в затягнутому різьбовому з'єднанні

Відомо, що в затягнутому різьбовому з'єднанні болт перебуває в складному напруженому стані (розтягування і крутіння), оцінкою якого може служити еквівалентне напруження, розраховане за однією з гіпотез міцності, зокрема, за енергетичною гіпотезою міцності

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (1)$$

або після перетворень

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_p} \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \right]^2}, \quad (2)$$

де σ_p і $\tau_{\text{кр}}$ – нормальні і дотичні напруження в стрижні болта;

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{заг}}}{A}, \quad \tau_{\text{кр}} = \frac{T_p}{W_p},$$

$F_{\text{зат}}$ – осьова сила, що виникає в болті при затягуванні;

T_p – момент сил у різьбі болта при затягуванні;

A , W_p – площа і момент опору крутінню поперечного

розрахункового перерізу болта;

d_2 і $d_p = d_1$ – середній і розрахунковий діаметр різьби болта;

φ' – приведений кут тертя в різьбі;

ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по середньому діаметру.

З огляду на геометричну подібність метричних різьб різних діаметрів, можна в середньому прийняти $d_2/d_p = 1.1$; $\psi = 2^\circ 30'$; коефіцієнт тертя в різьбі сталевих кріпильних виробів в умовах граничного тертя $f = 0,15$.

Після остаточних перетворень одержують

$$\sigma_{\text{екв}} = 1,3 \cdot \sigma_p, \quad (3)$$

Таким чином, *урахування впливу напружень крутіння на міцність болта в наближених розрахунках можна проводити збільшенням напружень від розтягування в 1,3 рази.* Обґрунтованість цієї величини і варто перевірити в даній роботі.

Опис установки ДМ-27А

Для випробування різьбового з'єднання в автоматичному режимі з метою визначення напружень розтягування і крутіння в болті затягнутого з'єднання служить установка (рис. 3.1), що монтується на столі дослідної машини. Випробуваний болт стягує пружний елемент 3, тензометричну втулку 5 і корпус 4. Корпус установлений в отвір підстави 8 з можливістю повороту і фіксується в заданому кутовому положенні рукояткою 7. На втулці 5 наклеєні тензодатчики **В** для виміру поздовжньої сили в болті.

Для загвинчування гайки 2 установка обладнана навантажуючим пристроєм, що містить торсіонний валик 11, одним кінцем з'єднаний через муфту 6 з гайкою 2, а іншим – із шестернею 10. Шестерня 10 перебуває в зачепленні із зубчастою рейкою 9, закріпленою в нерухомому зачепленні машини через перехідник 12. На торсіонному валику 11 наклеєні тензодатчики **С** для виміру

моменту загвинчування.

Передбачено два варіанти зборки установки з використанням змінних опорних кілець 13 і 14. Застосування змінних опорних кілець дозволяє окремо виміряти момент загвинчування і момент у різьбі.

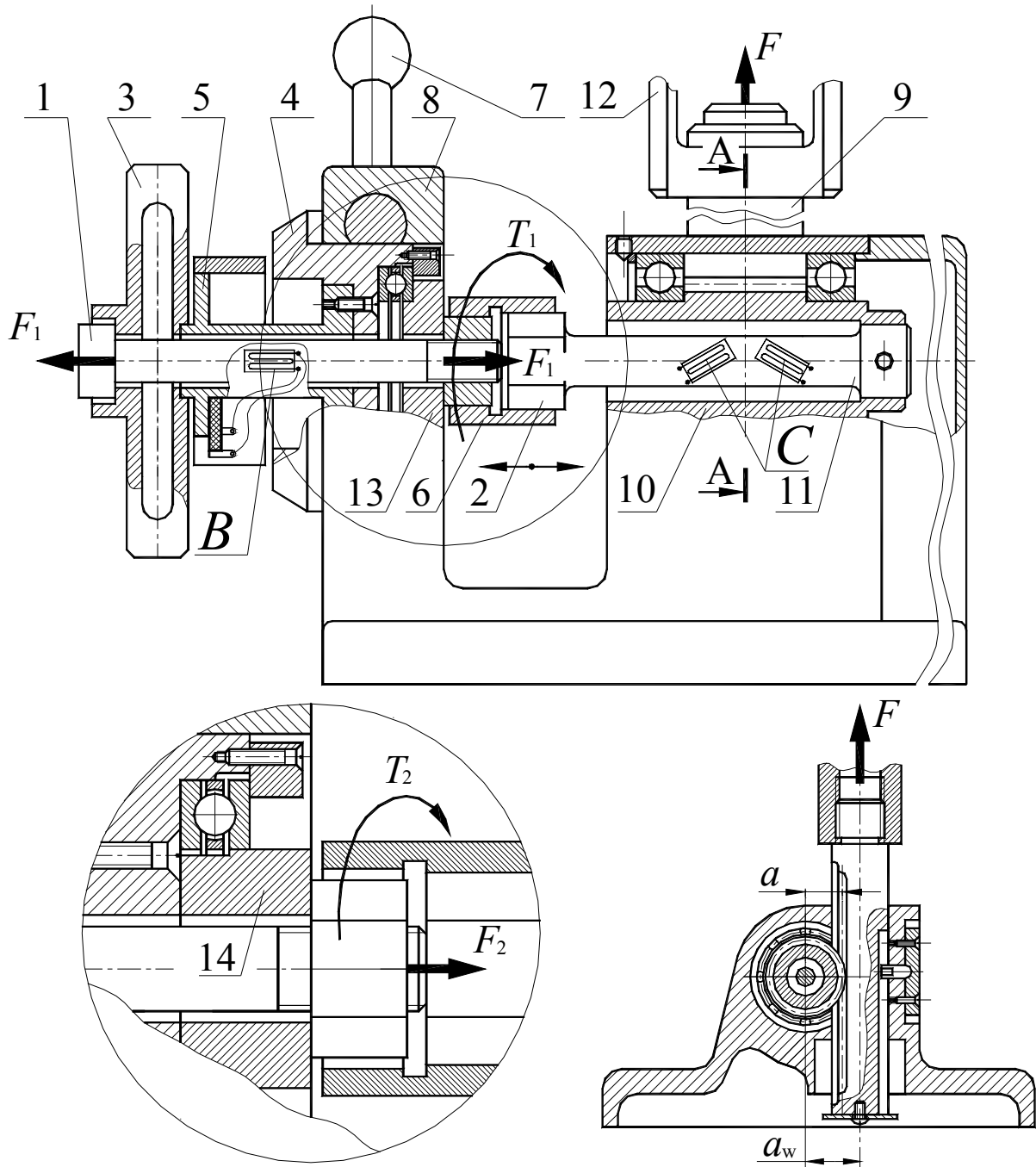


Рисунок 3.1 – Схема установки ДМ-27А

Методика випробувань

Об'єктами випробувань служать болти з різьбою М16. Величина напружень крутіння в стрижні болта, отже, і еквівалентних напружень значною мірою залежить від коефіцієнта тертя в різьбі. З огляду на нестабільність коефіцієнта тертя і залежність його від багатьох факторів, експериментальне визначення відношення $\sigma_{\text{екв}} / \sigma_p$ слід виконувати за результатами як можна більшого числа дослідів.

Експериментально повинні бути отримані: сила затягування $F_1 = F_{\text{зат}}$ і момент загвинчування, рівний моменту в різьбі $T_1 = T_p$, в залежності від кута повороту гайки (переміщення стола), а також сила затягування $F_2 = F_{\text{зат}}$ і момент загвинчування, рівний сумі моментів у різьбі і тертя на торці гайки $T_2 = T_p + T_r$, в залежності від часу. Перша із цих залежностей використовується для оцінки величини напружень крутіння при затягуванні, отже, і для визначення відношення $\sigma_{\text{екв}} / \sigma_p$, друга – для визначення коефіцієнта тертя на торці гайки, а також відношення сили затягування $F_{\text{зат}}$ і сили на ключі $F_{\text{кл}}$ при загвинчуванні з'єднання ключем стандартної довжини $l_{\text{ст}}$. Для одержання залежностей $F_1(\varphi)$ і $T_1(\varphi)$ установка збирається з використанням змінного кільця 13 (рис. 3.1). При цьому момент на торці гайки стає досить малий (він дорівнює моменту тертя в упорному шарикопідшипнику). Момент на торсіонному валику 11 практично дорівнює моменту в різьбі, від величини якого і залежить величина напружень крутіння. Таким чином, у цьому експерименті сигнал від датчиків **B** буде пропорційний моменту в різьбі T_p , від датчиків **C** – поздовжній силі в стрижні болта, тобто $F_{\text{зат}}$. Реєстрація цих сигналів виконується за допомогою комп'ютерного комплексу (рис. 3.2).

Для одержання залежності сили затягування і моменту загвинчування з урахуванням тертя на торці – $F_2(\varphi)$ і $T_2(\varphi)$, установка збирається з використанням змінного кільця 14. У цьому випадку сигнал від датчиків **C** буде пропорційний моменту загвинчування, рівному сумі моментів у різьбі і на опорній поверхні гайки.

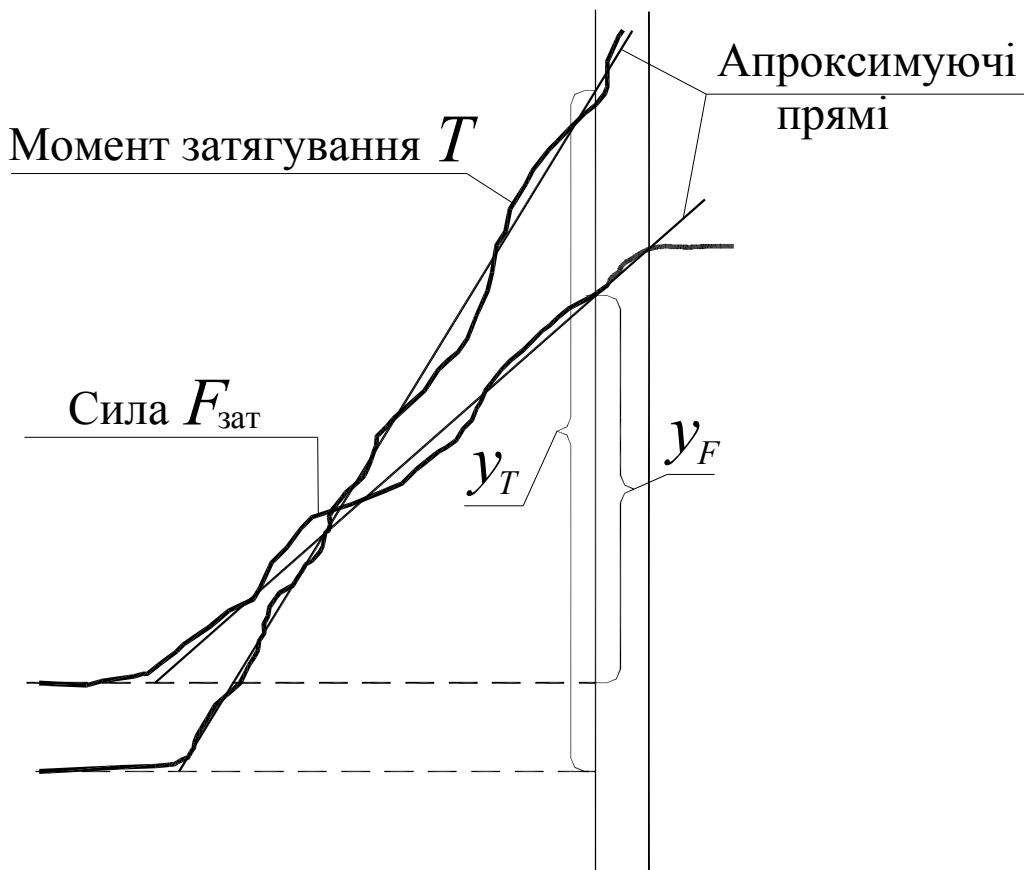


Рисунок 3.2 – Приклади експериментальних залежностей

Після закінчення експерименту одержують дві діаграми із двома кривими, на яких базуються подальші розрахунки. Одна діаграма відповідає зборці установки зі змінним кільцем 13 (без урахування тертя на торці), а інша – зі змінним кільцем 14 (з урахуванням тертя на торці).

Хід виконання роботи

1. Ввімкнути ПК.
2. З'єднати *USB-кабелем* ПК і АЦП.
3. Перевірити з'єднання АЦП до відповідного модуля БПКС, ввімкнути живлення (позаду) – загориться зелений світлодіод, і ввімкнути тумблер, що відповідає даній лабораторній роботі.
4. Запустити програму *PowerGraph*.

5. Завантажити файл налаштувань для лабораторної роботи (lab3).

6. Виконати збірку установки. Загвинчування болта має відбуватися в автоматичному режимі роботи машини ДМ-30А. Загвинчування виконується двічі: спочатку з використанням змінного кільця 13, а потім – 14. Фіксацію значень в *PowerGraph* починати після ввімкнення машини.

7. Роздрукувати з програми *PowerGraph* отримані графіки.

8. Отримані діаграми апроксимувати прямими лініями на ділянках підйому. Поблизу максимальних значень провести вертикальні лінії, що перетинають обидві лінії (рис. 3.2). Виміряти значення y_T і y_F в мм і з урахуванням масштабних коефіцієнтів μ_T і μ_F знайти значення сили $F = y_F \mu_F$, H і крутного моменту $T = y_T \mu_T$, Нм. Заповнити відповідні стовпці таблиці 3.1.

9. Виконати розрахунки.

Таблиця 3.1 – Лабораторна робота №3

№	y	y	F	T
Масштаби	–	–	$\mu_F =$	$\mu_T =$
1 («без тертя»)				
2 («з тертям»)				

Відзначимо, що в рядку №1 таблиці 3.1 записуються результати випробувань зі змінним кільцем 13, тобто «без тертя», а в рядку №2 – зі змінним кільцем 14 «з урахуванням тертя».

Вихідні дані

Зовнішній діаметр болта	$d = 16$ мм
Внутрішній діаметр болта	$d_1 = 13.546$ мм
Середній діаметр болта	$d_2 = 14.701$ мм
Крок різьби	$p = 2$ мм
Коефіцієнт тертя в різьбі	$f = 0.15$
Зовнішній діаметр опорного торця гайки	$D = 23.2$ мм
Стандартна довжина ключа	$l_{ст} = 0.2$ м

Виконання розрахунків

Зведений коефіцієнт тертя в різьбі

$$f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0.15}{\cos(30^\circ)} = 0.173$$

Зведений кут тертя

$$\tan(\varphi') = f', \quad \varphi' = \arctg(f') = 9.826^\circ$$

Площа розрахункового перерізу

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.013546^2}{4} = 1.441 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}$$

Полярний момент опору перерізу

$$W_p = \frac{\pi d_p^3}{16} = \frac{3.14 \cdot 0.013546^3}{16} = 4.88 \cdot 10^{-7} \text{ (м}^3\text{)}$$

Нормальне напруження болта від розтягування

$$\sigma_p = \frac{F_1}{A} \text{ (Па)}$$

Дотичне напруження крутіння

$$\tau_{кр} = \frac{T_1}{W_p} \text{ (Па)}$$

Еквівалентне напруження

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} \text{ (Па)}$$

Визначаємо експериментальне відношення $\sigma_{\text{екв}} / \sigma_p =$

Коефіцієнт тертя на торці гайки

$$f_\Gamma = 4 \frac{T_2 - T_1}{F_2(D + d)}$$

Сила на ключі

$$F_{\text{кл}} = \frac{T_2}{l_{\text{ст}}}$$

Відношення максимальної сили затягування до сили на ключі

$$K_{\text{кл}} = \frac{F_2}{F_{\text{кл}}}$$

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Обладнання.
3. Короткий опис конструкції установки і її зборки.
4. Вихідні дані.
5. Таблиця з експериментальними даними.
6. Відношення $\sigma_{\text{екв}} / \sigma_p$.
7. Коефіцієнт тертя на торці гайки.
8. Відношення максимальної сили затягування до сили на ключі стандартної довжини
9. Письмово відповісти на контрольні питання.

Контрольні питання

1. Чому при загвинчуванні гайки в стрижні болта виникають дотичні напруження?
2. Від яких факторів залежать дотичні напруження в болті при його затягуванні?
3. Як виконується урахування цих напружень при розрахунку болта в затягнутому з'єднанні?
4. Який вигравш у силі дає різьба?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4

«ВИВЧЕННЯ РОБОТИ ЗАТЯГНУТОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ»

Мета роботи – розрахункове і експериментальне визначення для одноболтового різьбового з'єднання значень коефіцієнта основного навантаження χ , що визначає величину частини, що приходить на болт, зовнішньої відриваючої сили, що прикладена до затягнутого різьбового з'єднання.

Обладнання. Універсальна дослідна машина ДМ-30А і пристрій для випробування «Одноболтового з'єднання» ДМ-22А, блок посилення і комутації сигналів БПКС, аналого-цифровий перетворювач АЦП ADA 1406, ПК.

Розрахункові залежності

Сила, що розтягує болт у затягнутому болтовому з'єднанні, залежить від сили затягування F_0 болта і зовнішньої сили F_a , прикладеної до з'єднання. При цьому зовнішня сила F_a розподіляється між елементами з'єднання таким чином, що частина її, що дорівнює $\chi \cdot F_a$, навантажує болт, а частина $k(1-\chi)F_a$ – зменшує тиск у стику з'єднаних деталей, отриманий попереднім затягуванням болта.

Отже, сила, що розтягує болт у затягнутому різьбовому з'єднанні, буде визначатися залежністю

$$F_b = F_0 + \chi F_a. \quad (1)$$

Величина χ для кожного конкретного з'єднання не є постійною і залежить від співвідношення F_0 і F_a .

