

621.81(045)
Л 67

Міністерство освіти України
Вінницький державний технічний університет

Б.Ф.Ліщинський, Р.Р.Обертюх

ОСНОВИ КОНСТРУВАННЯ
МАШИН.
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Вінниця ВДТУ 1998

Міністерство освіти України
Вінницький державний технічний університет

Б.Ф.Ліщинський, Р.Р.Обертюх

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН.
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку "Інженерна механіка"

Вінниця ВДТУ 1998

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН. ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ.
Навчальний посібник / Б.Ф.Ліщинський, Р.Р.Обертюх - В.:
ВДТУ, 1998. - 89 с. Укр. мовою.

Лабораторний практикум складено у відповідності з програмою дисципліни "Основи конструювання машин". В посібнику приведені детальні описання лабораторних установок та механізмів, що розглядаються, і інструкцій по виконанню лабораторних робіт, зміст яких охоплює практичні питання основних розділів дисципліни. Кожна лабораторна робота містить короткі теоретичні відомості і запитання самоконтролю, що дають змогу студентам самостійно перевірити набуті знання.

Іл. 19 Табл. 10 Бібліогр.:15 назв.

Рецензенти: В.А.Огородніков, д.т.н., проф.
П.С.Бернік, к.т.н., проф.

З М І С Т

ВСТУП	4
Лабораторна робота № 1. Аналіз кінематичних схем приводів машин	6
Лабораторна робота № 2. Вивчення конструкції циліндричного двоступінчастого редуктора	15
Лабораторна робота № 3. Вивчення конструкції черв'ячного редуктора	26
Лабораторна робота № 4. Вивчення конструкцій та визначення несучої здатності валів передач при заданих коефіцієнтах запасу міцності	39
Лабораторна робота № 5. Вивчення конструкції та характеристик підшипників кочення	56
Лабораторна робота № 6. Випробовування пружної муфти	68

ВСТУП

Дисципліна "Основи конструювання машин" /ОКМ/ з однією з важливих загальноінженерних дисциплін, що формують у студентів машинобудівних спеціальностей необхідну теоретичну та професійно спрямовану базу знань, без якої неможливе освоєння фахових дисциплін, які вивчаються на старших курсах інженерії та магістратури.

ОКМ – дисципліна, що вивчає основні принципи конструювання та методи розрахунку механізмів та деталей машин загальномашинобудівного призначення. При освоєнні цієї дисципліни важливе місце посідає лабораторний практикум. Виконуючи лабораторні роботи, студенти ґрунтовно ознайомлюються з конструкціями окремих механізмів та їх деталей, що дозволяє їм приймати правильні конструкторські розв'язки при розробці курсових проектів як з ОКМ, так і з інших дисциплін, а також з запорукою якісної підготовки дипломного проекту. При виконанні лабораторних робіт, що мають метою випробовування різних деталей та механізмів машин, студенти набувають практичних навиків постановки експериментів, обробки та оформлення результатів досліджень, що є важливим фактором формування у майбутніх фахівців творчого підходу до розв'язання інженерно-технічних та наукових завдань.

З метою ефективного освоєння теоретичного матеріалу з дисципліни ОКМ перед виконанням кожної лабораторної роботи студенти зобов'язані вивчити теоретичний матеріал, який приведений в кожній роботі, детально ознайомитись з конструкціями механізму та його деталей чи експериментальної установки та вимірювальними приладами, ясно уявити мету роботи, її задачі і порядок виконання.

До проведення робіт і дослідів, що відповідають змісту лабораторної роботи, студент допускається після співбесіди з викладачем і дозволу останнього. Перед виконанням роботи студенти проходять інструктаж з правил техніки безпеки, яких вони повинні дотримуватись при проведенні дослідів та інших робіт, передбачених змістом лабораторної роботи. Після закінчення роботи студент повинен вимкнути дослідну установку

або зібрати механізм, прибрати робоче місце, здати інструменти та вимірювальні прилади лаборанту або викладачу і приступити до оформлення звіту з лабораторної роботи. Вимоги до змісту та оформлення звіту з лабораторної роботи приведені в описанні кожної лабораторної роботи.

Захист лабораторної роботи відбувається в час, установлений викладачем, що проводить лабораторні заняття. Результати захисту оцінюються відповідною сумою балів, приведеною в технологічній карті модульно-рейтингової системи вивчення даної дисципліни. Бальна оцінка кожної лабораторної роботи доводиться до відома студентів на початку вивчення дисципліни.

Лабораторні роботи складені: № 1, 5 – Б.З.Ліщинським;
№ 2, №3, № 4, № 6 –
Р.Р.Обертюхом.

Лабораторна робота № 1

АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРИВОДІВ МАШИН

1 Мета роботи

Вивчення основних рекомендацій по розробці кінематичних схем та виконанню кінематичних розрахунків приводів машин.

2 Теоретичні відомості

Привод це пристрій для приведення в дію різних робочих машин. В машинобудуванні використовують різноманітні приводи: механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні.

Курс ОКМ вивчає механічні приводи машин. З допомогою механічного привода проходить передача енергії від двигуна до робочого органу машини, як правило з перетворенням швидкостей, моментів, зусиль, а інколи характеру та закону руху механізмів.

Привод, який складається з електродвигуна та механічних передач, називається механічним приводом /або просто приводом/.

2.1 Розробка кінематичної схеми привода

Проектування привода починається з розробки його кінематичної схеми. Для розробки кінематичної схеми привода необхідно мати такі дані: номінальний обертаючий момент T на веденому валу, або потужність P на цьому валу; частоту обертання веденого валу n ; режим роботи привода, тобто закони зміни моменту $T = f(t)$, та частоти обертання $n = f(t)$; взаємне розміщення валів; габаритні розміри та конструктивні особливості привода.

За заданими умовами можна спроектувати декілька кінематичних схем приводів, за рахунок використання механічних передач різних типів, або різних конструктивних особливостей передач одного типу. Оптимальну кінематичну схему привода вибирають внаслідок аналізу декількох варіантів, які піддають порівняльній оцінці з точки зору конструктивної доцільності, досконалості кінематичної та силової схеми, простоти енергомісткості, габаритів, металомісткості, зручності обслуговування, збирання-розбирання, регулювання та огляду. Після ана-

лізу різних варіантів і їх оцінки вибирають кінематичну схему для подальшого проектування привода.

При розробці кінематичних схем необхідно врахувати, що електродвигун – один із основних елементів приводу. Від типу двигуна, його потужності та частоти обертання залежать конструктивні та експлуатаційні характеристики машини. Для кожної потужності в довіднику електродвигунів є декілька двигунів з різними синхронними частотами обертання вала /3000; 1500; 1000; 750 хв⁻¹/. При виборі частоти обертання вала двигуна необхідно мати на увазі, що швидкохідні двигуни мають менші габаритні розміри, масу, вартість та вищий ККД. Але з підвищенням частоти обертання ведучого вала росте загальне передаточне число привода і відповідно його габарити, маса та вартість. Досвідом встановлено, що деяке підвищення вартості передач мало впливає на використання швидкохідних електродвигунів, тому вони широко використовуються в машинобудуванні.

Вибір частоти обертання вала електродвигуна проводять з врахуванням наміченої кінематичної схеми привода машини, рекомендують приймати при попередніх розрахунках $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число привода визначається як відношення частот обертання валів двигуна та робочого органу машини, може бути реалізовано різними способами. При великих передаточних числах використовують багатоступінчасті однотипні, а також комбіновані передачі з їх різних типів.

В кінематичному плані послідовність розміщення передач різних типів та розподіл між ними передаточного числа не має значення, але необхідно, щоб виконувалась умова $U_{\text{заг}} = U_1 U_2 \dots U_n$.

Навантаженість деталей передач залежить від того, в якій послідовності вони розміщені в силовому ланцюгу, а також від передбаченої розбивки $U_{\text{заг}}$ між ними. При віддаленні від двигуна в силовому ланцюгу понижуючих передач росте навантаження відповідних деталей, оскільки навантаження на деталь визначається обертаючим моментом, який збільшується з пониженням частоти обертання. Внаслідок цього в області менших частот обертання необхідно використовувати передачі з великою навантажуючою здатністю, які забезпечують менші габаритні розміри та масу привода.

Так, наприклад, у приводі, який складається із пасової та зубчастої передачі, варіант розміщення "двигун-пасова-зубчаста передача-робочий орган" кращий варіанта "двигун-зубчаста-пасова передача-робочий орган", оскільки розміщення зубчастої передачі на найбільш навантаженій ланці силового ланцюга дає переваги цій схемі. З тих же міркувань в приводі з черв'ячною та зубчастою передачами доцільно розміщувати їх в такій послідовності: "двигун-черв'ячна-зубчаста передача-робочий орган".

Досвід проектування, виготовлення та експлуатації різних передач, а також результати досліджень роботи передач, дають змогу намітити області та межі переважного використання передач різних типів. Тому в технічній літературі приведені максимальні та часто використовувані значення передаточних чисел, колових швидкостей та потужностей для різних типів механічних передач. Конструктор при розробці кінематичних схем приводів машин повинен використовувати ці рекомендації.

2.2 Кінематичний розрахунок привода

Після розробки кінематичної схеми починають кінематичний розрахунок привода, який являється важливим етапом проектування, оскільки від його правильного виконання залежать габарити та маса привода, надійність та якість роботи машини в цілому.

Кінематичний розрахунок привода проводиться одночасно з вибором по каталогу необхідного двигуна / по потужності та частоті обертання / та зводиться до визначення загального передаточного числа привода, розподілу його між окремими вузлами та типами передач кінематичної схеми, а також по визначенню частот обертання, моментів та потужностей на всіх валах привода.

Необхідна потужність /кВт/ на валу електродвигуна визначається за формулою:

$$P_{\text{ном}} = P_n / \eta_{\text{заг}}, \quad /I.I./$$

де P_n - номінальна потужність на веденому валу привода, кВт;

$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n$ - загальний ККД привода;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ - ККД кожної кінематичної пари, яка входить в привід /зубчастої, черв'ячної, пасової та інших передач, пар підшипників, муфт та інших/.

Значення ККД передач різних типів, муфт та підшипників приведені в [1, 2].

За необхідною потужністю електродвигуна $P_{номр}$ і відповідно з режимом навантаження механізмів по каталогу вибирають відповідний двигун. При цьому номінальна потужність електродвигуна $P_{дв}$, прийнята по каталогу, повинна бути рівна або більше $P_{номр}$ ($P_{дв} \geq P_{номр}$).

Для кожної потужності в каталозі електродвигунів приведено декілька двигунів з різними синхронними частотами обертання вала: $n_c = 3000, 1500, 1000, 750 \text{ хв}^{-1}$. При заданій кінематичній схемі привода, частоту обертання вала електродвигуна необхідно вибирати з таким розрахунком, щоб передаточні числа окремих передач знаходились в межах рекомендацій [2].

Загальне передаточне число привода визначають за формулою:

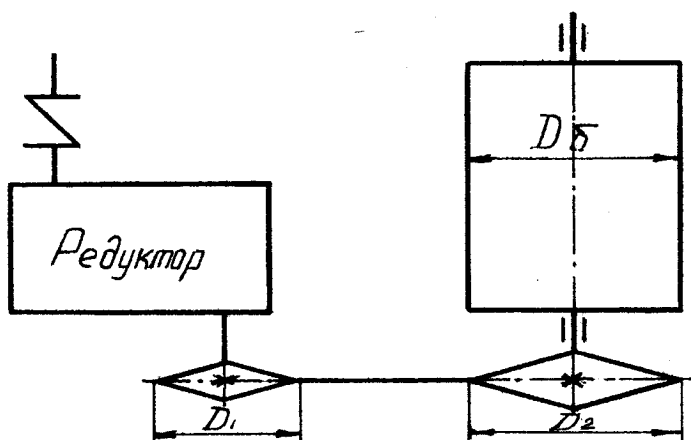
$$U_{заг} = n_{дв} / n_p, \quad / \text{I.2} /$$

де $n_{дв}$ - асинхронна частота обертання вала вибраного електродвигуна;

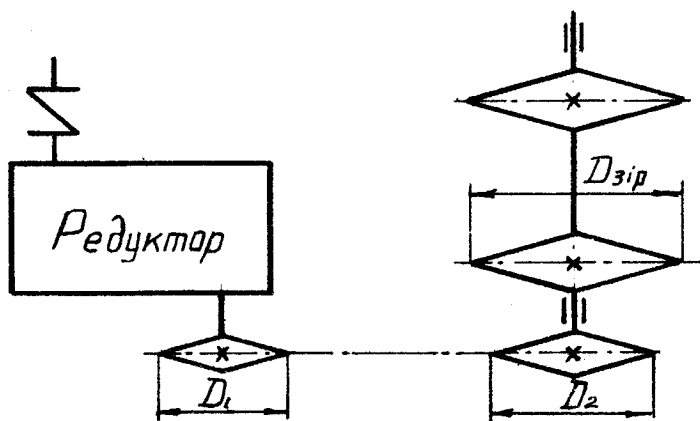
n_p - частота обертання робочого /веденого/ вала привода.

Знайдене значення $U_{заг}$ необхідно розподілити між типами та ступенями передач, що входять в привід. При наявності в кінематичній схемі, крім редуктора, пасових, ланцюгових та відкритих зубчастих передач, спочатку загальне передаточне число редуктора розбивають за ступенями. Роблять це для того, щоб забезпечити відповідність розмірів деталей цих передач з іншими деталями привода. Так, для схем, що показані на рис. 1.1 а, б ведені зірочки ланцюгових передач D_2 повинні мати відповідні розміри з діаметром барабана D_5 , або діаметром зірочки D_3 і знаходитись в межах:

$$D_2 = (0,9 \dots 1,2) D_5; \quad D_2 = (0,9 \dots 1,2) D_3. \quad / \text{I.3} /$$



а)



б)

а- стрічковий конвейер; б- пластинчатий конвейер
Рисунок 1.1- Кінематичні схеми приводів конвейерів

Після розбивки загального передаточного числа $U_{за}$ між редуктором та іншими передачами, що входять в привод, повинна виконуватись умова:

$$U_{за} = U_{ред} \cdot U_1 \cdot U_2 \dots U_n,$$

де $U_{ред}$ - передаточне число редуктора; $U_1, U_2, \dots, U_n$ - передаточні числа передач, що входять в привод. Рекомендовані значення для $U_{ред}, U_1, U_2, \dots$ та U_n , приведені в технічній літературі [1, 2].

Розміри та маса багатоступінчастого редуктора залежать від прийнятого методу розбивки передаточного числа редуктора

$U_{ред}$ за його окремими ступенями. Розбивка може бути різною в залежності від того, яка з вимог до редуктора вважається головною. До таких вимог можуть бути віднесені: мінімальна маса редуктора; мінімальні габарити; однакова міцність робочих поверхонь зубців всіх коліс; зручність змащування всіх коліс та інші.

Розбивку передаточного числа редуктора між його ступенями проводять згідно з рекомендаціями, приведеними в таблиці I.1.

Таблиця I.1

Тип редуктора	$U_{ред}$ рекомендовані та max	Передаточне число швидко- хідного сту- пеня	Передаточне число тихо- хідного ступеня
1	2	3	4
Циліндричний, дво- ступінчастий за розгорнутою схемою	12,5...25 /8,0...50/	$U_{ш} = U_{ред} / U_n$	4...5 /4...5,6/
Циліндричний дво- ступінчастий з роздвоєним швидко- хідним ступенем	12,5...25 /8,0...50/	$U_{ш} = U_{ред} / U_n$	4...5 /4...5,6/
Циліндричний дво- ступінчастий за співосною схемою	12,5...22 /8,0...50/	$U_{ш1} = U_{ред} / U_n$	$U_n = 0,9 \sqrt{U_{ред}}$
Конічно-циліндри- чний	12,5...20 /8,0...40/	$U_{ш} = U_{ред} / U_n$	$U_n = 0,63 \sqrt[3]{U_{ред}^2}$

Продовження таблиці I.I

I	!	2	!	3	!	4
Черв'ячно-зубчастий	!	50...400	!	$\omega_{ш} = \omega_{ред} / \omega_n$	!	$\omega_n = 3...63$

Після визначення передаточного числа передач, що входять в кінематичну схему привода, розраховують частоти обертання, потужності та **обертові** моменти на всіх валах.

Частоти обертання валів:

$$n_1 = n_{дв}; n_2 = n_1 / \omega_1; n_3 = n_2 / \omega_2; \dots; n_n = n_{n-1} / \omega_n,$$

де $n_1, n_2, \dots, n_n$ - частоти обертання першого, другого та інших валів привода; $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ - передаточні числа першого, другого та інших ступенів привода.

Потужності на валах, кВт:

$$P_1 = P_{номр}; P_2 = P_1 \cdot \eta_{1-2}; P_3 = P_2 \cdot \eta_{2-3}; \dots; P_n = P_{n-1} \cdot \eta_{(n-1)-n},$$

де $P_{номр}$ - необхідна потужність двигуна, кВт /I.I/;

$\eta_{(n-1)-n}$ - ККД між попереднім та наступним валом.

Обертаючі моменти на валах, Н·м;

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1; T_2 = 9550 P_2 / n_2;$$

$$T_3 = 9550 P_3 / n_3; \dots; T_n = 9550 P_n / n_n.$$

3 Порядок виконання роботи

3.1 В розділі 2 ознайомитись з загальними відомостями по розробці кінематичних схем приводів машин та виконанням кінематичних розрахунків.

3.2 Одержати у викладача кінематичну схему привода та вихідні дані по P_n та n_p .

3.3 Вивчити ГОСТ 2.770-68. Позначення умовні, графічні в схемах.

3.4 Зробити опис кінематичної схеми привода.

3.5 Виконати кінематичний розрахунок привода для чого: визначити загальний ККД привода та необхідну потужність на валу двигуна; по каталогу вибрати необхідний електродвигун; визначити загальне передаточне число привода $\zeta_{\Sigma 2}$ для чотирьох варіантів двигунів за синхронною частотою обертання вала двигуна - $n_{\text{дв}} = 3000; 1500; 1000; 750 \text{ хв}^{-1}$, використавши рекомендації [2]; провести розбивку загального передаточного числа привода між його ступенями /для чотирьох варіантів двигунів/;

Зробити аналіз одержаних варіантів відносно їх можливостей для реалізації заданої частоти обертання веденого вала привода; вибрати та обґрунтувати оптимальний варіант частоти обертання вала двигуна; для вибраного варіанта визначити частоти обертання, потужності та обертаючі моменти на кожному валу привода.

3.6 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

4 Зміст звіту

4.1 Кінематична схема привода.

4.2 Опис кінематичної схеми.

4.3 Визначення загального ККД привода.

4.4 Визначення необхідної потужності двигуна $P_{\text{повпр}}$.

4.5 Вибір електродвигуна.

4.6 Визначення загального передаточного числа $\zeta_{\Sigma 2}$ привода для чотирьох варіантів.

4.7 Розбивка загального передаточного числа привода між його ступенями для чотирьох варіантів.

4.8 Аналіз одержаних варіантів.

4.9 Обґрунтування отриманого варіанту частоти обертання вала електродвигуна.

4.10 Визначення частоти обертання, потужності та обертаючих моментів на всіх валах привода для оптимального варіанту.

Література

1. Кузьмин А.В. и др. Курсовое проектирование ДМ часть I - Минск: Высшая школа, 1982.
2. Павленко В.С. и др. Методические указания по кинематическому расчету привода и выбору электродвигателя при выполнении курсового проекта по ДМ, Винница: ВПИ, 1982.
3. ГОСТ 2.770-68. Обозначения условные графические в схемах.

Лабораторна робота № 2

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЦИЛІНДРИЧНОГО
ДВОСТУПІНЧАСТОГО РЕДУКТОРА

МЕТА РОБОТИ: Ознайомитись з конструкціями циліндричних одно- та двоступінчастих редукторів і визначити основні параметри зубчастих передач.

I Теоретичні відомості

Редуктор – це механізм, що служить для зниження кутових швидкостей та збільшення обертаючих моментів. Зубчасті редуктори виготовляються в вигляді окремих агрегатів, що складаються з зубчастих або черв'ячних передач, розміщених в закритому корпусі і працюючих в мастильній ванні.

