



Національний університет
водного господарства та природокористування

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та природокористування

Навчально-науковий механічний інститут

Кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства



02-05-107

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійного вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин» на тему: «Визначення коефіцієнта корисної дії механізму» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійними програмами «Механічна інженерія» і «Транспорт» за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-методичною радою з якості ННМІ
Протокол № 3
від «26» листопада 2019 р.

Рівне – 2019

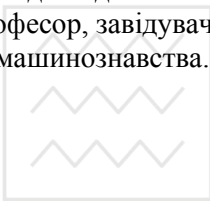


Методичні вказівки для самостійного вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин» на тему: «Визначення коефіцієнта корисної дії механізму» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійними програмами «Механічна інженерія» і «Транспорт» за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Похильчук І. О. – Рівне : НУВГП, 2019. – 20 с.

Укладач:

Похильчук І. О., кандидат технічних наук, ст. викладач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Відповідальний за випуск Козяр М. М., доктор педагогічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.



національний університет
водного господарства
та природокористування

Керівник групи забезпечення спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

Кравець С. В.

Керівник групи забезпечення спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

Марчук М. М.

© І. О. Похильчук, 2019
© Національний університет водного господарства та природокористування, 2019



ВСТУП

Метою застосування машини є виконання певних технологічних операцій у робочих машинах, перетворення енергії в трансформуючих машинах і т.д. Технологічна трансформація матеріалів пов'язана з затратою енергії на подолання сил технологічного опору. В одних випадках, наприклад, у прокатних станах, пресах, металоріжучих верстатах та ін., частина роботи, що виконується рушійними силами, витрачається на подолання сил технологічного опору, велика, в інших випадках, наприклад, в прядильних машинах, трикотажних та деяких інших машинах – настільки малі, що ними можна знехтувати. Сила, що прикладається до ведучої ланки і виконує позитивну роботу, передається через проміжні ланки механізму до веденої ланки до якої прикладена сила технологічного опору, яка виконує негативну роботу.

В процесі передачі сил від ведучої ланки до робочого органу частина роботи витрачається на подолання паразитних опорів (тертя, гідравлічний та аеродинамічний опори та ін.).

Співвідношення роботи затраченої на подолання паразитного опору до роботи рушійних сил оцінюється *коефіцієнтом втрат*.

В багатьох випадках роботу машини характеризують *коефіцієнтом корисної дії*: відношення роботи затраченої на подолання технологічного опору до роботи рушійних сил.

Завдання дисципліни ТММ навчити студентів визначати коефіцієнт корисної дії для різних видів машин.

Дані методичні вказівки дозволяють студентам денної та заочної форм навчання *знати* основні показники, які характеризують механічний коефіцієнт корисної дії та *уміти* самостійно визначати його величину для різних видів механізмів і машин.

Зміст методичних вказівок повністю відповідає ОКХ і ОПП 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт».

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Загальний коефіцієнт корисної дії.

Механічним *коефіцієнтом корисної дії* (к.к.д.) η називається відношення роботи, яка затрачена на подолання корисного (виробничого) опору $A_{ко}$, до повної роботи рушійних сил A_p .



$$\eta = \frac{A_{ко}}{A_p} = \frac{A_p - A_{но}}{A_p} = 1 - \varphi, \quad (1)$$

де $\varphi = \frac{A_{но}}{A_p}$ – коефіцієнт втрат; $A_{но}$ – робота сил паразитного (невиробничого) опору.

Як видно із (1) при $\varphi = 0$ (паразитний опір відсутній) $\eta = 1$.

К.к.д. являє одну із характеристик механізму та лежить у межах $0,8 \leq \eta < 1$. В окремих випадках для механізмів, що споживають незначну потужність, $\eta = 0,01$. В таких механізмах робота сил паразитного опору $A_{но}$ значно більша робіт сил корисного опору $A_{ко}$.

Для більшості механізмів загального призначення зміною кінетичної енергії ланок можна знехтувати, тому к.к.д. можемо визначити через співвідношення потужностей.

$$\eta = \frac{N_{ко}}{N_p}, \quad (2)$$

де $N_{ко}$ – потужність затрачена на подолання корисного (виробничого) опору, N_p – потужність рушійних сил.