Розрахункове визначення коефіцієнта основного навантаження

Затягнуте болтове з'єднання являє собою статично невизначену систему. Розв'язок рівняння спільності пружних

переміщень у спрощеній моделі з'єднання при $h \leq 2d_1$ і $F_0 = F_a$ (рис. 4.1) дає

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b}, \quad (2)$$

де λ_d – піддатливість стику, мм/Н;

λ_b – піддатливість болта, мм/Н.

Піддатливість болта з перерізом стрижня, що дискретно змінюється, визначається за залежністю

$$\lambda_b = \frac{1}{E_b} \sum_1^i \frac{l_i}{A_i}, \quad (3)$$

де E_b – модуль пружності матеріалу болта, МПа;

l_i , мм – довжина частини стрижня болта, що деформується, із площею поперечного A_i перерізу, мм².

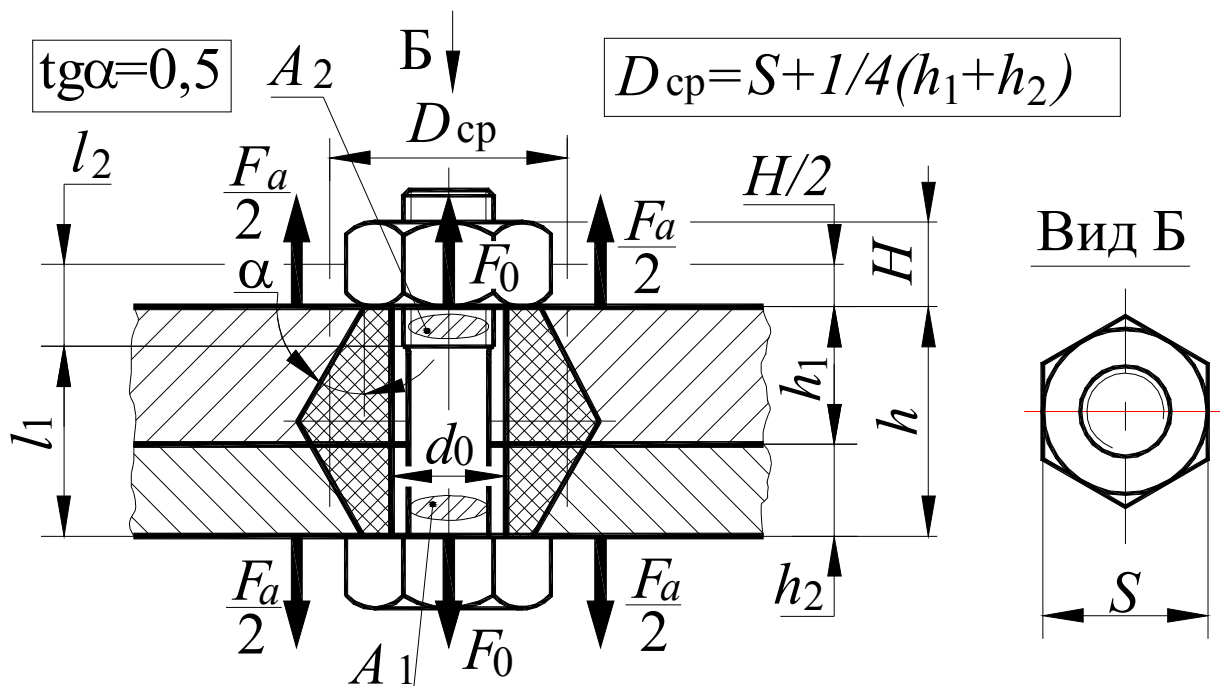


Рисунок 4.1 – Затягнуте болтове з'єднання

Відзначимо, що у випадках, коли довжина стрижня болта $\sum l_i > 6d$ (d – діаметр різьби болта), довжину різьбової частини болта, що взаємодіє з витками гайки, у розрахунках його піддатливості можна не враховувати. При визначенні піддатливості

різьбової частини стрижня «короткого» болта ($\sum l_i \leq 6d$) до довжини різьбової ділянки болта, що піддається розтягуванню, додають величину, рівну половині висоти гайки, чим ураховується піддатливість болта на ділянці загвинчування, а також піддатливість різьби і голівки болта. Таким чином, для болта досліджуваного з'єднання

$$\lambda_b = \frac{1}{E_b} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right). \quad (4)$$

Площа поперечного перерізу різьбової частини болта визначають за розрахунковим діаметром d_p .

Для досліджуваного з'єднання з болтом М16 $d_p=14,12$ мм.

Розміри елементів з'єднання в мм наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Розрахункові розміри

Болт				Гайка		Деталі			
d	d_c	l_1	l_2	H	S	d_o	D	h_1	h_2
16	13,6	58	6,5	13	24	18	55	30	28

Піддатливість деталі з'єднання

$$\lambda_d = \frac{1}{E_d} \sum_0^i \frac{h_i}{h_{d_i}} \quad (5)$$

для досліджуваного з'єднання

$$\lambda_d = \frac{1}{E_d} \left(\frac{h_1}{A_{11}} + \frac{h_2}{A_{22}} \right), \quad (6)$$

з огляду на те, що товщини деталей, що з'єднуються, однакові

$$\lambda_d = \frac{h}{E_d A_d}, \quad (7)$$

де $h=h_1+h_2$ – сумарна товщина деталей, що з'єднуються, мм;

E_d – модуль пружності матеріалу деталей, МПа;

A_d – площа поперечного перерізу деталі, мм².

При визначенні A_d вважають, що при дії сили вздовж осі болта активний опір стиску (рівномірна деформація деталі) має місце

тільки всередині порожнистий конус, що починається від опорних поверхонь гайки і голівки болта (рис. 4.1).

З метою спрощення розрахунків при визначенні величини A_d порожнисті конуси замінюють порожнистим циліндром, площа якого в осьовому перерізі дорівнює площі конусів у тім же перерізі. На підставі викладеного

$$A_d = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{h_1 + h_2}{4} \right)^2 - d_0^2 \right], \quad (8)$$

де S , d_0 , h_1 , h_2 – див. у таблиці 1.

В деяких конструкціях для забезпечення герметичності з'єднання між деталями вводять пружну прокладку (гума, картон і т.д.), що істотно збільшує сумарну піддатливість деталей і призводить до росту величини λ_d , а, отже, і χ .

Експериментальне визначення коефіцієнта основного навантаження

Досліджуване різьбове з'єднання (рис. 4.2), яке є основною частиною пристрою ДМ-22А «Одноболтове з'єднання» 1, встановлюється на машині ДМ-30А 2 для випробування з'єднань. З'єднання складається із двох однакових сталевих деталей 3, що попередньо стягуються болтом 4 по плоскому стику, перпендикулярному до осі болта, і навантажуються надалі центральною відриваючою силою F_a .

Болт, що затягується торцевим ключем, оснащений датчиком деформацій 5, що складається з наклеєних на стрижень болта тензорезисторів, з'єднаних за відомою мостовою схемою. Деталі, що стягуються, мають уступи у вигляді круглих гайок 6, що дозволяють змінювати по висоті деталей місце прикладення зовнішньої осьової сили F_a . Нижня деталь через шарнір Гука кріпиться до рухомого стола 7, що має можливість переміщуватися по вертикалі. Верхня деталь через захват (стакан 8), силовимірювач 9 і другий шарнір Гука кріпиться до нерухомої траверси. Наявність шарнірів Гука забезпечує центральне прикладення сил F_a до з'єднання. При русі стола вниз, завдяки наявності в силовимірювачі пружного елемента (пружини), відбувається плавне навантаження

досліджуваного з'єднання зовнішньою осьювою силою F_a . Пружний елемент оснащений другим датчиком деформацій, аналогічним першому. Сигнали від тензодатчика № 1 (рис. 4.3), установленого на болті, і датчика №2, установленого в силовимірювачі через тензопідсилювач (у модулі БПКС) надходять на АЦП. Перетворені в цифрову форму сигнали подаються на ПК, обробляються і потім результати досліду у вигляді графіків або таблиць роздруковуються на принтері.

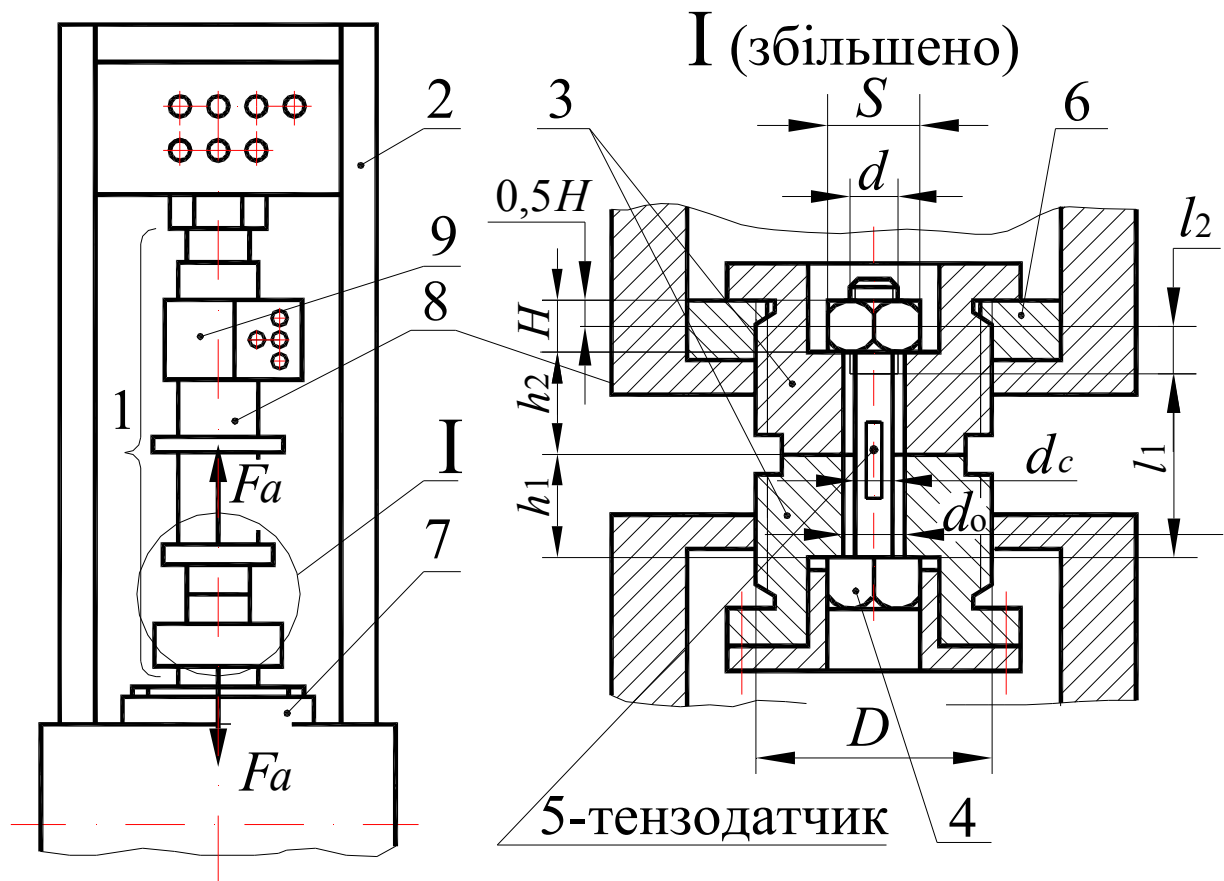


Рисунок 4.2 – Схема випробування болтового з'єднання

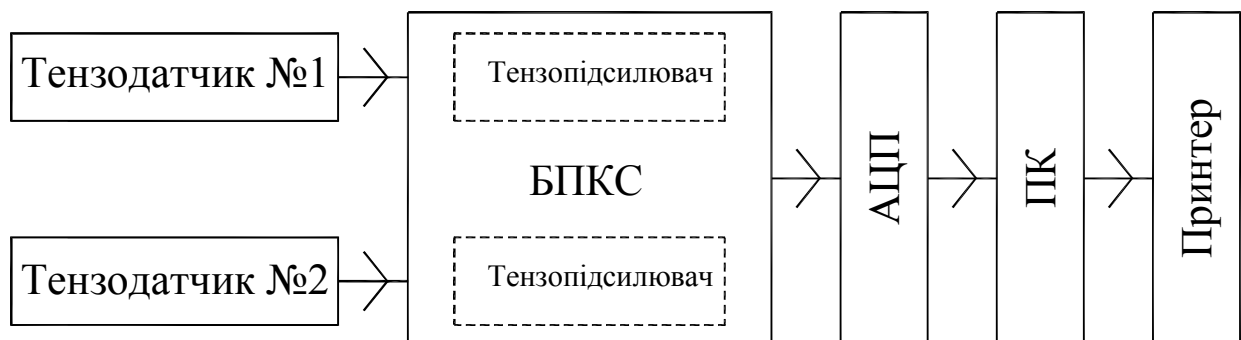


Рисунок 4.3 – Блок-схема вимірювання сил

Таким чином, комп'ютерний комплекс дозволяє синхронно реєструвати зміни величин F_a і F_b , а також представляти результати досліду у вигляді таблиць, або у вигляді графічної залежності $F_b = f(F_a)$.

На початку, по мірі зростання F_a (рис. 4.4), спостерігається невелике, практично лінійне збільшення F_b . Перед розкриттям стику залежність має нелінійний характер, що пов'язане із впливом контактної жорсткості стику, деформацією витків різьби і голівки болта. Після розкриття стику графік залежності $F_b = f(F_a)$ знову стає лінійним.

Відмітимо, що при рівності масштабів за координатними осями (рис. 4.4) процес розкриття стику характеризується лінійною залежністю з кутом нахилу, рівним 45° .

Установка в стик пружної прокладки веде до збільшення сумарної піддатливості деталей, а, отже, і до росту величини χ . При досить податливих прокладках $\chi \rightarrow 1$.

Хід виконання роботи

1. Ввімкнути ПК.
2. З'єднати *USB-кабелем* ПК і АЦП.
3. Перевірити з'єднання АЦП до відповідного модуля БПКС, ввімкнути живлення (позаду) – загориться зелений світлодіод, і ввімкнути тумблер, що відповідає даній лабораторній роботі.
4. Запустити програму *PowerGraph*.
5. Завантажити файл налаштувань для лабораторної роботи (*lab4*).
6. Затягти болт за допомогою накидного ключа до сили затяжки ($F_0 = 3000 \dots 8000$ Н). Величину F_0 контролюють за показниками на екрані монітора (у цифровій формі).

Зробити випробування на розкриття стику в автоматичному режимі роботи машини ДМ-30А. Випробування виконуються кілька разів. Фіксацію значень в *PowerGraph* починати після ввімкнення машини. Роздрукувати графік $F_b = f(F_a)$.

Після розвантаження з'єднання і вимикання машини ДМ-30А перевірити відсутність зовнішнього навантаження на з'єднання за

наявністю відносного переміщення деталей шарнірів Гука і зняти зтягнення болта. У площині стику між деталями встановити пружну прокладку і повторити експеримент.

7. Роздрукувати з програми *PowerGraph* отримані графіки $F_b = f(F_a)$.

8. На отриманих експериментальних графіках виділити зону, що передує розкриттю стику (рис. 4.4). Виділену зону розбити на n ділянок: 0–1; 1–2; і т.д. (рис. 4.4). Для кожної ділянки визначити значення χ , отримані експериментально для з'єднання з прокладкою та без прокладки.

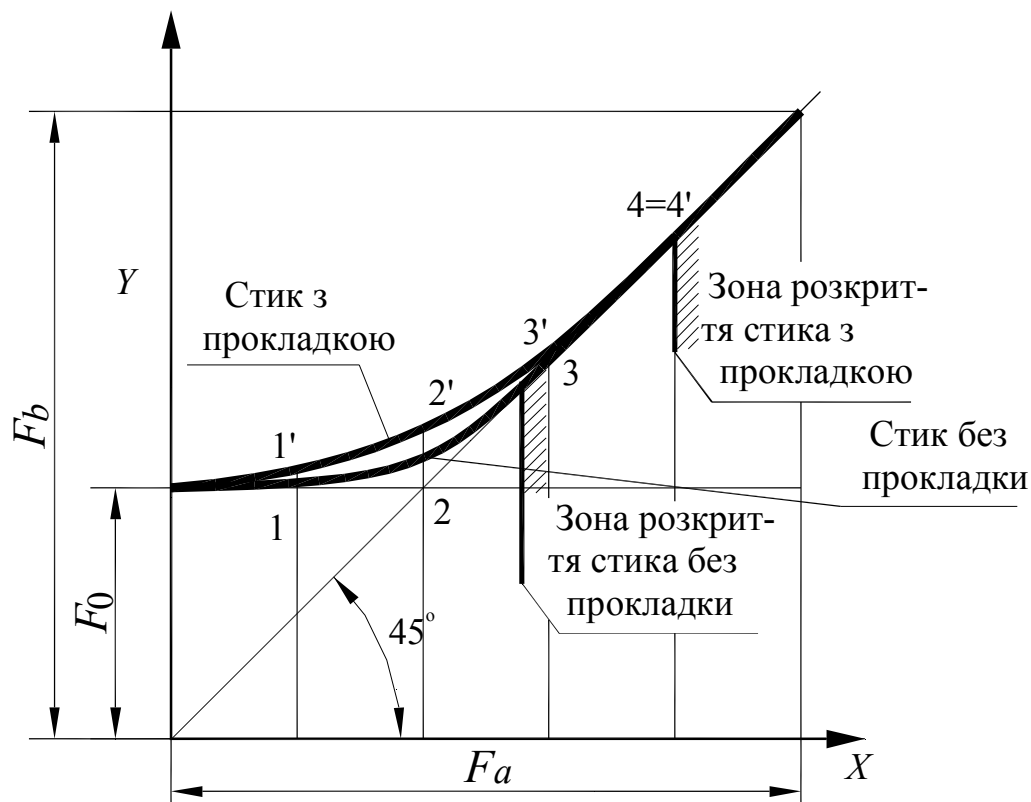


Рисунок 4.4 – Діаграма навантаження стику

Формула для визначення значення χ за експериментальним даними:

$$\chi = \frac{F_b - F_0}{F_a}.$$

Виконання розрахунків

Площі перерізів болта:

$$A_1 = A_2 = \frac{\pi d_c^2}{4} = \frac{3.1416 \cdot 0.0136^2}{4} = 1.453 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Піддатливість болта у випадку, коли $A_b = A_1 = A_2$, на основі (6):

$$\lambda_b = \frac{l_1 + l_2}{E_b A_b} = \frac{0.058 + 0.0065}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 1.453 \cdot 10^{-4}} = 2.114 \cdot 10^{-9} \text{ (м/Н)}.$$

Площа поперечного перерізу деталі (8)

$$\begin{aligned} A_d &= \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{h_1 + h_2}{4} \right)^2 - d_0^2 \right] = \\ &= \frac{3.14}{4} \left[\left(0.024 + \frac{0.03 + 0.028}{4} \right)^2 - 0.018^2 \right] = 9.097 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}. \end{aligned}$$

Піддатливість деталі з'єднання

$$\lambda_d = \frac{h_1 + h_2}{E_d A_d} = \frac{0.03 + 0.028}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 9.097 \cdot 10^{-4}} = 3.036 \cdot 10^{-10} \text{ (м/Н)}.$$

Теоретичний коефіцієнт основного навантаження може бути визначений на основі залежності (2):

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b} = \frac{3.036 \cdot 10^{-10}}{3.036 \cdot 10^{-10} + 2.114 \cdot 10^{-9}} = 0.126.$$

Формула для визначення значення χ_i за експериментальними даними для i -ої ділянки:

$$\chi_i = \frac{F_{bi} - F_0}{F_{ai}}.$$

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Обладнання.
3. Короткий опис конструкції установки і її зборки.
4. Вихідні дані.
5. Таблиця з експериментальними даними.
6. Ескіз діаграми навантаження стику.
7. Значення коефіцієнта χ , визначені за експериментальними даними на декількох ділянках.
8. Письмово відповісти на контрольні питання.