Редуктори мають широке застосування в різних галузях народного господарства, особливо в таких як підйомно-транспортне, металургійне, хімічне машинобудування та суднобудування. Зубчасті редуктори – це невід'ємна складова частина багатьох машин.

В редукторах крім зубчастих та черв'ячних передач є багато інших типових деталей, наприклад, вали, підшипники, корпусні деталі, змашувальні пристрої, болтові, шпоночні та штифтові з'єднання, ущільнення, тощо. Ураховуючи сказане, можна зробити висновок: вивчення конструкцій редукторів має велике інженерно-пізнавальне значення, що дозволяє більш глибоко зрозуміти основні принципи конструювання машин.

I.1 Класифікація та типові компоновочні схеми редукторів

Редуктори класифікуються за такими основними ознаками:

1/ за типом передач – зубчасті, черв'ячні та зубчато-черв'ячні;

2/ за числом ступенів – одно-, дво-, три- та багатоступінчасті;

3/ за типом зубчастих коліс – циліндричні /з прямим, косим та шевронним зубцем/, конічні /з прямим та криволінійним

зубцем/, конічно-циліндричні, планетарні /мають у своєму складі зубчасті колеса з осями, що переміщуються/ та хвильові;

4/ за розташуванням валів в просторі – горизонтальні, вертикальні та похилі.

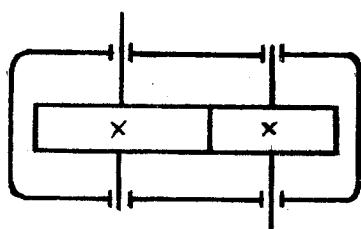
Редуктори побудовані з циліндричних прямозубих, косозубих та шевронних зубчастих передач, називаються циліндричними. Ці редуктори забезпечують передачу обертального руху між паралельними валами.

При малих загальних передаточних відношеннях застосовують одноступінчасті редуктори /рис. 1.1, а/ з діапазоном передаточних чисел від 1,6 до 8 /циліндричні редуктори/ та від 1 до 6,3 /конічні редуктори/. Значно більше розповсюджені двоступінчасті циліндричні редуктори, які можуть компоуватись за схемами: розвернутій /рис. 1.1, б/, співвісній /рис. 1.1, в/ та з роздвоєним швидкохідним ступенем /рис. 1.1, г/ [1,2].

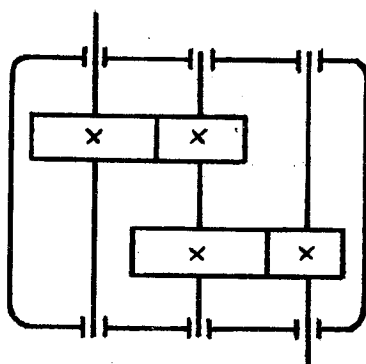
Редуктори за розвернутою схемою /див. рис. 1.1, б/ конструктивно та технологічно найбільш прості, що й обумовлює їх широке розповсюдження в різних галузях. Вони мають найменшу ширину та легко уніфікуються, але несиметричне розташування коліс на валах відносно опор приводить до нерівномірного розподілу навантаження по довжині зубця та між підшипниками опор. Ця вада ускладнює припрацювання загартованих до високої твердості зубчастих коліс.

Для покращення умов роботи найбільш навантаженого тихохідного ступеня застосовують редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем /див. рис. 1.1, в/. Рівномірне навантаження обох зубчастих пар швидкохідного ступеня досягається виконанням їх косозубих з однаковим кутом нахилу зубця, але з різним напрямом відносно твірної діляльного циліндра. Один вал /вал шестерень/ роздвоєного ступеня встановлюють на підшипниках, що допускають осьову самоустановку. Редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем мають меншу масу /на ~ 20 % легші від редукторів за розвернутою схемою/ та більш компактні, але трудомісткість їх виготовлення більш висока. Застосовуються редуктори в машинах, що працюють з великими перевантаженнями.

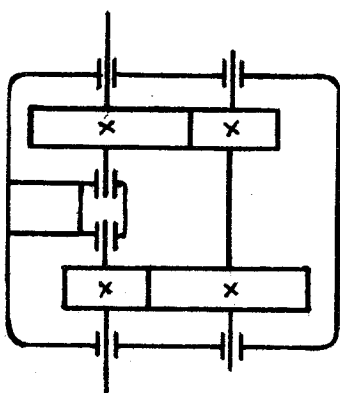
В випадках, коли за умовами компоновки механічного привода



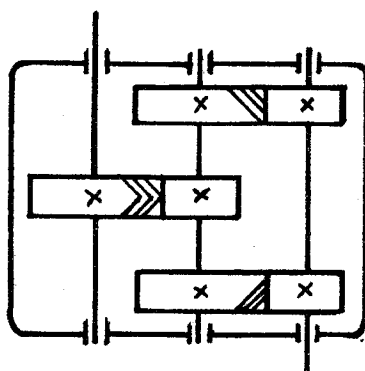
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.1–Принципові схеми циліндричних зубчастих редукторів

необхідна співвісність ведучого та веденого валів, використовують співвісні редуктори /див. рис. 1.1, г/, які мають малі габарити по довжині. Цей тип редукторів за масою та вартістю близький до редукторів, виконаних за роздвоєною схемою, але має більшу ширину і меншу технологічність. Змашення підшипників, розміщених всередині корпуса, дещо ускладнене. Двоступінчасті циліндричні редуктори застосовують в діапазоні передаточних чисел від $\Pi_{\min} = 6,3$ до $\Pi_{\max} = 63$ [2] .

2 Пристрої, прилади, інструменти та наочні посібники, необхідні для виконання роботи

2.1 Циліндричні одно- та двоступінчасті редуктори.

2.2 Зубомір, штангенциркуль, металеві лінійки, гасчні ключі, викрутки.

2.3 Плакати "Типові схеми редукторів" та "Підшипникові вузли редукторів".

3 Описання конструкції редуктора

Лабораторна робота виконується на базі двоступінчастих циліндричних редукторів типу Ц2У [3]. На рис. 3.1 зображена конструкція двоступінчастого редуктора У2У-160 ГОСТ 20758-75.

Примітка: Викладач може запропонувати для вивчення інші типи циліндричних редукторів.

Редуктор складається з чавунного корпусу 1, в якому розміщені швидкохідна та тихохідна передачі /ступені/. Шестерня 2 швидкохідної передачі виконана за одне ціле з швидкохідним валом 3, і колесо 4 встановлене на валові-шестерні 5 /проміжний вал/ тихохідного ступеня. Колесо 6 тихохідної передачі за допомогою шпонкового з'єднання та розмірної втулки 7 кріпиться на тихохідному валу 8 редуктора. Зубчасті колеса 4 та 6 ступенів редуктора в осьовому напрямі фіксуються на валах 5 та 8 буртиками і розмірними втулками, які іншими своїми торцями впираються на внутрішні кільця підшипників кочення.

В редукторі Ц2У-160 застосовуються конічні роликпідшипни-

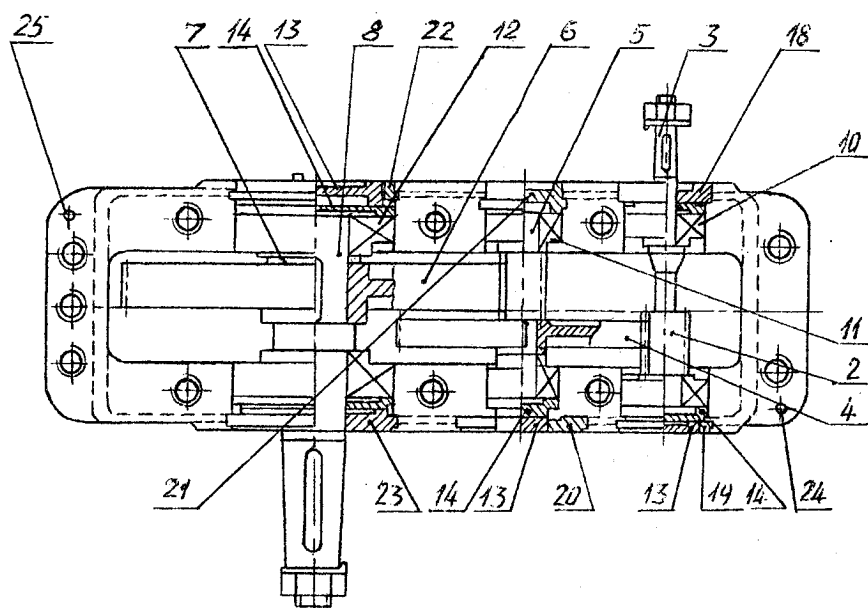
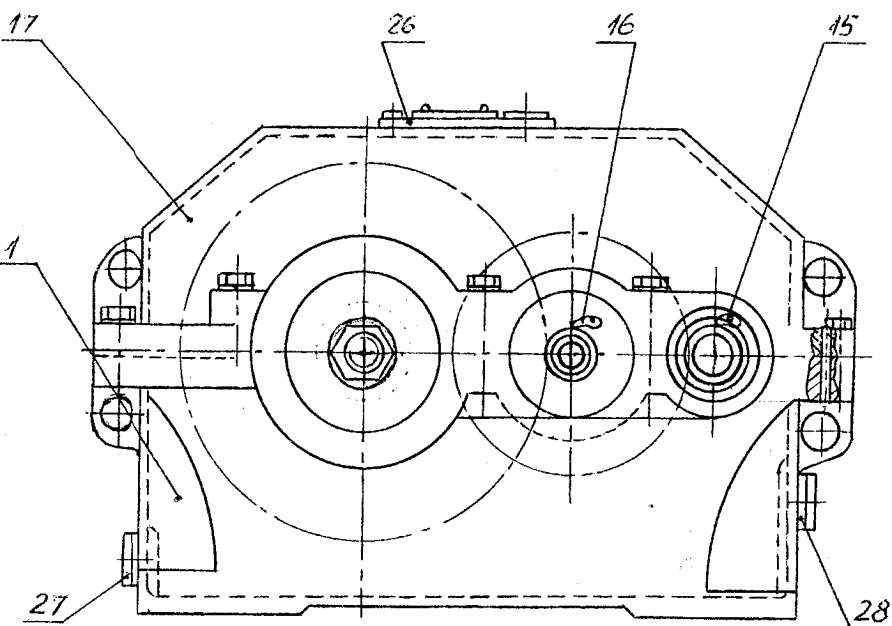


Рисунок 3.1 - Конструкція двоступінчастого редуктора Ц2У-160

ки ІО, ІІ та ІЗ. Попередній натяг підшипників здійснюється за допомогою спеціальних регульовальних гвинтів ІЗ через на-
тискні шайби І4. В потрібному **положенні** гвинти ІЗ стопоря-
ться замками І5 та І6. Отвори розточок в корпусі І та криш-
ці І7 редуктора закриваються закладними кришками І8...23.
Кришки І8 та 23 мають отвори, через які виходять кінці
швидкохідного та тихохідного валів. В розточках кришок І8 та
23, як правило, розташовують ущільнючі пристрої, призначення
яких захищати порожнину редуктора від забруднення із зовні-
шнього середовища та виключати витікання мастила через кіль-
цеві зазори між валами та отворами в кришках.

В редукторі ЦЗУ-І60 ущільнення валів досягається за раху-
нок гарантованого малого зазору між валом та отвором в криш-
ці. Для ущільнення валів редукторів використовуються також
армовані гумові манжети, а отвори розточок для установки під-
шипників валів можуть закриватись фланцевими кришками, які
кріпляться до корпусу редуктора гвинтами.

Розточку отворів під підшипники в корпусі І та кришці
І7 виконують в зборі. З цією метою положення кришки І7 від-
носно корпусу І фіксують двома штифтами 24 та 25 /циліндри-
чними або конічними/, які розміщують на фланці корпусу І
діагонально по можливості на найбільшій відстані один від
одного, при цьому кришка І7 та корпус І стягуються гвинтами.

Мастило в картер редуктора заливається через отвір,
розміщений в верхній частині кришки І7. Отвір закривається
кришкою 26. Зливають мастило через отвір в нижній частині
корпусу І, який закривається пробкою 27. Рівень мастила конт-
ролюється за допомогою пробки 28.

Змащення всіх пар тертя редуктора здійснюється з загаль-
ної мастильної ванни. Передачі змащуються зануренням, а під-
шипники - розбризкуванням. Для піднімання редуктора на його
корпусі та кришці передбачені приливи-захвати з отворами для
гака.

Основні параметри циліндричних редукторів - це обертаю-
чий момент на тихохідному валу, передаточне число, міжосьова
відстань та ККД.

4 Порядок виконання роботи

4.1 Вивчити за описанням будову редуктора та конструкцію його деталей. Ознайомитись з змістом звіту з лабораторної роботи.

4.2 Визначити габаритні та приєднувальні розміри редуктора. Результати записати в таблицю 5.1.

4.3 Відкрутити гвинти кріплення кришки редуктора до корпусу та зняти кришку.

4.4 Виміряти, по можливості, як найточніше міжосьові відстані $\Omega_{\omega(\omega)}$ та $\Omega_{\omega(m)}$ ступенів редуктора. Результати цих вимірювань та всіх наступних занести в таблицю 5.1.

4.5 Виміряти ширину зубчастих коліс обох ступенів $b_{\omega_2(\omega)}$ та $b_{\omega_2(m)}$.

4.6 Витягнути з корпусу швидкохідний проміжний та тихохідний вали.

4.7 Вивчити конструкцію корпусу, кришки, зубчастих коліс, валів, кришок підшипників та інших деталей.

4.8 Визначити тип та розміри підшипників, на яких установлені вали редуктора.

4.9 Виміряти діаметри вершин зубців d_a всіх коліс редуктора.

4.10 Підрахувати число зубців Z всіх коліс редуктора.

4.11 Визначити передаточні числа швидкохідного та тихохідного ступенів за формулами:

$$u_{\omega} = Z_{2(\omega)} / Z_{1(\omega)}; \quad u_m = Z_{2(m)} / Z_{1(m)}, \quad /4.1/$$

де $Z_{1(\omega)}, Z_{2(\omega)}, Z_{1(m)}, Z_{2(m)}$ - число зубців шестерні та колеса, відповідно швидкохідного та тихохідного ступенів редуктора.

4.12 Розрахувати ділильні діаметри шестерні за виразами:

$$d_{1(\omega)} = 2a_{\omega(\omega)} / (u_{\omega} + 1); \quad d_{1(m)} = 2a_{\omega(m)} / (u_m + 1). \quad /4.2/$$

4.13 Визначити нормальний модуль зубців кожного ступеня та округлити його до значень, вказаних в ГОСТ 9583-60:

$$m_{n(\omega)} = 0,5(d_{a_{1(\omega)}} - d_{1(\omega)}); \quad m_{n(m)} = 0,5(d_{a_{1(m)}} - d_{1(m)}). \quad /4.3/$$

4.14 Визначити кут нахилу лінії зубців за залежностями:

$$\cos \beta_{(\omega)} = [m_{n(\omega)} Z_{1(\omega)} (U_{\omega} + 1)] / (2 a_{\omega(\omega)}); \quad /4.4/$$

$$\cos \beta_{(m)} = [m_{n(m)} Z_{1(m)} (U_m + 1)] / (2 a_{\omega(m)}).$$

4.15 Розрахувати коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс за формулами:

$$\psi_{bd(\omega)} = b_{\omega 2(\omega)} / d_{1(\omega)}; \quad \psi_{bd(m)} = b_{\omega 2(m)} / d_{1(\omega)}. \quad /4.5/$$

4.16 Визначити торцевий модуль зубців кожного ступеня за формулами:

$$m_{t(\omega)} = m_{n(\omega)} / \cos \beta_{(\omega)}; \quad m_{t(m)} = m_{n(m)} / \cos \beta_{(m)}. \quad /4.6/$$

4.17 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

5 Звіт з лабораторної роботи

5.1 Звіт з лабораторної роботи оформляється згідно з вимогами до текстової конструкторської документації /ГОСТ 2.105-95/.

5.2 В звіті відображається мета лабораторної роботи, основні теоретичні відомості, що повинні супроводжуватись необхідними ілюстраціями.

5.3 Результати вимірювань габаритних та приєднувальних розмірів записати в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

П а р а м е т р и	Значення, мм
I	2
Габаритні розміри.	
I. Довжина, ширина, висота (L x B x H)	

I	2
Приєднувальні розміри.	!
1. Діаметр швидкохідного вала, d_w	!
2. Довжина виступаючого кінця швидкохідного вала, L_w	!
3. Розміри шпонки на виступаючому кінці швидкохідного вала, $b \times h \times L$	!
4. Діаметр тихохідного вала, d_m	!
5. Довжина виступаючого кінця тихохідного вала, L_m	!
6. Розміри шпонки на виступаючому кінці тихохідного вала, $b \times h \times L$	!
7. Висота осі обертання валів редуктора, h_o	!
8. Діаметр отворів в опорному фланці редуктора під фундаментні болти, d_ϕ	!
9. Відстань між осями отворів під фундаментні болти	!
10. Розміри основи корпусу редуктора	!

5.4 Результати вимірювань та розрахунків параметрів зубчастих передач записати в таблиці 5.2

Таблиця 5.2

Параметри	Поз- начен- ня	Розраху- нкова формула	Швидко- хідний ступінь	Тихохід- ний сту- пінь
1	2	3	4	5
1. Число зубців шестерні	Z_1			
2. Число зубців колеса	Z_2			
3. Передаточне число ступеня	$u_w(u_m)$			
4. Передаточне число редуктора	$u_p = u_w \cdot u_m$			
5. Міжосьова відстань, мм	a_w			
6. Ширина колеса, мм	b_{w2}			
7. Коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс	ψ_{ba}			
8. Модуль нормальний, мм	m_n			
9. Модуль торцевий, мм	m_t			

продовження таблиці 5.2

	I	!	2	!	3	!	4	!	5
10. Кут нахилу лінії зубця		β°							

5.5 Привести коротке описання конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

5.6 Дати короткий опис способу регулювання підшипників з вказівкою на їх тип.

5.7 Привести опис способу змащення зубчастих передач та підшипників.

5.8 Описати будову пристроїв для заливання та контролю рівня мастила.

6 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

6.1 Для чого служить редуктор?

6.2 Де застосовують редуктори?

6.3 За якими ознаками класифікують редуктори?

6.4 Накресліть кінематичні схеми двоступінчастих циліндричних редукторів.

6.5 Які основні переваги та вади редукторів, побудованих за розгорнутими, співвісними схемами і з роздвоєним швидкохідним ступенем?

6.6 На якому з валів редуктора швидкохідному чи тихохідному більше обертаючий момент і чому?

6.7 Які типи підшипників застосовуються в редукторах з прямозубим та косозубим зачепленням?

6.8 Які Ви знаєте способи попереднього натягу радіальноупорних підшипників?

6.9 Як змащуються зубчасті передачі та підшипники редуктора?

6.10 Яким чином контролюється рівень мастила в редукторі?

6.11 Яке призначення штифтів, розмішених в фланці корпусу редуктора?

6.12 Чому штифти /див. п. 6.11/ потрібно розміщувати як на найбільшій відстані один від одного?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
2. Технічна механіка. кн. 4. Деталі машин: Підручник /Д.В. Чернілевський, В.С.Павленко, М.В.Любін; За ред. Д.В.Чернілевського. - К.: НМК ВО, 1992. - 360 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978. - 557 с.

Лабораторна робота № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

МЕТА РОБОТИ: Ознайомитись з конструкціями черв'ячних редукторів та визначити основні параметри черв'ячного зацеплення.