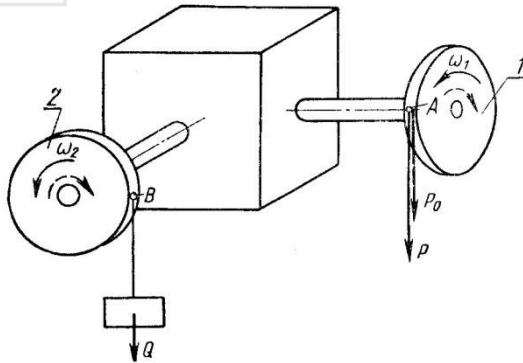


Рис. 1

У випадку, коли у механізмі одна рушійна сила, то к.к.д. можна визначити через відношення сил. Наприклад, для піднімання вантажу Q у механізмі підйому (рис. 1) прикладена одна рушійна сила P . Для переміщення точок A і B за однаковий проміжок часу, відповідно, на

переміщеннях s_A та s_B , буде виконуватись робота: для шківів 1 $P s_A$; для шківів 2 $Q s_B$. У випадку відсутності паразитного опору для піднімання вантажу Q до шківів 1 достатньо прикласти деяку рушійну силу P_0 , яка буде меншою від сили P . В цьому випадку $Q s_B = P_0 s_A$.

Враховуючи це, отримаємо

$$\eta = \frac{Q s_B}{P s_A} = \frac{P_0 s_A}{P s_A} = \frac{P_0}{P}. \quad (3)$$

Рушійна сила може бути замінена рушійним моментом

$$\eta = \frac{M_0}{M}. \quad (4)$$

У формулах (3) та (4) P_0 , M_0 сила або момент необхідні для подолання лише сил корисного опору, а P , M сила або момент необхідні для подолання усіх сил опору.

К.к.д. механізмів з'єднаних послідовно.

Якщо n механізмів з'єднаних послідовно (рис. 2) та відомі к.к.д. кожного механізму $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$, то загальний к.к.д. можемо визначити наступним чином. Припустимо, що рушійна сила прикладена до першого механізму, а сила корисного опору – до останнього.

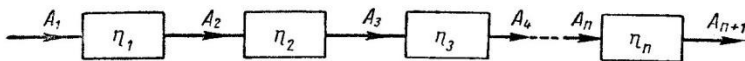


Рис. 2

Нехай робота рушійної сили дорівнює A_1 . Частина цієї роботи витрачається на подолання паразитного опору в першому механізмі, а та частина, що залишилась буде рівна $A_2 = \eta_1 A_1$ і її можемо розглядати як роботу рушійної сили другого механізму.

Частина роботи A_2 витратиться на подолання паразитного опору в другому механізмі, тоді:

$$A_3 = \eta_2 A_2 = \eta_1 \eta_2 A_1. \quad (5)$$

Аналогічним чином визначаємо роботу, яка витратиться на подолання корисного опору



$$A_{n+1} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n A_1. \quad (6)$$

Таким чином к.к.д. механізму при послідовному з'єднанні

$$\eta = \frac{A_{n+1}}{A_1} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n. \quad (7)$$

Як видно із (7), чим більше механізмів входить до складу послідовного з'єднання, тим нижчий загальний к.к.д. Тому при проектуванні необхідно досягати необхідних механічних характеристик, використовуючи меншу кількість механізмів. Крім того, загальний к.к.д. завжди менший к.к.д. механізму, який найменший із усіх к.к.д. механізмів, що входить до складу послідовного з'єднання.

К.к.д. механізмів з'єднаних паралельно.

Якщо n механізмів з'єднані паралельно (рис. 3) вважатимемо, що рушійна сила до загального приводу всіх механізмів, а сили корисного опору – до кожного окремого механізму. Нехай робота рушійної сили, що передається від загального приводу до i -того механізму дорівнює A_i . Частина цієї роботи витрачається на подолання паразитного опору в цьому механізмі, а та частина, що залишилась буде рівна $A'_i = \eta_i A_i$ і буде витрачатись на подолання корисного опору, що діє на цей же механізм.

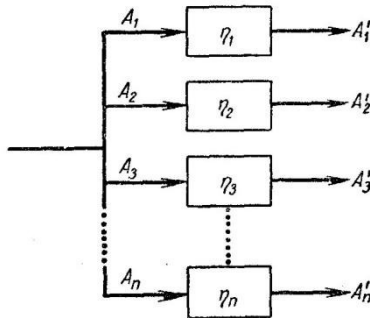


Рис. 3

Загальна робота, що витрачається на подолання корисного опору усіх механізмів дорівнює

$$A_{ко} = \sum A'_i = \eta_1 A_1 + \eta_2 A_2 + \eta_3 A_3 + \dots + \eta_n A_n,$$

