

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА
МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни
«Триботехнічні процеси в базових вузлах автоматизованих комплексів»
для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»
спеціалізації Комп'ютерне моделювання і проектування процесів і машин

КРАМАТОРСЬК 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА
МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни

«Триботехнічні процеси в базових вузлах автоматизованих комплексів»

для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»

спеціалізації Комп'ютерне моделювання і проектування процесів і машин

ЗАТВЕРДЖЕНО

на засіданні кафедри «Комп'ютеризовані
дизайн і моделювання процесів і машин»

Завідувач кафедри _____ О.Є. Марков

Протокол № «____» _____ 2020 р.

УДК 669.1

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Триботехнічні процеси в базових вузлах автоматизованих комплексів» для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» спеціалізації Комп'ютерне моделювання і проектування процесів і машин / Укл. Доброносів Ю.К.- Краматорськ: ДДМА, 2020.-24с.

Методичні вказівки призначені для магістрів, що навчаються за спеціалізацією Комп'ютерне моделювання і проектування процесів і машин.

У них викладені основні теоретичні відомості по темі заняття, методика розрахунків пар тертя та елементів конструкцій машин з вузлами тертя, а також контрольні питання по підготовці до заняття.

Укладач

Доброносів Ю.К., доцент

Відп. за випуск

Доброносів Ю.К., доцент

Практичне заняття №1
Визначення шорсткості поверхні. Побудова опорної кривої
Теоретичні відомості

Для визначення характеристик мікрогеометрії вибирають кілька ділянок (не менш п'яти), найбільш характерних для досліджуваної поверхні, з яких знімаються профілограмми. Довжина досліджуваного профілю ділянки повинна бути не менш базової довжини. Середнє арифметичне відхилення профілю R_a відраховують безпосередньо по шкалі профілографа або розраховують за результатами вимірів не менш 20 відхилень від середньої лінії (чим більше вимірювань n , тим точніший результат)

$$R_a = \sum_{i=1}^n y_i \quad (1.1)$$

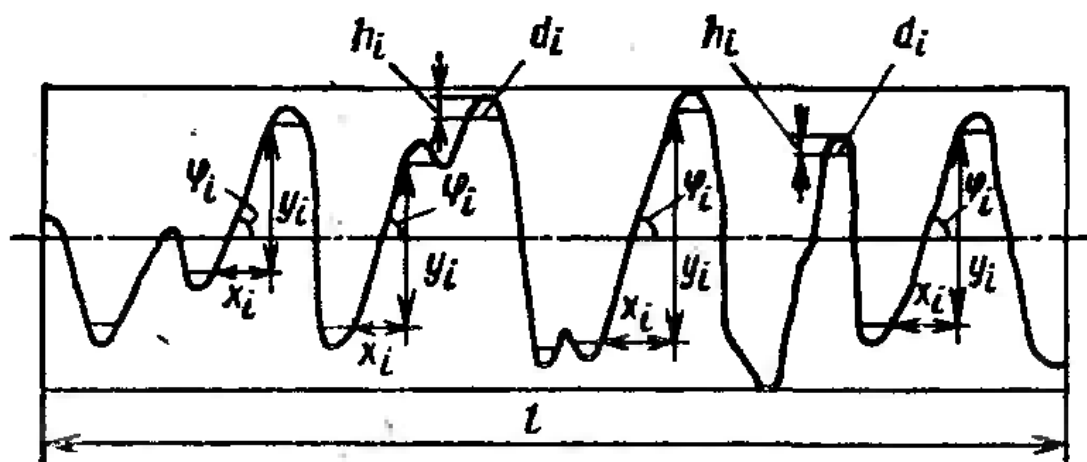


Рисунок 1 – схема до визначення шорсткості

Для визначення R_{max} і R_p вибирають ділянки профілограм (не менш п'яти), для яких будують середню лінію. Найбільш просте положення середньої лінії визначається методом середніх. Для цього від горизонтальної лінії, проведеної паралельно профілю нижче найглибшої западини профілю, заміряють ординати профілю y_1, y_2, \dots, y_n через кожні 2 мм. Всі отримані значення розбивають на дві рівні половини для лівої й правої частин профілограми ($y_1 - y_{n/2}$ і $y_{n/2} - y_n$). Середню лінію проводять через дві крапки з координатами x', y' та x'', y''

$x' = \frac{x_1 + x_{n/2}}{2}; \quad y' = \frac{\sum_1^{n/2} y_i}{n/2};$ $x'' = \frac{x_{n/2} + x_n}{2}; \quad y'' = \frac{\sum_{n/2}^n y_i}{n/2}.$	(1.2)
---	-------

Потім проводять у межах базової довжини лінію виступів і лінію западин. Відстань від лінії виступів до лінії западин буде дорівнювати R_{max} (а відстань від лінії виступів до середньої лінії R_p). Для розрахунків приймають значення середнє для п'яти різних ділянок поверхні:

$$R_{max} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^n R_{max i} \quad R_p = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^n R_{p i} \quad (1.3)$$

Опорна крива характеризує розподіл матеріалу по висоті шорсткого шару. Для її побудови профілограму розбивають на ряд горизонтальних ліній, паралельних середній лінії. Потім складають довжини ділянок виступів, що відсікаються на кожному рівні та відносять її до базової довжини. Одержані значення відкладають по осі абсцис на рівнях, одержані крапки з'єднують кривою..

Для визначення параметрів опорної кривої спочатку визначають відносну опорну довжину по середній лінії для п'яти профілограм, що мають довжину, рівну базової, і знаходять її середнє значення

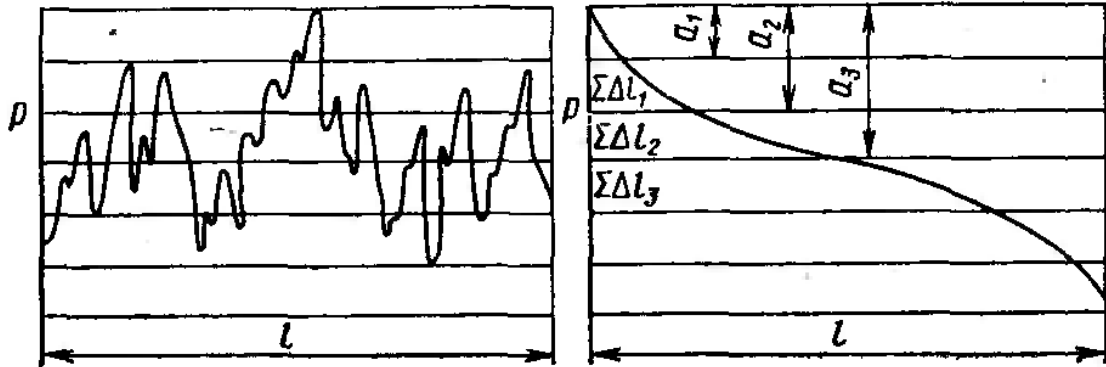


Рисунок 2 – Схема до побудови опорної кривої: розбиття профілограми на рівні (а) та вигляд опорної кривої (б)

$$t_m = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 t_{mi}, \quad (1.4)$$

де $t_{mi} = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n \Delta l_{mi}$ - довжина перерізу виступу на рівні середньої лінії;
L - базова довжина.