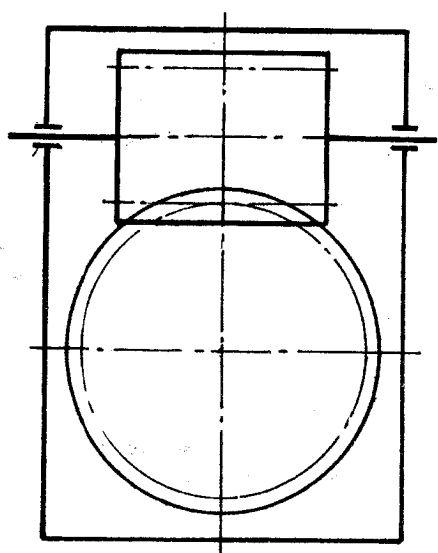
I Теоретичні відомості

Черв'ячні редуктори застосовують в випадках, коли необхідно забезпечити великі передаточні відношення при малих габаритах механічного привода. Найбільш розповсюджені одноступінчасті черв'ячні редуктори, які виготовляють з передаточними числами $\Pi = 8 \dots 80$. Якщо, згідно з службовими вимогами до приводу, необхідні більші передаточні відношення, то використовують двоступінчасті черв'ячні редуктори або зубчасто-черв'ячні редуктори.

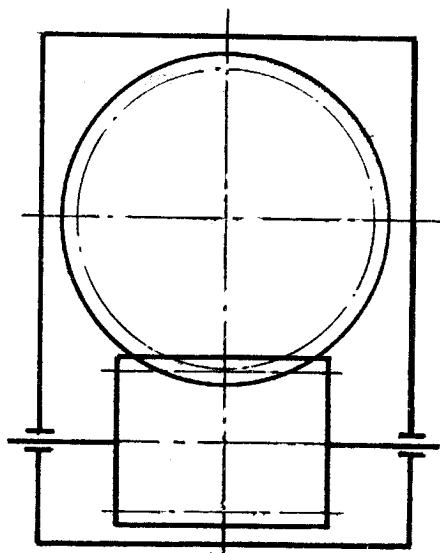
Одноступінчасті черв'ячні редуктори можуть виготовлятися за наступними схемами:

- 1/ з розташуванням черв'яка над колесом /рис. I.1, а/;
- 2/ з розташуванням черв'яка під колесом /рис. I.1, б/;
- 3/ з боковим розміщенням черв'яка, вісь якого горизонтальна, а колесо має вертикальну вісь /рис. I.1, в/;
- 4/ черв'як в вертикальній віссю, розташований з боку колеса з горизонтальною віссю /рис. I.1, г/.

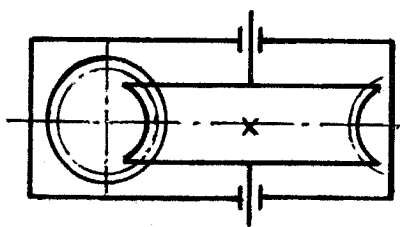
При виборі схеми редуктора керуються вимогами до службового призначення механічного привода та його компоновки. Конструкція черв'ячного редуктора з верхнім розташуванням черв'яка /див. рис. I.1, а/ застосовується при великих швидкостях черв'яка, оскільки в такому редукторі найменші гідродинамічні втрати потужності на перемішування мастила в картері через малу частоту обертання колеса. Зацеплення в такій передачі змащується зануренням, а підшипники черв'яка і колеса за рахунок розбризкування мастила або окремо від зацеплення пластичними мастилами. До переваг черв'ячних редукторів з верхнім розташуванням черв'яка слід також віднести меншу ймовірність попадання в зацеплення продуктів зношування передачі. Вада редукторів з верхнім розміщенням черв'яка в порів-



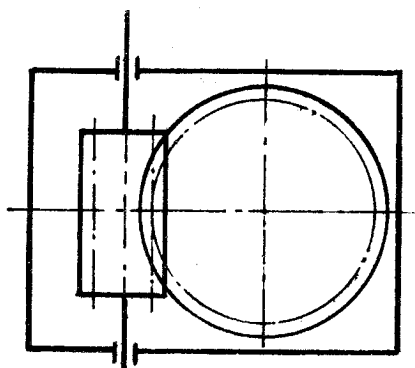
а)



б)



в)



г)

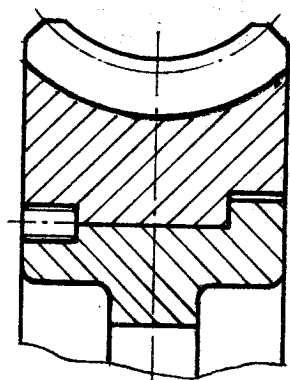
Рисунок 1.1 - Принципові схеми черв'ячних редукторів

нянні з редукторами з нижнім розташуванням черв'яка - більша теплонапруженість. При колових швидкостях черв'яка $V = 4...5$ м/с [1] доцільно використовувати редуктори з нижнім розташуванням черв'яка /див. рис. 1.1,б/, які за рахунок занурення черв'яка в мастило /до осі/ допускають передачу більшої потужності по критерію нагрівання, але при великих швидкостях в редукторах цієї схеми зростають гідродинамічні втрати потужності. Через розташування рівня мастила в картері редукторів цього типу на висоті осі черв'яка збільшується ймовірність витікання мастила, що примушує ускладнювати конструкцію ущільнень вала черв'яка.

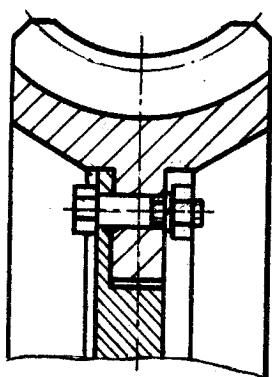
Редуктори з боковим розміщенням черв'яка /див. 1.1,в,г/ застосовують лише в технічно обгрунтованих випадках через утруднене змащення підшипників вертикальних валів та утримання мастила від витікання. Крім перерахованих вад редукторів цього типу, вони мають технологічно більш складну конструкцію черв'ячних коліс та корпусів.

Черв'як виготовляють з легованої сталі. Черв'ячні колеса з метою економії кольорових сплавів виконують збірними - зубчастий вінець з антифрикційного матеріалу /олов'яні та безолов'яні бронзи/, а центр сталевий або чавунний. Повністю з антифрикційного матеріалу виготовляють черв'ячні колеса малих розмірів $d_{a2} = 100...120$ мм [2] /. При швидкості ковзання $V_s \leq 2$ м/с в ручних приводах черв'ячні колеса можуть виготовлятися з сірого або модифікованого чавуну [3]. Застосовують наступні типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс:

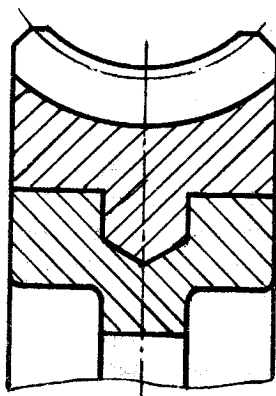
1. Бронзовий зубчастий вінець спрягається з сталевим або чавунним центром по посадці з натягом /рис. 1.2,а/. Конструкція проста при виготовленні в основному використовується в передачах з малим тепловим напруженням та діаметрами коліс. Вад цієї конструкції черв'ячних коліс - велика витрата бронзи та зменшення натягу при нагріванні до високої температури через більшу величину коефіцієнта лінійного теплового розширення бронзи, ніж сталі або чавуну. Для попередження взаємного колового зміщення вінця та центру у стик їх поверхонь вкручують гвинти або вставляють круглі шпонки.



a)



б)



в)

Рисунок 1.2 - Типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс

2 Для коліс великих та середніх розмірів застосовують болтову конструкцію /рис. 1.2,б/, бронзовий вінець якої має фланець до якого болтами, посадженими без зазору, кріпиться центр. Для меншої температурної деформації робочих поверхонь зубців, фланець виконують, по можливості, симетричним по відношенню до вінця.

3 Біметалічна конструкція - бронзовий вінець відливається в форму, в яку попередньо установлюють центр /рис.1.2, а/. Це найбільш раціональна конструкція черв'ячних коліс - використовується в редукторах серійного виробництва. Фіксація зубчастого вінця в коловому та осьовому напрямку виконується за допомогою виступів або заглибин, попередньо утворених на поверхні стикування сталевого або чавунного центру.

Вали черв'ячних коліс на черв'яки установлюють, як правило, на радіально-упорних підшипниках кочення. Підшипники вала колеса розміщують за схемою "в розпір" /див. рис.3.1/. За такою ж схемою установлюють підшипники черв'яків з невеликою відстанню між опорами $L \leq 10d$, де d - діаметр вала в місці посадки підшипника/ та тепловою напруженістю. У черв'яків з великою відстанню між опорами $L > 10 \dots 12 / d$ / і таких, що працюють в напруженому теплому режимі, підшипники установлюють за універсальною схемою, одна опора якої - плаваючий радіальний підшипник, а друга /фіксуюча/ складається з двох радіально-упорних або одного здвоєного підшипників, які приймають осьові зусилля в обох напрямках /див. рис. 3.1/.

Внутрішні кільця підшипників спрягають з валом по посадці а натягом та фіксують в осьовому напрямі, а зовнішні з'єднують з поверхнею розточки в корпусі по посадці з маленьким зазором /соті частки міліметра/, що дає можливість кільцю під час роботи зайняти таке положення, при якому забезпечується гарний контакт тіл кочення з доріжками кілець підшипника.

Корпуси черв'ячних редукторів виготовляють з чавуну та алюмінієвих сплавів. Корпуси великих редукторів виконують з верхньою кришкою, а малих - з бічною.

3 метов зменшення номенклатури ріжучого інструменту стандартом передбачені черв'яки з числом заходів $Z_1 = 1$; 2; 4. Мінімальні числа зубців черв'ячних коліс в допоміжних кінематичних передачах при $Z_1 = 1$ приймають $Z_{2\min} = 17...18$, в силових передачах $Z_{2\min} = 26...28$. Оптимальне значення для силових передач $Z_{2\text{опт}} = 32...63$ /не більше 80/ [1]. В окремих випадках /приводи великих столів, наприклад, металорізальних верстатів/ Z_2 може доходити до 200...1000.

2 Пристрої, прилади, інструменти та наочні посібники, необхідні для виконання роботи

2.1 Черв'ячні редуктори різних схем.

2.2 Штангенциркулі, металеві лінійки, гаєчні ключі, викрутки.

2.3 Плакати: "Типові схеми черв'ячних редукторів" та "Підшипникові вузли черв'ячних редукторів".

3 Описання конструкції черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

На рис. 3.1 зображена конструкція черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка.

Примітка: викладач може запропонувати для вивчення редуктори інших схем.

Редуктор складається з корпусу 1 та скріпленої з ним болтами 2 кришки 3. В корпусі 1 розмішений вал-черв'як 4, опори якого /шарикопідшипники/ установлені за універсальною схемою. Ліва опора /рис. 3.1/ - плаваючий радіальний шарикопідшипник 5, внутрішнє кільце якого жорстко фіксується на валу, а зовнішнє в осьовому напрямі не кріпиться /"плаває"/. Права опора /фіксує/ черв'яка складається з двох радіально-упорних шарикопідшипників 6, розмішених в стакані 7. Підшипники 6 розташовані таким чином, що можуть сприймати осьове навантаження в обох напрямках. Внутрішні та зовнішні кільця

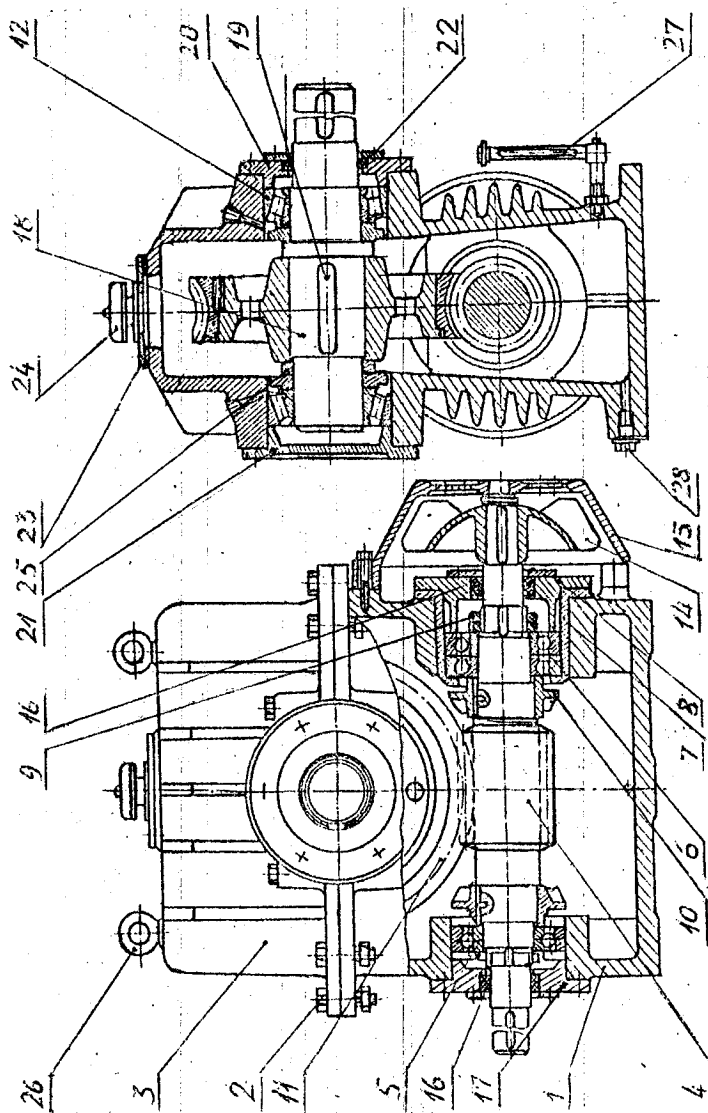


Рисунок 3.1 – Конструкція черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

підшипників 6 жорстко фіксуються в осьовому напрямку елементами конструкції стакана 7, виступом кришки 8, гайками 9 та маточиною крильчатки 10. Осьові зазори в радіально-упорних підшипниках 6 регулюють за допомогою набору тонких металевих прокладок 11, які установлюють між фланцями стакана 7 та кришки 8,

Крильчатки 10 служать для кращого змащення колеса 11 та його підшипників 12 розбризкуванням, захищають підшипники черв'яка від надмірного надходження мастила, а також дозволяють понизити рівень мастила в картері редуктора, що зменшує гідродинамічні втрати на перемішування валом-черв'яком мастила.

Для збільшення тепловіддачі корпусу 1 на його поверхні утворені ребра, а на допоміжному вихідному кінці вала-черв'яка 4 установлений вентилятор 14, закритий захисним кожухом 15.

Ущільнення вала-черв'яка 4 виконується манжетами 16, розміщеними в розточках кришок 8 та 17.

Черв'ячне колесо 11 розміщується в спільній порожнині корпусу 1 та кришки 3 і з'єднується з вихідним валом 18 за допомогою шпонки 19. Вал 18 установлюється на конічних роликпідшипниках 12, розташованих за схемою "в розпір" в сумісних розточках кришки 3 та корпусу 1. Осьові зазори в підшипниках 12 регулюються за допомогою наборів металевих прокладок, розміщених під фланцями кришок 20 та 21. Ущільнення вихідного вала 18 здійснюється манжетом 22. В кришці 3 зверху утворене оглядове вікно, яке закривається кришкою 23, в яку вмонтована віддушину 24. Через оглядове вікно контролюють розмір плями контакту між зубцями колеса та витками черв'яка при регулюванні передачі, а віддушину служить для вирівнювання тиску повітря у середині редуктора по відношенню до зовнішнього середовища.

Черв'ячне зачеплення регулюють за допомогою точно підібраного лінійного розміру втулки 25 при складанні редуктора.

Для піднімання редуктора на кришці 3 установлені рим-болти 26. Рівень мастила контролюється за маслопоказником 27.

Основні параметри черв'ячних передач - міжосьова відстань a_w , осьовий модуль m та коефіцієнт діаметра черв'яка q , значення яких регламентується стандартами.

В редукторах загальномашинобудівного призначення типів РЧУ, та інш., стандартами регламентується міжосьова відстань $a_{w\pi}$,

передаточне число η , ККД η , допустимий обертаючий момент T_2 на тихохідному валу /прикладається до середини вихідного кінця тихохідного вала [4] /.

4 Порядок виконання роботи

4.1 Вивчити за описанням будову редуктора та конструкцію його вузлів і деталей. Ознайомитись з змістом звіту з лабораторної роботи.

4.2 Визначити габаритні та приєднувальні розміри редуктора. Результати записати в табл. 5.1.

4.3 Розібрати редуктор. Вивчити конструкцію корпусу, кришки, черв'яка, черв'ячного колеса, кришок підшипників та інших деталей редуктора. Визначити типорозміри підшипників.

4.4 Виміряти, по можливості якнайточніше, міжосьову відстань a_w , основні розміри черв'яка та черв'ячного колеса. Результати записати в табл. 5.2.

4.5 Виконати ескізи черв'яка та черв'ячного колеса.

4.6 За залежностями, приведеними в табл. 5.3 , розрахувати параметри черв'ячного зацеплення та порівняти їх з результатами вимірів.

4.7 Скласти редуктор.

4.8 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

5 Звіт з лабораторної роботи

5.1 Звіт з лабораторної роботи оформляється згідно вимог до текстової конструкторської документації /ГОСТ 2.105-95/.

5.2 В звіті відображається мета лабораторної роботи, основні теоретичні відомості, які повинні супроводжуватись необхідними ілюстраціями.

5.3 Підшити в звіт ескізи черв'яка та черв'ячного колеса.

5.4 Результати вимірювань габаритних та приєднувальних розмірів записати в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Параметри	Значення, мм
Габаритні розміри:	
1. Довжина, ширина, висота / $L \times B \times H$ /	
Приєднувальні розміри:	
1. Діаметр швидкохідного вала, d_w	
2. Довжина виступаючого кінця швидкохідного вала, L_w	
3. Розміри шпонки на виступаючому кінці швидкохідного вала, $b \times h \times l$	
4. Діаметр тихохідного вала, d_m	
5. Довжина виступаючого кінця тихохідного вала, L_m	
6. Розміри шпонки на виступаючому кінці тихохідного вала, $b \times h \times l$	
7. Висота осі обертання:	
швидкохідного вала $h_{oc(w)}$	
тихохідного вала $h_{oc(m)}$	
8. Діаметр отворів в опорному фланці редуктора під фундаментні болти, d_f	
9. Відстань між осями отворів під фундаментні болти	
10. Розміри основи корпусу редуктора	

5.5 Результати вимірювання параметрів черв'ячної передачі записати в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2

Параметри	Значення, мм
1	2
1. Міжосьова відстань, a_w	
2. Число заходів черв'яка, Z_1	
3. Осьовий крок, p_1	
4. Діаметр вершини черв'яка, d_{a1}	
5. Довжина нарізаної частини черв'яка, b_1	
6. Число зубців колеса, Z_2	
7. Діаметр вершин зубців колеса, d_{a2}	
8. Найбільший діаметр колеса, d_{am2}	
9. Ширина колеса, b_2	

5.6 Результати розрахунків параметрів черв'ячного зачеплення записати в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3

Параметри	Формули та результати розрахунків
1. Загальні параметри:	
модуль, мм ^{1/}	$m = p_a / \pi =$
передаточне число	$u = z_2 / z_1 =$
коефіцієнт зміщення ^{2/}	$x = a_w(m - 0,3(z_2 + q)) =$
2. Параметри черв'яка:	
ділильний діаметр, мм	$d_1 = d_{a1} - 2m =$
коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = d_1 / m =$
початковий діаметр, мм	$d_{w1} = d_1 + 2mx =$
кут підйому лінії витка на початковому циліндрі ^{3/}	$\gamma_w = \arctg[z_1/(q+2x)] =$
діаметр впадин, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m =$
3. Параметри черв'ячного колеса:	
ділильний діаметр, мм	$d_2 = m z_2 =$
діаметр вершин, мм	$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x) =$
діаметр впадин, мм	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2-x) =$
найбільший діаметр, мм	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1+2) =$

1/ Після розрахунку округлити до найближчого стандартного значення.

2/ $-1 \leq x \leq 1$;

3/ При $x = 0$; $\gamma_w = \gamma$ - кут підйому лінії витка черв'яка на ділильному діаметрі.