Контрольні питання

1. Як розподіляється навантаження на з'єднання по його елементах?
2. Які фактори впливають на величину χ ?
3. Як змінюється величина χ при установці прокладки між деталями?
4. В яких випадках доцільно використовувати пружні прокладки між деталями?
5. Які конструктивні і інші заходи сприяють зменшенню величини коефіцієнта основного навантаження?
6. Яка методика експериментального дослідження сил у різьбовому з'єднанні?

Студент повинен уміти за заданими параметрами різьбового з'єднання розрахувати величину коефіцієнта основного навантаження.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

«ГРУПОВЕ РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ, НАВАНТАЖЕНЕ ВІДРИВАЮЧИМИ СИЛАМИ І МОМЕНТАМИ»

Мета роботи – дослідження розподілу осьових сил, що розтягують болти (гвинти або шпильки) у груповому різьбовому з'єднанні, навантаженому зовнішньою силою, перпендикулярною площині стику, і моментом, що розкривають стик.

Обладнання. Універсальна дослідна машина ДМ-30А і пристрій для випробування «Групового різьбового з'єднання» ДМ-39А, блок посилення і комутації сигналів БПКС, аналого-цифровий перетворювач АЦП АДА 1406, ПК.

Розрахункові залежності

У досліджуваному груповому різьбовому з'єднанні застосовані однакові болти, розташовані рівномірно по площі стику деталей з'єднання і симетрично щодо двох взаємно перпендикулярних осей симетрії. Розміри (у мм) досліджуваного з'єднання наведені на рис. 5.1.

Після затягування болтів на стику деталей з'єднання з'являються стискаючі напруження, рівномірно розподілені по стику

$$\sigma_0 = \frac{zF_0}{A},$$

де F_0 – сила затягування одного болта (однакова для всіх болтів);

$z = 6$ – число болтів;

$A = a \cdot b$ – площа стику деталей.

Прикладення зовнішньої сили F призводить до зміни зусиль у болтах і напружень на стику з'єднання.

Для розрахунку змін зовнішню нецентральну силу замінюють центральною силою F і моментом сил $M = F \cdot L$, які отримуються при переносі зовнішньої сили в центр ваги площі стику деталей з'єднання (точка С).

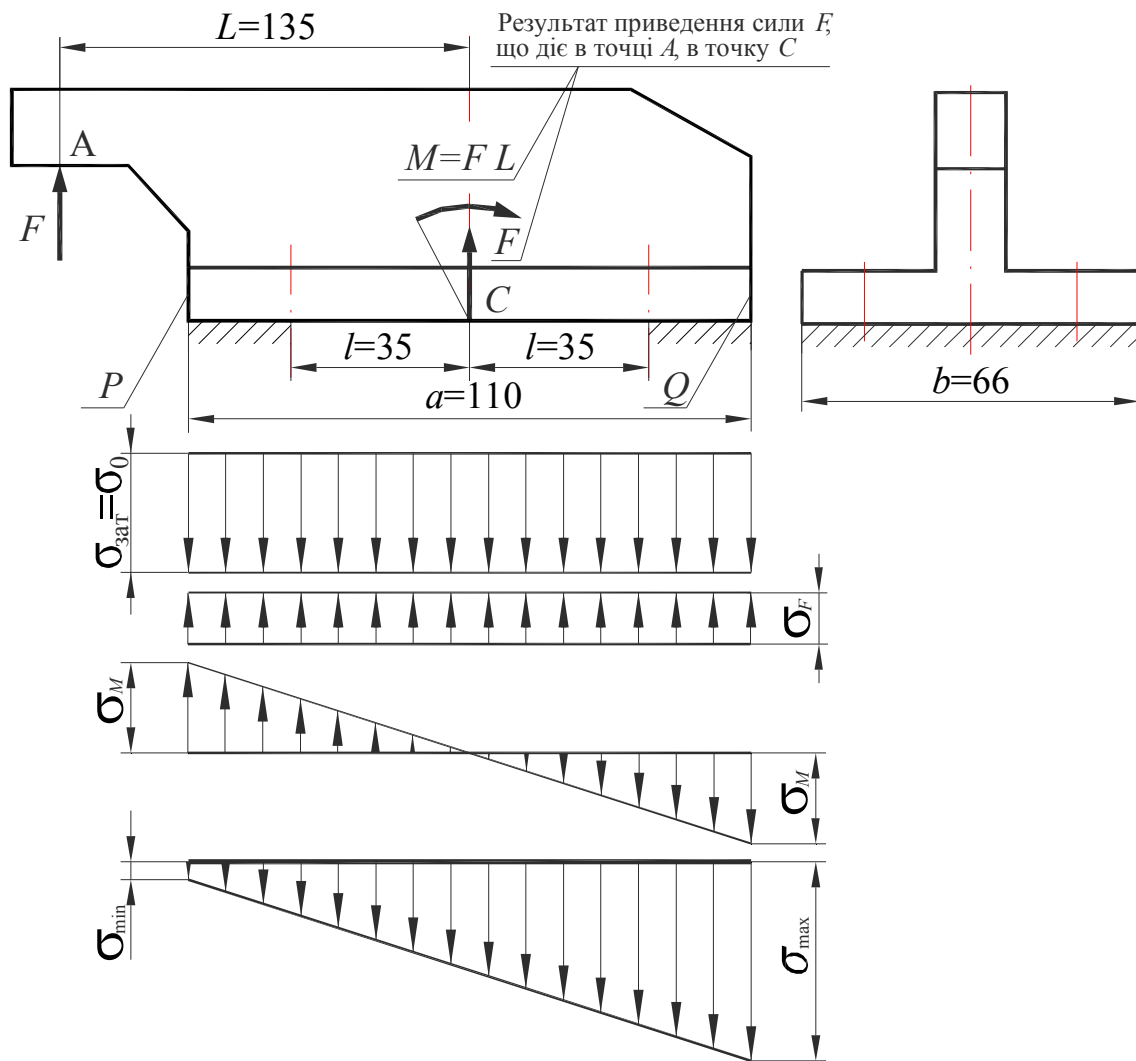


Рисунок 5.1 – Епюри напруження на стику деталей

На стику деталей з'єднання додатково з'являється (рис. 5.1):
 – рівномірно розподілені по стику напруження від дії центральної сили F

$$\sigma_F = \frac{(1-\chi)F}{A},$$

де F – зовнішня відриваюча центральна сила;

– коефіцієнт основного навантаження (для металевих стиків можна прийняти рівним 0,2...0,3);

– напруження від моменту сил M , які змінюються за законом трикутника як при вигині; при цьому вважається, що нейтральна вісь (вісь повороту стику) проходить через центр ваги площі стику

(точку 3); максимальне значення напружень від дії моменту $M = F \cdot L$ на стику деталі буде

$$\sigma_M = \frac{(1-\chi)M}{W},$$

де $W = \frac{b \cdot a^2}{6}$ – момент опору площі стику вигину.

Підсумовуючи напруження, одержимо, що найменші напруження стиску в стику діють біля грані P :

$$\sigma_{MIN} = \sigma_0 - \sigma_F - \sigma_M,$$

а найбільші напруження стиску в стику діють біля грані Q :

$$\sigma_{MAX} = \sigma_0 - \sigma_F + \sigma_M.$$

Вважається, що стик з'єднання не розкривається, якщо після прикладення до з'єднання всіх навантажень у будь-якій точці стику сумарні напруження залишаються стискаючими, тобто умова нерозкриття стику запишеться у вигляді

$$\sigma_{MIN} > 0.$$

Умову міцності деталей стику можна записати

$$\sigma_{MAX} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження змінання для менш міцної деталі з'єднання.

Для розглянутого з'єднання розподіл сил між болтами визначається в такий спосіб (рис. 5.2).

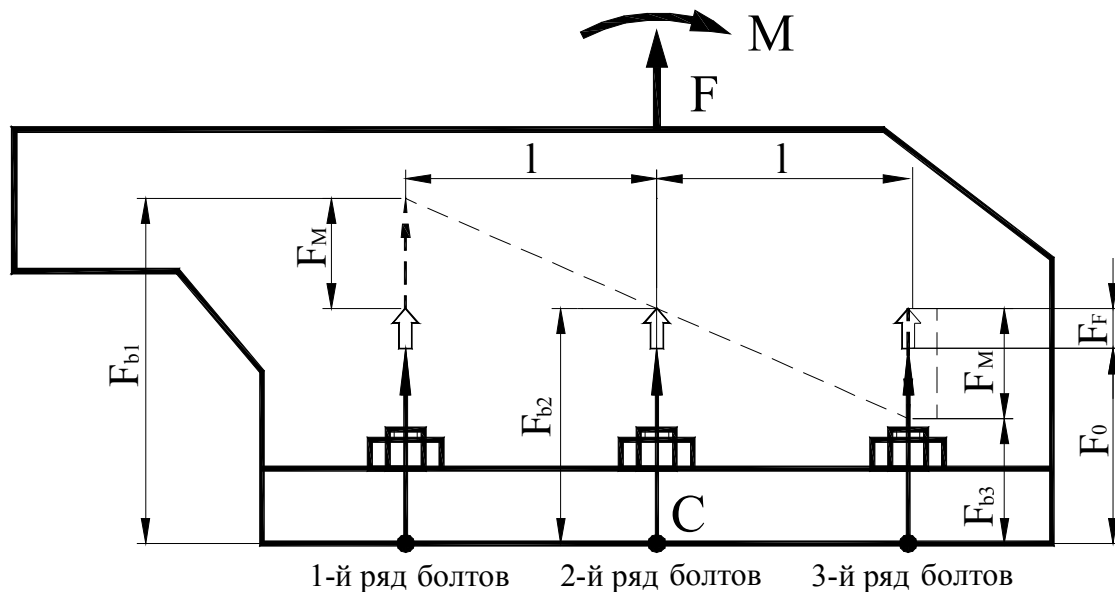


Рисунок 5.2 – Розподіл сил між рядами болтів

У початковий момент всі болти розтягнуті однаковою силою F_0 . Після прикладення центральної сили F кожен болт додатково розтягується силою F_F

$$F_F = \frac{\chi F}{z}$$

Дія моменту $M = F \cdot L$ виражається у тому, що болти першого ряду додатково розтягуються, навантаження болтів другого ряду не змінюється, а навантаження на болти третього ряду зменшується настільки ж, наскільки збільшилося навантаження на болти першого ряду.

В загальному випадку вважається, що додатково виникаючі в болтах сили від дії зовнішнього моменту, що розкриває стик, прямо пропорційні відстані від нейтральної осі повороту. Для найбільш віддалених болтів навантаження від моменту F_M визначається за формулою

$$F_M = \frac{\chi \cdot M \cdot l_{\max}}{\sum l_i^2}$$

де l_{\max} – відстань від нейтральної осі до найбільш віддаленого болта; для нашого випадку це болти першого ряду і $l_{\max} = l$ (рис. 5.1 і 5.2);

l – відстань від нейтральної осі до i -го болта; для нашого випадку у болтів першого ряду $l_1 = l$; у болтів другого ряду $l_2 = 0$; у болтів третього ряду $l_3 = l$, число болтів у ряді – два (рис. 5.3) і тоді:

$$\sum l_i^2 = 2l_1^2 + 2l_2^2 + 2l_3^2 = 4l^2$$

Сумарна розтягуюча сила кожного болта першого ряду має вигляд (рис. 5.2):

$$F_{b1} = F_0 + F_F + F_M$$

або

$$F_{b1} = F_0 + \chi \frac{F}{z} + \chi \frac{FL}{4l}$$

для кожного болта другого ряду

$$F_{b2} = F_0 + F_F$$

або

$$F_{b2} = F_0 + \chi \frac{F}{z}$$

для кожного болта третього ряду

$$F_{b3} = F_0 + F_F - F_M$$

або

$$F_{b3} = F_0 + \chi \frac{F}{z} - \chi \frac{FL}{4l}$$

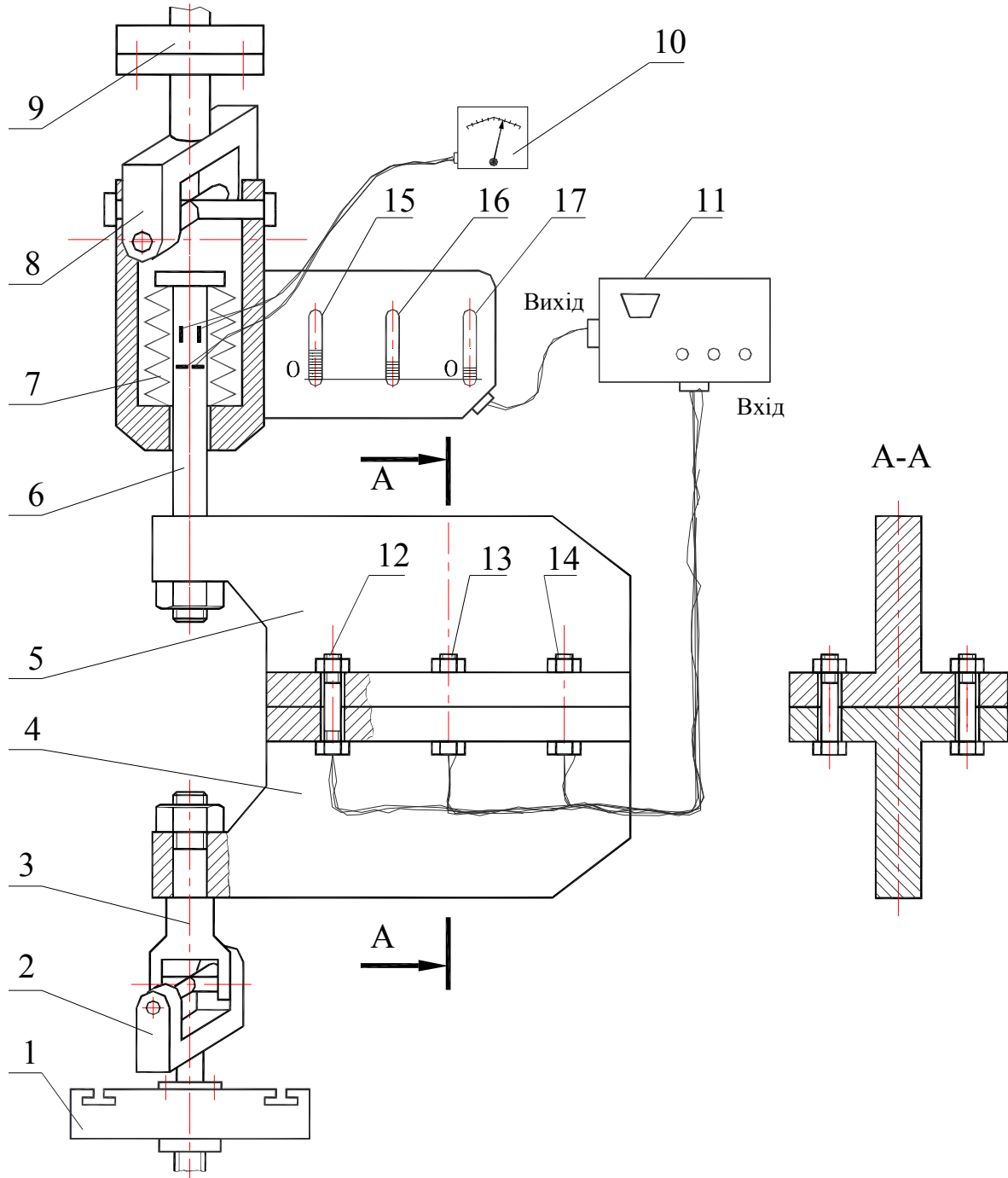


Рисунок 5.3 – Схема установки ДМ-39А

Умова міцності найбільш навантажених болтів першого ряду

$$\sigma_1 = \frac{1.3F_0 + \chi \frac{F}{z} + \chi \frac{FL}{4l}}{A_p} \leq [\sigma_p],$$

де 1,3 – коефіцієнт, що враховує скручування стрижня болта при зтягуванні;

A_p – розрахункова площа болта;

$[\sigma_p]$ – допустимі напруження розтягування для матеріалу болта.