Параметри опорній кривій v і b розраховують по формулах

$$v = 2t_m \frac{R_p}{Ra} - 1, \quad b = t_m \left(\frac{R_{max}}{R_p} \right)^v. \quad (1.5)$$

Задача

Для заданої профілографи (видається індивідуально):

- 1) визначити параметри шорсткості R_a , R_{max} і R_p
- 2) побудувати криву опорної поверхні та визначити параметри v і b

Контрольні питання

- 1) Вкажіть типи нерівностей поверхонь деталей машин
- 2) Що називають шорсткістю поверхні
- 3) Якими параметрами кількісно оцінюється шорсткість поверхні? Як їх розрахувати?
- 4) Вкажіть послідовність побудови кривої опорної поверхні
- 5) Поясніть фізичний сенс опорної кривої

Практичне заняття 2
Визначення величини коефіцієнту тертя
(4 години)

Теоретичні відомості

Силова взаємодія твердих тіл при зовнішнім терті буде значно залежати від виду деформацій у зонах контакту й від ступеня насиченості контакту. У зонах фактичного контакту тертьових тіл можуть мати місце пружні, пружно-пластичні й пластичні деформації. Найбільше широко поширені пружно-пластичні деформації. Однак у ряді випадків при розрахунках можна прийняти, що в зонах торкання відбуваються тільки пружні (для поверхонь, оброблених по 10-му класу шорсткості й вище), або пластичні деформації (для поверхонь, оброблених по 8-му класу шорсткості або при контурних тисках $p_c > 10\text{МПа}$). Взаємодія твердих тіл при пружно-пластичних деформаціях вивчена мало. Приведемо формули для обчислення коефіцієнта зовнішнього тертя спокою тільки при пружних і пластичних деформаціях у зонах контакту.

Формули для обчислення коефіцієнта зовнішнього тертя спокою при пружних деформаціях у зоні контакту залежать від його типу.

Ненасичений пружний контакт має місце, коли число контактуючих нерівностей n , менше числа нерівностей на КПК n_c , що відповідає великим контурним тискам

$$p_{cn} \geq 6 \cdot 10^{-3} \Delta^{1/2} \frac{E}{(1 - \mu^2)}. \quad (2.1)$$

Коефіцієнт зовнішнього тертя спокою, що дорівнює відношенню сили тертя до нормального навантаження, буде складатися з молекулярної й деформаційної складових коефіцієнта тертя :

$$f = \frac{2,4\tau_0(1 - \mu^2)r^{1/2}}{v(v - 1)k_1 E h^{1/2}} + \beta + \frac{0,4\alpha_{\text{сф}}h^{1/2}}{k_1 v(v^2 - 1)r^{1/2}}, \quad (2.2)$$

де τ_0 і β - константи, які називають фрикційними параметрами та які залежать від умов роботи пари тертя;

k_1 - константа інтегрування, що залежить від v (рис.3);

μ - коефіцієнт Пуассона; r - v - параметр опорної кривої, E - модуль пружності, $\alpha_{\text{сф}}$ - коефіцієнт гістерезисних втрат при складному напруженому стані. При ковзанні кулькового індентора $\alpha_{\text{сф}} = 2,5\alpha_r$, де α_r - коефіцієнт гістерезисних втрат при простому розтягненні-стисненні. Значення α_r для різних матеріалів наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

матеріал	α_r	матеріал	α_r
Мідь	0,04	Пластмаса	0,08-0,12
Фосфориста бронза	0,04	Гума	0,09-0,13
Дюралюміній	0,03	Дерево	0,2
Загартована сталь	0,02	Шкіра	0,06-0,1

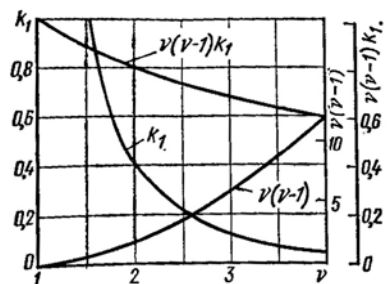


Рисунок 3 – Графік для визначення k_1

Пружний насичений контакт має місце при контурних тисках, коли число контактуючих нерівностей буде дорівнює їхньому числу на КПК. Якщо в стані ненасиченого контакту площа контакту при збільшенні зближення збільшується за рахунок збільшення індивідуальних (одиночних) плям контакту й в основному за рахунок зростання загального числа плям контакту внаслідок входження нових мікронерівностей у контакт, то в стані насиченого контакту зростання площі контакту можливе тільки за рахунок збільшення одиночних плям контакту. При насиченому контакті площа контакту зростає пропорційно зближенню в першому ступені, тоді як при ненасиченому контакті пропорційно ε_y . Однак чіткої границі між насиченим і ненасиченим контактами немає. Коефіцієнт зовнішнього тертя спокою в цьому випадку

$$f = \frac{2,4\tau_0(1-\mu^2)\nu^{1/2}}{E[\nu\varepsilon - (\nu-1)\varepsilon_n]^{1/2}} \left(\frac{r}{R_{\max}}\right)^{1/2} + \beta + \frac{0,2\alpha_{\text{эф}}}{\nu^{1/2}} \left(\frac{R_{\max}}{r}\right)^{1/2} [\nu\varepsilon - (\nu-1)\varepsilon_n]^{1/2}, \quad (2.3)$$

де ε_n — зближення, що відповідає моменту входження всіх нерівностей в контакт. Величина ε_n в залежності від параметрів кривої опорної поверхні визначається наступним виразом:

$$\varepsilon_n = \frac{1}{(bv)^{\nu-1}}. \quad (2.4)$$

При *ненасиченому пластичному контакті*, який виникає за умови:

$$\frac{14,5}{\Delta^2} \left[\frac{HB(1-\mu^2)}{E} \right]^4 \leq \frac{p_c}{HB} \leq 0,062. \quad (2.5)$$

сила зовнішнього тертя спокою чисельно дорівнює опору, що виникає при проорюванні матеріалу поверхні менш твердого елемента пари тертя нерівностями, що впровадилися, і опору, що виникає в результаті міжмолекулярних взаємодій у зонах фактичного контакту. Коефіцієнт зовнішнього тертя спокою при пластичних деформаціях у зонах контакту

$$f = \frac{\tau_0}{HB} + \beta + 0,55\nu(\nu-1)k_1 \left(\frac{h}{r}\right)^{1/2}. \quad (2.6)$$

Таким чином, при пластичних деформаціях у зонах контакту молекулярна складова коефіцієнта зовнішнього тертя не залежить від зближення між поверхнями твердих тел. Деформаційна складова коефіцієнта тертя зі збільшенням зближення зростає. Тому загальний коефіцієнт зовнішнього тертя спокою зі збільшенням впровадження при пластичних деформаціях у зонах контакту збільшується.

Пластичний насичений контакт має місце при контурних тисках, що перевищує значення, обумовлені по формулі.

$$p_c \geq 14,5 \frac{1}{\Delta^2} \frac{HB^5(1-\mu^2)^4}{E^4}. \quad (2.7)$$

У зоні пластичного насиченого контакту коефіцієнт зовнішнього тертя спокою

$$f = \frac{\tau_0}{HB} + \beta + \frac{0,54}{\nu^{1/2}} \left(\frac{h}{r}\right)^{1/2} \left[\nu - (\nu-1) \frac{h_n}{h} \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

де h_n - зближення, що відповідає переходу від ненасиченого до насиченого контакту. Пластичний насичений контакт може мати місце у важконавантажених вузлах тертя, посадках з натягом, ущільненнях і т.д.

Методика обчислення коефіцієнта тертя

При зовнішнім терті стосовно до реальних умов можна знайти деформаційну складову коефіцієнта тертя. Молекулярну складову обчислюють на підставі знайдених експериментально значень фрикційних параметрів τ_0 і β . При обчисленні коефіцієнта зовнішнього тертя треба чітко представляти, які деформації відбуваються в зонах контакту й вид контакту (насичений, ненасичений), що має місце при даних контактних тисках. При цьому можуть зустрітися завдання двох типів, які умовно назовемо прямий і зворотний.