5.7 Привести коротке описання конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

5.8 Дати короткий опис способу регулювання підшипників та черв'ячного зачеплення.

5.9 Привести опис способу змащення підшипників та зубчастих передач.

5.10 Описати будову пристроїв для заливання, зливання та контролю рівня мастила.

- 5.11 Дати короткий опис способу охолодження передачі.
5.12 Описати будову віддушини та її призначення.

6 Контрольні запитання для самоперевірки

- 6.1 В яких випадках застосовують черв'ячні редуктори?
6.2 Які передаточні числа реалізуються за допомогою черв'ячних редукторів?
6.3 Які основні схеми черв'ячних редукторів Ви знаєте?
6.4 Які основні переваги та вади черв'ячних редукторів з верхнім та нижнім розташуванням черв'яка?
6.5 Чому вінці черв'ячних коліс виготовляють в кольорових антифрикційних матеріалів?
6.6 Які типи підшипників застосовуються в черв'ячних редукторах?
6.7 За якими схемами встановлюються підшипники черв'яка та черв'ячного колеса?
6.8 Для чого необхідно охолоджувати черв'ячні передачі?
6.9 Які Ви знаєте способи з'єднання зубчастого вінця колеса з центром?
6.10 Які Ви знаєте способи регулювання осьового зазору в підшипниках черв'ячних редукторів?
6.11 Для якої мети служить віддушина?
6.12 ККД якої черв'ячної передачі вище, з числом заходів черв'яка $Z_1 = 1$, чи $Z_1 = 4$ та чому?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение; 1989. - 496 с.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Учеб. для студентов высш. техн.

учеб. заведений. - 5-е изд., перераб. - М.: Высш. шк., 1991.
- 383 с.

4. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т., т.3. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978. - 557с.

Лабораторна робота № 4

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИЗНАЧЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ВАЛІВ ПЕРЕДАЧ ПРИ ЗАДАНИХ КОЕФІ- ЦІЄНТАХ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ

Мета роботи: 1/ ознайомлення із конструкціями валів зубчастих та черв'ячних передач; 2/ вивчення методик перевірного розрахунку валів на міцність та жорсткість.

I Теоретичні відомості

I.1 Класифікація та матеріали валів

Вали передач це деталі, призначені для передачі обертального моменту в осьовому напрямку і підтримання деталей машин, що обертаються. В передачах використовують прямі вали у формі тіл обертання. Опорами валів є підшипники. Передача обертального моменту пов'язана із виникненням сил, які навантажують вали поперечними та осьовими силами і згинаючими моментами. Під дією цих силових факторів поперечні перерізи валів знаходяться в складному напруженому стані, який і визначає форму вала в динаміці. Суттєве відхилення форми вала від допустимої внаслідок високої радіальної податливості або недопустимих коливань веде до виходу з ладу всієї передачі. З цієї причини до валів ставляться високі вимоги з точності виготовлення, міцності, жорсткості, стійкості та коливань.

Класифікують вали [1,2] за наступними ознаками: 1/ за призначенням вали ділять на вали передач, які несуть на собі зубчасті колеса, фрикційні катки, зірочки, шків, муфти, корінні вали машин, які окрім деталей передач передають рух робочих ланок машин /двигуни внутрішнього згорання/ або знарядь, наприклад, коліс турбін, кривошипів, інструментів, затискних патронів тощо та спеціальні вали – розподільні і керуючі;

2/ за видом сил, що навантажують вали, розрізняють прості, трансмісійні і торсійні вали та вісі. Прості вали /рисунок I.1, а, б, в, г/ передають обертальний момент та сприймають осьові і радіальні /поперечні/ сили, які визивають згин вала/. Трансмісійні вали або валопроводи передають обертальний момент на відносно велику відстань і, як правило, не несуть на собі інших деталей, наприклад, трансмісійний вал вантажного автомобіля. Торсійні вали передають тільки обертальний момент. Вісі тільки підтримують деталі і обертальний момент не передають;

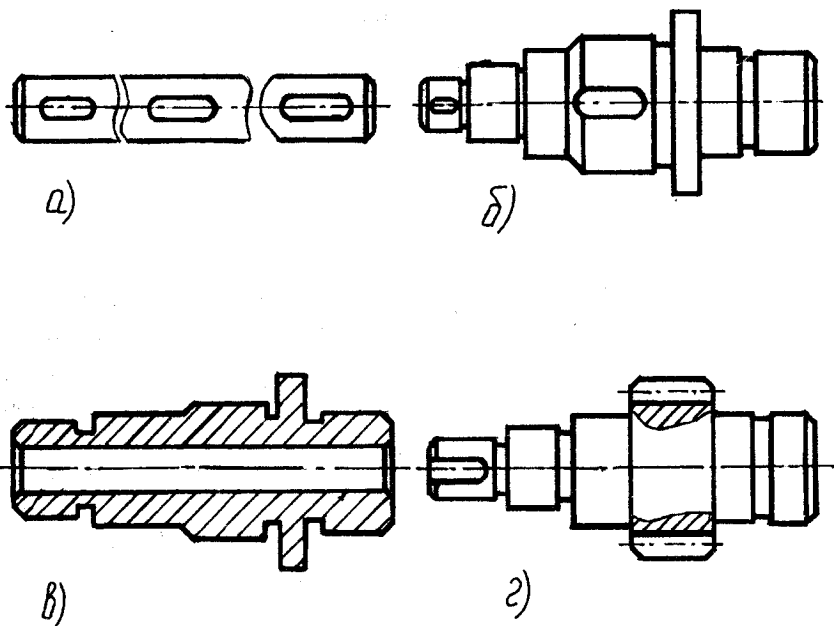


Рисунок I.1—Прямі вали.

3/ за формою геометричної осі вали поділяють на прямі /див. рисунок 1.1/, із "ломаною" віссю - колінчасті вали /рисунок 1.2/ та криволінійною віссю - гнучкі вали /рисунок 1.3/. В поперечному перерізі форма вала може бути круглою, шліцевою або профільною.

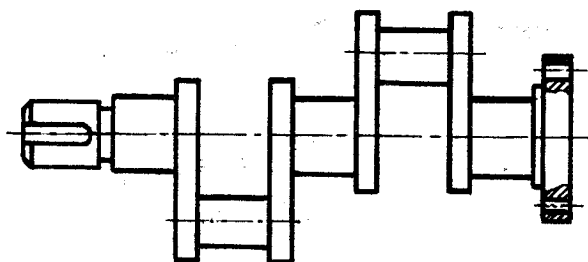


Рисунок 1.2.-Колінчастий вал.

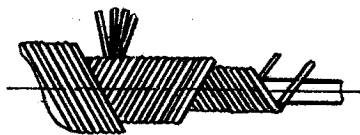


Рисунок 1.3.-Гнучкий вал.

4/ за розташуванням та швидкохідністю вали поділяють на вхідні, проміжні і вихідні, швидко- та тихохідні. Швидкохідні вали часто виготовляють за одне ціле з ведучою ланкою передачі - вали-шестерні /див. рисунок 1.1, г/ та вали-черв'яки. Посадочні поверхні валів називають цапфами, які ділять на шийки, коли вони розташовані у внутрішніх зонах валу, та шипи при розміщенні їх на кінцях вала.

Цапфи валів, опорами яких є підшипники ковзання, виконують циліндричними, конічними та сферичними /рисунок 1.4, а,б,в/.

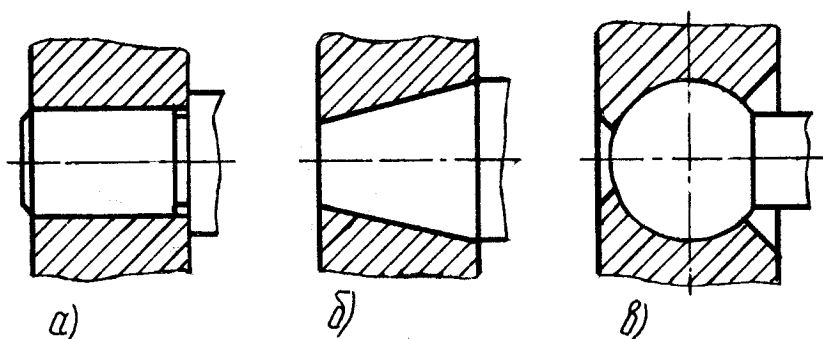


Рисунок 1.4.—Основні типи цапф під підшипники ковзання.

Посадочні поверхні /шийки/ під маточини деталей, що насаджуються на вали, виконують циліндричними та конічними. Конічні цапфи полегшують збирання деталей з валом та їх демонтаж, підвищують точність центрування та фіксують деталі в осьовому напрямку, але більш складні у виготовленні, тому основне застосування мають циліндричні цапфи, як більш прості. Шийки валів, на яких розташовують підшипники, разом із упорними буртиками /див. рисунок 1.1, б,г/ є основними конструктивними базами вала, які визначають його розташування в механізмі. До цих поверхонь пред'являють найбільш жорсткі вимоги по точності та шорсткості /6...8 квалітет точності та шорсткість

$$Ra = 0,4 \dots 0,8 \text{ мкм/}.$$

Для виготовлення валів в основному використовують конструкційні вуглицеві та леговані сталі марок 20, 30, 40, 45, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4А, 40Х2НМА, 30ХГТ, 30ХГСА та інші [1]. Вали із сталей піддають різним видам термічної та хіміко-термічної обробки. Вибір виду обробки визначається конструкціями валу та опор і умовами експлуатації. Швидкохідні вали, опорами яких є підшипники ковзання, вимагають високої твердості цапф; їх виготовляють із цементованих сталей 20Х, 12ХН3А, 12Х2Н4А, 18ХГТ або азотованих сталей типу 38Х2М0А та інш. [1,2].

Вали передач, до яких поставлені жорсткі вимоги по масі /літальні апарати/ виготовляють із титанових сплавів марок ВТЗ-І, ВТ6, ВТ9 або інших міцних кольорових сплавів [2] .

1.2 Основи розрахунку валів на міцність та жорсткість

1.2.2 Розрахунок валів на міцність

При відомих зовнішніх навантаженнях вали розглядають як балки, шарнірно закріплені на двох жорстких опорах. Точки прикладення реакцій опор визначають типом підшипників в яких установлюється вал /рисунок 1.5, а,б,в,г,д,е/ [1,2] .

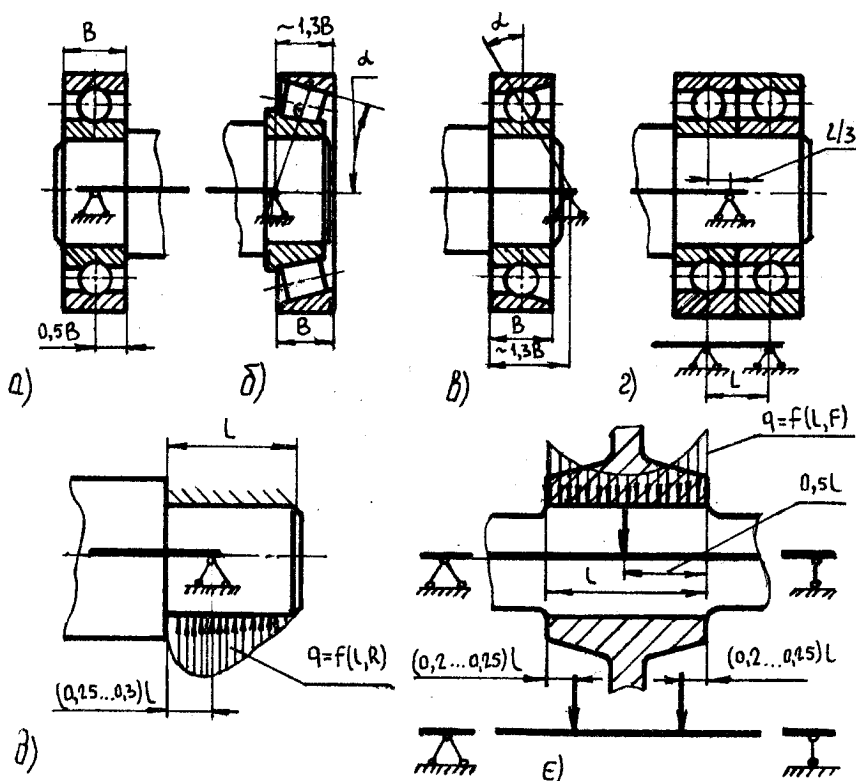


Рисунок 1.5.—Розрахункові схеми валів.

Сили на вали передаються через поверхні контакту насаджених /зубчасті колеса, шків, зірочки, муфти тощо/ на вали деталей /див. рисунок 1.5, є/. З метою спрощення розрахунків приймають ці сили /моменти/ зосередженими і прикладеними посередині маточини або на відстані $/0,2...0,25/L$ від її країв, де L - довжина маточини. Якщо вал установлено в підшипниках ковзання, що не можуть самоустановлюватись, то тиск по довжині підшипника внаслідок деформації вади розподіляється не симетрично і умовна опора розташовується на відстані $/0,25...0,3/L$ від торця підшипника, але не більше половини діаметра валу від кромки підшипника з боку навантаженого прольоту.

Вали розраховують на статичну та втомну міцність, жорсткість і вібростійкість. Розрахунки на міцність є основними для валів приводів з механічними передачами. Ці розрахунки виконують в три етапи. На першому етапі при відсутності даних про згинаючі моменти виконують попередній розрахунок вала при відомому обертальному моменті T за заниженими значення допустимої напруги при крученні /такі напруги, як правило, виникають в поперечних перерізах вихідних кінців валів/ [1,2] :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 T}{\pi [\sigma_k]}} \approx 17 \sqrt[3]{T / [\sigma_k]}, \quad /1.1/$$

де d - діаметр вала, мм;

T - обертальний момент, Н·м;

$[\sigma_k] = 12...30$ МПа - занижене значення допустимої напруги при крученні для всіх марок сталей [1,2].

Часто діаметр хвостовика швидкохідного вала передачі при безпосередньому з'єднанні його з приводним двигуном приймають конструктивно рівним $/0,8...1,0/d_{дв}$ /тут $d_{дв}$ - діаметр вала двигуна/. Діаметри валів також можуть визначатись за емпіричними залежностями, отриманими на основі узагальнення проектного та експлуатаційного досвіду [1,3].

На другому етапі розробляють конструкцію вала із забезпеченням технологічності його виготовлення та збирання.

На третьому етапі виконують перевірочні розрахунки вала на статичну та втомну міцність, жорсткість, стійкість та вібро-стійкість.

На статичну міцність вали розраховують за найбільшим можливим короткочасним навантаженням /з урахуванням динамічних та ударних навантажень/ при умові, що повторюваність цього навантаження мала і не може викликати втомного руйнування /наприклад, за навантаженням в момент пуску машини/. Вали в основному працюють в умовах згину та кручення, а напруги від осьових сил малі і їх впливом можна знехтувати. Оскільки вали, як правило, виготовляють із пластичних матеріалів, то еквівалентну напругу

$\sigma_{екв}$ в небезпечному перерізі визначають за енергетичною гіпотезою міцності за формулою [1,2]

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\tau_m}\right)^2 \tau_k^2} \leq \sigma_m / [\sigma], \quad /1.2/$$

де σ_{32} та τ_k - відповідно, напруги згину та кручення;

σ_m та τ_m - межі текучості при розтягу та крученні;

$[\sigma]$ - допустимий запас міцності. За звичай приймають $[\sigma] = 1,2 \dots 1,8$ [2]. Виражаючи напруги через моменти - $\sigma_{32} = M_{32} / W_{32}$,

$\tau_k = T / W_p = T / (2 W_{32})$ та прийнявши $(\sigma_m / \tau_m)^2 = 3 \dots 4$ [1],

отримаємо

$$\sigma_{екв} = \frac{1}{W_{32}} \sqrt{M_{32}^2 + (1 \dots 0,75) T^2} \leq [\sigma_{32}], \quad /1.3/$$

де $W_{32} = \pi d^3 / 32$ - осьовий момент опору перерізу вала при згині; W_p - полярний момент опору перерізу вала при крученні; $[\sigma_{32}] = \sigma_m / [\sigma]$ - допустима напруга на згин, величина якої залежить від марки матеріалу, геометричних розмірів та умов роботи вала.

При виконанні проектного розрахунку вала на статичну міцність приймають $\sigma_{екв} = [\sigma_{32}]$ і після нескладних перетворень залежності /1.3/ визначають діаметр вала в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10^3}{\pi [\sigma_{32}]} \cdot \sqrt{M_{32}^2 + (1 \dots 0,75) T^2}} \approx 22 \sqrt[3]{[\sigma_{32}]^{-1} \cdot M_{32}}, \quad /1.4/$$

де d - в мм; $[\sigma_{32}]$ - в МПа; $M_{32} = \sqrt{M_{32}^2 + (1 \dots 0,15) T^2}$ - зведений момент, Н·м. Якщо форма поперечного перерізу вала відрізняється від круглої, то в розрахункові формули для W_{32} необхідно внести відповідні корективи [2]. Формула /1.4/ може бути використана для перевірного розрахунку при виконанні умови $d \leq d_k$, де d_k - діаметр вала в небезпечному перерізі, отриманий при розробці конструкції вала на другому етапі розрахунку.

Небезпечні перерізи вала визначають при побудові епюр згинаючих, крутних та зведених моментів.

Втомна міцність /витривалість/ валів для більшості сучасних швидкохідних машин має визначальне значення, оскільки втомне руйнування валів складає 40...50 % випадків виходу валів з ладу, а при роботі валів з великими перевантаженнями може проявлятися малоциклова втомленість [1].

При розрахунку на втомну міцність визначають, як правило, коефіцієнт запасу міцності за залежністю [1]

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \gg [\eta], \quad / 1.5/$$

де $n_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m)$ - коефіцієнт запасу за нормальними напругами /відсутність кручення/;

$n_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m)$ - коефіцієнт запасу за дотичними напругами /відсутність згину/; $[\eta] = 1,5 \dots 2$ [2] - допустимий запас втомної міцності; σ_{-1}, τ_{-1} - відповідно, межі витривалості матеріалу вала при згині та крученні із симетричним знакозмінним циклом;

$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \epsilon + K_R - 1) / K_\sigma$, $K_{\tau D} = (K_\tau / \epsilon + K_R - 1) / K_\tau$ - відповідно, сумарні коефіцієнти, які враховують вплив всіх факторів на опір втомі при згині і крученні; $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ - відповідно амплітудні /змінні/ та середні /постійні/ складові згинальних та крутних напруг; ψ_σ, ψ_τ - коефіцієнти, які враховують чутливість матеріалу вала до асиметрії цикла напруг, відповідно нормальних та дотичних; K_σ, K_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні; ϵ - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала; K_R - коефіцієнт

впливу шорсткості поверхні вала; K_v - коефіцієнт впливу зміцнюючої обробки /вводиться для валів із поверхневим зміцненням/.

Збільшення втомної міцності та зменшення концентрації напруг на перехідних ділянках валів виконується різними конструктивними та технологічними методами [1, 2, 4] .

1.2.2 Розрахунок валів на жорсткість

Пружні переміщення, повороти та закручування перерізів валів несприятливо впливають на роботу зв'язаних з ними деталей: зубчастих коліс, шкінів, зірочок підшипників тощо. Цей вплив збільшує концентрацію напруг та зношування, знижує опір втомленості деталей та з'єднань і точність механізмів. Крутильна та згинальна жорсткість валів має важливе значення з метою запобігання резонансних явищ в передачах. Прогини валів по різному впливають на роботу, наприклад, пасових, ланцюгових та зубчастих передач. Вали пасових та ланцюгових передач за звичай на жорсткість не розраховують, оскільки пружні переміщення валів цих передач на їх роботі практично не позначаються.

Пружні переміщення валів зубчастих та черв'ячних передач визивають взаємний перекис коліс та концентрацію навантаження по довжині контактних ліній, а також розсування вісей, яке несприятливе для кругогвинтових передач /передачі Новікова/, а в евольвентних передачах приводить до деякого зменшення тривалості зацеплення.