Опис обладнання

Схема навчально-лабораторної установки «Групове різьбове з'єднання, навантажене відриваючими силами і моментами» ДМ-39А, наведена на рис. 5.3.

В якості з'єднання використовуються два однакових кронштейни 4 і 5, з'єднаних шістьма болтами, розташованими рівномірно і симетрично по стику. Два болти, розташовані на однаковій відстані від лінії дії зовнішньої сили, утворюють один ряд болтів. Ряди болтів позначені відповідно 12, 13 і 14.

На болти наклеєні тензорезистори, сигнал з тензорезисторів підсилюється тензопідсилювачем 11 і реєструється за допомогою індикаторних трубок 15, 16 і 17, що світяться.

Індикаторні трубки змонтовані в одному блоці, прикріпленому до корпусу верхньої тяги. Осьова розтягуюча сила, прикладена до кожного болта першого ряду, визначається за показниками індикаторної трубки 15, що світиться, силу, прикладену до болтів другого ряду, показує трубка 16 і силу, прикладену до болтів третього ряду, – трубка 17. З'єднання в зібраному вигляді кріпиться верхньою тягою 6 до верхнього захвату 9, а нижньою тягою 3 – до рухомого робочого столу 1 машини ДМ-30А за допомогою шарнірів Гука 2 і 8. На верхній тязі 6 наклеєні тензорезистори, сигнал від яких використаний для виміру приладом 10 зовнішньої сили F , прикладеної до кронштейнів. Пакет тарілчастих пружин 7 зменшує жорсткість навантажуючої системи дослідної машини. Для забезпечення однакової сили початкового зтягування болтів використовується ключ граничного моменту, будова якого показана

на рис. 5.4. Голівка 1 для захвату шестигранних гайок з'єднана шарнірно з важелем 2. У важелі 2 запресований загартований ролик 4, до якого при затягуванні гайки (ключ обертається в напрямку стрілки) притискується кулька 5, піджата пружиною 6. Кулька 5 і пружина 6 установлені в рукоятці 7.

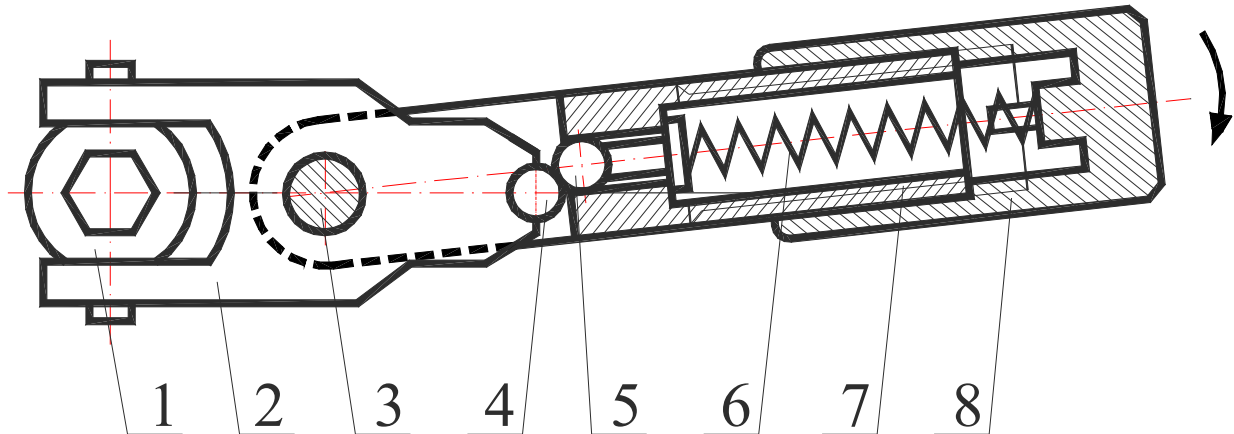


Рисунок 5.4 – Ключ граничного моменту

Силу стиску пружини можна регулювати накладною гайкою 8, при цьому момент спрацьовування ключа зміниться. Рукоятка 7 з'єднана з важелем 2 шарнірно за допомогою осі 3. Якщо до рукоятки 7 прикласти силу більше деякого певного значення (обумовленого силою стиску пружини 6), то кулька 5 утоплюється в рукоятці, і вона вільно провертається навколо осі 3, не передаючи крутний момент. Після цього вважається, що гайка затягнута на необхідну величину, а для загвинчування іншої гайки ключ необхідно повернути на 180° відносно його поздовжньої осі. У випадку необхідності можна важіль 2 і рукоятку 7 з'єднати нерухомо спеціальним штифтом, тоді ключ стає звичайним жорстким ключем з накладною голівкою.

Порядок проведення лабораторної роботи і обробки експериментальних даних

До початку лабораторної роботи потрібно встановити установку ДМ-39А на машину ДМ-30А, підключити блок індикаторних трубок, що світяться, і, ввімкнувши тензопідсилювач, прогріти його протягом приблизно 20 хв. Болти, що з'єднують обидва кронштейни, не повинні бути затягнуті (гайки вільно обертаються від руки), пристрій не повинен бути навантажений зовнішньою силою (кронштейни вільно погойдуються від руки).

Перед початком експериментів встановлюють на нульову відмітку показання індикаторних трубок 15, 16, 17, що світяться, і показання приладу 10 (рис. 5.3).

Спочатку експериментально визначають розподіл навантажень між болтами з'єднання у випадку, коли затягування болтів мале і відбувається розкриття стику. Для цього затягують від руки всі шість гайок так, щоб не було відчутного погойдування одного кронштейна відносно іншого, і навантажують з'єднання зовнішньою відриваючою силою F (не більше 5000 Н), надаючи столу машини ДМ-30А рух униз. За показаннями приладів визначають і записують зовнішню силу і силу, що розтягує болт кожного ряду. Після чого зовнішнє навантаження знімають до нуля, даючи столу машини рух нагору.

Потім експериментально визначають розподіл навантаження між болтами у випадку, коли болти затягнуті силами, достатніми для запобігання розкриття стику. При зовнішній силі $F=5000$ Н сила затягування болтів з умови нерозкриття стику повинна бути не менш $F_{0\min}=2000$ Н.

Для одержання необхідної сили затягування болтів роблять затягування гайок ключем граничного моменту, затягування починають із гайок другого ряду. Після першого затягування всіх гайок проводять у тім же порядку друге затягування всіх гайок до спрацьовування ключа граничного моменту.

Знімають показання індикаторних трубок, що світяться, і підраховують середнє значення сили затягування болтів.

З'єднання знову завантажують такою ж за величиною, як у першому експерименті, зовнішньою силою. Отримані після

навантаження розтягуючі сили болтів і зовнішню осьову силу записують у бланку лабораторної роботи.

Потім з'єднання розвантажують, вимикають прилади, послаблюють затягування болтів.

При обробці експериментальних даних потрібно обчислити напруження, що діють на стику кронштейнів, використовуючи формули, наведені вище, і побудувати графіки:

- а) експериментальний розподіл сил, що діють на болти;
- б) епюри напружень, що діють на стику кронштейнів.

Після цього оцінюють можливість розкриття стику для випадку затягнутих і незатягнутих болтів; розраховують запас міцності болтів, знаючи, що застосовано болти М16 класу міцності 3,6 за ДСТ 1759–82; визначають, проходить вісь повороту через центр ваги перерізу, чи ні для випадку незатягнутих і затягнутих болтів.

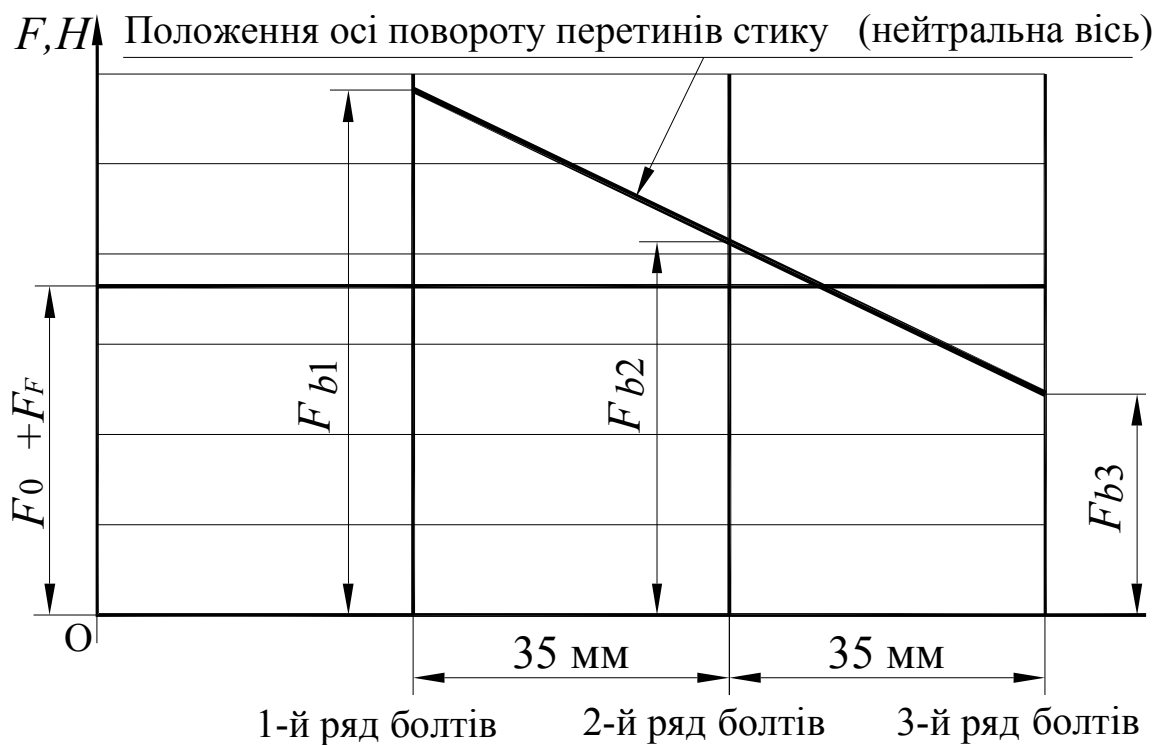


Рисунок 5.5 – Визначення положення осі повороту перерізу стику

Положення осі повороту перерізу стику кронштейнів визначається графічно (рис. 5.5). На осі абсцис відмічають положення рядів болтів з відстанню між ними в натуральну величину $l = 35$ мм. По осі ординат у будь-якому масштабі відкладають від відповідних міток рядів болтів експериментально отримані сумарні розтягуючі навантаження. Проводять горизонталь на рівні навантаження $F_0 + F_F$, де F_0 – середня експериментальна сила затягування болта. Перетинання цієї горизонталі з лінією розподілу сумарних навантажень між болтами дає положення осі повороту.

В результаті проведення цієї лабораторної роботи студент повинен засвоїти і знати:

1. Де і як розташовується вісь повороту кронштейна при навантаженні його силами і моментами, що лежать у площині, перпендикулярної стику у випадках: а) болти не затягнуті, б) болти так затягнуті, що розкриття стику не відбувається.

2. Як записати умову нерозкриття стику розглянутого з'єднання?

3. Як записати умову міцності болтів (гвинтів, шпильок) розглянутого з'єднання?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6

«З'ЄДНАННЯ З НАТЯГОМ»

Мета роботи – експериментально визначити граничні (за критерієм міцності зчеплення) навантаження досліджуваного з'єднання: осьову силу та крутний момент. Побудувати графіки зміни сил у процесі запресовування і випресування. Визначити коефіцієнти тертя при запресовуванні, випресовуванні і повороті з'єднання.

Обладнання. Універсальна дослідна машина ДМ-30А і пристрій для дослідження з'єднання з натягом ДМ-26А, блок посилення і комутації сигналів БПКС, аналого-цифровий перетворювач АЦП ADA 1406, ПК.

Розрахункові залежності

У роботі досліджують з'єднання з натягом двох деталей: вала 1 і втулки 2 (рис. 6.1).

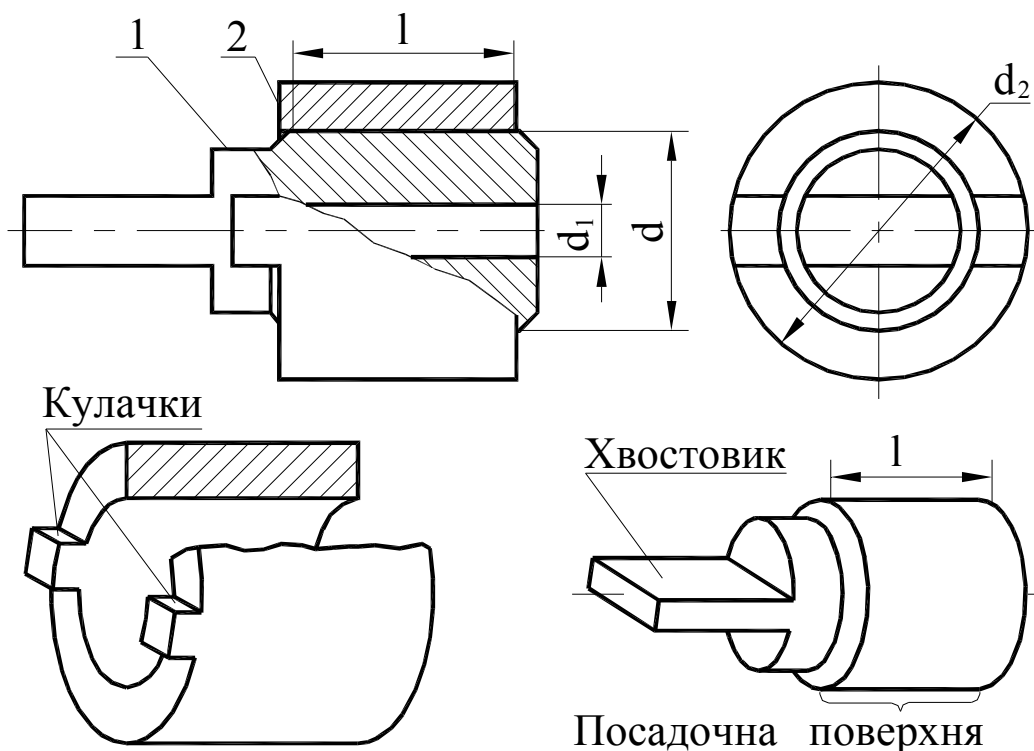


Рисунок 6.1 – З'єднання, що досліджується

Вал 1 обладнаний хвостовиком, а втулка 2 – двома кулачками, необхідними для захвату при навантаженні з'єднання крутним моментом. Зборка з'єднання здійснюється механічним пресуванням.

В процесі запресовування і випресування ведеться автоматичний вимір сил тертя.

З'єднання з натягом деталей типу «вал-втулка» може передавати осьову силу, крутний та згинаючий моменти. Величина навантажень, що сприймаються з'єднанням, залежить від розмірів деталей, величини натягу, коефіцієнта тертя і пружних властивостей матеріалів.

При запресовуванні вала у втулку з натягом (рис. 6.2) відбувається радіальне розтягнення втулки і стиск вала. На сполучених поверхнях має місце зминання гребінців мікронерівностей і виникає тиск p , МПа, що може бути визначений за залежністю [1]:

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d}, \quad (1)$$

де δ – розрахунковий натяг, мкм;

E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалу вала і втулки, МПа;

d – номінальний діаметр з'єднання; зовнішній діаметр вала і внутрішній діаметр втулки, мм;

c_1 і c_2 – коефіцієнти, що залежать від розмірів деталей і коефіцієнтів Пуассона (матеріалу вала – ν_1 і втулки – ν_2), визначаються за формулами:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1, \quad (2)$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2, \quad (3)$$

де d_1 – діаметр отвору вала, мм;

d_2 – зовнішній діаметр втулки, мм.

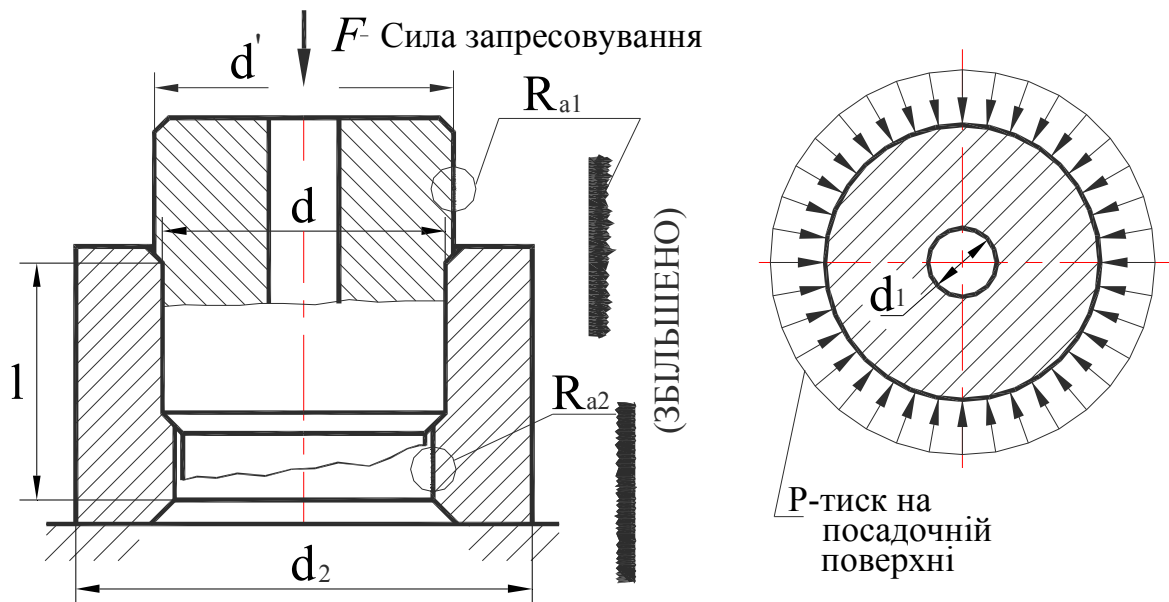


Рисунок 6.2 – Схема запресовування

Розрахунковий натяг δ пов'язаний з вимірним натягом N , мкм, наступною залежністю, що враховує змінання мікронерівностей сполучених поверхонь вала і втулки,

$$\delta = N - 6(R_{a1} + R_{a2}), \quad (4)$$

де R_{a1} і R_{a2} – середні арифметичні відхилення профілю поверхні вала і втулки, мкм.