При прямому завданні потрібно по даним значень контурних тисків, мікротопографії поверхонь тертя, механічним властивостям тертьових тіл і фрикційним параметрам молекулярної складової коефіцієнта тертя τ_0 і β визначити коефіцієнт зовнішнього тертя. При зворотному завданню по заданому коефіцієнті, що вимагається у вузлі тертя, підібрати умови роботи пари (тобто знайти молекулярну складову коефіцієнта тертя параметрам τ_0 і β , а отже, матеріали пари тертя й змащення), під шорсткість поверхні й контурні тиски, що забезпечують для матеріалів пари заданий коефіцієнт тертя.

Необхідні обчислення доцільно робити в наступному порядку.

Пряма задача.

1. Визначити механічні характеристики тіл, що контактують, по відповідних довідниках або за допомогою спеціальних іспитів
2. Знайти характеристики шорсткості поверхні, використовуючи для цього табл. 1 (при проектувальних розрахунках) або методики, викладені вище
3. Визначити значення τ й f_m , використовуючи для цієї мети додаток 1 табл. А1
4. Визначити залежно від конструкції вузла тертя контурний тиск, використовуючи рішення Герца.
5. Користуючись формулою (2.7), визначити, які деформації будуть мати місце в зонах фактичного контакту.

6. По формулі
$$p_c = \frac{0,125HB}{\Delta^2} \left(1 - \frac{6\tau_n}{HB}\right)^2$$
 визначити, чи буде виконуватися в даному вузлі умови зовнішнього тертя.

7. По формулах (2.1), (2.5) визначити стан насиченості контакту
 8. Використовуючи для відповідного випадку формулу, обчислити коефіцієнт тертя.
- Зворотне завдання.

1. Стосовно до даних умов роботи орієнтовно підібрати по табл. А1 молекулярну складову коефіцієнта й матеріали, що забезпечують роботу вузла тертя.
2. Виходячи з конструкції вузла тертя й обраних матеріалів, визначити контурні тиски по Герцу.
3. Використовуючи формулу (2.7), орієнтовно визначити вид деформації у зонах контакту.
4. Використовуючи формули (2.1) або (2.5), визначити ступінь насиченості контакту.
5. Стосовно до отриманих результатів, варіюючи значеннями топографії поверхні й контурних тисків, але не виходячи з виду контактної взаємодії твердих тіл, домогтися потрібного коефіцієнту тертя.

Задача 1

Для насиченого пружного контакту обчислити коефіцієнт тертя спокою в напрямних верстата при номінальному тиску $p = 0,4$ МПа (4 кгс/см^2). Напрямна верстата виготовлена з конструкційної сталі НВ250, оброблена плоским шліфуванням по 9- му класі шорсткості. При роботі контактує з деталлю із фторопласту $E = 10^3$ МПа (10^4 кгс/см^2); $\alpha = 0,15$; НВ 3,1; $\mu=0,5$.

Задача 2

. Вузол трення - дискова муфта зчеплення. Номінальний тиск $p_a - 4 \text{ кгс/см}^2$. Маховик і натискний диск виготовлені з СЧ 15- 32. Параметри кривої опорної поверхні $b = v = 2$; $\Delta = 5,38 \times 10^{-2}$ (див. табл. 1.1). Твердість маховика й натискного диска НВ 250. Накладки виготов-

лені з композиційного матеріалу твердістю НВ 10. Модуль пружності $E = 3700 \text{ МПа}$ (37000 кгс/мм^2). Робоча температура муфти зчеплення $t = 60^\circ\text{C}$. Величину молекулярної складового коефіцієнта тертя в цих умовах знайдемо по табл. А.1: $f_m \approx 0,15$. Внаслідок малої твердості фрикційних накладок можна припустити, що номінальний тиск буде дорівнює контурному, контакт пластичний.

Контрольні питання

- 1 Які типи контакту мають місце в парі тертя?
- 2 За яких умов контакт пружний?
- 3 Що визначає ступінь насиченості контакту?
- 4 Від яких параметрів залежить коефіцієнт тертя при пружному контакті?
- 5 Від яких параметрів залежить коефіцієнт тертя при пластичному контакті?
- 6 Вкажіть послідовність дій для обчислення коефіцієнту тертя.

Практичне заняття №3
Визначення величини лінійного зношування

Зношування звичайно характеризують лінійною інтенсивністю зношування:

$$I = \frac{V_{\Sigma}}{A_a L} = \frac{U}{L}, \quad (3.1)$$

де L - шлях тертя; V_{Σ} - об'єм матеріалу, видаленого на шляху тертя L .

З огляду на те, що в терті бере участь тільки фактична площа торкання, введемо поняття питомого зношування :

$$i_h = \frac{V_d}{A_r d}, \quad (3.2)$$

де d - середній діаметр плями контакту торкання; V_d - об'єм матеріалу, видаленого із площі A_r при зрушенні на шлях d (у результаті одного акту взаємодії нерівностей). Після математичних перетворень маємо:

$$I = i_h \frac{A_r}{A_a} = i_h \frac{p_a}{p_r} \quad (3.3)$$

Для множинного контакту одержуємо основне рівняння для розрахунку зношування

$$I = K_1 \alpha \sqrt{\frac{h}{r}} \frac{p_a}{p_r} \frac{1}{n}, \quad (3.4)$$

де K_1 - множник, обумовлений геометричною конфігурацією й розташуванням по висоті одиничних нерівностей на поверхнях твердих тіл, звичайно $K_1 \approx 0,2$, $\alpha = A_a / A_r$ - коефіцієнт перекриття

. Після математичних перетворень основне рівняння для розрахунку зношування прийме вигляд:

$$I = K_2 \alpha K_{\text{тр}} p^{1 + \frac{t_y}{2\nu + 1}} \frac{2\nu t_y}{E^{2\nu + 1}} \Delta^{-1} \frac{\nu t_y}{2\nu + 1} \left(\frac{k f_M}{\sigma_0} \right)^{t_y}, \quad (3.5)$$

де $K_2 = 0,5^{t_y - 1} \cdot \frac{1}{2\nu} \cdot 2 \frac{1}{2\nu} K_1$; ν - параметр опорної кривої (див. табл.2.2), t_y - параметр кривої фрикційної втомлювальності (див табл.2.1), $K_{\text{тр}}$ - поправний коефіцієнт (рис. 4), Δ - загальний параметр шорсткості (див. табл.2.2), p - номінальний тиск в парі тертя; f_M - коефіцієнт тертя, E - модуль пружності більш м'якого (зношуваного) матеріалу, де k - коефіцієнт, що характеризує напружений стан на контакті, залежить від природи матеріалу; для крихких матеріалів $k = 5$, для високоеластичних $k=3$, σ_0 - напруження руйнування при однократному навантаженні (див табл.2.1),

Таблиця 2.1

Матеріал	σ_0 , кгс/см ²	t_y	Матеріал	σ_0 , кгс/см ²	t_y
Сталь 45	7000	7,9	Резина на основі бутадиєнстирольного каучука:		
Чугун 4НМХ	6600	4,1	протекторная*	1 600	3,4
Графіти марок:			уплотнительная при		
АГ-1500	200	2,0	100°С	216	4,8
АО-1500	250	2,6	Полиформальдегид	1470	1,3
АМС	800	2,4	Поликарбонат	8 400	2,9
Електрографит	2750	6,7	Эпоксидная смола без на-		
НИГРАН	250	2,0	полнителя	1 800	4,6
Резини при модуле упругості E , кгс/см ² :			К-82	14 200	3,1
22	2110	3,0	Фторопласт-4	630	5,0
28	1460	3,4	Ретинакс ФК-240	11 840	12,6
32,5	8500	3,6	АФ-ЗАМ	27 300	2,9
			Капролон	6 300	2,6