Повороти перерізів валів в опорах приводять до нерівномірного розподілу тиску по довжині тіл кочення в роликопідшипниках та можуть визвати заземлення шариків в шарикопідшипниках.

Основна мета розрахунків валів на жорсткість - прогини, повороти та закручування перерізів валів в місцях установки коліс, підшипників і інших відповідальних деталей не повинні перевищувати допустимі межі, які визначаються вимогами до конструкції та особливостями роботи механізмів.

Прогини та кути поворотів характерних перерізів визначають за інтегралами Мора або за правилом Верещагіна. Типові схеми

навантаження валів зубчастих передач та формули для визначення прогинів вісей і кутів повороту перерізів приведені в таблиці 1.1 [2].

Сумарні кути повороту та прогини валів в характерних перерізах валів визначають за правилом геометричного сумування. Наприклад, для схем навантаження валів, приведених в точці А та прогин в точці В вісі валу можна розрахувати за залежностями [2], відповідно:

$$\theta_{A\Sigma} = \sqrt{\theta_A^2(F_t) + [\theta_A(F_r) + \theta_A(F_a)]^2} \leq [\theta]; \quad /1.6/$$

$$\delta_{B\Sigma} = \sqrt{\delta_B^2(F_t) + [\delta_B(F_r) + \delta_B(F_a)]^2} \leq [\delta], \quad /1.7/$$

де $\theta_A(F_i)$ - кут повороту перерізу на опорі А від відповідної сили ($i = t, r, a$); $\delta_B(F_i)$ - прогин вісі вала у точці В від відповідної сили; $[\theta], [\delta]$ - допустимий кут повороту та прогин.

За аналогічними залежностями можна знайти прогини та кути повороту перерізів в інших характерних місцях вала.

Допустимі значення прогинів та кутів повороту перерізів валів залежать від вимог до конструкції механізмів, їх особливостей роботи та умов експлуатації, так, наприклад, допустимі кути повороту перерізів для підшипникових опор валів лежать в межах $/0,001...0,05/$ радіан [2]. Менші значення приймають для підшипників ковзання, а більші - для сферичних шарикопідшипників. З метою зниження концентрації навантаження на зубці максимальний прогин валів, які несуть зубчасті колеса, не повинен перевищувати $/0,0002...0,0003/ \cdot l$ [2], де l - відстань між точками прикладання реакцій опор. Допустимі прогини валів під колесами назначають [2]: $0,01 m_n$ - для циліндричних зубчастих передач; $/0,005...0,008/ m$ - для конічних, гіпоїдних, глобоїдних та черв'ячних передач /тут m_n, m - стандартні модулі передач/.

Для валів багатьох механізмів крутильна жорсткість не має такого значення як згинальна і перевірка валів цих механізмів

на крутильну жорсткість не виконується, але якщо привід машини здійснюється від поршневих двигунів внутрішнього згорання, то крутильна жорсткість валу з точки зору запобігання резонансним явищам та збільшення стійкості зубчастих передач /зменшення концентрації навантаження по довжині контактних ліній/ дуже важлива.

Кут φ /рад./ закручування циліндричної ділянки вала довжиною L /мм/ під дією крутного моменту T /Н·м/ можна визначити за формулою [1]

$$\varphi = 10^3 T \cdot L / (G J_0 \cdot k) \leq [\varphi], \quad /1.8/$$

де G - модуль зсуву, МПа; J_0 - полярний момент інерції перерізу вала, мм⁴; k - коефіцієнт зниження жорсткості, який враховує ослаблення вала шпонковими канавками [1]; $[\varphi]$ - допустимий кут закручування, що визначається вимогами до роботи та умов експлуатації конструкції машини.

При спрощених розрахунках жорсткості реального ступінчастого вала оцінюють за еквівалентною моделлю вала постійного перерізу [2]

$$d_{екв} = \left[\sum_{i=1}^n (L_i \cdot L^{-4} \cdot d_i^{-4}) \right]^{-0,25}, \quad /1.9/$$

де L - сумарна довжина вала; i - номер ділянки вала довжиною L_i та діаметром d_i .

- 2 Деталі, інструменти та наочні посібники, необхідні для виконання роботи

2.1 Реальні прямі вали, вали-шестерні та вали-черв'яки різних конструкцій.

2.2 Штангенциркуль та металева лінійка.

2.3 Плакати: "вали та вісі"; "конструкції підшипникових вузлів механізмів".

3 Порядок виконання роботи

3.1 Уважно ознайомитись з першим та іншими розділами методичних вказівок.

3.2 Після співбесіди із викладачем по суті лабораторної роботи, отримати у нього зразок вала та дані про його матеріал, навантаження та допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності /таблиця 3.1/.

3.3 Виміряти всі діаметральні та лінійні розміри вала і накреслити ескіз вала із дотриманням вимог стандартів та визначити його основні і допоміжні конструкторські бази.

3.4 Попередньо, орієнтуючись за заданим навантаженням та конструктивною формою вала, визначити можливі небезпечні перерізи вала.

3.5 За заданим значенням коефіцієнта запасу статичної міцності $[n]$ та виміряним діаметром вала в передбачуваному небезпечному перерізі, розрахувати зведений момент за формулою /отримана із залежності /1.4//

$$M_{3\&} = 9,4 \cdot 10^{-5} d^3 \sigma_m / [n], \text{ Н} \cdot \text{м} \quad /3.1/$$

де d - діаметр вала, мм; σ_m - межа текучості матеріала вала при розтягу, МПа.

3.6 Розрахувати, користуючись заданим навантаженням / P - потужність на валу, кВт, або колова сила F_t , Н/, розмірами вала або частотою n_0 його обертання, обертальний момент на валу за залежностями:

$$T = 9550 P / n_0, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad /3.2/$$

або

$$T = F_t d_a / 2, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad /3.3/$$

Таблиця 1.1 - Типові схеми навантаження та формули для визначення прогинів осей і кутів повороту характерних перерізів вала

Величина		Діюча сила		Величина		Діюча сила	
		F_z	F_a			F_z	F_a
θ_A	$-\frac{F_z a b}{6 E J L} (l+b)$	$-\frac{F_z d}{12 E J L} (2l^2 - 6al + 3a^2)$	$-\frac{F_x L \cdot c}{6 E J}$	θ_A		$\frac{F_z \cdot L \cdot a}{3 E J}$	$-\frac{F_x \cdot L \cdot d}{6 E J}$
θ_B	$-\frac{F_z a b}{3 E J L} (b-a)$	$-\frac{F_z d}{12 E J L} (2l^2 - 6al + 6a^2)$	$\frac{F_x \cdot c}{6 E J L} (3a^2 - l^2)$	θ_B		$\frac{F_z \cdot a}{6 E J} (3a + 2L)$	$-\frac{F_x \cdot L \cdot c}{6 E J}$
θ_C	$\frac{F_z a b}{6 E J L} (l+a)$	$-\frac{F_z d}{12 E J L} (l^2 - 3a^2)$	$\frac{F_x \cdot L \cdot c}{3 E J}$	θ_C		$-\frac{F_z \cdot d \cdot L}{6 E J}$	$\frac{F_x \cdot L \cdot c}{3 E J}$
δ_B	$\frac{F_z a^2 b^2}{3 E J L}$	$\frac{F_z d \cdot a}{12 E J L} (2l^2 - 6al + 4a^2)$	$\frac{F_x a \cdot c}{6 E J L} (a^2 - l^2)$	δ_B		$-\frac{F_z \cdot a^2}{3 E J} (a + L)$	$\frac{F_x \cdot a \cdot d}{12 E J} (3a - 2L)$

E - модуль пружності матеріалу вала;

θ_i - кут повороту перерізу;

$i = A; B; C$;

J - момент інерції характерного перерізу вала;

δ_i - прогини осі вала; $\theta_i(F_z) = -\theta_i(F_x)$; $\delta_B(F_z) = -\delta_B(F_x)$.

Таблиця 3.1- Матеріал, навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу статичної та втомної міцності зразків валів

Прямий ступінчастий вал										Вал-шестерня					Вал-черв'як											
Матеріал вала та його механічні характеристики					Навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу міцності					Матеріал вала та його механічні характеристики					Навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу міцності											
Сталь	σ _B	σ _T	σ ₋₁	τ ₋₁	P, кг _{см} ²	n, 1/хв	[n]	[P]	Сталь	σ _B	σ _T	σ ₋₁	τ ₋₁	F _L , кг _{см} ²	n, 1/хв	[n]	[F _L]	Сталь	σ _B	σ _T	σ ₋₁	τ ₋₁	F _L , кг _{см} ²	n, 1/хв	[n]	[F _L]
45	800	550	350	210	50	330	1,8	2,0	45	900	650	380	230	2,0	800	1,8	2,0	40X	900	750	410	240	1,5	1,1		
40X	800	650	360	210	4,5	280	1,6	1,8	40X	900	750	410	240	2,5	765	1,6	1,8	40X	1000	800	420	240	1,4	1,1		
20X	650	400	300	60	3,5	420	1,7	1,8	12X12H4	1100	850	500	250	3,0	640	1,4	1,7	20X	650	400	300	60	2,0	1,8		
12X12H4	950	700	420	210	4,5	180	1,3	1,6	12X12H4	950	700	420	210	2,6	730	1,3	1,6	18X1T	1150	950	520	280	1,0	1,3		
18X1T	1150	950	520	280	10,0	63	1,2	1,5	18X1T	1150	950	520	280	3,5	550	1,2	1,5	12X12H4	950	700	420	210	3,0	1,4		

де ρ_0 в хв^{-1} ; d_a - дільний діаметр шестерні або черв'яка, м /див. п. 3.8/.

3.7 Визначити сумарний згинальний момент в небезпечному перерізі вала за формулою:

$$M_{3z} = \sqrt{M_{3z}^2 - T^2} \quad /3.4/$$

3.8 Користуючись заданим або розрахованим значенням колової сили F_t , побудувати епюру згинаючих моментів від цієї сили і розрахувати складові реакції опор від дії сили F_t . У випадку заданих валів-шестерен або валів-черв'яків колову силу можна визначити за залежністю:

$$F_t = 2T / d_a, \quad /3.5/$$

де $d_a \approx d_a Z / [\cos(\beta / \cos \gamma + 2)]$ - дільний діаметр для коліс циліндричних зубчастих передач;

$d_a \approx d_a z_1 / [\tan \gamma (z_1 / \tan \gamma + 2)]$ - дільний діаметр черв'яка для черв'ячних передач; d , d_a - відповідно, діаметр вершин зубців шестерні та витків черв'яка; Z , z_1 - відповідно число зубців шестерні та заходів черв'яка; β та γ - відповідно, кут нахилу зубців колеса до твірної дільного циліндра та кут підйому витків черв'яка, знаходяться вимірюванням, наприклад за відбитком на міліметровому папері.

3.9 Для валів-шестерін та валів-черв'яків визначити радіальні та осеві сили за залежностями:

$$1/ \text{ для циліндричних передач } - F_r = F_t \cdot \tan \alpha; \quad /3.6/$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta; \quad /3.7/$$

$$2/ \text{ для черв'ячних передач } - F_r \approx F_t \cdot \tan \gamma; \quad /3.8/$$

$$F_a \approx F_t / \tan \gamma, \quad /3.9/$$

де $\alpha = 20^\circ$ - кут профілю зуба циліндричного колеса та витка черв'яка в осьовому перерізі.

3.10 Вважаючи вал статично визначеною балкою, розрахувати реакції опор та побудувати епюри згинаючих, крутного та зведе-

ного моментів і уточнити розташування небезпечних перерізів. Для валів-шестерін та валів-черв'яків визначити моменти і побудувати епюри згинаючих моментів від дії сил F_t , F_r та F_a . У випадку ступінчастого валу, якщо відсутні спеціальні вказівки викладача, вважати, що вал в небезпечному перерізі навантажено однією зосередженою силою, яка визиває його згин. Розрахувати цю силу можна на основі рівнянь рівноваги валу, епюри згинальних моментів та відомих реакцій опор.

3.11 Орієнтуючись на таблицю I.1, розрахувати прогин вісі та поворот перерізу вала в точці, указаній викладачем, і порівняти їх з допустимими значеннями.

3.12 Розрахувати заданий вал на втомну міцність та підготувати звіт з лабораторної роботи. Довідкові дані, необхідні для розрахунку на втомну міцність визначити за довідником [1,2].

4 Звіт з лабораторної роботи

4.1 Звіт з лабораторної роботи оформляється відповідно до вимог ГОСТ 2.105-95.

4.2 Звіт повинен містити наступні розділи:

- 1/ мету лабораторної роботи;
- 2/ основні теоретичні відомості в конспективному викладенні;
- 3/ ескіз заданого вала;
- 4/ основні результати розрахунків - рекомендується оформляти у вигляді таблиць;
- 5/ епюри згинаючих, крутного та зведеного моментів;
- 6/ висновки з лабораторної роботи в яких слід привести оцінку навантажувальної здатності заданого вала відповідно до розрахованих коефіцієнтів запасу міцності та жорсткості.

5 Контрольні запитання для самоперевірки

- 5.1 Яке функціональне призначення валів?
- 5.2 За якими основними ознаками класифікують вали?
- 5.3 Які поверхні валів називають шийками і шипами?
- 5.4 Які матеріали використовують для виготовлення валів?
- 5.5 Як передаються на вали зусилля від установлених на них деталей?

- 5.6 На які види міцності виконують розрахунки валів?
- 5.7 Чому вали необхідно розраховувати на жорсткість?
- 5.8 Які вали необхідно і чому розраховувати на вібро-
стійкість?
- 5.9 За яким навантаженням розраховують вали на статичну
міцність?
- 5.10 З яких етапів складається розрахунок вала?
- 5.11 З якою метою будують епюри згинаючих, крутних та
зведених моментів, що діють в поперечних перерізах валів?
- 5.12 Чому при розрахунку валів на міцність можна знехту-
вати впливом осьових сил?
- 5.13 Що враховують при розрахунку валів на втомну міцність
коефіцієнти $\psi_\sigma, \psi_\tau, K_\sigma, K_\tau, K_\alpha, K_\beta$ та ε ?
- 5.14 Як впливають повороти перерізів вала на роботу
зв'язаних з ним деталей?
- 5.15 Вали яких механізмів та машин слід обов'язково роз-
рахувати на крутильну жорсткість?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. для студентов машино-
строит. и механических спец. вузов. - 4-е изд., перераб. и доп.
- М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учеб. для студентов машино-
строит. спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и дета-
лей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. - 4-е
изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1985. - 416 с.
4. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш.
техн. учеб. заведений. - 5-е изд., перераб. - М.: Высш. шк.,
1991. - 383 с.

Лабораторна робота № 5

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ХАРАКТЕРИСТИК

ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

1. Мета роботи

Ознайомлення з класифікацією, конструкцією і системою умовних позначень підшипників кочення, вивчення характеристик основних типів підшипників кочення.

2 Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками:

- за направленням сприймаемого навантаження - радіальні, радіально-упорні, упорні та упорно-радіальні;
- за формою тіл кочення - шарикові та роликові / з короткими циліндричними роликами, довгими циліндричними роликами - голчастими; конічними, бочкоподібними, сферичними, витими роликами, тощо/;
- за числом рядів тіл кочення - однорядні, двохрядні та чотирирядні;
- за конструктивними особливостями - з захисними шайбами, канавкою на зовнішньому кільці, з конусним отвором внутрішнього кільця тощо.

3 Система умовних позначень підшипників

Система умовних позначень переважної більшості підшипників /крім підшипників за ГОСТ 4060 та ГОСТ 24310/ відповідає ГОСТ 3189-89.

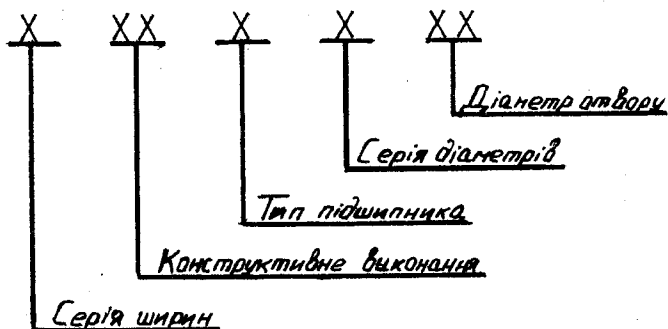
Основне умовне позначення підшипника складається з семи основних знаків, що позначають такі ознаки: серію діаметрів та серію ширин за ГОСТ 3478; тип та конструктивне виконання за ГОСТ 3395; діаметр отвору. Основне умовне позначення підшипника характеризує основне виконання: з кільцями і тілами кочення з підшипникової сталі ШХ15; класу точності 0 за ГОСТ 520; з сепаратором, який встановлений для основного конструктивного

виконання згідно галузевої документації.

Порядок розташування знаків основного умовного позначення підшипників приведений на схемі I. Додаткові знаки умовного позначення розташовують праворуч та ліворуч від основного умовного позначення. Додаткові знаки праворуч починаються з великої літери, а додаткові знаки ліворуч відокремлені від основного умовного позначення знаком тире. Розшифрування та послідовність розташування знаків, що позначають додаткові вимоги, приведені в додатку до ГОСТ 3189-89.

Умовне позначення підшипника, що містить основні та додаткові знаки є повним умовним позначенням. Окремим випадком повного умовного позначення є основне умовне позначення.

Схема I. Підшипники з діаметром отвору 10 мм та більше, крім підшипників з діаметром отворів 22, 28, 32, 500 та більше



3.1 Умовне позначення діаметра отвору підшипника

Перші два знаки схеми I позначають діаметр отвору підшипника, Діаметри отворів, що є кратними 5, позначають часткою від ділення значення цього діаметра на 5. Позначення діаметрів отворів підшипників від 10 до 17 мм має відповідати вказаним в таблиці I.

Таблиця 1

Діаметр отвору підшипника	Позначення
10	00
12	01
15	02
17	03

Діаметри отворів, що дорівнюють 22, 28, 32, 500 мм та більші, позначають через дріб. Для підшипників з діаметром отвору 500 мм і більше 500 мм внутрішній діаметр позначають знаками, що дорівнюють номінальному діаметру.

Для підшипників шарикових упорних двійних за діаметром отвору приймають номінальний діаметр отвору тугого кільця одинарного підшипника.

3.2 Умовне позначення розмірних серій підшипників

Розмірна серія підшипника - сполучення серій діаметрів та ширин визначає габаритні розміри підшипника. Третій знак схеми I, позначає серію діаметрів, сумісно з сьомим знаком, що позначає серію ширин /висот/, позначають розмірну серію підшипника. Серія ширин /висот/, яка має знак 0, в умовному позначенні не вказується.

Найбільш поширені серії діаметрів: 1 - особлива легка; 2 - легка; 3 - середня; 4 - важка; 5 - легка широка; 6 - середня широка.

3.3 Умовне позначення типів підшипників

Четвертий знак схеми I позначає тип підшипника. Умовне позначення типів підшипників повинно відповідати вказаним в табл. 2.

Таблиця 2

Тип підшипника	! Позначення
Шариковий радіальний	0
Шариковий радіальний сферичний	1
Роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами	2
Роликовий радіальний сферичний	3
Роликовий голчастий чи з довгими циліндричними роликами	4
Радіальний роликовий з витими роликами	5
Радіально-упорний шариковий	6
Роликовий конічний	7
Упорний чи упорно-радіальний шариковий	8
Упорний чи упорно-радіальний роликовий	9

Конструкції більшості підшипників перерахованих типів приведені на рис. 4.1.

3.4 Умове позначення конструктивного виконання підшипників

П'ятий та шостий знак схеми I позначає конструктивне виконання підшипників. Конструктивне виконання для кожного типу підшипників позначають цифрами від 00 до 99. Основні конструктивні виконання підшипників відповідають ГОСТ 3395.

Наприклад, для шарикових радіальних підшипників деякі цифри конструктивного виконання позначають: 5 - канавка на зовнішньому кільці для установчої шайби; 6,8 - підшипники відповідно з одною та двома захисними шайбами, що запобігають витіканню з підшипника мастильного матеріалу і в деякій мірі від проникнення пилу в його порожнину; 16, 18 - підшипники з більш ефективними ущільненнями, що містять набір металевих шайб та мембранного полотна або шайби укриті гумою методом вулканізації, відповідно з одного та двох боків підшипника.