Допустима осьова сила $[F]$ з'єднання з натягом дорівнює граничній осьовій силі F_{lim} , поділеної на коефіцієнт запасу по зчепленню, тобто

$$[F] = F_{lim} / k.$$

За аналогією допустимий крутний момент $[T]$ приймають

$$[T] = T_{lim} / k,$$

де T_{lim} – граничний крутний момент.

Вплив на з'єднання осьової сили $F \geq F_{lim}$ або крутного моменту $T \geq T_{lim}$ приводить до відносного зсуву посадочних поверхонь, що рівносильне відмові з'єднання за критерієм міцності зчеплення. Граничні навантаження F_{lim} і T_{lim} розраховують за залежностями

$$F_{lim} = p \cdot f_F \cdot \pi \cdot d \cdot l; \quad (5)$$

$$T_{\text{lim}} = 0.5 \cdot 10^3 \cdot p \cdot f_T \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l, \quad (6)$$

де p – тиск на посадочних поверхнях, МПа;
 f_F, f_T – коефіцієнти тертя при випресовуванні і поверненні;
 d – номінальний діаметр, мм;
 l – довжина посадкових поверхонь, мм.

Сила запресовування $F_{\text{зп}}$, знання якої необхідно при виборі преса для зборки з'єднання з натягом, визначають за формулою

$$F_{\text{зп}} = p \cdot f_0 \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad (7)$$

де f_0 – коефіцієнт тертя при запресовуванні.

Номінальні і габаритні розміри деталі d, d_1, d_2 і l (див. рис. 6.1 і 6.2) вимірюють із точністю $\pm 0,1$ мм, що цілком відповідає точності виміру штангенциркулем. Для визначення величини натягу відхилення посадочних діаметрів вала і втулки від номінального повинні бути виміряні з точністю не менш 1...3 мкм. Відхилення вала вимірюють пассаметром; відхилення втулки – нутроміром.

На посадочній поверхні вала вибирають кілька рівновіддалених перерізів і для кожного перерізу у двох взаємно перпендикулярних напрямках роблять виміри відхилення вала. Середнє значення відхилення вала визначають за формулою

$$\Delta_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta_{1i},$$

де Δ_{1i} – відхилення вала в i -му вимірі, мкм;
 n – число вимірів.

Аналогічно визначають середнє значення відхилення втулки

$$\Delta_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta_{2i},$$

де Δ_{2i} – відхилення втулки в i -му вимірі, мкм;

Вимірний натяг N , мкм, у з'єднанні обчислюють за залежністю

$$N = \Delta_1 - \Delta_2. \quad (8)$$

У відповідності зі стандартом СТ СЭВ 144–75 встановлюють, яким полям допусків основних відхилень вала і втулки (таблиця 1)

відповідають виміряні відхилення вала Δ_1 і втулки Δ_2 . Знайдені поля допусків ескізують.

Таблиця 1 – Поля допусків вала і отвору (при номінальних діаметрах 30...40 мм), мкм

Отвір			Вал						
<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>s7</i>	<i>u7</i>	<i>u8</i>
0... 16	0... 25	0... 39	26... 42	34... 50	43... 59	48... 64	43... 68	60... 85	60... 99

За встановленими допусками вала і отвору обирають відповідну посадку з ряду посадок, що рекомендує СТ СЕВ 144–75: *H6/r5*, *H6/s5*, *H7/p6*, *H7/r6*, *H7/s6*, *H7/t6*, *H7/s7*, *H7/u7*, *H8/s7*, *H8/u8*, *H8/x8*, *H8/z8*.

Шорсткість посадочних поверхонь вала і втулки (R_{a1} і R_{a2}) визначають порівнянням з еталонними зразками.

Експериментальне визначення граничних навантажень при запресовуванні, випресуванні і повороті

Експериментальне дослідження з'єднання з натягом проводять на машині для випробування з'єднань ДМ-30А, яка, власне кажучи, є універсальним пресом, обладнаним спеціальним рухомим столом і нерухою траверсою преса. Початкова позиція вала 1 і втулки 2 при запресовуванні зазначена на рис. 6.3; при випресуванні – на рис. 6.4. Для виміру крутного моменту при повороті запресоване з'єднання вставляють у спеціальний пристрій типу ножиців (поз. 3 на рис. 6.3 і рис. 6.5), що укладають у поглиблення основи (поз. 4, рис. 6.3).

Величину сили, що розвиває прес, реєструють за допомогою тензодатчиків 5, наклеєних на стрижень трубчастого перерізу 6. Переміщення стола, отже, і відносне переміщення втулки і вала вимірюють за допомогою потенціометра, що складається зі штанги 7, жорстко з'єднаної з повзуном 8, що переміщається по резистору 9.

В процесі запресовування, випресування і провороту одночасно реєструють силу і відносне переміщення вала і втулки.

Реєстрацію проводять за допомогою вимірювального комплексу, що включає в себе БПКС, АЦП, ПК і принтер.

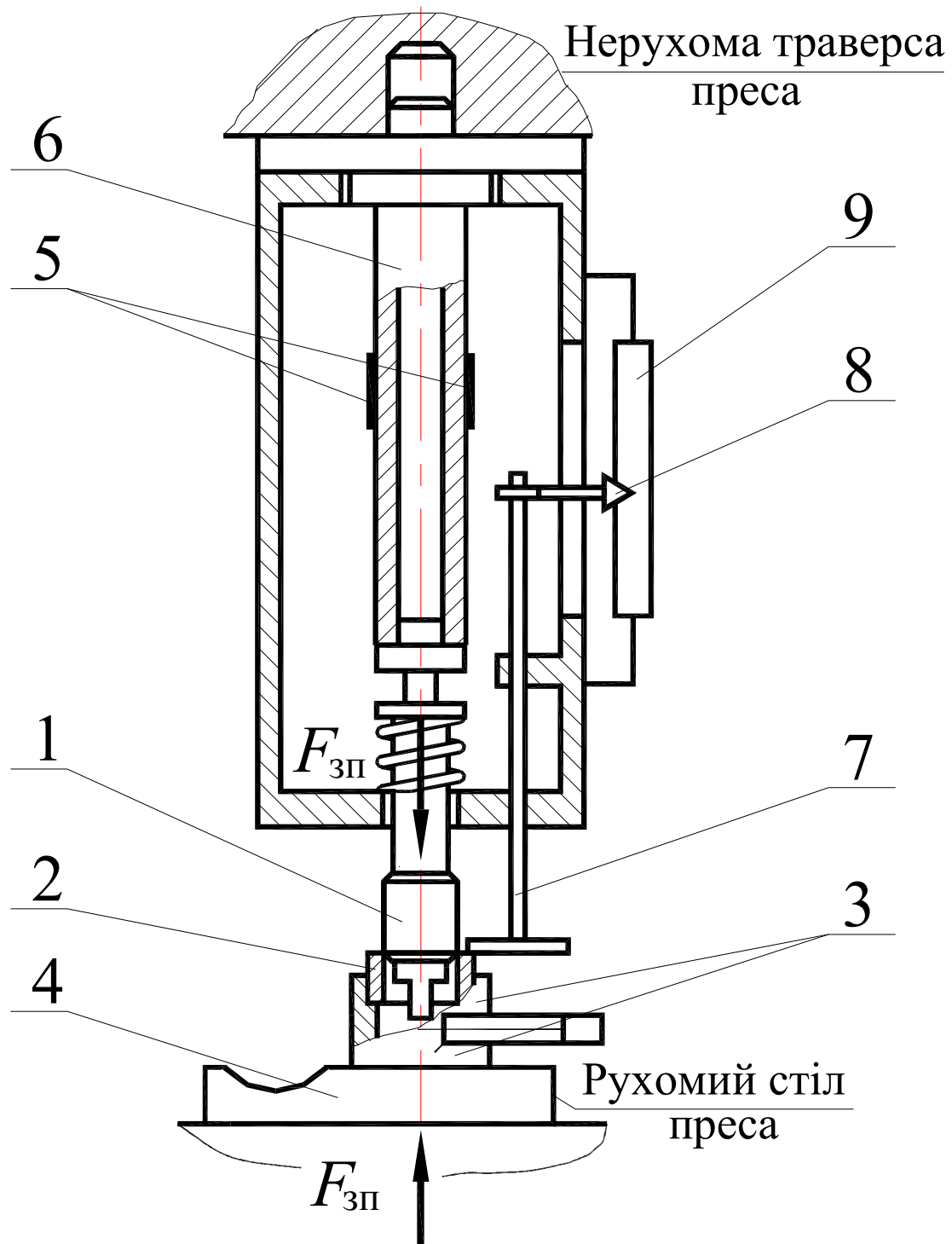


Рисунок 6.3 – Пристрій для дослідження з'єднання з натягом

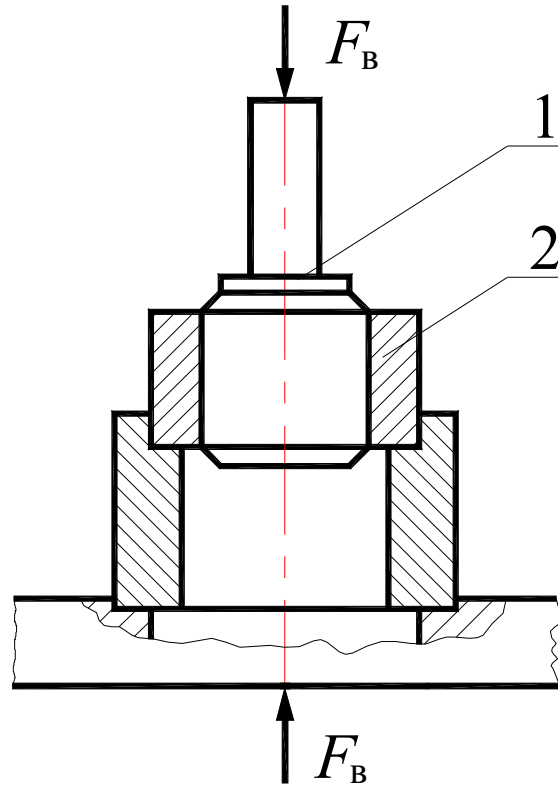


Рисунок 6.4 – Положення з'єднання на початку випресовування

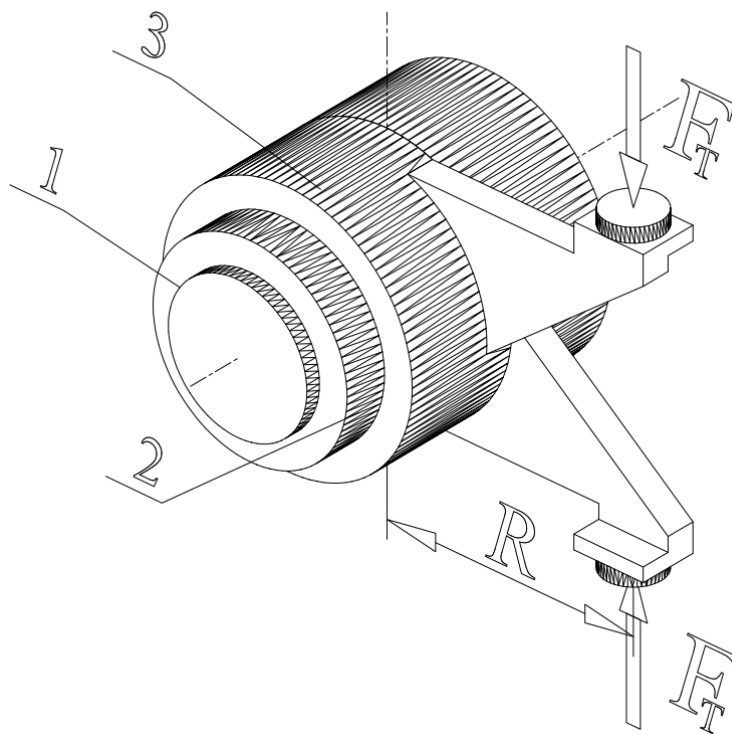


Рисунок 6.5 – Вимір моменту проворота

Хід виконання роботи

1. Ввімкнути ПК.
2. З'єднати *USB-кабелем* ПК і АЦП.
3. Перевірити під'єднання АЦП до відповідного модуля БПКС, ввімкнути живлення (на задній панелі) – загориться зелений світлодіод, і ввімкнути тумблер, що відповідає лабораторній роботі.
4. Запустити програму *PowerGraph*.
5. Завантажити файл налаштувань для лабораторної роботи (*lab6*).
6. Установити вал і втулку в положення для запресовування (рис. 6.3). Провести запресовування з одночасною реєстрацією залежності сили $F_{зп}$ від довжини запресовування.
7. Установити запресоване з'єднання в положення для виміру крутного моменту при повороті (рис. 6.5). Ввімкнути механізм переміщення рухомого стола преса. В процесі навантаження реєструються переміщення стола і сила F_T , що прикладається до «ножиців» (рис. 6.5). Навантаження припиняють відразу ж після припинення росту сили F_T , тобто в момент початку проворота з'єднання. Максимальна сила F_T , помножена на плече сили R ($R=90$ мм), приймається рівною граничному крутному моменту.
8. Установити з'єднання в положення для випресування (рис. 6.4). Провести випресування з одночасним записом на діаграмі залежності сили випресування від довжини випресування.
9. Роздрукувати з програми *PowerGraph* отримані графіки.

Виконання розрахунків

Коефіцієнти сил тертя, що діють у випробовуваному з'єднанні, доцільно розраховувати при максимальних значеннях сил і крутного моменту (при повній довжині запресовування). За залежністю (8) визначають вимірний натяг N , а за формулою (4) – розрахунковий натяг δ . Величину тиску p на робочих поверхнях визначають за залежностями (1), де модуль пружності E можна приймати рівним для сталі $2,15 \cdot 10^5$ МПа, для чавуну $1,5 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона ν для сталі дорівнює 0,3, для чавуну – 0,25. Коефіцієнти c_1 і c_2 визначають за залежностями (2) і (3).

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1 = \frac{30^2 + 0^2}{30^2 - 0^2} - 0.3 = 0.7$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2 = \frac{58^2 + 30^2}{58^2 - 30^2} + 0.25 = 1.981$$

$$N = \Delta_1 - \Delta_2 = 60 - 10 = 50 \text{ (мкм)}$$

$$\delta = N - 6(R_{a1} + R_{a2}) = 60 - 6(1 + 1) = 38 \text{ (мкм)}$$

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)d} = \frac{38 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{0.7}{2.15 \cdot 10^{11}} + \frac{1.981}{1.5 \cdot 10^{11}}\right)30} = 7.7 \cdot 10^7 \text{ (Па)}$$

Формули для розрахунків коефіцієнтів тертя при запресовуванні $f_{зп}$, випресуванні $f_{в}$ і провороті $f_{т}$ одержують із залежностей (5) – (7).

$$f_{зп} = \frac{F_{зп}}{p \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \quad f_{в} = \frac{F_{в}}{p \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \quad f_{т} = \frac{2 \cdot T}{p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l},$$

де $F_{зп}$, $F_{в}$ і $T = F \cdot R$ – максимальні сили при запресовуванні, випресуванні і провороті, знайдені в ході експерименту, а l – довжина посадочних поверхонь ($l = 30$ мм).

Контрольні питання

1. Принцип роботи з'єднання з натягом.
2. Від яких факторів залежить навантажувальна здатність з'єднання з натягом?
3. Від яких факторів залежить коефіцієнт тертя в з'єднанні?
4. Як впливає шорсткість поверхонь деталей на працездатність з'єднань?

Студент повинен уміти:

1. Виміряти натяг у з'єднанні вал-втулка.
2. Оцінити шорсткість поверхонь.
3. Розраховувати граничні за міцністю зчеплення навантаження в з'єднанні з натягом.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7

«ВИВЧЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ І ЇХНІХ ВУЗЛІВ»

Мета роботи – вивчення класифікації, умовних позначень, конструкцій підшипників кочення, а також ознайомлення з вузлами опор кочення і з деякими методами їхніх випробувань.

Обладнання. Маятниковий прилад ДМ-28М.

1. Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікують за наступними основними ознаками: напрямком сприймаємих навантажень, формі тіл кочення, числу рядів тіл кочення, конструктивним особливостям.

За напрямком сприймаємих навантажень підшипники розділяються на чотири групи:

а) радіальні – призначені для сприйняття тільки радіальних або переважно радіальних навантажень;

б) радіально-упорні – призначені для сприйняття радіальних, осьових і комбінованих навантажень;

в) упорно-радіальні – призначені для сприйняття осьових навантажень, але здатні сприймати і невеликі радіальні навантаження;

г) упорні – призначені для сприйняття тільки осьових навантажень.