Таблица 2.2 – Показники щорсткості поверхні

Вид обработки	Класс шероховатости	R_{\max} , мкм	r , мкм	b	v	Δ
Круглое шлифование	7	9,4	8	0,6	2,0	$1,6 \cdot 10^{-1}$
	8	4,7	12	0,9	1,9	$4,1 \cdot 10^{-2}$
	9	2,4	20	1,3	1,9	$9,6 \cdot 10^{-2}$
	10	1,2	30	2,0	1,9	$2,8 \cdot 10^{-2}$
Внутреннее шлифование	6	18	5	0,6	2,0	$49,6 \cdot 10^{-1}$
	7	9,4	8	0,9	1,9	$13,0 \cdot 10^{-1}$
	8	4,7	13	1,1	1,8	$3,6 \cdot 10^{-1}$
	9	2,4	18	1,4	1,7	$1,1 \cdot 10^{-1}$
Плоское шлифование	5	37	35	0,6	2,2	$1,24 \cdot 10^0$
	6	18	100	0,9	1,9	$2 \cdot 10^{-1}$
	7	9,4	180	1,0	1,8	$6 \cdot 10^{-2}$
	8	4,7	370	1,6	1,8	$1,3 \cdot 10^{-2}$
	9	2,4	550	2,3	1,6	$2,64 \cdot 10^{-3}$
Полирование	8	4,7	230	2,0	1,7	$1,4 \cdot 10^{-2}$
	9	2,4	450	2,5	1,6	$3,0 \cdot 10^{-3}$
	10	1,2	670	3,5	1,5	$7,8 \cdot 10^{-4}$
Точение	5	37	15	1,0	2,1	$2,50 \cdot 10^0$
	6	18	20	1,4	1,9	$7,9 \cdot 10^{-1}$
	7	9,4	35	1,8	1,8	$1,9 \cdot 10^{-1}$
	8	4,7	55	2,0	1,6	$6,3 \cdot 10^{-2}$
Торцовое фрезерование	5	37	420	0,4	2,2	$1,4 \cdot 10^{-1}$
	6	18	900	0,5	1,6	$3,0 \cdot 10^{-2}$
	7	8	1300	0,6	1,4	$1 \cdot 10^{-2}$
Доводка цилиндрических поверхностей	10	1,2	30	2,5	1,5	$2,2 \cdot 10^{-2}$
	11	0,6	40	2,6	1,4	$7,7 \cdot 10^{-3}$
	12	0,3	55	2,6	1,3	$2,6 \cdot 10^{-3}$
	13	0,15	75	3,3	1,2	$7,4 \cdot 10^{-4}$
Доводка плоскостей	10	1,2	300	2,4	1,6	$2,34 \cdot 10^{-3}$
	11	0,6	500	3,0	1,4	$3,5 \cdot 10^{-4}$
	12	0,3	1000	3,3	1,2	$1,2 \cdot 10^{-4}$
	13	0,15	3000	4,5	1,1	$1,35 \cdot 10^{-5}$
Хонингование	8	4,7	15	0,7	1,8	$0,37 \cdot 10^{-2}$
	9	2,4	20	1,0	1,7	$1,2 \cdot 10^{-1}$
	10	1,2	35	1,9	1,6	$2,26 \cdot 10^{-2}$
	11	0,6	70	2,5	1,6	$4,65 \cdot 10^{-3}$

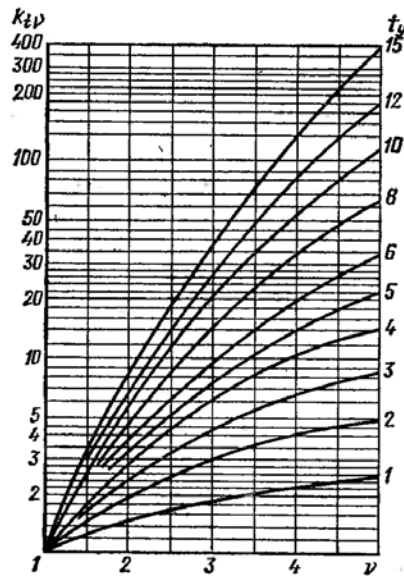


Рисунок 4 – Номограма для визначення K_{tv}

ЗАДАЧА

Розрахувати інтенсивність зношування пари тертя торцевого ущільнення, що складає із фланця зі сталі 45, і ущільнювального кільця з капролону. Поверхня тертя оброблена круглим шліфуванням по 9 класу. Номінальний тиск становить 0,4 МПа. Коефіцієнт тертя 0,15. Діаметр кільця 60 мм. Визначити зношування кільця після 50000 обертів. Модуль пружності капролону: $E = 1000 \text{ МПа}$ ($10\,000 \text{ кгс/см}^2$).

Контрольні питання

- 1 Які показники характеризують величину лінійного зношування?
- 2 Від яких параметрів залежить зношення в парі тертя?
- 3 По якому з матеріалів (з більшими чи меншими властивостями) ведуть розрахунок зношування?
- 4 Наведіть методику розрахунку лінійного зношування.

Практичне заняття № 4

Розрахунок пари тертя підшипника ковзання

Теоретичні відомості

Вихідними даними для розрахунку контактних параметрів підшипників ковзання є:

- а) конструктивні характеристики підшипникового вузла γ_1^* , γ_2 ; γ);
- б) механічні властивості матеріалів втулки (ш) і вала ($E_1 \setminus \psi_2$);
- в) діюче навантаження (P).

Крім того, слід пам'ятати, що всі розрахункові співвідношення, наведені в цьому розділі, можуть бути застосовані до вузла тертя, у якого $f < 0,3$.

Для розрахунку контактних параметрів користуватися рішенням Г. Герца можна для випадку внутрішнього торкання циліндрів, якщо виконується умова:

$$\alpha[(1-\mu_1^2) + (1-\mu_2^2)\psi] \leq 0.092$$

де $\alpha = P_0/E_1\epsilon$; $\psi = E_1/E_2$

P_0 – навантаження на одиницю довжини; $\epsilon = R_1 - R_2$ - радіальний зазор сполучення. Індекс 1 відноситься до матеріалу втулки: індекс 2 - до матеріалу вала.

Розрізняють два випадки.

Перший – коли $\psi < 10^{-2}$. При рішенні цього завдання передбачається :

1. Втулка деформується пружно, а матеріал її характеризується ізотропією пружних властивостей.
2. Вал і обойма є недеформуємими елементами.
3. Тангенціальні напруження на дузі контакту відсутні, тому що коефіцієнт тертя в підшипниках ковзання малий ($f < 0,3$).
4. Навантаження P рівномірно розподілене по довжині L , тобто $P_0 = P/L$

Середні тиски на контакті $p = P_0/2R_1\varphi_0$

де φ_0 – кут контакту в підшипнику, визначаються зі співвідношення

$$\bar{p} \frac{2kR_1}{E_1\epsilon} = \varphi_2(\varphi_0), \text{ где } \varphi_2(\varphi_0) = \frac{2\varphi_0 - \sin 2\varphi_0}{\varphi_0 \cos \varphi_0}$$

. Множник k є функцією відносної товщини втулки $\gamma = R_1/R$ і коефіцієнта Пуассона матеріалу втулки μ_1

Для матеріалів з коефіцієнтом Пуассона $\mu_1 = 0,5$:

$$k = \frac{3}{2} \frac{1-\gamma}{\gamma}$$

для суцільний втулки:

$$p(\varphi) \frac{R_1}{E_1\epsilon} = \frac{4}{3} \frac{\gamma}{1-\gamma} \left(\frac{\cos \varphi - \cos \varphi_0}{\cos \varphi_0} + \frac{\operatorname{tg} \varphi_0 - \varphi_0}{\pi - \varphi_0} \right);$$

та для розрізної втулки:

$$p(\varphi) \frac{R_1}{E_1\epsilon} = \frac{4}{3} \frac{\gamma}{1-\gamma} \left(\frac{\cos \varphi - \cos \varphi_0}{\cos \varphi_0} \right)$$

Підставивши в формули значення $\varphi_0=0$, визначимо максимальний тиск у втулці.