3.5 Знаки, що позначають додаткові вимоги

Ці знаки проставляють ліворуч та праворуч від основного позначення.

Ліворуч від основного позначення проставляються знаки, що визначають клас точності, радіальний зазор, момент тертя та категорію підшипників. Класи точності в порядку підвищення точності позначають - 0, 6, 5, 4, 2. Додаткові знаки розташовані ліворуч від основного позначення відокремлюють від нього знаком тире. Радіальний зазор позначають цифрами: 0, 1, 2...9, що визначають групи зазору. Момент тертя позначають цифрами: 0, 1, 2...9, що позначають ряди моментів тертя. Категорії підшипників позначають літерами А, В та С.

Праворуч від основного позначення проставляють знаки, що визначають матеріали деталей, конструктивні зміни, мастило, вимоги до рівня вібрацій та спеціальні технічні вимоги. Розшифровку цих додаткових знаків приведено в ГОСТ 3189-89.

Приведемо розшифровку деяких позначень, що пишуть праворуч основного позначення. Матеріал деталей: Ю, ЮІ... - всі деталі /чи частка деталей/ підшипника з нержавіючої сталі; Х, ХІ... - кільця і тіла кочення з цементованої сталі; Р, РІ... - деталі підшипника з теплостійких /швидкокоріжучих/ сталей; Б, БІ... - сепаратор з безолов'янистої бронзи; Е, ЕІ... - сепаратор з пластичних матеріалів. Конструктивні зміни позначають: К, КІ...; М, МІ... - позначення роликових підшипників з модифікованим контактом; У, УІ... - позначення спеціальних вимог /до шорсткості, точності, обертання, тощо/; Т, ТІ...Т5 - позначає температуру відпуску кілець підшипників; СІ, С2,...С27 - позначає вид мастила в підшипниках закритого типу; Ш, ШІ...Ш5 - позначення рівня вібрації /із зростанням цифрового індексу величина рівня вібрації зменшується/.

Приклад: Розшифрувати умовне позначення підшипника

А 7 5 - 3180206 Е Т2 С2

Основне умовне позначення підшипника 3180206. Це шариковий радіальний однорядний підшипник типу 0000, внутрішній діаметр отвору якого дорівнює 30 мм. Підшипник з двома захисними шайбами /цифри 18/.

Цифри та літери ліворуч, що відокремлені знаком тире від основного умовного позначення: 5 - клас точності; 7 - радіальний зазор за групою 7; А - категорія підшипника. Цифри та лі-

тери праворуч основного умовного позначення: Е - сепаратор з пластичного матеріалу; Т2 - температура відпуску кілець 250°; С2 - мащення мастилом ЦІАТИМ-22І.

4 Стисла характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення

Підшипники шарикові радіальні однорядні типу 0000 /рис.4.І, а/ найбільш прості та дешеві, нерозбірної конструкції. Вони призначені для сприйняття радіальних навантажень, але одночасно з радіальним навантаженням можуть частково сприймати й осьове навантаження в межах до 70% невикористаної радіальної сили, що являє собою різницю між допустимою та діючою радіальними силами. Ці підшипники порівняно з іншими працюють з мінімальними втратами на тертя, тому вони допускають найбільші частоти обертання. Ці підшипники фіксують положення вала відносно корпусу в двох осьових напрямленнях. Число конструктивних різновидів цього типу підшипників значне /00000, 50000, 60000, 80000, 160000, 180000/.

Підшипники шарикові радіальні дворядні сферичні типу 1000 /рис. 4.І,б/ призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати і двостороннє осьове навантаження, що складає до 20% невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішнього кільця виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників за перекосів осі внутрішнього кільця до 3° відносно зовнішнього. За гойдального руху сферичні підшипники працюють краще, ніж радіальні однорядні. При влаштуванні в одній опорі двох підшипників вони самовстановлюватись не можуть.

Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 / рис. 4.І,в/ призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їх вантажопідйомність вища, ніж в однорядних шарикових підшипниках однакових розмірів в середньому на 70...90 %.

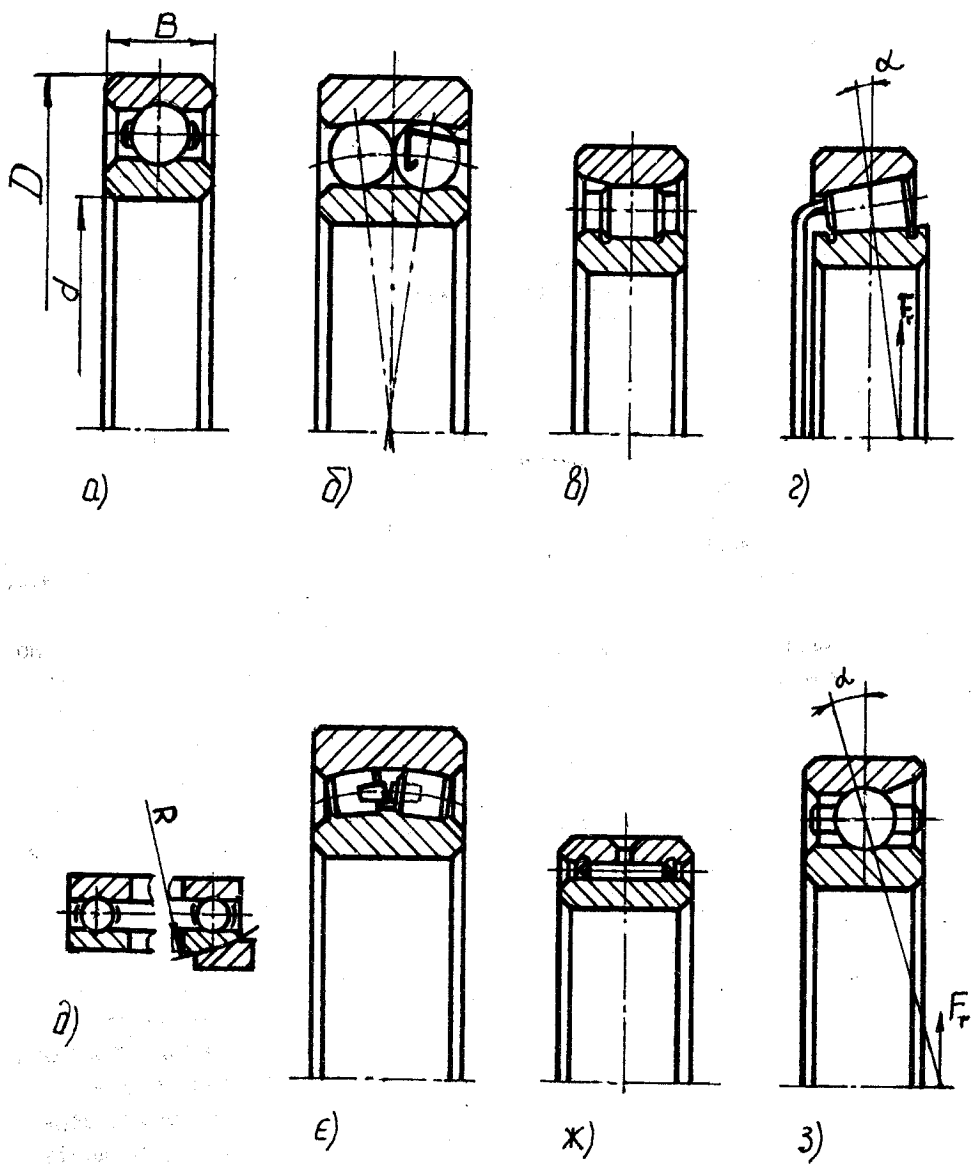


Рисунок 4.1 - Конструкції підшипників кочення

Існує вісім стандартних різновидів цих підшипників в залежності від наявності та розташування бортів на зовнішньому та внутрішньому кільцях. Переважна більшість цих підшипників роз'ємної конструкції, що зовсім не сприймають осьових навантажень.

Підшипники типу 2000 вимагають точної співвісності посадочних місць, оскільки за її відсутності виникають кромкові тиснення роликів на доріжки кочення, які значно зменшують термін служби підшипників.

Підшипники роликові радіальні сферичні двошрядні /рис.4.І, е/ типу 3000 мають підвищену радіальну вантажопідйомність в порівнянні з підшипниками інших типів. Вони спроможні компенсувати значну неспіввісність та прогини вала, а також сприймати комбіноване навантаження /осьова вантажопідйомність складає 25% невикористаного допустимого радіального навантаження/. Підшипники фіксують вал в осьовому напрямленні в обидва боки в межах осьових зазорів в підшипниках.

Підшипники типу 3000 звичайно застосовуються на довгих валах, що мають значні прогини, або в опорах окремих корпусів.

Роликопідшипники голчасті /рис. 4.І, ж/ типу 4000 мають максимальну радіальну вантажопідйомність за мінімальних габаритів. Осьове навантаження ці підшипники сприймати не можуть. За допустимими частотами обертання голчасті підшипники поступаються звичайним роликопідшипникам, але добре працюють в умовах коливального руху одного з кілець. Ці підшипники дуже чутливі до прогинів та неспіввісності посадочних місць.

Підшипники з голчастими роликами застосовують в вузлах, які повинні забезпечити компактність в радіальному напрямі і в вузлах з коливальним рухом.

Роликопідшипники з витими роликами типу 5000 сприймають тільки радіальні навантаження, не фіксуючи вал в осьовому напрямленні. Вони можуть сприймати ударні навантаження, мало відчутні до забруднення. В порівнянні з підшипниками типу 2000 вони мають вдвоє меншу вантажопідйомність і можуть працювати тільки при невеликих частотах обертання. Тому підшипники цього типу не перспективні, їх застосування скорочується.

Підшипники шарикові радіально-упорні типу 6000 /рис.4.І, з/ призначені для сприйняття радіального й одностороннього осьового навантаження. Вони можуть сприймати тільки осьове навантаження. Один з бортів зовнішнього або внутрішнього кільця зрізаний майже повністю, що дозволяє закладати у підшипник на 45 % більше шариків одного діаметра, ніж у звичайний радіальний. Здатність підшипника сприймати осьове навантаження визначається кутом контакту α , що дорівнює куту між лінією дії результуючої сили та тіло кочення і площиною перпендикулярною до осі підшипника. Із збільшенням α осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіальної. Промисловість виготовляє більше 20 конструктивних різновидів таких підшипників, що застосовують в шпинделях металорізальних та деревообробних верстатів, в малих електродвигунах, центрифугах, черв'ячних редукторах, приладах тощо.

Підшипники роликові радіально-упорні конічні типу 7000 /рис. 4.І,г/ призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних та осьових навантажень. Швидкісні характеристики цих підшипників нижчі, ніж у підшипників типу 2000. Їх здатність до сприйняття осьового навантаження визначається кутом конусності зовнішнього кільця. Із збільшенням кута конусності осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіальної.

Поряд з основною конструкцією /тип 7000/ випускають інші різновидності: 67000 - з упорним бортом на зовнішньому кільці; 27000 - з великим кутом конуса зовнішніх кілець; 97000 - двохрядні; 77000 - чотирьохрядні. Підшипники типу 97000 та 77000 - фіксують положення корпусу в осьовому напрямку, встановлюють парно. При монтажі та в процесі експлуатації однорядних конічних підшипників необхідне реальне регулювання осьових зазорів. При цьому необхідно уникати дуже малих чи, навпаки, дуже великих зазорів, які можуть привести до недопустимого підвищення робочої температури і навіть руйнування деталей підшипника.

Однорядні підшипники типу 7000 застосовують в колесах літаків, автомобілів, кранів, в катках гусеничних тракторів, в циліндричних та черв'ячних редукторах, коробках швидкостей, в шпинделях токарних верстатів тощо.

Упорні шарики типу 8000 /рис. 4.1, д/ можуть сприймати тільки осьові навантаження: одинарні - в одному напрямі; здвоєні - в двох напрямках. Межові частоти обертання упорних підшипників обмежені. Підшипники можуть бути виготовлені з підкладними сферичними кільцями /див. рис. 4.1, д праворуч/. Сепаратори упорних підшипників можуть бути штампованими з листової сталі, або масивними з бронзи, антифрикційної чи звичайної сталі. Ці підшипники застосовують в тихохідних редукторах /наприклад, черв'ячних/, в шпинделях металорізальних верстатів, для домкратів, кроків кранів тощо.

Упорні роликопідшипники типу 9000 сприймають великі осьові навантаження, а деякі з них і невеликі радіальні. Швидкохідність цих підшипників низька. Існують декілька конструктивних різновидів цих підшипників: 9000 - з циліндричними роликами; 19000 - з конічними роликами; 39000 - з бочкоподібними роликами. Сепаратори цих підшипників виготовляють з кольорових металів чи сталей. Підшипники застосовують: в глобїдних черв'ячних редукторах, натискуючих пристроях прокатних станів, столах металорізальних верстатів тощо.

Порівняльні характеристики підшипників типів 0000 та 7000 з внутрішнім діаметром 80 мм приведені на рис. 4.2.

5 Зразки, вимірвальні інструменти, довідники та плакати, що необхідні для виконання роботи

5.1 Стандартні підшипники різних типів, серій та конструкцій.

5.2 Штангенциркуль 0...150 мм.

5.3 Вимірвальна лінійка стальна 0...200 мм.

5.4 Довідники [2, 3, 4] , або один з них.

5.5 Типові плакати "Підшипники шарики" та "Підшипники ролики".

6 Послідовність виконання роботи

6.1 Вивчити класифікацію, систему умовних позначень, характеристики основних типів підшипників.

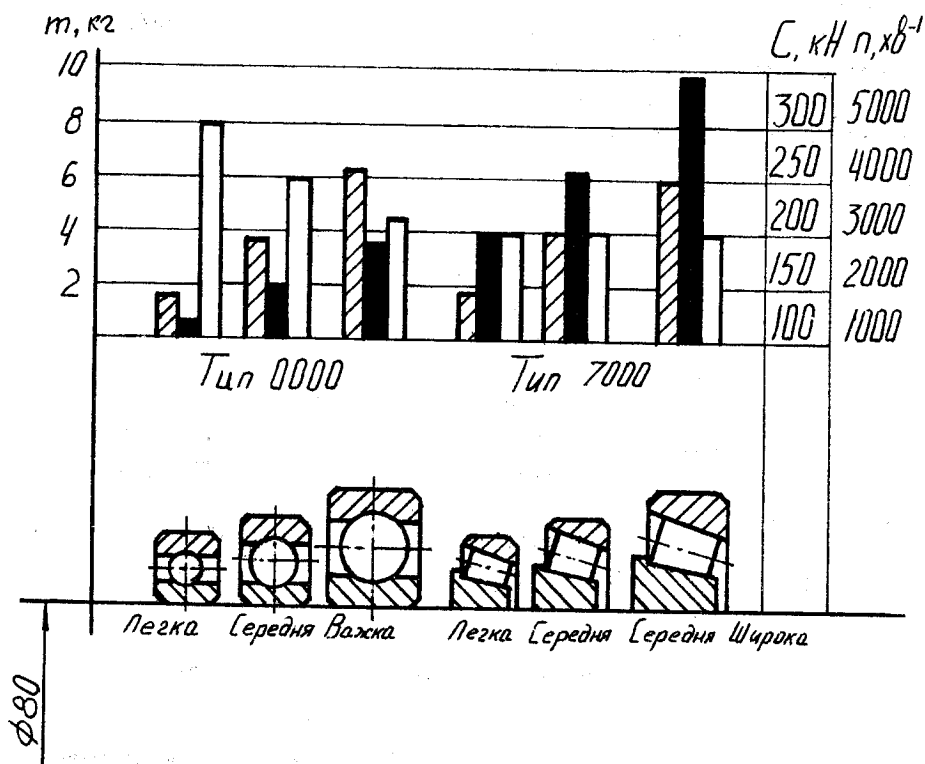


Рисунок 4.2 – Порівняльні характеристики підшипників типу 0000 та 7000

6.2 Отримати комплект підшипників та мірний інструмент.

6.3 Провести заміри розмірів двох, трьох різних підшипників /за вказівкою викладача/ і порівняти отримані результати з даними довідників [2, 3, 4].

6.4 Побудувати діаграми порівняльних параметрів отриманих підшипників, використовуючи довідники /див. рис. 4.2./.

6.5 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

7 Зміст звіту

7.1 Ескізи підшипників /проставити основні розміри/.

7.2 Розшифровка умовних позначень підшипників /за вказівкою викладача/.

7.3 Дати характеристику виданих викладачем підшипників.

7.4 За допомогою довідників [2,3,4] , побудувати діаграми порівняльних параметрів отриманих підшипників /див. рис.4.2/.

Список літератури

1. Павленко В.С. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъемности: Учеб. пособие для вузов. - Киев: Вища школа, 1980 - 80 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения:Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983.- 543 с.
3. Перель Л.Я., Филатов Л.А. Подшипники качения:Расчет, проектирование и обслуживание опор: - Справочник - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992 - 608 с.
4. Подшипники качения: Справочник - каталог /под ред. В.Н.Нарыжкина и Р.В. Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984 - 280 с.
5. ГОСТ 3189-89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. - Введ. 01.01.1991.

Лабораторна робота № 6

ВИПРОБОВУВАННЯ ПРУЖНОЇ МУФТИ

МЕТА РОБОТИ: Вивчення властивостей пружних муфт при експериментальному визначенні їх крутильної жорсткості, демпфіруючої здатності, сил та моментів, які виникають на з'єднаних валах при їх взаємному зміщенні.

I Теоретичні відомості

Муфтами називаються пристрої для передачі обертаючого моменту між валами спільно працюючих вузлів машин або між валом та установленими на ньому зубчастими колесами, шківками та т.п.

Пружні муфти призначені для зменшення динамічних навантажень, демпфірування небезпечних коливань, амортизації ударів та поштовхів, а також для компенсування радіальних та кутових зміщень, з'єднаних валів.

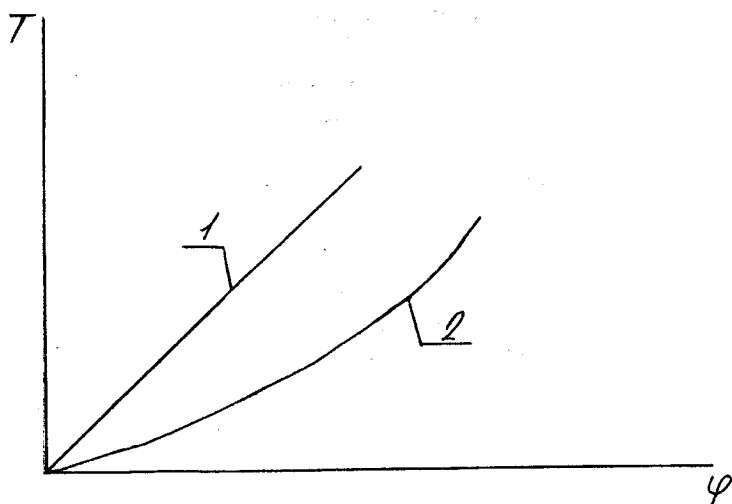
Пружна муфта складається з двох напівмуфт та пружних елементів. Пружні елементи можуть бути неметалевими /гумовими або поліуретановими/ або металевими /сталеві пружини/.

В залежності від конструктивних особливостей муфти бувають постійної або змінної крутильної жорсткості. В першому випадку залежність обертаючого моменту T від кута закручування φ - лінійна, а в другому - нелінійна /рисунок 1.1/[1].

Крутильну жорсткість пружних муфт з лінійною характеристикою можна визначити відношенням моменту до кута закручування муфти $C_\varphi = T / \varphi$, а жорсткість муфт з нелінійною характеристикою є функцією кута закручування $C_\varphi = dT / d\varphi$. При коливаннях жорсткість муфт з неметалевими пружними елементами більше статичної. В приводах, де небезпечні крутильні коливання /приводи від двигунів внутрішнього згорання/, як правило, використовують пружні муфти з нелінійною характеристикою.