За формою тіл кочення підшипники діляться на кулькові і роликові.

Роликові підшипники бувають:

а) з короткими циліндричними роликами;

б) з конічними роликами;

в) з голчастими роликами;

г) зі сферичними або сфероконічними роликами.

Циліндричні і конічні ролики виготовляють у наш час із невеликою (7...30 мкм на сторону) опуклістю поверхні кочення (бомбіною) і з округленими торцями. Підшипники з такими

роликами відрізняються підвищеним ресурсом і меншою чутливістю до перекосів кілець.

За числом рядів тіл кочення підшипники підрозділяються на одно-, дво- і чотирирядні.

За основними конструктивними ознаками підшипники розподіляються на несамоустановні і самоустановні (сферичні).

Крім основних підшипників кожного типу виготовляють їхні конструктивні різновиди: з канавками під упорне кільце, із захисними шайбами, з додатковими бортами, з конічним отвором внутрішнього кільця і т.д.

2. Умовні позначення

Основне умовне позначення, додаткові знаки і знак заводу – виготовлювача (наприклад, ГПЗ-1) нанесені на торці кілець підшипників. Основне умовне позначення складається із цифр (максимальна кількість цифр 7) і характеризує внутрішній діаметр підшипника, його серію, тип, конструктивний різновид. Порядок відліку цифр з права на ліво (рис. 7.1).

Для підшипників із внутрішнім діаметром від 20 до 495 мм, за винятком радіально-упорних кулькових зі зйомним зовнішнім кільцем, **дві перші цифри** справа позначення є часткою від ділення внутрішнього діаметра в мм на 5. За тим же виключенням внутрішні діаметри 10, 12, 15 і 17 мм позначаються відповідно 00, 01, 02 і 03.

Третя і сьома цифри вказують серію підшипників всіх діаметрів, крім малих (до 9 мм включно). Третя цифра, що позначає серію діаметрів, разом із сьомою цифрою, що позначає серію ширин, визначають розмірну серію підшипників. Якщо сьома цифра – 0, то цифра на третьому місці характеризує серію за діаметром і шириною.

Четверта цифра позначає тип підшипника:

кульковий радіальний однорядний	0
кульковий радіальний сферичний	1
роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами	2
роликовий радіальний сферичний	3
роликовий радіальний з довгими циліндричними або голчастими роликами	4

роликовий радіальний із крученими роликами	5
кульковий радіально-упорний	6
роликовий конічний	7
кульковий упорний і кульковий упорно-радіальний	8
роликовий упорний і роликовий упорно-радіальний	9

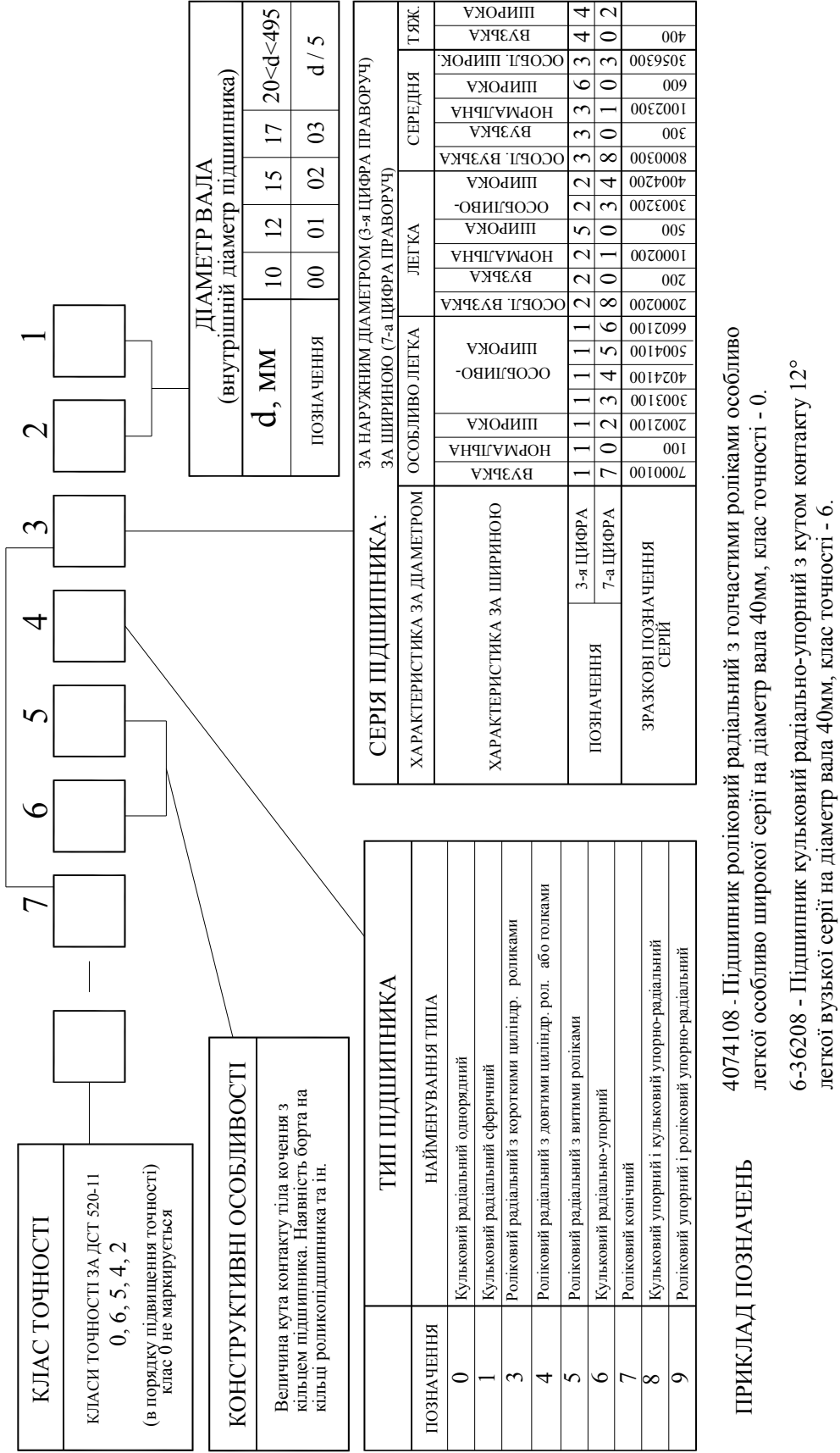
П'ята або п'ята з шостою цифри позначають конструктивний різновид підшипника, наявність канавки під упорне кільце, номінальний кут контакту тіл кочення із зовнішнім кільцем підшипника в радіально-упорних підшипниках та ін.

В основній умовній позначці нулі, що стоять ліворуч останньої значущі цифри, опускаються. Крім цифр основного позначення ліворуч і праворуч від нього можуть маркіруватися додаткові знаки (буквені або цифрові). Наприклад, клас точності підшипника маркірується цифрою ліворуч через тире від основного позначення.

Позначення класів точності в порядку зростання точності: 0, 6, 5, 4, 2. Клас точності підшипника «0» не проставляється. Ліворуч від позначення класу точності можуть бути проставлені додаткові знаки, що вказують на те, що підшипник виготовлений за спеціальними вимогами до радіального зазору і моменту тертя. При наявності цих знаків позначення класу точності «0» зберігається.

Праворуч від основного позначення можуть стояти буквені знаки, що характеризують матеріал деталей підшипника (наприклад, буква Е означає, що сепаратор виконаний із пластичних матеріалів, буква Р – деталі підшипника виготовлені з теплостійких сталей, буква Ю – всі або частина деталей виготовлені з нержавіючої сталі), конструктивні зміни деталей підшипника позначають буквою К з цифрами, букви Т, Т1, Т2, ..., Т6 вказують на спеціальну термообробку підшипника (температура відповідно 200°, 225°, 250°, ..., 450°С).

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ПОДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ



ПРИКЛАД ПОЗНАЧЕНЬ

4074108 - Підшипник роліковий радіальний з голчастими роликами особливо легкої особливо широкої серії на діаметр вала 40мм, клас точності - 0.

6-36208 - Підшипник кульковий радіально-упорний з кутом контакту 12° легкої вузької серії на діаметр вала 40мм, клас точності - 6.

Рисунок 7.1 – Умовні позначки підшипників

3. Коротка характеристика підшипників основних типів

Кулькові радіальні однорядні підшипники типу (0000) призначені для сприйняття радіальних і обмежених осьових навантажень будь-якого напрямку, є одними з найпоширеніших і дешевих підшипників. Динамічна і статична радіальна вантажопідйомність їх нижче, ніж у роликотпідшипників рівних розмірів. Вони характеризуються порівняно малими радіальною і особливо осьовою жорсткістю, не рекомендуються для застосування у вузлах, що вимагають точної осьової фіксації валів. Допустимі кути взаємного перекосу кілець (внутрішнього відносно зовнішнього) підшипників з нормальними радіальними зазорами при радіальному навантаженні – до $6'$ (тут і далі дані про допустимі перекоси відносяться до підшипників класів точності 0 і 6).

Кулькові радіальні дворядні сферичні підшипники (тип 1000) призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і обмежені осьові навантаження будь-якого напрямку. Радіальна вантажопідйомність у них значно нижче, ніж у радіальних однорядних кулькових підшипників. Допускають значні (до 4°) взаємні перекоси кілець. Застосовуються у вузлах з нежорсткими валами і у конструкціях, в яких не може бути забезпечена належна співвісність отворів корпусів.

Роликові радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами (тип 2000) призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Виготовляють також підшипники з додатковим бортом на внутрішньому (42000) або зовнішньому (12000) кільці. Ці підшипники можуть сприймати крім радіального і обмежене осьове навантаження. Допускають роздільний монтаж внутрішнього (з комплектів роликів) і зовнішнього кілець підшипника. Підшипники з модифікованим контактом допускають взаємні перекоси до $6'$ (без модифікації – до $2'$).

Роликотпідшипники голчасті відрізняються великою радіальною вантажопідйомністю при малих радіальних габаритах. Осьові навантаження сприймати не можуть. За допустимими частотами обертання вони поступаються роликотпідшипникам з короткими циліндричними роликами, але добре працюють в умовах хитання одного з кілець; досить чутливі до взаємних перекосів

кілець (однорядні без модифікації профілю допускають перекося до $1'$, з модифікацією – до $4'$).

Кулькові радіально-упорні підшипники призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Регульовані підшипники типів 6000, 36000, 46000 і 66000 здатні сприймати осьове навантаження тільки в одному напрямку, без осьових навантажень в опорах працювати не можуть. При визначенні цих навантажень варто враховувати осьові сили, що виникають під дією радіальних навантажень через нахил контактних ліній. Нерегульовані підшипники (з розрізним зовнішнім або внутрішнім кільцем, а також дворядні підшипники) можуть сприймати осьове навантаження будь-якого напрямку і працювати без осьових навантажень. Номінальний кут контакту в підшипника типів 6000 і 36000 дорівнює 12° , а в підшипників 46000 і 66000 відповідно – 26° і 36° . Номінальний кут контакту підшипників з розрізними кільцями дорівнює 26° . Чим менше кут контакту, тим більше радіальна і менше осьова жорсткість і вантажопідйомність підшипників. З ростом кута контакту знижується гранична швидкохідність через негативний вплив гіроскопічного ефекту.

Радіально-упорні кулькові підшипники відрізняються від радіальних більшим числом кульок, тому їхня жорсткість і вантажопідйомність вище.

Регульовані підшипники збирають у вузлах машин так, щоб при сталому температурному режимі радіальні і осьові зазори в них наближалися до нуля, а в деяких випадках їх збирають із попереднім натягом. Допустимі взаємні перекося кілець – $4' \dots 6'$ (більші значення відповідають малим кутам контакту).

Роликові радіально-упорні однорядні підшипники з конічними роликами призначені для сприйняття радіального і однобічного осьового навантаження. Без осьових навантажень в опорах, як і регульовані радіально-упорні кулькові підшипники, працювати не можуть. Для сприйняття двосторонніх осьових навантажень вони застосовуються в парі. Підшипники випускають із кутами $\alpha = 10^\circ \dots 18^\circ$ (тип 7000) і $\alpha = 20^\circ \dots 30^\circ$ (тип 27000).

Пари підшипників типу 27000 рекомендується встановлювати в одній опорі, що фіксує вал. У вузлі з радіально-упорними роликовими підшипниками повинне бути передбачене регулювання

осьового зазору підшипників. У порівнянні з кульковими радіально-упорними підшипниками ці підшипники відрізняються більшою вантажопідйомністю, меншими точністю обертання і граничною частотою обертання. Допускається роздільний монтаж зовнішнього і внутрішнього кілець із комплектом роликів. Підшипники з модифікованим контактом можуть мати взаємні перекося кілець до $4'$ (без модифікації – до $2'$), з модифікацією контакту на робочій поверхні зовнішнього кільця – до $8'$.

Кулькові упорні одинарні підшипники (тип 8000) призначені для сприйняття однобічного осьового навантаження, вони застосовуються при значно менших у порівнянні з іншими кульковими підшипниками частотах обертання, дуже чутливі до перекося (допускають взаємний перекося кілець до $2'$).

4. Короткий опис вузлів з опорами кочення

За здатністю фіксувати осьове положення вала опори діляться на плаваючі і фіксуючі. Плаваючі опори допускають осьове переміщення вала в будь-якому напрямку, фіксуючі опори обмежують осьові переміщення в одному або в обох напрямках. Осьові навантаження можуть сприймати тільки фіксуючі опори. Звичайно вал встановлюють на двох опорах, причому можливі різні сполучення плаваючих і фіксуючих опор.

Схема 1. Обидві опори плаваючі. Застосовують у тих випадках, коли осьова фіксація здійснюється якими-небудь іншими елементами конструкції, наприклад, зубами шевронних зубчастих коліс. Тут зайвий зв'язок у вигляді фіксуючої опори призвів би до статичної невизначеності системи.

Схема 2. Одна з опор фіксуюча, друга – плаваюча. У такому вигляді система може бути представлена у вигляді балки з однією шарнірно-рухомою і однією шарнірно-нерухомою опорами. В якості плаваючої доцільно застосовувати найменш навантажену опору. Величини осьових переміщень валів у фіксуючих опорах залежать від власного осьового зазору в підшипниках, способів кріплення кілець підшипників на валах і в корпусах, а також від власної осьової жорсткості підшипників.

Основні переваги другої схеми:

- не потрібне точне розташування посадочних місць по довжині;
- опори можуть бути встановлені на будь-якій відстані одна від одної, тому що навіть значні температурні деформації будуть компенсуватися осьовими переміщеннями плаваючої опори;
- висока осьова жорсткість і вантажопідйомність фіксуючих опор, особливо у випадку застосування двох радіально-упорних підшипників з великими кутами нахилу контактних ліній.

Схема 3. Кожна з опор обмежує переміщення вала в одному напрямку. Така схема найбільш проста, для її конструктивного рішення потрібна менша кількість деталей. Ця схема широко застосовується особливо при малих відстанях між опорами. При великих відстанях між опорами варто враховувати небезпеку порушення нормальної роботи вузла в результаті неоднакового подовження вала і корпусу при нагріванні.

5. Дослідження моменту опору обертанню у підшипниках кочення

Енергетичні втрати в підшипниках кочення виникають у результаті складного фізичного процесу.

Величина моменту опору визначається одночасною дією ряду явищ: прослизанням тіл кочення по площадках контакту, пружним гістерезисом у матеріалі контактуючих тіл, ковзанням тіл кочення по поверхні гнізд сепаратора, ковзанням масивного сепаратора по поверхнях кілець, що центрують, опором мастильного матеріалу і зовнішнього середовища.

Повна величина моменту опору може бути точно визначена тільки при експериментальних дослідженнях. Встановлено, що величина моменту опору залежить від величини і напрямку зовнішнього навантаження, типу, розміру і класу точності підшипника, частоти обертання, способу змащення, в'язкості мастильного матеріалу і точності монтажу.

Миттєве значення величини моменту опору змінне і у процесі обертання при незмінних зовнішніх умовах роботи підшипника може змінюватися в кілька разів за один оберт. Для практичних

розрахунків звичайно використовують середні значення моментів опору, які оцінюють за емпіричними залежностями.

Для експериментальних досліджень застосовують різні пристрої, наприклад, маятниковий пристрій типу ДМ-28М, конструкція якого наведена на рис. 7.2. На кінці вала 1 установлені чотири підшипники. На зовнішні кільця двох середніх підшипників 2 надіта тверда втулка 3. Зовнішні кільця двох зовнішніх підшипників 4 закріплені в корпусі 5 і кришці корпусу 6. Втулка встановлена в корпусі з радіальним зазором. Навантажувальний пристрій складається з динамометра 7, гвинта 8 та індикатора 9. При обертанні гвинта П-подібна скоба динамометр деформується силою $2F_r$, при цьому кожен підшипник навантажується силою F_r . Навантаження вимірюють індикатором, шкала якого проградуєвана в Н. Момент опору обертанню в чотирьох підшипниках прагне повернути корпус разом з маятником і вантажем 10 у напрямку обертання. Величину моменту визначають за шкалою 11 у Нм залежно від величини відхилення маятника.

Для установки стрілки покажчика моменту опору в нульове положення використовують врівноважуючий вантаж 12. Обертання від електродвигуна 13 до вала передається через клиновий пас 14. Переставляючи клиновий пас на східчастих шківках, можна змінювати частоту обертання внутрішніх кілець підшипників. Пересуванням поршня 15 можна змінювати рівень мастильного матеріалу в підшипниках. У приладі передбачений вимір моментів тертя також і за допомогою тензодатчиків, наклеєних на вимірювальну пружину 16.