Другий випадок: коли $\psi > 10^{-2}$. Цьому випадку відповідають підшипники з металевими вкладишами, а також підшипники, оснащені тонкими антифрикційними покриттями.

Рішення контактної задачі в такій постановці зводиться до інтегро-диференційного рівняння відносно функції $p(\varphi)$. Чисельне рішення цього рівняння показало, що як апроксимуюча функція залежності напівкута контакту від безрозмірного параметра α може бути обрана функція виду

$$\varphi_0 = C \left(\frac{\alpha}{1+\alpha} \right)^n$$

Формули для розрахунку показника ступеня n наведені в табл..

Коефіцієнт C в формулі визначається виразом

$$C = 0,32 \left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right)^n$$

де $C_0 = \frac{\pi}{4} [(1 - \mu_1^2) + (1 - \mu_2^2)\psi]$.

Тоді

$$\varphi_0 = 0,32 \left[\left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right) \frac{\alpha}{\alpha + 1} \right]^n$$

Таблиця 4.1 . Формули для розрахунку показника ступеня n

$10 \geq \psi \geq 0,1$	$\psi > 10$	$\psi < 0,1$
$n = m_1\mu_1 + m_2\mu_2 + n_0^*$ $m_1 = 0,07 (1 - \lg \psi)$ $m_2 = 0,20 (1 + \lg \psi)$	$n = 0,41\mu_2 + 0,45$	$n = 0,16\mu_1 + 0,55$

Схема розрахунку наступна. 1. Перевіряють можливість розрахунку контактних параметрів підшипника ковзання по теорії Герца [див. формулу (1)]. Якщо нерівність (1) виконується, то кут охоплення розраховують по формулі (2), тиск в межах зони контакту по формулі (3), максимальний тиск у центрі зони контакту по формулі (4).

2. Якщо нерівність (1) не виконується, то визначають параметр ψ . Якщо він виявляється менше $\psi < 0,01$, то розрахунок ведуть у наступному порядку.

А. У випадку $\mu_1 < 0,5$ за графіком або розрахунковим шляхом знаходять значення k. При $\mu_1 = 0,5$ k визначають по формулі (6).

Б. При $\mu_1 < 0,5$ і для розрізної втулки при $\mu_1 = 0,5$ обчислюють ліву частину рівняння:

$$k \frac{P_0}{E_1 \varepsilon} = \varphi(\varphi_0).$$

де $\varphi(\varphi_0) = \frac{2\varphi_0 - \sin 2\varphi_0}{\cos \varphi_0}$

Відкладаючи отримані значення по осі ординат, за допомогою графіка (див. мал. 2, а) визначають кут охоплення $2\varphi_0$. При $\mu_1 = 0,5$ для суцільної втулки обчислюють ліву частину рівняння (7) і за графіком (див. рис. 4,б) визначають кут охоплення.

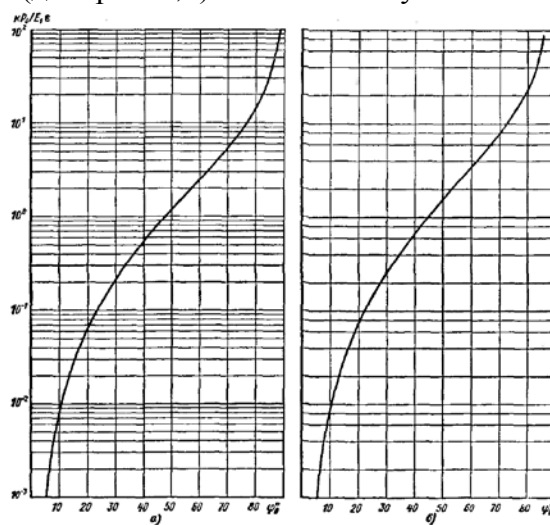


Рисунок - До визначення φ_0

В. По відомому куті φ_0 підраховують максимальний тиск у зоні контакту p_m для чого ви-

користують формулу
$$p_m = \frac{2E_1\varepsilon}{kR_1} \frac{1 - \cos \varphi_0}{\cos \varphi_0} \quad (\text{для } \mu_1 < 0,5),$$
 Середні тиски на контакті \bar{p} визначають по формулі

$$\bar{p} = \frac{P_0}{2R_1\varphi_0}$$

3. Якщо $\psi > 0,01$, то такий підшипниковий вузол розраховують по формулах, що відповідає другому випадку, і схема розрахунку виглядає в такий спосіб.

А. Залежно від значення ψ обчислюють показник ступеня n по одній з формул табл. 4.1 з використанням графіка, наведеного на рис.

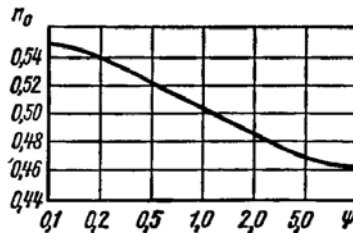


Рисунок – До визначення n_0

Б. По формулі (14) визначають коефіцієнт C_0 і далі по формулі (15) розраховують кут охоплення $2\varphi_0$.

$$C = 0,32 \left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right)^n \quad \varphi_0 = 0,32 \left[\left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right) \frac{\alpha}{\alpha + 1} \right]^n$$

В. Тиск у межах зони контакту розраховують по формулі (3), максимальний тиск у центрі дуги контакту по формулі (16), середній тиск визначають по формулі (17).

На закінчення зробимо одне додаткове зауваження. Часто на робочі поверхні підшипників ковзання наносять спеціальні покриття, що поліпшують фрикційні й зношувальні характеристики вузла тертя. Якщо товщина покриття δ

мала в порівнянні з розмірами дуги контакту $\lambda = \frac{\delta}{R_1\varphi_0} \leq 0,1$, то в наведених вище розрахунках не враховують його механічні властивості. Якщо $\lambda > 10$, то покриття вважається товстощаровим, і в розрахунках ураховують саме його механічні властивості, а тіло, на яке воно нанесено, приймають недеформувемим.

Задача

Підшипниковий вузол тертя без змащення складається зі сталевого вала, на поверхні якого нанесене покриття полімерної композиції ФКН-7 товщиною $\delta = 0,25$ мм, і втулки, виконаної зі сталі. Розміри сполучення: $R_2 = 25$ мм; $L = 50$ мм; початковий зазор $\varepsilon(0) = 0,05$ мм. Механічні властивості матеріалів: для сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа ($2 \cdot 10^6$ кгс/см²); $\mu = 0,3$; для ФКН-7 $E = 1,15 \cdot 10^3$ МПа ($1,15 \cdot 10^4$ кгс/см²); $\mu = 0,4$. Параметри елементного закону зношування: $K = 4,8 \cdot 10^{12}$; $m = 1,4$. Коефіцієнт тертя $f = 0,19$. Навантаження на підшипник $P = 5000$ Н.

Визначити тиск у підшипнику та ресурс сполучення за умови, що гранично припустимий зазор сполучення $\varepsilon^* = 0,2$ мм.