а робота рушійної сили

$$A_p = \sum A_i = A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n.$$



Загальний к.к.д. механізмів при паралельному з'єднанні

$$\eta = \frac{A_{ко}}{A_p} = \frac{\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2 + \eta_3 A_3 + \dots + \eta_n A_n}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n}. \quad (8)$$

При паралельному з'єднанні загальний к.к.д. залежить не лише від к.к.д. окремих механізмів, але і від того, як робота рушійної сили розподіляється по окремим механізмам і він лежить в межах $\eta_{\min} < \eta < \eta_{\max}$, де η_{\min} – найнижчий к.к.д., η_{\max} – найвищий к.к.д. механізмів, що входять у паралельне з'єднання. Тому при паралельному з'єднанні низький к.к.д. одного механізму менше впливає на загальний к.к.д. ніж при послідовному з'єднанні.

Явище самогальмування.

При визначенні к.к.д. конкретного механізму можливий випадок, коли $\eta = 0$. В цьому випадку робота рушійної сили витрачається лише на подолання сил паразитного опору. Такий результат можливий, якщо механізм спеціально не навантажений корисним опором (механізм працює «в холосту»).

Можливі випадки, коли $\eta < 0$, тобто робота рушійних сил повинна бути меншою тієї її частини, яка необхідна для подолання лише паразитних опорів $A_p < A_{no}$. Таке співвідношення робіт при періодичному русі не можливе. Тобто, або механізм взагалі не може рухатись під дією рушійних сил, або (якщо він раніше був приведений в рух) зупиниться через деякий час. Механізми з таким співвідношенням робіт називають *самогальмівними*.

Механізм (рис. 1) може використовуватись не лише для піднімання вантажу (прямий хід), але й для його опускання (зворотній хід). При цьому шківні будуть обертатись у зворотніх напрямках, які показані пунктиром. Сила Q стане рушійною, P – силою корисного опору. Можливі два випадки:

- 1) $\eta_{np} > 0$, $\eta_{ze} > 0$; 2) $\eta_{np} > 0$, $\eta_{ze} < 0$.

В першому випадку механізм може працювати в обох напрямках, в другому – лише при прямому ході. При зворотньому ході механізм самогальмівний.



Визначимо к.к.д. найбільш розповсюджених механізмів.
Похла площина.

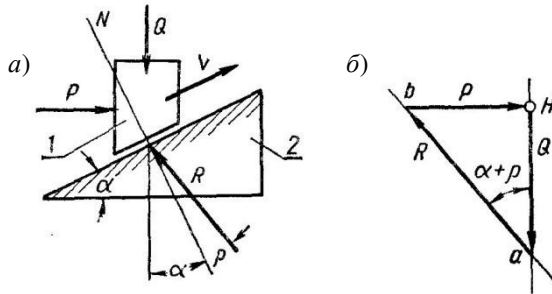


Рис. 4

Припустимо, що ланки 1 та 2 створюють поступальну пару (рис. 4, а). На ланку 1 діють рушійна сила P та сила корисного опору Q . У місці контакту виникає загальна реакція R . α – кут нахилу площини, ρ – кут тертя ($\operatorname{tg} \rho = f$, де f – коефіцієнт тертя ковзання).

Для визначення рушійної сили запишемо векторне рівняння рівноваги (9) і побудуємо план сил (рис. 3, б).

$$\vec{P} + \vec{Q} + \vec{R} = 0. \quad (9)$$

Якщо рушійна сила прикладена горизонтально

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho). \quad (10)$$

При відсутності тертя $f = 0$ ($\rho = 0$), тоді необхідна рушійна сила

$$P_0 = Q \operatorname{tg} \alpha.$$

Тоді згідно (3)

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}. \quad (11)$$

Похла поверхня буде самогальмівною, у випадку

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} < 0.$$

Враховуючи, що за умовою чисельник не може дорівнювати нулю (ланка 1 рухається вгору), самогальмування відбуватиметься при



$tg(\alpha + \rho) < 0$, тобто $\alpha + \rho > 90^\circ$, або $\alpha > 90^\circ - \rho$.

Аналогічно визначимо к.к.д. похилої площини для випадку, коли ланка 1 рухається до низу (рис. 5).