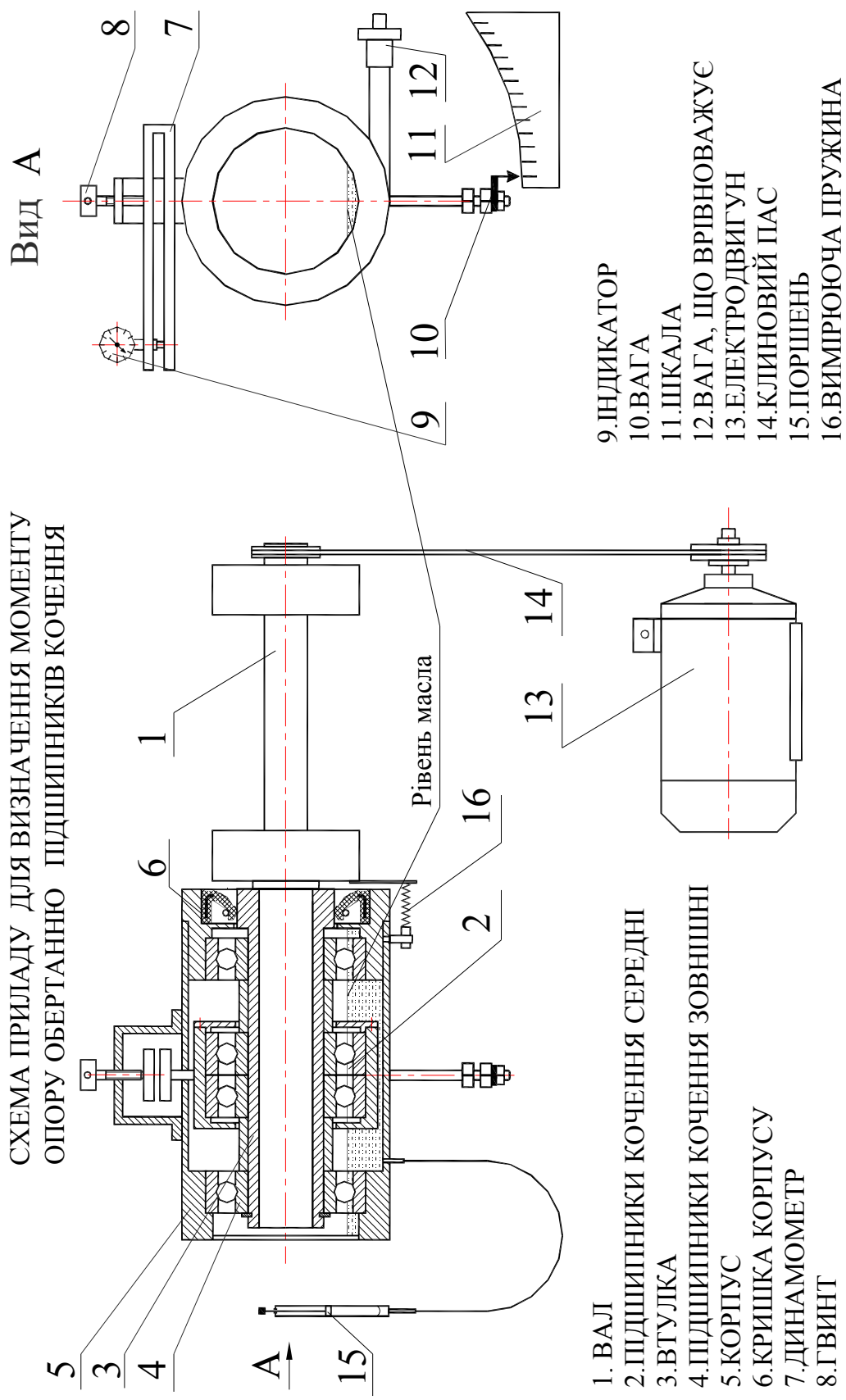


Рисунок 7.2 – Визначення моменту опору обертанню

Основна *мета* цієї частини *роботи* – вивчення пристрою, що застосовується для виміру моменту опору обертанню, тому робота носить демонстраційний характер. Студентів знайомлять з описом приладу і його конструкцією. Випробування виконують у будь-якому одному режимі.

Докладні випробування в різних режимах, а також вивчення методів тарировки і налагодження приладу можуть виконуватися по лінії студентських науково-дослідних робіт.

Порядок проведення роботи

За методичними вказівками і плакатами необхідно ознайомитися з класифікацією підшипників кочення, їхніми умовними позначеннями і підшипниковими вузлами.

Потім слід вивчити конструкцію підшипників по планшету зі зразками.

Після цього треба заповнити протокол звіту:

- показати стрілками на ескізах підшипників напрямки сприйманих навантажень;
- дати розшифровку умовних позначень підшипників, нанесених на торцях кілець;
- написати коротку характеристику кожного підшипника.

Підчас демонстрації роботи стенда визначити момент опору обертанню в підшипниках кочення.

Контрольні питання

1. Навантаження яких напрямків може сприймати даний підшипник?
2. Чи забезпечує підшипник фіксацію вала в осьовому напрямку?
3. Чому рівні допустимі межі взаємних перекосів кілець підшипників?
4. Дайте порівняльну оцінку вантажопідйомності і жорсткості підшипників (порівняйте з кульковим радіальним однорядним).

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №8

«ВИВЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ МУФТ ПРИВОДІВ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ МУФТ»

Мета роботи – вивчення конструкцій механічних муфт і експериментальне визначення основних характеристик пружних муфт.

В результаті виконання роботи студенти повинні знати: призначення, конструкції і область застосування найпоширеніших муфт приводів, основні критерії їхньої працездатності; призначення і основні властивості пружних муфт, конструкцію дослідної установки. Уміти визначати: крутильну жорсткість муфти, демпфіруючу здатність муфти, навантаження від муфти на валах при їхньому взаємному зсуві.

Обладнання. Установка для дослідження пружних муфт ДМ-76, комплект моделей муфт ДМ-74/3.

1. Короткий опис муфт

Муфта фланцева – найпоширеніший тип глухих муфт. Вона складається із двох напівмуфт із фланцями, стягнутими болтами. Обертаючий момент передається силами тертя між фланцями або болтами, якщо вони поставлені без зазору. Муфти потребують досить строгої співвісності валів. Взаємне центрування напівмуфт здійснюють або болтами, які встановлюють у відповідні отвори без зазору, або центруючими пасками. Фланцеві муфти стандартизовані.

Зубчаста муфта – відноситься до жорстких компенсуючих. Муфта складається із двох втулок із зовнішніми зубами і одітої на них обойми з внутрішніми зубцями звичайного евольвентного профілю. Для поліпшення компенсуючих властивостей муфти зубці модифікують і виконують зі збільшеним бічним зазором. Для збільшення зносостійкості і зниження втрат на тертя зубці повинні працювати в рідкому маслі великої в'язкості.

Муфта шарнірна – служить для з'єднання валів, що мають значні кути перекосу (до 45°). Муфти зі здвоєними шарнірами можуть працювати і з радіальним зсувом валів. Конструкцію з двома шарнірними муфтами, з'єднаними проміжною деталлю, називають карданним валом. Тертюві поверхні муфти повинні мати високу твердість. Широке поширення одержали муфти з шарнірами кочення у вигляді голчастих підшипників. Шарнірні муфти стандартизовані.

Муфта з тороподібною оболонкою – відноситься до типу пружних муфт із гарними компенсуючими властивостями. Оболонки часто виконують із гуми, армованої нитками корду. Для зручності монтажу і спрощення конструкції муфти оболонку опуклого профілю іноді роблять із розрізом. Розповсюджена відмова муфти – руйнування оболонки в зоні затиску борта. Переваги муфти – малі навантаження на вали і опори, відсутність зазорів і висока демпфіруюча здатність. Недоліки – значні габарити, складність монтажу нерозрізної оболонки, наявність осьових сил при значних частотах обертання. Муфти з оболонками опуклого і увігнутого профілів стандартизовані.

Муфта кулачкова – служить для з'єднання і роз'єднання валів за допомогою механізму управління. Муфта складається із двох напівмуфт із торцевими кулачками, що входять у западини між кулачками сполученої напівмуфти. Профіль кулачків може бути трикутним, трапецеїдальним, прямокутним або іншим. Кулачки прямокутного профілю не створюють осьових сил на валах. Для підвищення зносостійкості робочі поверхні кулачків повинні мати високу твердість.

Запобіжна муфта з елементом, що руйнується, – призначена для захисту механізмів від дії малоймовірних перевантажень. Муфта проста і надійна в роботі. Елемент, що руйнується, – штифт – розміщують в загартованих втулках. При перевантаженнях штифт зрізується і вали розчіплюються, охороняючи механізм від поломок. Для підвищення точності спрацьовування штифти виконують зі сталей підвищеної твердості і обладнують V – подібною кільцевою проточкою. Недоліки муфт – поступове зниження міцності штифта внаслідок накопичення втомлених ушкоджень, значне радіальне навантаження при

наявності одного штифта; зниження точності спрацьовування при використанні декількох штифтів через неминучі похибки виготовлення.

Муфта фрикційна дискова – конструктивно може бути виконана як керована зчіпна або запобіжна. Обертаючий момент у цих муфтах передається за рахунок тертя на робочих поверхнях фрикційних дисків, що працюють у маслі або всуху. Керування муфтою може бути важільним, гідравлічним, пневматичним і електромагнітним. Фрикційні муфти забезпечують плавне і безшумне ввімкнення механізмів без великих динамічних навантажень. Критерії працездатності фрикційних муфт – надійність зчеплення, зносостійкість і теплостійкість контактуючих поверхонь. У запобіжних муфтах стиск дисків здійснюють тарованими пружинами.

Обгінна муфта (муфта вільного ходу) призначена для передачі обертового моменту тільки в одному напрямку і за умови, що частота обертання веденого вала не перевищує частоти обертання ведучого. Найбільше простою і розповсюдженою є фрикційна роликів муфта, що складається із зірочки, роликів, обойми і притискних пристроїв. До переваг муфт відносять компактність, безшумність, наявність деякої кутової піддатливості і малий «мертвий» хід. Провідною ланкою може бути зірочка або обойма. Оптимальний кут заклинювання роликів $6^\circ \dots 8^\circ$. Деталі обгінних муфт повинні мати високу твердість щоб уникнути пластичних деформацій через контактні напруження.

Відцентрова колодкова муфта – служить для автоматичного з'єднання валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Обертаючий момент передається за рахунок сил тертя, які виникають від притиснення колодок відцентровими силами до обойми. Колодки обладнують фрикційними накладками для збільшення сил тертя і зменшення зношування. Використання нормально-розімкнених відцентрових муфт у приводі дозволяє застосовувати для розгону машин двигуни з малими пусковими моментами (звичайні асинхронні двигуни і ДВС). Критеріями працездатності відцентрової колодкової муфти є надійність зчеплення, зносостійкість і теплостійкість поверхонь тертя.

При вивченні конструкції вищевказаних муфт використовується комплект моделей муфт ДМ-74/3.

2. Експериментальне визначення основних характеристик пружних муфт

Властивості пружних муфт

Крутильна жорсткість муфти характеризується відношенням малого збільшення крутного моменту до малого збільшення взаємного кута повороту напівмуфт. Якщо жорсткість муфти постійна, то таку муфту називають муфтою з лінійною характеристикою, у протилежному випадку – з нелінійною.

Демпфіруюча здатність – властивість муфти невідворотно поглинати механічну енергію. Для кількісної оцінки демпфіруючої здатності служать коефіцієнт поглинання, який дорівнює відношенню втраченої за цикл енергії до потенційної енергії пружного елемента при амплітудному значенні деформації, а також логарифмічний декремент коливань.

Компенсуюча здатність – властивість муфт зменшувати навантаження, що діють на вали і опори при з'єднанні неспіввісних валів. Допустимі зсуви валів обмежуються довговічністю муфти і виникаючих навантажень, до діють на вали і опори.

Установка для дослідження пружних муфт

Установка ДМ-76 (рис. 8.1) призначена для комплексного дослідження пружних муфт і дозволяє визначати:

- крутильну жорсткість;
- демпфіруючу здатність;
- сили і згинаючі моменти, що виникають від муфти на валах, при їхньому взаємному зсуві.

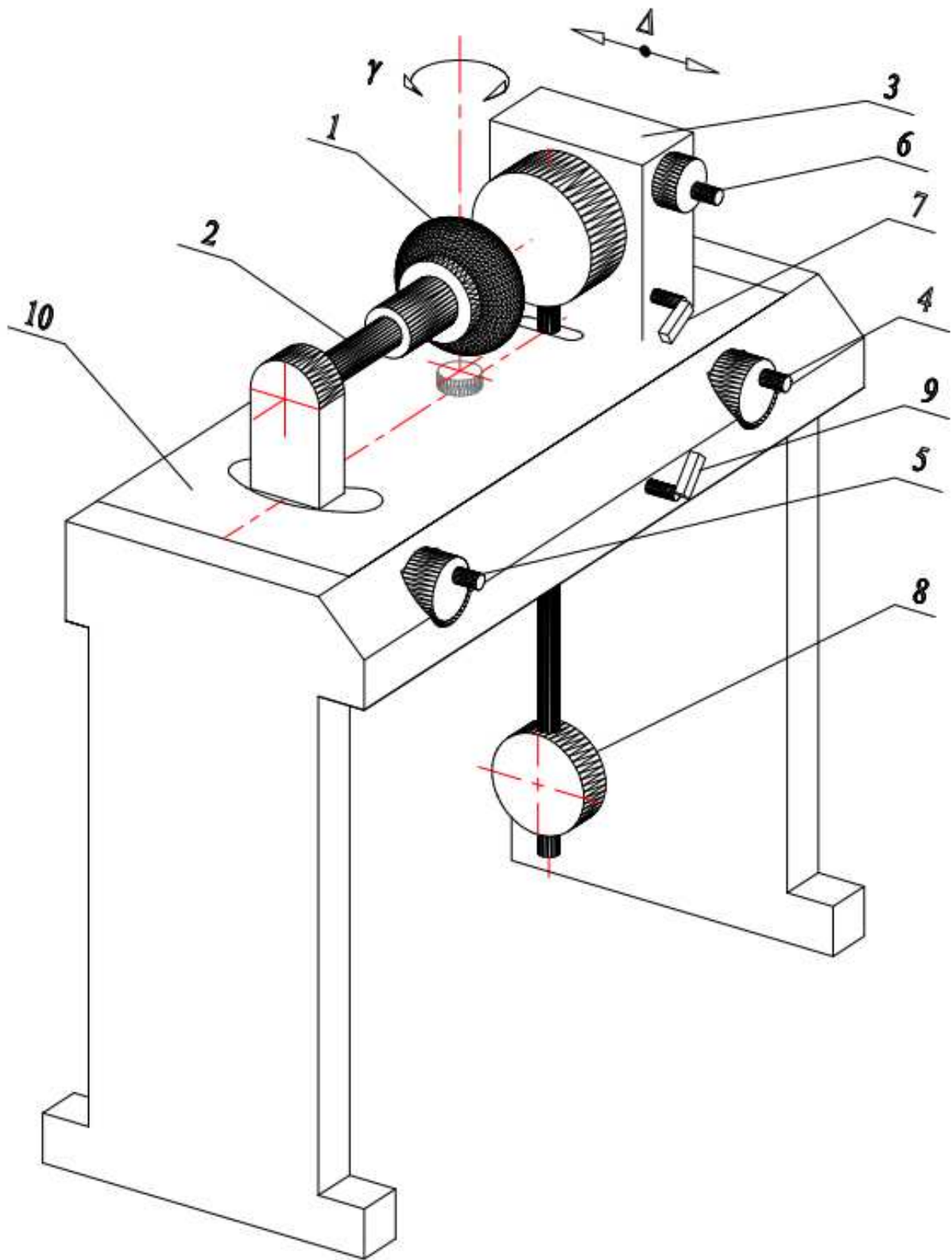


Рисунок 8.1 – Установка ДМ76

Досліджувана муфта 1 (муфта з тороподібною оболонкою) з'єднує тензометричний вал 2 і вал черв'ячного редуктора 3, що установлений у напрямні кочення і може здійснювати поперечний зсув вала за допомогою рукоятки 4. Рукояткою 5 тензометричний вал може бути повернутий у горизонтальній площині. Навантаження, що діють на тензометричний вал, реєструються тензометричними датчиками, з'єднаними в мостові схеми. Черв'ячне колесо з'єднане з вихідним валом за допомогою зчипної зубчастої муфти, що знаходиться всередині редуктора і вмикається рукояткою 7. Вихідний вал редуктора жорстко пов'язаний з маховиком і маятником 8, який може бути зафіксований у відхиленому стані рукояткою 9. Вся установка змонтована на станині 10. Поворот маховика і зсуви валів реєструються відповідними потенціометричними датчиками (6 – рукоятка для навантаження муфти обертаючим моментом).

Методика проведення випробувань

За вказівкою викладача експериментальні дослідження пружної муфти можуть бути проведені в неповному обсязі залежно від майбутньої спеціальності студентів.

1. Визначення крутильної жорсткості муфти при статичному навантаженні. На рис. 8.2 показана кінематична схема установки.