Практичне заняття № 5
Розрахунок дискових фрикційних муфт
(4 години)

Теоретичні відомості

Муфти служать для підключення головного виконавчого механізму машини до безупинно обертових джерел енергії - ротору двигуна й маховику й передачі необхідного крутного моменту на головний робочий вал машини.

По конструкції пневмофрикційні муфти діляться на два типи: муфти із фрикційними вставками, (рис. 9) і муфти з накладками (рис 10) Муфти зі вставками - однодискові й застосовуються на пресах малих і середніх зусиль ($M_k \leq 150$ кН м). Муфти з накладками, як правило, багатодискові й застосовуються на великих пресах при передачі крутного моменту вище 150 кН м.

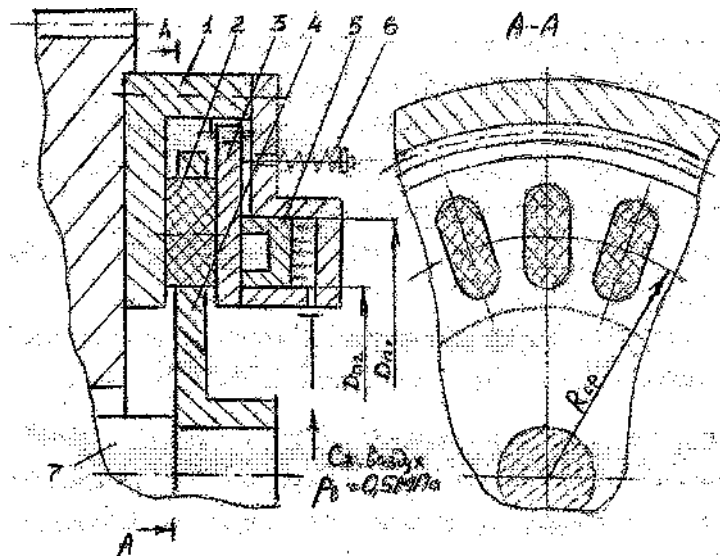


Рисунок – Схема муфти зі вставками

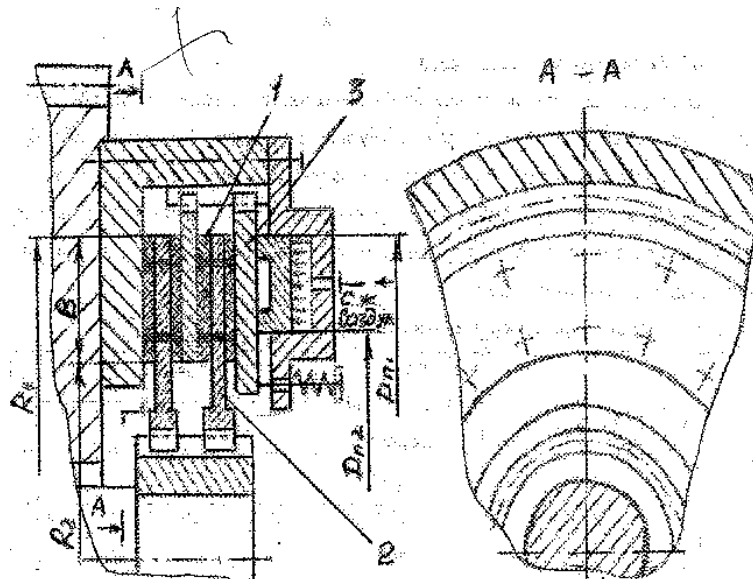


Рисунок – Схема муфти з накладками

Величину моменту, що передається муфтою, визначають по формулі

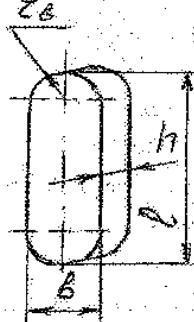
$$M_m = \frac{\beta M_{\text{кmax}}}{i_m \eta_{\text{зп}}}$$

де $\beta = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу, i_m – передатне число між муфтою та вихідним валом; $\eta_{\text{зп}}$ – ККД зубчастих передач, $M_{\text{кmax}}$ – максимальний крутний момент на вихідному валу

Розрахунок муфт зі вставками

Фрикційні елементи "вставки" виконують круглої або овальної форми із матеріалів, що мають високий коефіцієнт тертя (табл. 6). Вони з деяким зазором вставляються у відповідні прорізи веденого диска (див.рис. 9) і при включенні муфти затискаються між натискним і опорним дисками, передаючи крутний момент своєю боковою поверхнею, що опирається на ведений диск.

Таблиця 5.1 Параметри фрикційних вставок

Вигляд вставки	Площа тертя з одного боку $F_B, \text{мм}^2$	Розміри вставок			
		b, мм	l, мм	r б мм	h, мм
	1450	30	55	15	20
	1860	40	55	20	20
	2250	40	75	20	30
	3730	60	75	30	30
	5850	60	110	30	40
	8050	70	130	35	40
	10400	80	150	40	40
	13500	90	170	45	40
	19400	110	200	55	50
Коефіцієнт тертя спокою μ_c		0,38...0,42			
Коефіцієнт тертя руху μ_p		0,42...0,44			
Допустимий тиск на поверхні вставки, МПа		1,8...2,0			

Після визначення розрахункового моменту, переданого муфтою, необхідно скористатися даними табл. 7 і вибрати основні параметри муфти. При цьому в подальших розрахунках використовувати не табличний, а розрахунковий M_m

Після вибору середнього радіуса тертя $R_{\text{ср}}$, розміру й кількості вставок для муфти визначають тиск, що розвивається на поверхнях тертя вставок, і порівнюють його із тим, що допускається.

$$q_b = \frac{M}{2\mu_c n_B R_{\text{ср}} F_B} \leq [q_b] = 1,8 \dots 2 \text{ МПа}$$

де q_b - тиск на поверхні вставок; μ_c - коефіцієнт тертя спокою (див. табл. 6), $R_{\text{ср}}$ - середній радіус тертя (див. табл. 7); F_B - площа тертя вставки з однієї сторони (див. табл. 6 і 7); n_B - кількість вставок у муфті

Якщо отримане q_b перевищує припустиме, то збільшують $R_{\text{ср}}$ і, якщо необхідно, розміри вставок. Муфта буде незадовільно працювати як при занадто великому q_b , так і при занадто малому. Працездатність муфти перевіряють по показнику зношування K_3 , що не повинен перевищувати допустимого значення

$$K_3 = a_m \frac{I_{BM} \omega_1^2}{2F_g} p n_{np}$$

де $a = 1,05 \dots 1,15$; I_{BM} – момент інерції ведених частин, приведений до валу муфти; ω_1 - кутова швидкість ведучого валу; p – коефіцієнт використання числа ходів, залежить від типу машини

Розраховані по цій формулі значення показника зношування не повинні перевищувати для однодискових муфт і гальм зі вставками з ретинакса відповідно 0, 7-0,8 і 0,6-0,7 МДж/(м² хв), для багатодискових муфт і гальм з накладками з феродо відповідно 0, 4-0,5 і 0, 3-0,4 МДж/(м² хв), а для стрічкових гальм 1- 1,2 МДж/(м² хв).

Порядок розрахунку муфт зі вставками

- 1 Визначають розрахунковий момент, передаваній муфтою.
- 2 По табл. вибирають основні параметри муфти.
- 3 По табл. визначають основні розміри вставки й дають ескіз вставки із вказівкою розмірів.
- 4 Визначають тиск, що розвивається на поверхнях вставок, і порівнюють його із припустимим.
- 5 Визначають коефіцієнт зношування муфти до^м і порівнюють його із припустимим.