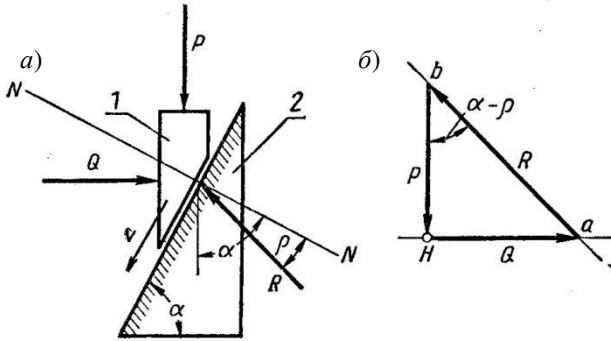


Рис. 5



$$P = \frac{Q}{tg(\alpha - \rho)}. \quad (12)$$

При відсутності тертя $f = 0$ ($\rho = 0$), тоді необхідна рушійна сила

$$P_0 = \frac{Q}{tg\alpha}.$$

Тоді згідно (3)

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{tg(\alpha - \rho)}{tg\alpha}. \quad (13)$$

Похила поверхня буде самогальмівною, у випадку

$$tg(\alpha - \rho) < 0, \text{ тобто } \alpha > \rho.$$

Отримані формули (10)-(13) можуть застосовуватись для інших механізмів. Зокрема ці формули придатні для визначення гвинтів з прямокутною різьбою. Тому к.к.д. передачі гвинт-гайка (рис. 6) може бути визначений за формулами (11) та (13), якщо попередньо знайти кут підйому різьби.

$$tg\alpha = \frac{h}{2\pi r_{cp}}.$$

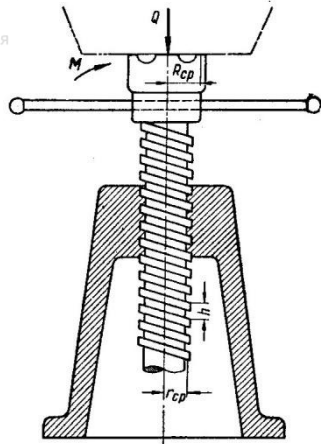


Рис. 6

Умова самогальмування домкрату

$$\alpha < \rho + \arctg \left(f \frac{R_{cp}}{r_{cp}} \right).$$

де r_{cp} , R_{cp} – відповідно середній радіус різьби гвинта та гайки, h – крок різьби (хід гвинта).

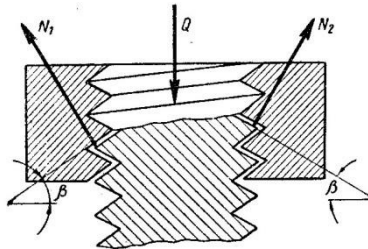


Рис. 7

Для трикутної різьби (рис. 7) к.к.д. визначається аналогічно використовуючи приведений коефіцієнт тертя ковзання для клинчастого повзуна $f' = \frac{f}{\sin \beta}$.

Клинове з'єднання.

Визначимо силу P необхідну для забезпечення надійного



клинового з'єднання із силою Q (рис. 8, а).

При рівномірному русі сума сил, які діють на ланку 1, рівна нулю.

$$\vec{R}_{31} + \vec{Q} + \vec{R}_{21} = 0.$$

Згідно цього рівняння будуюмо план сил (рис. 8, б) із якого знаходимо R_{31} та R_{21} .

Для ланки 2, рівняння рівноваги матиме вид

$$\vec{R}_{32} + \vec{P} + \vec{R}_{12} = 0.$$

Із плану сил (рис. 8, в) знаходимо P , враховуючи, що $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}$.