Ввімкнувши рукояткою 7 (рис. 8.1) зчипну муфту, за допомогою черв'ячної передачі здійснюють статичне навантаження досліджуваної муфти обертаючим моментом T з реєстрацією петлі гістерезису. Тангенс кута нахилу діагоналі петлі гістерезису з урахуванням відношення масштабних коефіцієнтів моменту μ_T і кута повороту μ_φ (рис. 8.3) чисельно дорівнює сумарної жорсткості тензометричного вала і муфти:

$$C = \frac{dT}{d\varphi} = \frac{\mu_T}{\mu_\varphi} \operatorname{tg}\alpha.$$

Оскільки з'єднання жорсткостей послідовне, то

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_B}, \quad (1)$$

де C_M – крутильна жорсткість муфти,
 C_B – крутильна жорсткість тензометричного вала.
Звідси

$$C_M = \frac{C_B \cdot C}{C_B - C}$$

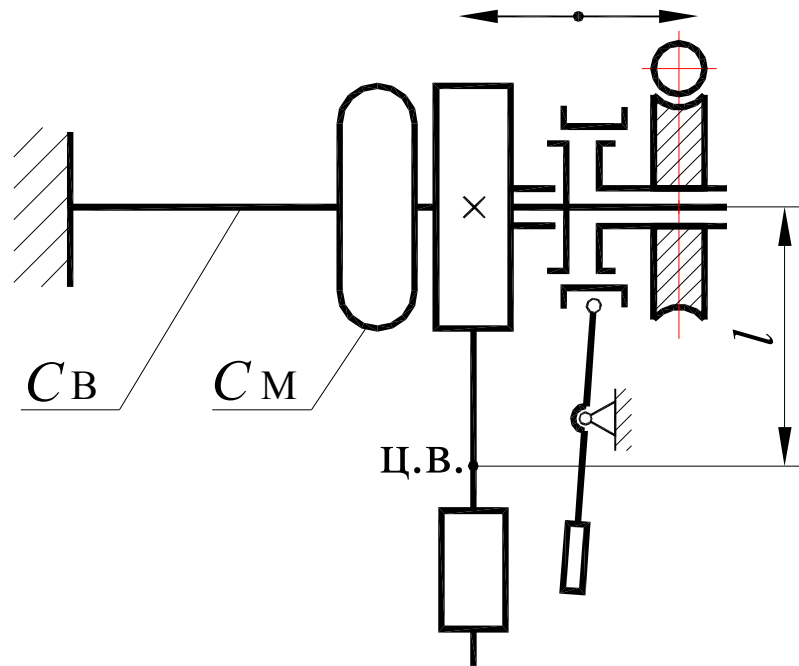


Рисунок 8.2 – Визначення крутильної жорсткості

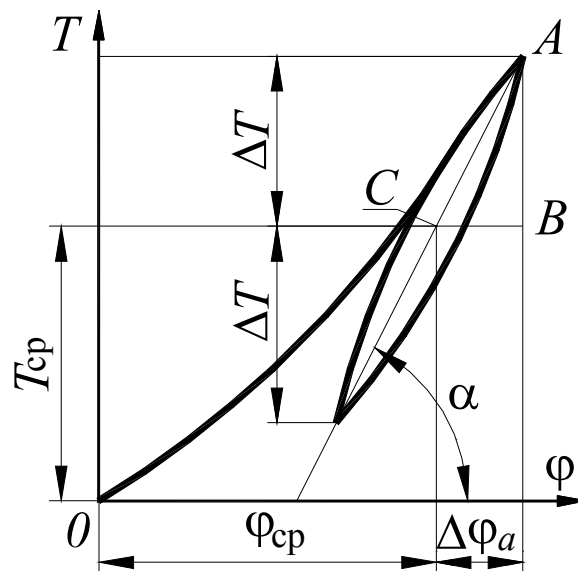


Рисунок 8.3 – Петля гістерезису

Крутильну жорсткість вала C_B визначають заздалегідь за допомогою спеціального тарировального пристрою, прикладеного до установки.

$$\text{При } C_M \ll C_B \text{ можна прийняти } C_M \approx \frac{dT}{d\varphi_a} \approx \frac{\Delta T}{\Delta\varphi_a}.$$

Для муфт із гумовими пружними елементами крутильна жорсткість залежить від амплітуди кута повороту $\Delta\varphi_a$ і швидкості навантаження.

2. Визначення крутильної жорсткості муфти при динамічному навантаженні. При динамічному навантаженні крутильна жорсткість муфти може бути визначена за віброграмою вільних коливань системи. Диференціальне рівняння руху цієї системи (рис. 8.2) при малих коливаннях має вигляд

$$J \cdot \ddot{\varphi} + (M \cdot g \cdot l + C)\varphi = 0,$$

де J і M – момент інерції і маса частин, що коливаються,

l – відстань від осі повороту до центра мас маховика з маятником,

g – прискорення вільного падіння,

φ – кут повороту.

Розв'язок рівняння дозволяє визначити кругову частоту коливань

$$\omega^2 = (M \cdot g \cdot l + C) / J. \quad (2)$$

Якщо визначити частоту коливань системи зі знятою оболонкою ($C = 0$), то з рівняння (2) виходить

$$\omega_1^2 = M \cdot g \cdot l / J. \quad (3)$$

Беручи до уваги (1) і розв'язуючи систему рівнянь (2) і (3), можна визначити крутильну жорсткість муфти

$$C_M = \frac{M \cdot g \cdot l (\omega^2 / \omega_1^2 - 1) C_B}{C_B - M \cdot g \cdot l (\omega^2 / \omega_1^2 - 1)}.$$

Оскільки кругова частота ω пов'язана з умовним періодом коливань τ співвідношенням $\omega = 2\pi/\tau$, а крутильна жорсткість муфти в цьому випадку набагато менше крутильної жорсткості тензOMETричного вала ($C_M \ll C_B$), то залежність можна спростити:

$$C_M \approx M \cdot g \cdot l \left(\tau^2 / \tau_1^2 - 1 \right).$$

Таким чином, для обчислення крутильної жорсткості муфти необхідно одержати дві віброграми вільних коливань системи: без муфти (рис. 8.4, а) і з муфтою (рис. 8.4, б) – і визначити відповідні періоди коливань τ_1 і τ . Віброграму коливань системи без муфти одержують заздалегідь при підготовці установки до експерименту і визначають період коливань τ_1 .

Для одержання віброграми коливань системи з муфтою необхідно зафіксувати маятник рукояткою 9 (рис. 8.1) у відхиленому стані. Зубчаста зчїпна муфта при цьому повинна бути вимкнена. Після вимикання фіксатора 9 маятник, жорстко пов'язаний з маховиком і муфтою, робить коливання, які автоматично записують або за допомогою шлейфового осцилографа, або на графобудівнику типу Н306, або в пам'яті ЕОМ з наступним виведенням на друк.

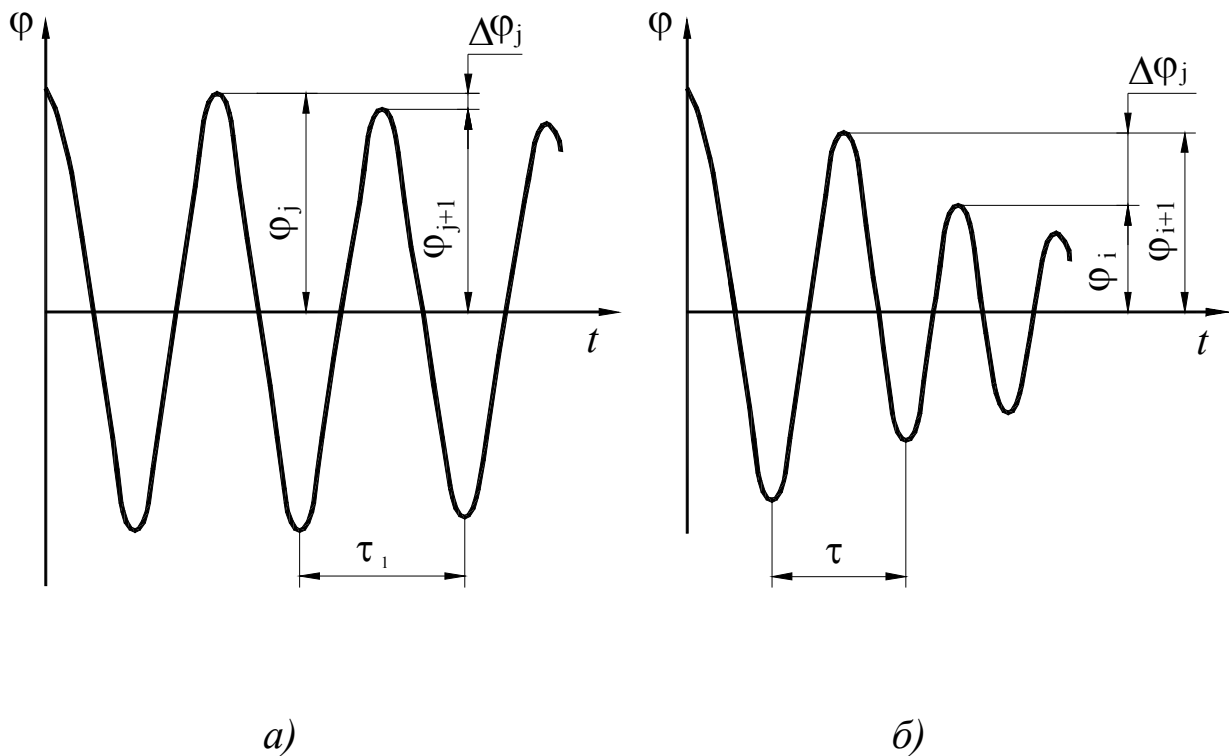


Рисунок 8.4 – Віброграми вільних коливань

Значення маси M зазначено в паспорті установки, а l обчислюють залежно від положення маятника по висоті стрижня.

3. Визначення демпфіруючої здатності муфти при статичному навантаженні. Маючи у розпорядженні петлю гістерезису (рис. 7.3), отриману при статичному навантаженні, коефіцієнт поглинання можна визначити за формулою

$$\psi(\Delta\varphi_a) = \frac{A_n}{A_y},$$

де A_n – площа петлі гістерезису, пропорційна енергії, розсіяної за цикл деформування з амплітудою $\Delta\varphi_a$;

A_y – площа трикутника ABC , пропорційна потенційній енергії пружного елемента при амплітудному значенні деформації.

Даний спосіб використовують для муфт, у яких коефіцієнт поглинання не залежить від швидкості навантаження (деформації).

4. Визначення демпфіруючої здатності муфти при динамічному навантаженні. Розсіювання енергії в муфті при коливаннях відбувається в затисках бортів оболонки, гумі і в посадочних місцях напівмуфт на валах. Тому при вільних коливаннях системи кожен наступний розмах на віброграмі менше попереднього (рис. 8.4, б). Відношення двох послідовних напіврозмахів називають декрементом коливань, а логарифм цього відношення $\delta = \ln(\varphi_i / \varphi_{i+1})$ – логарифмічним декрементом коливань.

З урахуванням зменшення розмахів коливань, пов'язаного із втратами в опорах редуктора, логарифмічний декремент системи з муфтою знаходять як

$$\delta_M \approx \ln[\varphi_i / (\varphi_{i+1} + \Delta\varphi_j)],$$

де $\Delta\varphi_j$ – зменшення розмахів коливань через втрати в опорах редуктора.

Як показує експеримент (рис. 8.4, а), втрати в опорах досить малі і розмахи становлять арифметичну прогресію

$$\Delta\varphi_j = \varphi_j - \varphi_{j+1} = \Delta\varphi = const.$$

Для підвищення точності обчислень $\Delta\varphi$ необхідно використовувати кілька коливань. Тоді

$$\Delta\varphi = (\varphi_j - \varphi_{j+n}) / n,$$

де n – число періодів коливань.

В зв'язку з тим, що логарифмічний декремент у гумах залежить від швидкості деформування, експеримент варто проводити на частотах, близьких до експлуатаційних. Остаточна залежність логарифмічного декременту має вигляд

$$\delta_M(\bar{\varphi}_i) = \ln \frac{\varphi_i}{\varphi_{i+1} + \Delta\varphi}, \quad (4)$$

де $\bar{\varphi}_i = (\varphi_i + \varphi_{i+1}) / 2$ – середнє значення амплітуди.

Одержавши віброграму коливань системи з муфтою, за допомогою ЕОМ обчислюють логарифмічний декремент за формулою (4) і будують графік $\delta_M(\bar{\varphi}_i)$, який може бути використаний для розв'язання задач динаміки.

5. Визначення навантажень на валах від муфти. При радіальних і кутових зсувах валів (рис. 8.5, а і 8.5, б) тензометричний вал навантажується згинальними моментами. Епюра згинаючих моментів тензометричного вала має вигляд, показаний на рис. 8.5, в.

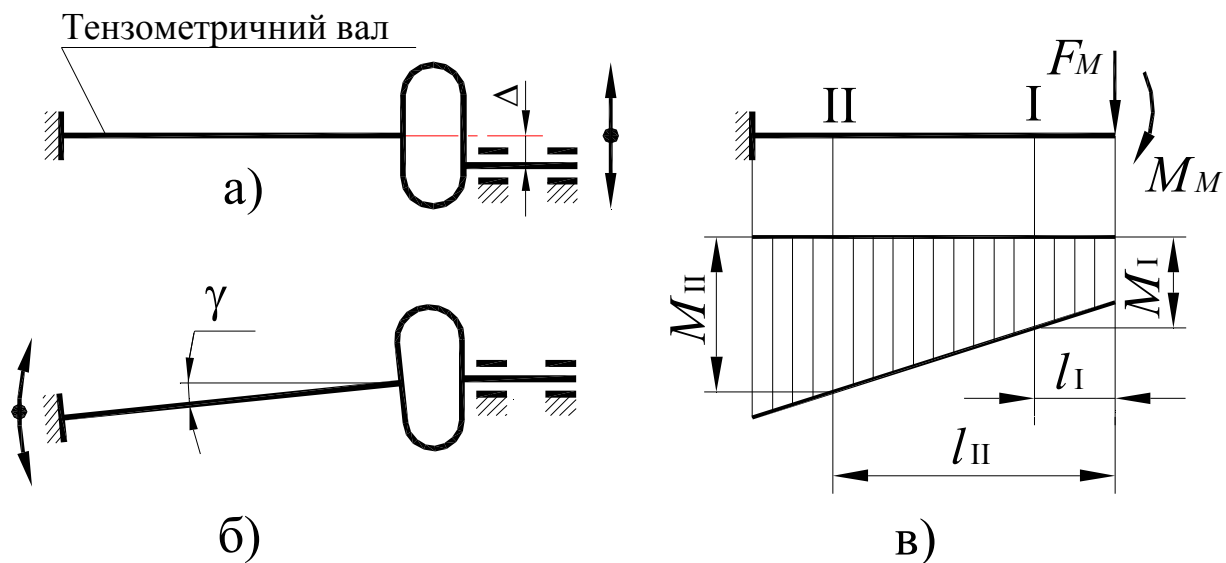


Рисунок 8.5 – Визначення навантажень на валах

Замірявши деформації на поверхні вала в перерізах I і II , пропорційні згинальним моментам, можна знайти шукані навантаження від муфти, розв'язуючи систему рівнянь

$$\begin{aligned}M_I &= F_M l + M_M, \\M_{II} &= F_M l_{II} + M_M,\end{aligned}$$

де F_M і M_M – радіальна сила і згинальний момент, що діють на вал від муфти;

M_I і M_{II} – сумарні згинаючі моменти, відповідно, у перерізах I і II тензOMETричного вала. Тензорезистори в розглянутих перерізах попередньо протарирувані за допомогою спеціальних пристроїв.

З розв'язку рівнянь виходить

$$\begin{aligned}F_M &= (M_{II} - M_I) / (l_{II} - l), \\M_M &= (M_I l_{II} - M_{II} l) / (l_{II} - l).\end{aligned}$$

Плавно змінюючи радіальний зсув валів Δ (рис. 8.5, *a*) рукояткою 4 (рис. 8.1) і кутовий зсув валів γ (рис. 8.5, *б*) рукояткою 5 (рис. 8.1), автоматично одержують залежності

$$F_M(\Delta), F_M(\gamma), M_M(\Delta), M_M(\gamma) \quad (5)$$

у графічній або табличній формах.

Контрольні питання

1. Які деталі і у якій послідовності беруть участь у передачі силового потоку від одного вала до іншого (для однієї з муфт – за вказівкою викладача)?

2. Приведіть приклади практичного використання всіх розглянутих муфт.

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. – 656 с.
2. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
3. Детали машин. Атлас конструкций. /Под редакцией Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. – 655с.
4. Перель Л. Я. Подшипники качения . Расчет , проектирование и обслуживание опор . М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
5. Иванов М. Н. , Иванов В. Н. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975. – 551 с.
6. Подшипники качения: Справочник-каталог. /Под редакцией Нарышкина В. Н. и Коросташевского Р. В. М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
7. Иосилевич Г. В. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
8. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1980. – 464 с.

ЗМІСТ

Основні правила техніки безпеки при виконанні лабораторних робіт з деталей машин.....	3
Вступ. Методи випробувань і вимірювальні засоби, що використовуються при випробуваннях деталей машин	5
Лабораторна робота № 1 «Експериментальне визначення прогинів і деформацій консолі з використанням різних вимірювальних засобів»	23
Лабораторна робота № 2 «Дослідження роботи пасової передачі на машині замкнутого контуру»	30
Вступ до лабораторних робіт №№ 3, 4, 5, 6	40
Лабораторна робота № 3 «Напружений стан болта в з'ягнутому з'єднанні»	42
Лабораторна робота № 4 «Вивчення роботи з'ягнутого болтового з'єднання»	50
Лабораторна робота № 5 «Групове нарізне сполучення, навантажене силами, що відривають, і моментами»	59
Лабораторна робота № 6 «З'єднання з натягом»	69
Лабораторна робота № 7 «Вивчення підшипників кочення і їхніх вузлів»	79
Лабораторна робота № 8 «Вивчення механічних муфт приводів й експериментальне дослідження пружних муфт»	90
Література	102

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИМ РОБІТ З КУРСУ
«ДЕТАЛІ МАШИН»

для студентів спеціальності
133 – Галузеве машинобудування

Укладачі: ПЕРЕГОН Володимир Андрійович
ВОРОПАЙ Олексій Валерійович
Шарапата Андрій Сергійович

Відповідальний за випуск *О. О. Коряк*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *О. В. Воропай*