Демпфіруюча здатність муфти - це властивість розсіювати енергію при деформуванні пружних елементів. Розсіювання енергії проходить за рахунок зовнішнього тертя на поверхнях пружних елементів та внутрішнього тертя в їх матеріалі. В муфтах з металевими пружними елементами головну роль в демпфіруванні грає зовнішнє тертя, а з неметалевими - внутрішнє.

Для оцінки роботи пружної муфти розглянемо розрахункову схему



1 - лінійна; 2 - нелінійна.

Рисунок - 1.1 Характеристика пружних муфт

приводу в вигляді двохмасової системи /рисунок - 1.2/, яка складається з двох дисків, з'єднаних пружиною кручення, жорсткість якої така як у муфти.

Моменти інерції мас дисків J_1 та J_2 , відповідно, рівні моментам інерції мас приводу до та після муфти.

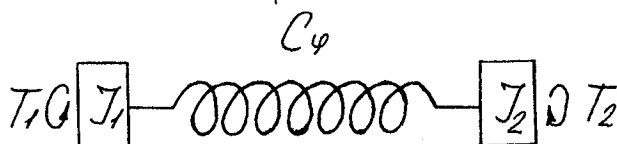


Рисунок - 1.2 Двохмасова модель приводу

Якщо на одну з мас з моментом інерції J_2 діє момент T_2 , тоді максимальний момент T_1 , діючий на вал та муфту приводу, можна знайти за формулою [1]:

$$T_1 = T_2 \frac{J_1}{J_1 + J_2} \quad \text{ІІІ} \quad \text{ІІІ}$$

де $\mu_a = [(\omega/\rho)^2 - 1]^{-1}$ – коефіцієнт динамічності, що характеризує рівень передачі змінного навантаження на вихід муфти;

ω – колова частота вимушених коливань;

$\rho = \sqrt{C_0/J_m}$ – власна колова частота системи,

$J_m = J_1 J_2 / (J_1 + J_2)$ – приведений момент інерції мас системи, кг·м².

Для ефективної амортизуючої дії муфти відношення частоти вимушених коливань ω до частоти власних коливань ρ повинно бути більшим $\sqrt{2}$, тоді $\mu_a < 1$ та $T_1 < T_2$.

В режимі резонансу $\omega = \rho$ змінні навантаження в приводі в великій мірі залежить від демпфіруючої властивості муфти, яка характеризується гістерезисними втратами енергії коливань в пружних елементах. Коефіцієнт динамічності в цьому випадку розраховують за формулою [2].

$$\mu_a = \sqrt{\frac{1 + (\psi/2\pi)^2}{[1 - (\omega/\rho)^2]^2 + (\psi/2\pi)^2}}, \quad / 1,2/$$

де $\psi = \pi_R / \pi$ – коефіцієнт поглинання енергії;

π_R – енергія, поглинута матеріалом пружного елемента, Дж;

π – потенціальна енергія системи при тій же амплітуді, Дж;

Коефіцієнт ψ зв'язаний з декрементом коливань δ . При $\psi \leq 0,3$ можна приймати $\psi \approx 3\delta$. Значення коефіцієнта μ_a в залежності від відношення ω/ρ приведені на рисунку – 1.3 [2]

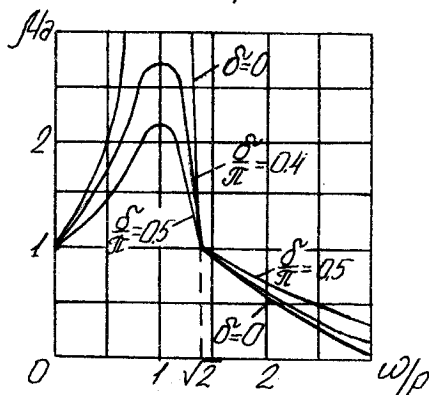


Рисунок – 1.3 Залежність коефіцієнта μ_a від відношення ω/ρ

При виникненні в системі приводу крутильного удару, наприклад, при виключенні на ходу кулачкових муфт або при вибиранні зазорів під час розгонів, пружна муфта працює як буферна пружина. Динамічний момент при ударі можна знайти із залежності [1]

$$T_{\max} = C_{\varphi} \omega / \rho = \omega \sqrt{C_{\varphi} J_m}, \quad /1.3/$$

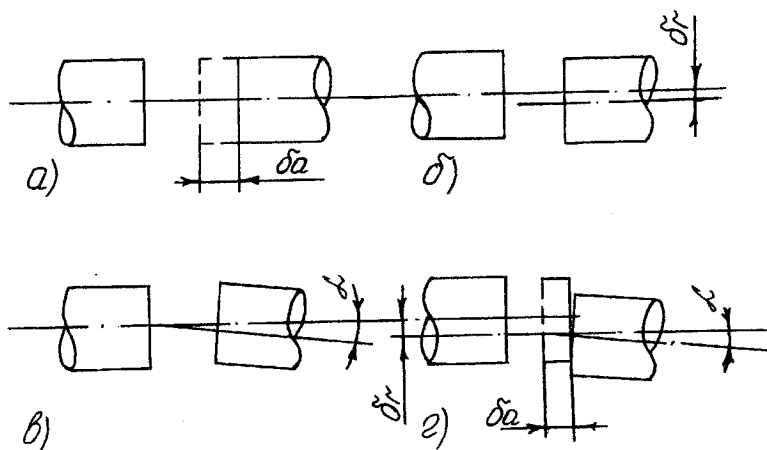
де ω - кутова швидкість зіткнення, с^{-1} .

Чим менша жорсткість системи C_{φ} , тим менший динамічний момент.

У випадку імпульсного зростання моменту на величину $T_{\max}$ обертаючий момент, який передає муфта протягом часу $t \leq 2\pi/\rho$, можна розраховувати за формулою [1.4].

$$T = T_{\max} J_1 [1 - \cos(\rho t)] / (J_1 + J_2). \quad /1.4/$$

Реальне положення з'єднувальних валів через помилки при монтажі та деформації валів від експлуатаційних навантажень теплового впливу і т.п. відрізняється від співвісного /рисунок 1.4 а, б, в, г/.



Зміщення: δ_a - осьове; δ_r - радіальне;
 δ_α - кутове.

Рисунок - 1.4 Можливі зміщення з'єднуваних валів відносно співвісного положення

Відхилення положення валів від співвісного спричиняє додаткові навантаження на деталі муфт, з'єднувані вали та їх опори /підшипникові вузли та корпусні деталі/.

Силу F_d додаткового навантаження можна знайти за залежністю [2].

$$F_d = (\delta_n - \delta_k) / (\lambda_{d2} + \lambda_{d3} + \lambda_{dm}), \quad /I.5/$$

де δ_k — частина сумарного зміщення валів, яка компенсується кінематичними переміщеннями з'єднаних деталей та вузлів під навантаженням. Ця компенсація може проходити за рахунок зазорів в опорах валів та з'єднаннях /шпоночних, шліцьових та інш./;

λ_{d2} — приведена сумарна податливість хвостовиків валів;

λ_{d3} — аналогічна сумарна податливість опор з'єднаних валів; λ_{dm} — податливість деталей муфти.

Залежності /I.5/ показує, що можливі три незалежні методи зменшення додаткового навантаження в системі вали-муфта-опори [2]:

1/ зменшення помилок взаємного розташування валів при монтажі;

2/ збільшення компенсуючої здатності системи за рахунок взаємних кінематичних переміщень деталей під навантаженням в межах зазорів або по спеціальних направляючих елементах муфти /компенсуючі муфти/;

3/ збільшення податливості системи за рахунок деформації однієї з її ланок.

Найбільш ефективно зменшує додаткові навантаження використання одночасно всіх трьох методів.

В пружних муфтах зменшення додаткових навантажень в основному досягається високою податливістю /мала жорсткість/ пружного елемента.

2 БУДОВА ТА ПРИНЦИП ДІЇ УСТАНОВКИ ТИПУ ДМ76 ДЛЯ ВИПРОБОВУВАННЯ МУФТ

Установка ДМ76 [3] призначена для експериментального визначення:

сил та згинаючих моментів, які виникають від дії муфт на валах при їх радіальному зміщенні;

згинаючих моментів на валах при їх кутовому зміщенні;
момента інерції поливальної системи установки та втрат в
опорах;

крутійної жорсткості муфти та її демпфіруючої здатності.

Установка розроблена для вивчення пружних муфт з тороподібною оболонкою, але на ній можна вивчати і інші типи пружних муфт /з пружним гумовим кільцем, втулочно-пальцеву, з гумовою зіркою та інш./.

Кінематична схема установки зображена на рисунку 2.1.

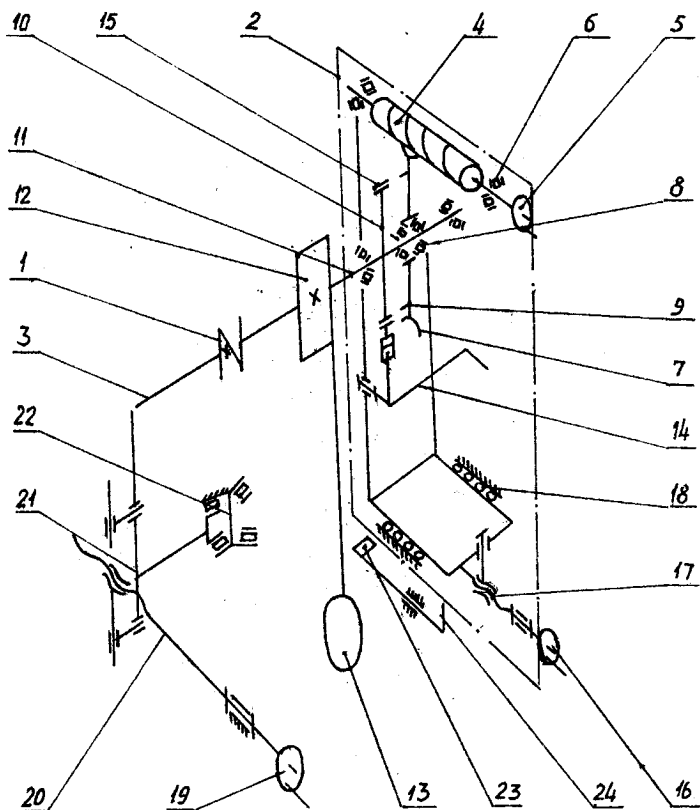


Рисунок - 2.1 Кінематична схема установки.

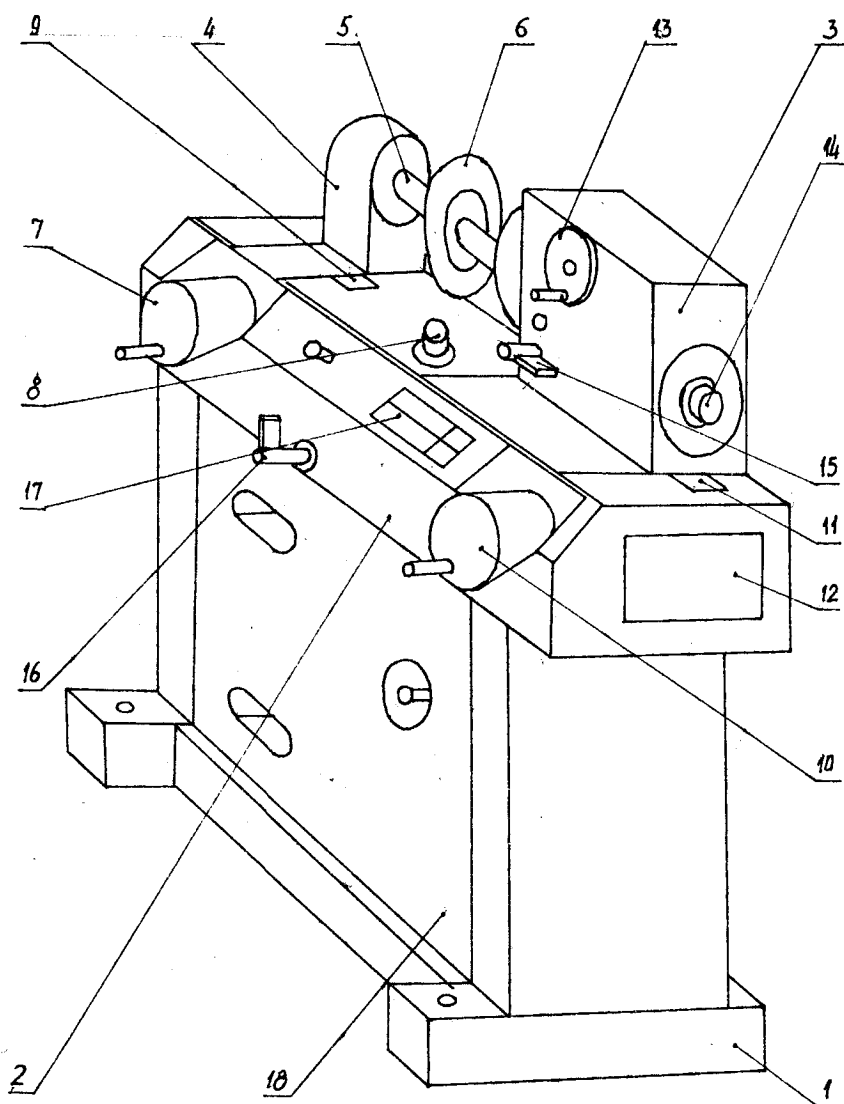


Рисунок - 2.2 Загальний вигляд установки ДМ 76 для випробування муфт.

Досліджувана муфта I встановлюється на валу черв'ячного редуктора 2 та на тензометричному валу 3. Черв'ячний редуктор складається з черв'яка 4, який за допомогою маховика 5 обертається в підшипниках 6 та передає рух черв'ячному колесу 7, встановленому на підшипниках 8. З черв'ячним колесом 7 жорстко зв'язана зубчаста напівмуфта 9, а зубчаста напівмуфта – з валом II редуктора 2. На валу II жорстко кріпиться маховик 12 з маятником 13, який використовується для визначення крутильної жорсткості та демпфуючої здатності муфти I.

Вмикання та вимикання зубчастої муфти редуктора виконується за допомогою рукоятки 14 та рухомого зубчастого вінця 15 з внутрішнім зацепленням.

Радіальне зміщення валу II проводиться вручну при обертанні маховика 16 гвинта 17, який пересуває редуктор 2 в горизонтальній площині по кулькових направляючих 18.

Кутове зміщення вала 3 муфти I виконується за допомогою маховика 19 та гвинта 20, який обертає крештейн 21/22 – опора крештейна/ навколо осі, яка проходить через центральну площину муфти.

Маятник 13 у введеному стані утримується стопором 23, а запускається в коливання важелем 24.

Загальний вигляд установки ДМ76 зображено на рисунку 2.2. Установка складається з основи I, виготовленої в вигляді жорсткої зварної рами, на якій монтується станина 2. На станині 2 кріпиться на кулькових направляючих редуктор 3 та кутовий важіль 4, в верхній частині якого жорстко фіксується тензометричний вал 5 з наклеєними на нього тензометричними датчиками. На тензометричному валу 5 та на валу редуктора 3 встановлена пружна муфта 6 з тороподібною оболонкою.

Кутове зміщення вала 5 виконується за допомогою маховика 7, який повертає важіль 4. Кут повороту важеля 4 визначається по датчику 8 або по шкалі 9, розташований на станині 2. Редуктор 3 паралельно осі свого шпінделя переміщається вперед та назад з обертанням маховика 10. Величина переміщення відраховується по шкалі II або по датчику встановленому на каретці редуктора 3.

Доступ до датчика через вікно, закрите кришкою 12. Навантаження досліджуваної муфти 6 виконується за допомогою маховика 13, який жорстко зв'язаний з черв'яком редуктора 3. Кути закручування при навантаженні муфти 6 та коливання при різкому розвантаженні

вимірюються датчиком І4.

Вмикання та вимикання зубчатої муфти /див.рисунок 2.1/ редуктора 3 здійснюється рукояткою І5. Рукояткою І6 фіксується та запускається в коливання маятник /див.рисунок 2.1/. Керування установкою здійснюється з панелі І7.

Основа І установки з передньої та задньої сторін закривається прозорими щитками І8, які утримуються магнітними засувками.

На панелі /рисунок 2.3/ керування установкою ДМ 76 розташовані: плавкий запобіжник І; індикатор вмикання мережі 2; мікроамперметр 3; перемикач навантаження вимірювання коливань муфти; резистор 5 балансу коливань муфти; резистор 6 балансу паралельного зміщення вала редуктора; перемикач 8 вмикання зміщення вала редуктора; перемикач 9 вмикання кутового зміщення вала редуктора; тумблер І0 вмикання живлення.

2.1 Принцип дії установки ДМ 76.

Принцип дії установки ДМ 76 розглянемо на основі послідовності виконання операцій при дослідженні муфти.

2.1.1 Поворотом рукоятки І5 вгору /див. рисунок 2.2/ ввімкнути зубчасту муфту /див. рисунок 2.1/ черв'ячного редуктора 3.

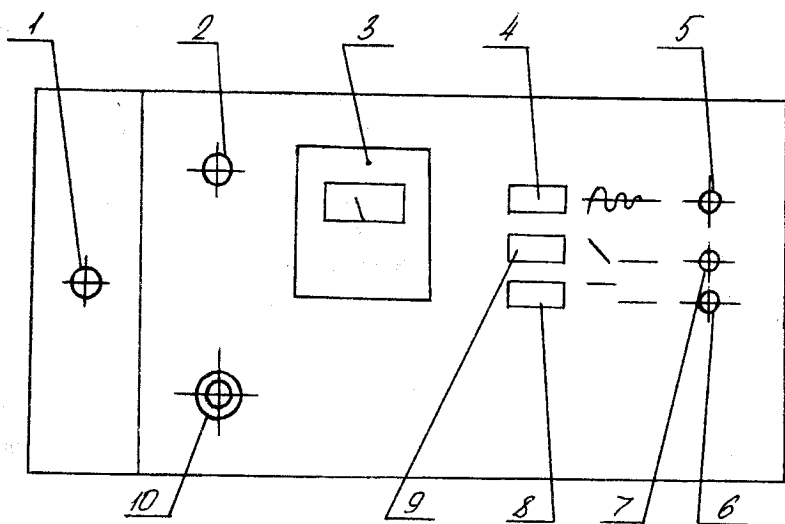


Рисунок – 2.3 Панель керування

2.1.2 При співвісному положенні шпінделя редуктора 3 та тензOMETричного вала обертанням маховика І3 навантажити досліджувану муфту 6 крутильним моментом. Кут закручування при навантажен-

ні муфти 6 реєструється датчиком І4.

2.1.3 Переміщуючи за допомогою маховика І0 редуктор 3 /див. рисунок 2.2/ установити потрібне зміщення з'єднаних муфт 6 валів. Величину зміщення можна відраховувати по шкалі ІІ або потенціометру /датчику/ І, доступ до якого відкривається при зніманні кришки І2.

2.1.4 Обертаючи маховик 7 /див. рисунок 2.2/ поворотом вала 4 задати потрібне кутове зміщення в горизонтальній площині валові 5. Відрахунок повороту здійснюється по шкалі 9 або за допомогою потенціометра/датчика/ 8.

2.1.5 Дані з датчиків фіксуються приладами та апаратурою, наприклад, персонального комп'ютера IBM PC/XT.

2.1.6 Для визначення демпфіруючої здатності муфти 6 при співвісному положенні валів муфту 6 навантажують за допомогою маятника І3 /див. рисунок 2.1/, який вмикають поворотом рукоятки І6 /див. рисунок 2.2/ до спрацювання засувки. Дані коливання муфти знімають за допомогою датчика 8 та реєструються апаратурою персонального комп'ютера IBM PC/XT.

3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ РЕЖИМІ

За допомогою установки ДМ 76 при проведенні випробувань пружної муфти можна визначити:

сили та згинаючі моменти, які виникають від дії муфти на валах при їх радіальному зміщенні;

згинаючі моменти на валах від дії муфти при їх кутовому зміщенні;

момент інерції коливальної системи установки та оцінити втрати в епорах;

крутильну жорсткість муфти та її демпфіруючу здатність.