Таблиця 5.2 – параметри муфт зі вставками

Крутний момент, що передається М*кН-м	Середній радіус тертя R _{ср} , мм	Площа тертя Вставки з однієї сторони F _б , мм ²	Кількість вставок n _в шт
0,4	85	1450	6
0,8	90	1860.	6
1,6	110	2250	6
3,15	160	2250 :	6
6,3	170	3730	6
12,5	210	5850	6
18,0 :	250	: 5850	6
25,0	280	8050..	6
35,5.	330	10400	'6
50,0	350	13560	6
71,0	410	13560	8
100	450	19400	8
140	500	19400	9

Задача.

Розрахувати параметри муфти зі вставками для передачі крутного моменту

Практичне заняття № 7
Розрахунок параметрів систем пластичного змащення

Теоретичні відомості

До основних завдань, які вирішують при проектуванні централізованих систем пластичного змащення, відносяться розрахунок і вибір дволінійних живильників, насосних установок та магістральних трубопроводів.

Дволінійні живильники пластичного змащення характеризуються номінальною подачею, що залежить від умов експлуатації, періодичності роботи систем, конструктивних (діаметр, довжина підшипника, діаметральний зазор, якість третьових поверхонь) і енергосилових (навантаження, швидкість) параметрів вузлів тертя. Зміни у часі цих параметрів описуються рівняннями теорії випадкових процесів, що перешкоджає розробці теоретичних методів розрахунку витрати пластичного змащення, необхідного для нормальної роботи вузлів тертя. Відомі в цей час методики є наближеними. Тому в конструкцію живильника уведений індивідуальний пристрій регулювання ходу поршня.

Методика ВНДІМЕТМАШ, заснована на результатах статистичного дослідження реальних вузлів тертя, рекомендує розраховувати норму витрати пластичної мастила ($\text{см}^3/\text{м}^2 \cdot \text{год}$) так:

$$q = 11 \cdot k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 \quad (7.1)$$

де $11 \text{ см}^3/\text{м}^2 \cdot \text{год}$ - мінімальна норма витрати змащення для підшипників діаметром $d \leq 100$ мм при кутовій швидкості $\omega = 10$ рад/с;

k_1 - коефіцієнт, що враховує залежність норми витрати змащення від діаметра підшипника (при $d \leq 100$ мм $k_1=1$, при $d > 100$ мм $k_1= 1 + 4 (d - 100) \cdot 10^{-3}$ - підшипники ковзання, $k_1= 1 + (d - 100) \cdot 10^{-3}$ - підшипники кочення);

k_2 - коефіцієнт, що характеризує залежність норми витрати змащення від частоти обертання $n=30 \omega/\pi$, (при $n \leq 100$ об/хв. $k_2=1$, при $n > 100$ об/хв. $k_2= 1 + 4 (n - 100) \cdot 10^{-3}$),

k_3 - коефіцієнт, що враховує вплив якості третьових поверхонь на норму витрати змащення (при гарній якості, тобто коли сумарна площа дефектів не перевищує 5% контактної поверхні, $k_3= 1$, а при задовільній $k_3= 1,3$);

k_4 - коефіцієнт, що залежить від робочої температури підшипника (якщо $t < 75$ °С, то $k_4=1$, якщо $t = 75 \dots 150$ °С, то $k_4 = 1,2$);

k_5 – коефіцієнт, що враховує характер навантаження ($k_5= 1,1$, коли робоче навантаження перевищує, й $k_5= 1$, коли не перевищує проектне значення).

Об'єм пластичного змащення, що періодично подається живильником у підшипник кочення або ковзання

$$V = q F T \quad (7.2)$$

де F - площа контактної поверхні підшипника; T - тривалість циклу змазування (період між двома послідовними подачами змащення).

Тривалість циклу змазування залежить від конструктивних особливостей та умов експлуатації вузлів тертя. Зазвичай $T= 0,4 \dots 2$ год.

По визначеній величині V вибирають живильник з найближчим більшим значенням номінальної подачі (табл. 7.1)

Методику ВНДІМЕТМАШу можна використовувати й при виборі дволінійних живильників для плоских напрямних, які заміняють умовами підшипниками ковзання з довжиною, що дорівнює ширині плоскої напрямної, діаметром $d_y = L/\pi$, частотою обертання $n = 60 v / \pi d_y$

де L - довжина плоскої напрямної; v - швидкість руху об'єкту по напрямній.

Вид системи змащення вибирають залежно від режиму роботи машин, кількості вузлів тертя й характеру їхнього розташування. Централізовану ручну систему пластичного змащення використовують для машин короткочасного режиму роботи і для окремо

встановлених машин повторно-короткочасного й тривалого режимів роботи з невеликою кількістю вузлів тертя. Групи машин повторно-короткочасного або тривалого режиму роботи, об'єднані загальним технологічним процесом, оснащують централізованими автоматичними системами.

Таблиця 7.1 Основні параметри дволінійних живильників

Число відводів		Номинальна подача в один відвід см ³ /хід	Межі регулювання подачі, см ³ /хід
Тип 1	Тип 2		
1...8	-	0,25	0,1...0,25
	-	0,5	0,25...0,5
	1...4	1	0,5...1
	-	2	0,5...2
	-	5	1,5...5
	1...2	10	3...10
	1	25	9...25

При розрахунку централізованих ручних систем пластичного змащення як вихідний параметр приймають частоту перезарядження резервуарів. Якщо прийняти частоту, рівну одного разу на добу, то перезарядку може виконувати ремонтний персонал у денну зміну, що зручно з експлуатаційної точки зору.

Витрата пластичного змащення (за один цикл роботи системи)

$$Q_{ц} = \sum a_i V_i \quad (7.3)$$

де a_i - кількість дволінійних живильників даного розміру; V_i - номінальна подача живильників даного розміру, см³/хід.

Число циклів роботи системи в добу

$$n_{ц} = 24 / T \quad (7.4)$$

де T - тривалість циклу змазування.

Добова витрата пластичного змащення

$$Q_{д} = n_{ц} Q_{ц} \quad (7.5)$$

Необхідна кількість централізованих ручних систем пластичного змащення

$$N_{ц} = \frac{Q_{д}}{\alpha_c V_p} \quad (7.6)$$

де α_c - коефіцієнт заповнення резервуара ($\alpha_c = 0,85..0,9$); V_p - об'єм резервуара.

Розрахункова подача насоса автоматичної системи пластичного змащення для заданої групи машин _

$$P_{н} = \frac{Q_{ц}}{\beta T_{н}} \quad (7.7)$$

де β - коефіцієнт, що враховує зменшення подачі при зношуванні насоса ($\beta = 0,75..0,8$);
 $T_{н}$ - час нагнітання змащення ($T_{н} = 5..20$ хв).

Тоді число автоматичних систем пластичного змащення

$$N_{а} = P_{н} / P_{к} \quad (7.8)$$

де $P_{к}$ - подача прийнятого насоса.

Діаметр трубопроводів можна приймати по наступній емпіричній формулі:

$$D = 0,5 + 0,4 L_T$$

де D - діаметр умовного проходу, мм; L_T - довжина трубопроводу, м.

Задача 1

Контрольні питання

- 1 Які живильники використовують в системах пластичного змащення?
- 2 Від чого залежить норма витрати пластичного змащення?
- 3 Вкажіть послідовність розрахунку за методикою ВНДІМЕТМАШу об'єму пластичного мастила, що подається живильником .
- 4 В яких випадках використовують ручну, а в яких – автоматичну систему змащення?
- 5 Чому дорівнює зазвичай цикл змазування?
- 6 Як розрахувати необхідну кількість централізованих ручних систем пластичного змащення?
- 7 Як визначити розрахункову подачу насоса автоматичної системи пластичного змащення?