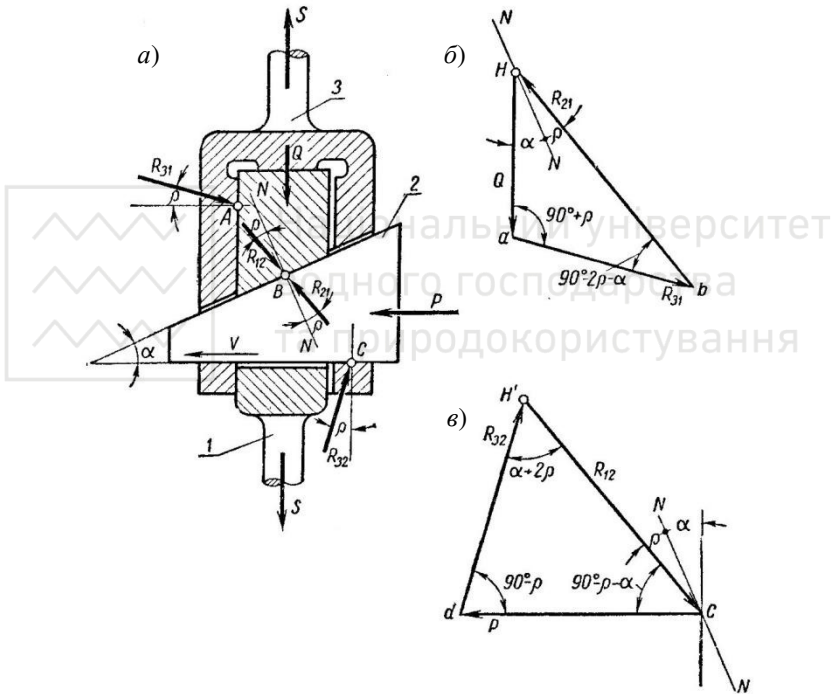


Рис. 8

Згідно теореми синусів

$$\frac{R_{21}}{Q} = \frac{\sin(90^\circ + \rho)}{\sin(90^\circ - 2\rho - \alpha)} = \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha + 2\rho)}$$

та



$$\frac{P}{R_{12}} = \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\sin(90^\circ - \rho)} = \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\cos \rho}.$$

Перемноживши ліві та праві частини цих залежностей, отримаємо

$$\frac{P}{Q} = \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\cos(\alpha + 2\rho)} = \operatorname{tg}(\alpha + 2\rho).$$

Звідси

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + 2\rho). \quad (14)$$

При відсутності тертя ($\rho = 0$) $P_0 = Q \operatorname{tg} \alpha$, отже, к.к.д. при забиванні клина дорівнює

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)}. \quad (15)$$

Клинове з'єднання повинне бути самогальмівним. Для цього розглянемо роботу механізму при виштовхуванні клина 2 із з'єднання (рис. 9, а).

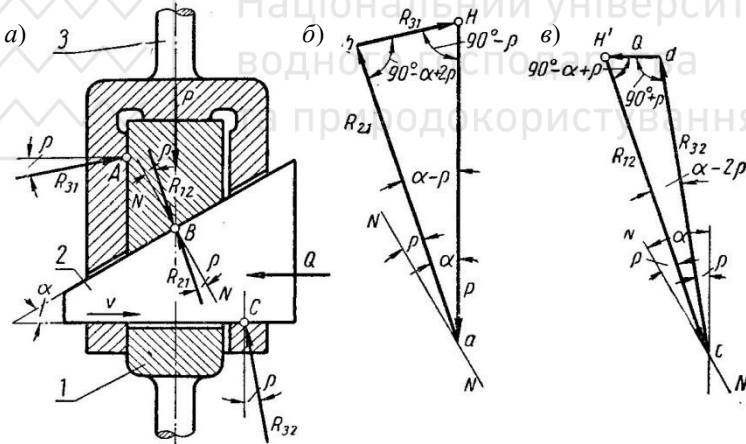


Рис. 9

Аналогічно попередньому випадку записуємо рівняння рівноваги на основі яких будемо плани сил (рис. 8, б та рис. 8, в).

$$\vec{R}_{31} + \vec{P} + \vec{R}_{21} = 0; \quad \vec{R}_{32} + \vec{Q} + \vec{R}_{12} = 0.$$

На основі теореми синусів, отримаємо

$$\frac{P}{Q} = \frac{\cos(\alpha - 2\rho)}{\sin(\alpha - 2\rho)} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha - 2\rho)}.$$



$$P = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha - 2\rho)}. \quad (16)$$

При відсутності тертя ($\rho = 0$) $P_0 = \frac{Q}{\operatorname{tg} \alpha}$, отже, к.к.д. при забиванні
клина дорівнює

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - 2\rho)}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (17)$$

При самогальмуванні повинна виконуватись умова $\operatorname{tg}(\alpha - 2\rho) < 0$,
звідси

$$\alpha < 2\rho.$$

Зубчаста передача.

Визначимо к.к.д. зубчастого механізму (рис. 10), який складається з
двох зубчастих коліс з нерухомими осями обертання.

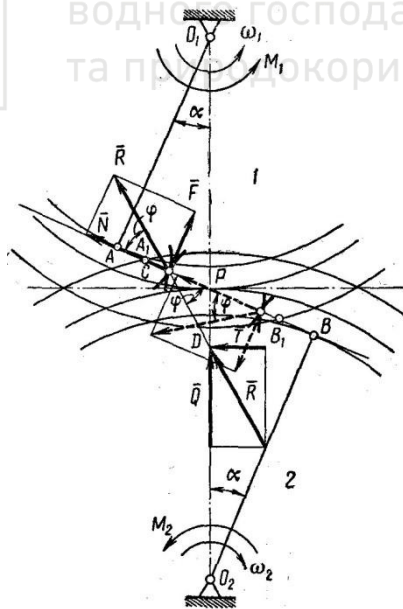


Рис. 10



Вважатимемо, що під дією прикладених моментів M_1 та M_2 зубчасті колеса обертаються рівномірно з кутовими швидкостями ω_1 та ω_2 , тоді кути повороту дорівнюватимуть $\varphi_1 = \omega_1 t$ та $\varphi_2 = \omega_2 t$.