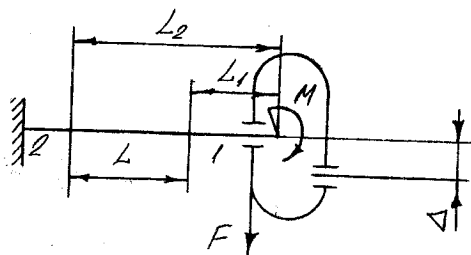
3.1 Вхідні дані для визначення механічних характеристик муфти, що випробовується.

3.1.1 Коефіцієнт K_{M1} масштабу згинаючих моментів тензовалу для перерізу 1 /рисунок 3.1/, Нм/год 0,36

3.1.2 Коефіцієнт K_{M2} масштабу згинаючих моментів тензовалу для перерізу 2 /див. рисунок 3.1/, Нм/год 0,38

3.1.3 Коефіцієнт масштабу обертаючого моменту K_T для тензовалу, Нм/год 0,052

3.1.4 Коефіцієнт K_θ	масштабу вимірювання радіального зміщення, мм/год	0,062
3.1.5 Коефіцієнт K_r	масштабу вимірювання кутового зміщення, град/год	0,16
3.1.6 Коефіцієнт K_φ	масштабу вимірювання повороту маховика, град/год	0,15
3.1.7 Маса m_1	деталей вади, кг	23,6
3.1.8 Маса m_2	штанги маятника, кг	4,4
3.1.9 Маса m_3	тягаря маятника, кг	10
3.1.10 Максимальна відстань A_2	від осі обертання до тягаря маятника по шкалі, мм	900
3.1.11 Відстань A	від осі обертання до центра ваги штанги маятника, мм	550
3.1.12 Відстань між резахунковими перерізами /див. рисунок 3.1/, мм		400
3.1.13 Крутильна жорсткість C_θ	тензовалу в статичному стані, Н·м/рад	36512



1, 2 — місця кріплення тензодатчиків; Δ — радіальне зміщення; F , M — сила та згинаючий момент, діючі на тензовал.

Рисунок — 3.1 Схема радіального зміщення вади

До початку проведення випробувань муфти масу коливальної системи та координату її центра ваги можна визначити за формулами:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 = 23,6 + 4,4 + 10 = 38 \text{ кг}; \quad 13.1/$$

$$A = [(m_2 + m_3) A_1 + m_3 A_2] / m =$$

$$= [(4,4 + 10) \cdot 550 + 10 \cdot 900] / 38 = 445,26 \text{ мм.} \quad 13.2/$$

3.2 Визначення залежності зміни радіальної сили F та згинаючих моментів M_1 , M_2 /див. рисунок 3.1/ на тензометричному валу від паралельного зміщення Δ напівосі муфти.

Згинаючі моменти M_1 та M_2 визначаються в перерізах I, 2 за допомогою тензодатчиків з урахуванням коефіцієнтів масштабу K_{M1} та K_{M2} . Тензодатчики розміщені від кінця консолі /див. рисунок 3.1/, відповідно, на відстанях L_1 та L_2 , причому $L_2 - L_1 = L$, а $L_2 = 3L_1$.

Радіальна сила F та згинаючий момент M розраховуються за залежностями:

$$F = (K_{M2} M_2 - K_{M1} \cdot M_1) / L; \quad 13.3/$$

$$M = 0.5 (3M_1 \cdot K_{M1} - K_{M2} \cdot M_2). \quad 13.4/$$

3.2.1 Підготувати вимірювальну апаратуру до роботи.

3.2.2 Досліджувану муфту виставити в початкове положення, для чого ноніуси шкал кутового та паралельного зміщень повинні бути виставлені на "0" /див. рисунок 2.2/.

3.2.3 Навантажити муфту обертаючим моментом, для чого включити редуктор 3 /див. рисунок 2.2/ поворотом вверх рукоятки І5 та зробити декілька обертів маховика І3.

3.2.4 Переміщуючи обертанням маховика І0 /див. рисунок 2.2/ редуктор 3, створити радіальне зміщення Δ однієї з напівмуфт. Радіальні зміщення установлюються в діапазоні від 0 до $\Delta_{\max}$ через 1 мм.

3.2.5 По показаннях вимірювальних приладів будують таблицю

значень радіального зміщення сили та згинаючого моменту, що і є результатом експерименту.

3.3 Визначення залежності згинаючого моменту M на тензометричному валу від кутового зміщення напівосі муфти.

Для проведення цього експерименту використовується формула /3.4/.

3.3.1 Підготувати установку так, як вказано в п.п. 3.2.1-3.2.3.

3.3.2 Обертати маховик 7 /див. рисунок 2.2/ задати кутове зміщення в діапазоні від 0 до d_{max} /див. рисунок 1.4/ через ІО.

3.3.3 По показаннях вимірювальних приладів побудувати таблицю та графік залежності $M = f(d)$

3.4 Визначення крутильної жорсткості C_M муфти та її демпфіруючої здатності

Для виконання п.3.4 лабораторної роботи необхідно визначити період T коливання системи установки ДМ 76 без муфти та приведений момент J_M інерції мас коливальної системи ДМ 76.

3.4.1 Демонтувати муфту 6 /див. рисунок 2.2/ та виставити тягар маятника ІЗ /див. рисунок 2.1/ по шкалі на штанзі маятника на задану відстань A від центра ваги тягара до осі обертання маятника /відстань регулюється в межах від 600 мм до 900 мм/.

3.4.2 Запустивши рукояткою І6 /див. рисунок 2.2/ маятник ІЗ /див. рисунок 2.1/ в коливання, навантажити коливальну систему ДМ 76.

3.4.3 По показаннях вимірювальних приладів збудувати графік залежності $\varphi(t)$, де t - час коливання маятника;

φ - кут повороту штанги маятника.

Фіксуючи значення координат точок, в яких функція $\varphi(t)$ приймає максимальне та мінімальне значення, визначити період T коливань системи без муфти як різницю значень абсцис точок в яких функція $\varphi(t) = \varphi_{max}$ або $\varphi(t) = \varphi_{min}$.

Таким же чином сформувати масив амплітуд $\varphi_i / i = 1, 2, \dots, 10$, де φ_i - абсолютна величина ординати, а i - її, по порядку точки екстремуму, функції $\varphi(t)$.

Момент інерції J_M мас коливальної системи та середнє зменшення амплітуди $D\varphi$ розраховуються за формулами:

$$J_M = mgAt_i^2 / (4\pi^2); \quad /3.5/$$

$$D_{\varphi} = [(\varphi_1 - \varphi_2) + (\varphi_2 - \varphi_3) + \dots + (\varphi_9 - \varphi_{10})] / g. \quad /3.6/$$

3.4.4 Установити муфту 6 /див.рисунок 2.2/ та навантажуючи її за допомогою маятника ІЗ /див.рисунок 2.1/, визначити за аналогією з п.3.2.3 період t коливання системи з муфтою і сформувати масив амплітуд $\varphi_i / i = 1 \dots 5$.

Крутильна жорсткість тензометричного вала C та муфти C_M в динаміці визначаються за залежностями:

$$C = mgA [(\frac{t_1}{t})^2 - 1]; \quad /3.7/$$

$$C_M = C C_0 / (C_0 - C), \quad /3.8/$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Декремент коливань системи з муфтою без урахування втрат на тертя в підшипниках при двох значеннях середньої амплітуди знаходиться за формулою:

$$\delta_M(\bar{\varphi}_i) = \ln(\varphi_i / \varphi_j + D_{\varphi}), \quad /3.9/$$

де $\bar{\varphi}_i = 0,5(\varphi_i + \varphi_j)$ - середнє значення амплітуди коливань, $i = 1, \dots, 5$, $j = i + 1$.

3.4.5 Визначити частоту ρ власних коливань системи з муфтою за формулою:

$$\rho = \sqrt{C_M / J_m} = \frac{2\pi}{t_1} \sqrt{C_M / mgA}. \quad /3.10/$$

4 ІНСТРУКЦІЯ ПО АВТОМАТИЗОВАНОМУ ПРОВЕДЕННЮ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Автоматизоване виконання лабораторної роботи проводиться на установці ДМ 76, підключеній до персональної обчислювальної машини IBM PC/XI.

4.1 Меню лабораторної роботи

Натисканням клавіші *F10* на екран дисплею визивається меню виконання лабораторної роботи:

Методичні вказівки.

Формування вхідних даних.

Виконання розрахунків.

Проведення експерименту.

Друкування звіту по лабораторній роботі.

За допомогою клавіші *F1* на екран можна висвітити текст послідовності виконання лабораторної роботи. Після знайомства з текстом натисканням клавіші *F10* здійснюється повернення до меню лабораторної роботи.

Вибір етапу лабораторної роботи здійснюється за допомогою клавіш "Стрілка вниз", "Стрілка вгору" з наступним натисканням клавіші "Ввід" / "*Enter*".

Натисканням клавіші *F10* на екран дисплею визивається меню основних функцій програми лабораторних робіт з курсу "Деталі машин".

4.2 Методичні вказівки

В цьому пункті лабораторної роботи необхідно познайомитись з методикою виконання лабораторної роботи на установці ДМ 76.

Натискання клавіші *F1* приведе до виникнення на екрані дисплею тексту "Пружні муфти приводів та їх властивості". При однократному натисканні клавіші *F10* відбувається повернення до методичних вказівок. Повторне натискання клавіші *F10* викликає на екран меню лабораторної роботи.

Для формування вхідних даних лабораторної роботи необхідно натиснути клавішу "Стрілка вниз" з наступним натисканням клавіші "Ввід". Аналогічно виконуються всі наступні переходи від одного пункту меню лабораторної роботи до другого. Стрілка підводиться до відповідного пункту меню.

4.3 Формування вхідних даних

При проведенні лабораторної роботи повинні бути задані

означені величини, які, як правило, постійні. Ці величини висвічуються на екрані. При бажанні можна міняти всі або деякі значення величин.

Познайомитись з правилами коректування значень величин можна, натиснувши клавішу *F1*. Натисканням клавіші *F10* один раз виконується повернення до пункту формування вхідних даних, а другий раз – до меню виконання лабораторної роботи.

4.4 Виконання розрахунків

Цей пункт меню лабораторної роботи на екран дисплею викликається за допомогою клавіш "Стрілка вниз", "Стрілка вгору" з наступним натисканням клавіші "Ввід" /аналогічно п.п.4.2 та 4.3/.

На екрані з'являються значення величин, розрахованих за формулами, приведеними в розділі 3. Натисканням клавіші необхідне число раз виконується повернення до меню лабораторної роботи.

4.5 Проведення експерименту

Викликання цього пункту меню лабораторної роботи на екран дисплею виконується так само як в п. 4.2...4.4.

На екрані спочатку з'являються назви етапів проведення експерименту:

Визначення сил та згинаючих моментів при радіальному зміщенні;

Визначення сил та згинаючих моментів при кутовому зміщенні;

Визначення моменту інерції коливальної системи та втрат в опорах;

Визначення крутильної жорсткості та демпфіруючої здатності муфти.

За допомогою клавіш "Стрілка вниз", "Стрілка вгору" необхідно вибрати потрібний етап та натиснути клавішу "Ввід".

Після вибору етапу на екрані дисплею з'являються меню проведення експерименту:

Підготовка устаткування.

Виконання експерименту,

Обробка результатів.

Ці три пункти проведення експерименту необхідно виконувати в строго зазначеній послідовності. Потрібний пункт вибирається за допомогою клавіші "Стрілка вниз", "Стрілка вгору", "Ввід".

Натискаючи клавішу *F1*, можна познайомитись з правилами

виконання даного етапу експерименту, величинами, які визначаються в процесі експерименту, а також з формулами, за якими обчислюються результати експерименту. Одноразовим натисканням клавіші *F10* можна повернутись до меню проведення експерименту, а натиснувши клавішу *F10* знову – до меню вибору етапу експерименту.

Докладна інструкція проведення кожного етапу експерименту приводиться в підпунктах 4.5.1 – 4.5.3.

4.5.1 Визначення сил та згинаючих моментів при радіальному зміщенні /етап I/

4.5.1.1 Підготовка устаткування

На екрані дисплею висвічуються питання про підготовку установки до етапу I. Необхідно підготувати /дивіться розділ 3/ устаткування та підтвердити кожний пункт готовності його натискання відповідної цифрової клавіші на клавіатурі ЕОМ. При натисканні клавіші *F1* на екрані з'являються умовні позначення перемикачів та тумблерів керування. При подвійному натисканні клавіші *F10* здійснюється повернення до меню проведення експерименту.

4.5.1.2 Виконання експерименту

На екрані дисплею з'являється інструкція по проведенню експерименту. Необхідно виконати всі зазначені дії.

Після натискання клавіші "Ввід", на екрані з'явиться таблиця значень радіального зміщення, сили та згинаючого моменту, в якій поки що тільки один рядок.

Як тільки на екрані висвітиться повідомлення "Збільшити радіальне зміщення на 0,5 – 1 мм.", то потрібно на установці ДМ76 збільшити зміщення редуктора. На екрані дисплею з'явиться новий рядок таблиці та назване вище повідомлення. Таким чином зміщення редуктора можна збільшувати не більше 10 раз. Експеримент завершується при досягненні максимально можливого зміщення або після того, як зміщення збільшилось десять раз.

При необхідності експеримент може бути припинений в будь-який момент. Для цього достатньо натиснути клавішу *F10*, що викличе повернення до меню виконання експерименту.

4.5.1.3 Обробка результатів експерименту

Кінцевим станом проведення експерименту є побудова графіків залежності сили та згинаючого моменту від радіального зміщення. Спочатку при переході до обробки результатів на екрані

дисплей з'являється перший графік $F(\delta_r)$. За допомогою курсора можна зафіксувати значення координат будь-якої точки графіку.

При натисканні клавіші $F1$ нижче графіка з'явиться опис способу отримання будь-якої точки графіка. Для продовження роботи необхідно натиснути клавішу $F10$, після чого на екрані дисплей з'явиться другий графік $M(\delta_r)$. При повторному натисканні клавіші $F10$ відбувається повернення до меню проведення експерименту. На цьому етап І закінчується. Щоб перейти до етапу 2, необхідно знову натиснути клавішу $F10$, чим забезпечується повернення до вибору етапу експерименту.

4.5.2 Визначення згинаючих моментів при кутовому зміщенні /етап 2/

Етап 2 виконується аналогічно етапу І, тільки замість радіального зміщення збільшується кутове зміщення. Результатом експерименту є один графік залежності згинаючого моменту від кутового зміщення $M(\alpha)$.

Після повернення до вибору етапу експерименту /за допомогою клавіші $F10$ /, натискаючи клавіші "Стрілка вниз" та "Ввід", можна перейти до етапу 3.

4.5.3 Визначення моменту інерції коливальної системи /етап 3/

4.5.3.1 Підготовка устаткування

На екрані дисплей висвічується питання по підготовці установки до етапу 3. Необхідно підготувати установку /дивіться розділ 3/ та підтвердити кожний пункт готовності устаткування до роботи натисканням відповідної цифрової клавіші на клавіатурі EOM.

Для знайомства з умовними позначеннями перемикачів та тумблерів керування потрібно натиснути клавішу $F1$. При одноразовому натисканні клавіші $F10$ проходить повернення до пункту "Підготовка устаткування", а при повторному – до меню проведення експерименту.

4.5.3.2 Виконання експерименту

При виборі цього пункту на екрані з'являються вказівки для проведення експерименту. Після ознайомлення з ними необхідно звільнити м'який /дивіться рисунок 2.1/ та натиснути клавішу "Ввід" /"Enter" / на клавіатурі EOM.

На екрані дисплею з'явиться графік коливань системи без муфти. З графіка необхідно знайти період коливань системи T_1 та сформувати масив амплітуд φ . Для цього необхідно послідовно /по мірі зростання аргументу/ зафіксувати координати 10 точок, в яких функція приймає мінімальні та максимальні значення. Координати точок фіксуються таким чином: курсор за допомогою клавіш "Стрілка вниз", "Стрілка вгору", " — — — ", " — — — " ставиться в потрібну точку графіка та натискається клавіш "Ввід". Після такої операції натискається клавіша *F10* - повернення до меню проведення експерименту. Якщо кількість точок не відповідає 10 або координати точок зафіксовані невірно, то на екрані дисплею з'явиться повідомлення про це та рекомендації по правильній фіксації точок. Якщо з якоїсь причини необхідно знову попрацювати з графіком, то треба натиснути клавішу *F1*.

4.5.3.3 Обробка результатів експерименту

Якщо експеримент проведено вірно, то на екрані з'являються результати: період коливань та момент інерції коливальної системи. Якщо ж на етапі виконання експерименту координати потрібних точок були зафіксовані невірно, на екрані з'явиться повідомлення про те, що для отримання результатів експерименту необхідно знову повернутись до виконання експерименту. Для цього треба натиснути клавішу *F10*. Натиснувши клавішу *F10*, за допомогою клавіш "Стрілка вниз" та "Ввід" перейдемо до етапу 4 лабораторної роботи.

4.5.4 Визначення крутильної жорсткості та демпфуючої здатності муфти /етап 4/

4.5.4.1 Підготовка устаткування

При висвітленні на екрані запитань про підготовку установки до етапу 4 необхідно підготувати устаткування /дивіться розділ 3/ та підтвердити кожний пункт готовності установки натисканням відповідної клавіші на клавіатурі EOM /аналогічно п. 4.5.3.1/.

4.5.4.2 Виконання експерименту

При виборі цього пункту на екрані з'являються вказівки до проведення експерименту.

Після знайомства з цими вказівками звільнити маятник /дивіться рисунок 2.1/ та натиснути клавішу "Ввід" (*Enter*) на клавіатурі EOM.

Протягом часу коливань системи з муфтою реєструється час та кут повороту маятника. По завершенню експерименту на екрані з'являється графік залежності кута повороту від часу. За аналогією з етапом 3 необхідно зафіксувати координати точок, в яких функція $\varphi(t)$ приймає максимальні та мінімальні значення. Якщо все зроблено вірно, то за допомогою клавіші **F10** можна повернутись до меню проведення експерименту. При невірній фіксації координат точок послідовність дій така ж, як в етапі 3.

4.5.4.3 Обробка результатів експерименту.

При правильному проведенні експерименту на екрані з'являються результати: крутильні жорсткості системи та муфти. Після натискання клавіші **F10** на екрані дисплею виникне графік залежності, який характеризує демпфіруючу здатність коливальної системи з пружною муфтою.

Натиснувши клавішу **F1**, можна отримати вказівки про правила фіксації координат точок графіка. При натисканні клавіші **F10** відбувається повернення до меню проведення експерименту. Якщо експеримент був проведений невірно, то послідовність дій така ж, як в етапі 3.

5 ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Звіт з лабораторної роботи складається з відомостей про виконавця роботи, дати її проведення, вихідних даних, розрахункових значень параметрів, таблиці, графіків та результатів експерименту.

6 ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

6.1 Для чого призначені пружні муфти?

6.2 Які параметри характеризують крутильну жорсткість пружної муфти?

6.3 Які параметри визначають демпфіруючу здатність пружної муфти?

6.4 За якими залежностями визначається коефіцієнт динамічності при коливаннях системи з муфтою в дорезонансному та резонансному режимах?

6.5 Чому виникають додаткові сили та згинаючі моменти

при радіальних та кутових зміщеннях з'єднуваних муфтою валів?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.

2. Иосилевич Г.В. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.

3. Установка ДМ 76 для испытания муфт: Паспорт, ДМ 76.000. 000 ПС /Одесское специальное конструкторское бюро УФ; Зав. отд. Шамелашвили. - Одесса: Гортитопография, 1989. - 40 с.

Міністерство освіти України
Вінницький державний технічний університет

Навчальне видання

Броніслав Федорович Ліщинський
Роман Романович Обертюх

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН,
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Навчальний посібник

Вінниця ВДТУ 1998

Редактор Т.А.Ягельська

Тир. 45 прим. Зам. №

ВДТУ, 286021, м.Вінниця, Хмельницьке шосе, 95