Практичне заняття № 8
Розрахунок параметрів систем рідкого змащення

Теоретичні відомості

Циркуляційні системи рідкого змащення призначені для автоматичної подачі у вузли тертя очищеного й охолодженого рідкого мастила під тиском.

При проектуванні систем рідкого мастила необхідно вибрати метод змазування й сорт масла, розрахувати подачу насосної установки або обсяг мастильного матеріалу, що заливається в корпус, і параметри основних агрегатів.

Сорт мінерального масла визначається в'язкістю. Відомі в наш час методики дозволяють обчислити цей показник для окремих вузлів тертя (підшипники ковзання, зубчасті зачеплення).

В'язкість масла, застосовуваного в зубчастих зачепленнях:

$$VU_{50} = 5 \cdot 10^{-3} m q$$

де VU_{50} - умовна в'язкість масла при температурі 50 °С;

m - коефіцієнт, що залежить від окружної швидкості зубчастих коліс (наприклад, якщо $V < 8$ м/с, то $m = 1,6$);

q - питоме навантаження на одиницю довжини зуба, Н/см.

Якщо робоча температура масла вище 50 °С, у формулу вводиться виправлення. Тоді

$$VU = 5 * 10^{-3} m q \left(\frac{t}{50} \right)^{-a}$$

тут $a = 2.3 + \left(0.05 VU_{50} - \frac{0.04}{VU_{50}} \right)$

Для підшипників ковзання динамічна в'язкість

$$\mu = \frac{10^{-1}}{m_1} \left(\frac{D-d}{d} \right)^2 \frac{p}{\omega}$$

де m_1 – безрозмірний критерій Зоммерфельда (табл. 8.1), D – внутрішній діаметр підшипника, мм; d - діаметр вала, мм; p - робочий тиск, Па; ω - кутова швидкість вала, рад/с.

Таблиця 8.1

Значення критерію Зоммерфельда

$\frac{l}{d}$	d , мм								
	30	40	50	60	70	80	100	150	200
m_1 при $\frac{D-d}{d} = 0,001$									
0,6	0,28	0,35	0,42	0,53	0,65	0,8	1	2,7	3
0,8	0,44	0,54	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	2,7	4
1,0	0,58	0,72	0,85	1,00	1,20	1,5	1,9	3,3	4,5
1,2	0,70	0,80	1,00	1,20	1,40	1,7	2,2	3,7	5,0
m_1 при $\frac{D-d}{d} = 0,002$									
0,6	0,42	0,53	0,65	0,80	1,00	1,4	2,0	3,0	5,0
0,8	0,64	0,80	0,95	1,20	1,50	1,9	2,7	4,0	6,0
1,0	0,85	1,00	1,20	1,50	1,90	2,4	3,3	4,5	7,0
1,2	1,00	1,20	1,40	1,70	2,20	2,6	3,7	5,0	8,0
m_1 при $\frac{D-d}{d} = 0,003$									
0,6	0,65	0,80	1,00	1,40	2,00	3,0	4,0	5,0	6,0
0,8	0,95	1,20	1,50	1,90	2,70	4,0	5,0	6,0	8,0
1,0	1,20	1,50	1,90	2,40	3,30	4,5	6,0	7,0	9,0
1,2	1,40	1,70	2,20	2,60	3,70	5,0	6,5	8,0	10,0

Необхідну в'язкість масла для машин, що складаються з різних вузлів тертя (наприклад, редуктор), визначають експериментально. По (8.1) і (8.2) обчислюють в'язкість по кожному вузлу тертя. У результаті одержують ряд в'язкостей $\nu_{50\min} \dots \nu_{\max}$.

Метод змазування вибирають на основі аналізу теплового балансу. Кількість теплоти (Дж/хв), що виділяється у вузлах тертя машин

$$Q_1 = 7.76 \sum_{i=1}^n (1 - \eta_i) N_i$$

де n - кількість вузлів тертя в машині; η_i - ККД i -го вузла тертя; N_i - передана потужність.

Кількість теплоти, що може бути відведена в навколишній простір через стінки корпусу й кришку:

$$Q_2 = k(T_2 - T_1) F$$

де k - загальний коефіцієнт теплопередачі в навколишнє середовище;

T_2 - робоча температура масла; T_1 - температура навколишнього середовища;

F - площа поверхні машини, через яку теплота виділяється в навколишній простір

Загальний коефіцієнт теплопередачі визначають за формулою:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{s}{\chi} + \frac{1}{\lambda_2}}$$

де λ_1, λ_2 - коефіцієнти теплопередачі від мастила до корпусу та від корпусу в навколишнє середовище відповідно; s - товщина стінки корпусу; χ - коефіцієнти теплопровідності матеріалу корпусу.

При аналізі теплового балансу можливі два варіанти.

1) $Q_1 > Q_2$ - вся теплота, що виділяється у вузлах тертя, не може бути відведена в навколишній простір теплопередачею. Тому використання циркуляційних систем рідкого мастила дозволяє відвести надлишок теплоти.

2) $Q_1 < Q_2$ Вся теплота, що виділяється у вузлах тертя, приділяється в навколишній простір теплопередачею. Отже, застосовуємо будь-який метод змазування.

Подача насосної установки при циркуляційному змащенні залежить, від прийнятого температурного перепаду масла й визначається так:

$$P = \frac{Q_1 - Q_2}{\xi c \gamma \Delta T}$$

де ξ - коефіцієнт, що враховує ступінь використання масла у вузлах тертя ($\xi = 0,5 \dots 0,8$); c - питома теплоємність масла; γ - об'ємна маса мастила; ΔT - підвищення температури масла, що допускається при роботі циркуляційної системи змащення.

Об'єм масла, що заливається в корпус, розраховують по глибині занурення зуба в масло:

$$V_1 = (h_1 + h_2) F_0$$

або по переданій потужності

$$V_2 = (0,3 \dots 0,5) N$$

де h_1 - глибина занурення зуба в масло, приймають рівною чотирьом модулям зубу; h_2 - зазор між зубчастим колесом і днищем корпусу; F_0 - площа днища корпусу; N - передана потужність, кВт.

Із двох значень V_1 та V_2 приймають більше.

Розрахункова площа поверхні маслоохолоджувача

$$F_{ox} = \frac{Q_1 - Q_2}{k \Delta T}$$

де k - загальний коефіцієнт теплопередачі від масла до води; ΔT - середній арифметичний перепад температур від масла до води. Перепад температур

$$\Delta T = \frac{T_{2м} - T_{1м}}{2} - \frac{T_{2в} - T_{1в}}{2}$$

У цій формулі $T_{2м}, T_{1м}, T_{2в}, T_{1в}$ - температура масла й води відповідно на вході а виході охолоджувача.

Площа фільтрації дискових фільтрів розраховують за наближеною формулою

$$F_{\phi} = 10^{-2}(P/v_{\phi})$$

де P - подача насосної установки, $m^3/xв$; v_{ϕ} - швидкість фільтрації ($v_{\phi} = 6...15$ м/хв.).

Площа поперечного перерізу трубопроводів

$$F_{\phi} = 10^3(P_{м}/6v_{м})$$

де $P_{м}$ - об'ємна витрата масла, $m^3/xв$; $v_{м}$ - швидкість масла (для напірних трубопроводів $v_{м} = 0,5 - 1$ м/с, а для зливальних $v_{м} = 0,2 - 0,3$ м/с/)

Задача

Для змазування двохступеневого редуктора з передатним числом 12,5, частотою обертання вхідного валу 1000 об/хв. та потужністю на вихідному валу 10 кВт вибрати тип системи змащення та розрахувати основні параметри. Площа охолоджувальної поверхні редуктора 4600 cm^2 , діаметр веденого колеса 275мм, ширина 40мм, модуль зуба 4мм