Для визначення к.к.д. коліс необхідно визначити втрати на тертя ковзання у підшипниках, тертя ковзання та кочення між зубами коліс. Тертям кочення між зубами коліс можна знехтувати, так як воно мале у порівнянні з тертям ковзання.

Так як зуби коліс проковзують один відносно іншого, виникає сила тертя F , яку складаємо із нормальною реакцією N , щоб отримати загальну реакцію R , яка буде відхилена від нормалі на кут тертя φ . Перенесемо цю реакцію на лінію центрів O_1O_2 у точку D .

Запишемо моменти M_1 та M_2 :

$$M_1 = T(O_1P + PD); M_2 = T(O_2P - PD),$$

де T – горизонтальна складова реакції R , $O_1P = r_1$, $O_2P = r_2$ – початковий (ділильний) радіус 1 та 2 коліс, відповідно.

Для зручності позначимо $PD = e$ та враховуючи, що $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = u_{12}$, отримаємо

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{T(r_2 - e)}{T(r_1 + e)u_{12}} = \frac{r_2}{r_1 u_{12}} \cdot \frac{1 - \frac{e}{r_2}}{1 + \frac{e}{r_1}} = \frac{1 - \frac{e}{r_2}}{1 + \frac{e}{r_1}},$$

або

$$\eta = 1 - \frac{e}{r_1} - \frac{e}{r_2} = 1 - e \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right). \quad (18)$$

За теоремою синусів визначимо значення e .

$$e = PD = \frac{PC \sin \varphi}{\cos(\alpha + \varphi)}. \quad (19)$$

Величина відрізка PC змінна величина, тому для визначення к.к.д. зубчастой передачі зручніше використовувати середнє значення e_{cp} . На всій довжині активної лінії зачеплення A_1B_1 :



$$e_{cp} = \frac{f \cdot A_1 B_1}{4 \cos \alpha}, \quad (20)$$

де $f = 0,05$ – коефіцієнт тертя ковзання; $A_1 B_1 = \varepsilon \pi m \cos \alpha$ – довжина активної лінії зачеплення; ε – коефіцієнт торцевого перекриття; m – модуль зачеплення; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

Враховуючи, що $r_1 = \frac{mz_1}{2}$, $r_2 = \frac{mz_2}{2}$ (z_1, z_2 – число зубів 1 та 2 коліс, відповідно) к.к.д. зубчастого зачеплення дорівнює:
для зовнішнього зачеплення

$$\eta = 1 - \frac{f \pi \varepsilon}{2} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right); \quad (21)$$

для внутрішнього зачеплення

$$\eta = 1 - \frac{f \pi \varepsilon}{2} \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right). \quad (22)$$

Порівнюючи формули (21) та (22), бачимо, що к.к.д. для внутрішнього зачеплення вищий.

К.к.д. рейкового зачеплення

$$\eta = 1 - \frac{f \pi \varepsilon}{2 z_1}. \quad (23)$$

При розрахунках приймають для коліс зі шліфованими зубами $\eta = 0,99$, а для коліс із нарізними зубами $\eta = 0,98$.

3. К.к.д. ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Визначимо к.к.д. планетарного механізму (рис. 11), який складається із центрального колеса 1, сателітів 2, сонячного колеса 3 та водила H .

При визначенні знехтуємо тертям в обертовій парі сателітів від динамічного навантаження їхніх мас і будемо вважати сили тертя приблизно однаковими для планетарного механізму та простого зубчастого механізму, отриманого при застосуванні методу Віллліса.

Позначимо моменти, які прикладені до коліс 1 і 2 та до водила H відповідно M_1 , M_3 та M_H , тоді при усталеному русі:

$$M_1 + M_3 + M_H = 0. \quad (24)$$

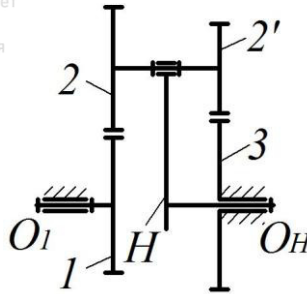


Рис. 11

Позначимо к.к.д. редуктора η_{1H} , запишемо рівняння потужностей для двох випадків:

при передачі обертання від колеса 1 до водила H

$$M_1 \omega_1 \eta_{1H} + M_H \omega_H = 0,$$

при передачі обертання від водила H до колеса 1

$$M_1 \omega_1 + M_H \omega_H \eta_{1H} = 0.$$

Враховуючи, що $\frac{\omega_1}{\omega_H} = u_{1H}$, отримаємо:

$$M_1 u_{1H} \eta_{1H} + M_H = 0. \quad (25)$$

$$M_1 u_{1H} \frac{1}{\eta_{1H}} + M_H = 0. \quad (26)$$

Застосуємо метод Вілліса. При цьому нерухоме колесо 3 отримає кутову швидкість ω_H , а планетарний редуктор перетвориться в редуктор з нерухомими осями, для якого

$$u_{13} = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - u_{1H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}. \quad (27)$$

де z_1, z_2, z_2' та z_3 – відповідно число зубів 1, 2, 2' та 3 коліс; ω_1^H, ω_3^H – кутова швидкість 1 та 3 коліс при зупиненому водилі H (оберненого редуктора) відповідно.

Позначимо к.к.д. оберненого редуктора $\eta_{13} = \eta_{12} \eta_{2'3}$, запишемо рівняння потужностей:

при передачі обертання від колеса 1 до колеса 3

$$M_1 \omega_1^H \eta_{13} + M_3 \omega_3^H = 0,$$



при передачі обертання від колеса 3 до колеса 1

$$M_1 \omega_1^H + M_3 \omega_3^H \eta_{13} = 0.$$

Враховуючи (27), отримаємо:

$$M_1 u_{13} \eta_{13} + M_3 = 0. \quad (28)$$

$$M_1 u_{13} \frac{1}{\eta_{13}} + M_3 = 0. \quad (29)$$

При визначені к.к.д. планетарного механізму можливі чотири випадки:

1) потужність передається від колеса 1 до водила H , а у відносному русі від колеса 1 до колеса 3.

Розв'язавши сумісно (24), (25) і (28) та враховуючи (27), отримаємо:

$$\eta_{1H} = \frac{1}{u_{1H}} [1 - (1 - u_{1H}) \eta_{13}]. \quad (30)$$

2) потужність передається від колеса 1 до водила H , а у відносному русі від колеса 3 до колеса 1.

Розв'язавши сумісно (24), (25) і (29) та враховуючи (27), отримаємо:

$$\eta_{1H} = \frac{1}{u_{1H}} \left[1 - \frac{1}{\eta_{13}} (1 - u_{1H}) \right]. \quad (31)$$

3) потужність передається від водила H до колеса 1, а у відносному русі від колеса 1 до колеса 3.

Розв'язавши сумісно (24), (26) і (28) та враховуючи (27), отримаємо:

$$\eta_{1H} = \frac{u_{1H}}{1 - \eta_{13} (1 - u_{1H})}. \quad (32)$$

4) потужність передається від водила H до колеса 1, а у відносному русі від колеса 3 до колеса 1.

Розв'язавши сумісно (24), (26) і (29) та враховуючи (27), отримаємо:

$$\eta_{1H} = \frac{u_{1H}}{1 - \frac{1}{\eta_{13}} (1 - u_{1H})}. \quad (33)$$

Формули (31) та (32) застосовуються при $0 < u_{1H} < 1$, для всіх інших випадків застосовують формули (30) та (33).



Приклад 1. Визначити к.к.д. зубчастої передачі з нерухомими осями із зовнішнім зачепленням зубів, при наступних вихідних даних: число зубів шестерні $z_1 = 24$, число зубів зубчастого колеса $z_2 = 40$, коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,2$, кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$, модуль зачеплення $m = 10 \text{ мм}$.

Розв'язок. Величину к.к.д. знайдемо за формулою (21). Для цього визначаємо радіуси початкових (ділительних) кіл:

$$r_1 = \frac{z_1 m}{2} = \frac{24 \cdot 10}{2} = 120 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{z_2 m}{2} = \frac{40 \cdot 10}{2} = 200 \text{ мм}.$$

Радіуси основних кіл:

$$r_{o1} = r_1 \cos \alpha = 120 \cdot \cos 20^\circ = 112,76 \text{ мм};$$

$$r_{o2} = r_2 \cos \alpha = 200 \cdot \cos 20^\circ = 187,94 \text{ мм}.$$

Радіуси кіл вершин:

$$r_{a1} = r_1 + m = 120 + 10 = 130 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = r_2 + m = 200 + 10 = 210 \text{ мм}.$$

Крок зачеплення:

$$p = \pi m = 3,14 \cdot 10 = 31,42 \text{ мм}.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{o2}^2} - (r_1 + r_2) \sin \alpha}{p \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{130^2 - 112,76^2} + \sqrt{210^2 - 187,94^2} - (120 + 200) \cdot \sin 20^\circ}{31,42 \cdot \cos 20^\circ} = 1,65 \end{aligned}$$

К.к.д. зачеплення:

$$\eta = 1 - \frac{f \pi \varepsilon}{2} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1 - \frac{0,2 \cdot 3,14 \cdot 1,65}{2} \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{40} \right) = 0,967.$$

Якщо застосувати колеса зі шліфованими зубами та забезпечити належне мащення, то можна прийняти $f = 0,02$. В цьому випадку $\eta = 0,997$.



Приклад 2. Визначити к.к.д. планетарного механізму (рис. 12), при наступних числах зубів коліс $z_1 = 30$, $z_2 = 15$, $z'_2 = 25$, $z_3 = 20$ та к.к.д. кожної пари зубчастих коліс 0,9. Ведучим є колесо 1.

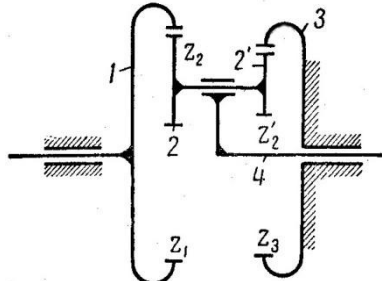


Рис. 12

Розв'язок. За формулою (27) визначаємо передаточне відношення планетарного механізму:

$$u_{1H} = 1 - u_{13} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = 1 - \frac{15 \cdot 20}{30 \cdot 25} = 0,6.$$

Так як $0 < u_{1H} < 1$ і ведучим є колесо 1, тоді к.к.д. визначаємо за формулою (31). Попередньо знаходимо $\eta_{13} = \eta_{12} \eta_{2'3} = 0,9 \cdot 0,91 = 0,81$.

$$\eta_{1H} = \frac{1}{u_{1H}} \left[1 - \frac{1}{\eta_{13}} (1 - u_{1H}) \right] = \frac{1}{0,6} \left[1 - \frac{1}{0,81} (1 - 0,6) \right] = 0,844.$$

Якщо ведучим буде водило H , тоді к.к.д. визначаємо за формулою (32).

$$\eta_{1H} = \frac{u_{1H}}{1 - \eta_{13} (1 - u_{1H})} = \frac{0,6}{1 - 0,81 \cdot (1 - 0,6)} = 0,886.$$

Приклад 3. Визначити к.к.д. планетарного механізму (рис. 12), при наступних числах зубів коліс $z_1 = 80$, $z_2 = 30$, $z'_2 = 20$, $z_3 = 70$ та к.к.д. кожної пари зубчастих коліс 0,9. Ведучим є водило H .

За формулою (27) визначаємо передаточне відношення планетарного механізму:

$$u_{1H} = 1 - u_{13} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = 1 - \frac{30 \cdot 70}{80 \cdot 20} = -\frac{5}{16}.$$



Так як $u_{1H} < 0$ і ведучим є водило H , тоді к.к.д. визначаємо за формулою (33). Попередньо знаходимо $\eta_{13} = \eta_{12}\eta_{23} = 0,9 \cdot 0,91 = 0,81$.

$$\eta_{1H} = \frac{u_{1H}}{1 - \frac{1}{\eta_{13}}(1 - u_{1H})} = \frac{-\frac{5}{16}}{1 - \frac{1}{0,81}\left(1 + \frac{5}{16}\right)} = 0,896.$$

Якщо ведучим буде колесо I , тоді к.к.д. визначаємо за формулою (30).

$$\eta_{1H} = \frac{1}{u_{1H}} [1 - (1 - u_{1H})\eta_{13}] = \frac{1}{-\frac{5}{16}} \left[1 - \left(1 + \frac{5}{16} \right) \cdot 0,81 \right] = 0,202.$$

Література

1. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов. Москва : Наука, 1988. 640 с.
2. Турбин Б. И., Карлин В. Д. Теория механизмов и машин. Москва : Высш. шк., 1968. 366 с.
3. Теорія механізмів і машин. Розв'язання задач : навч. посібн. / Бабенко Є. М., Корнієнко А. О., Башта О. В., Крижановський А. С. Київ: Вид-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2010. 120 с.
4. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій : підручник / Бурлака В. В., Кучеренко С. І., Мазоренко Д. І., Тищенко Л. М. Харків, 2009. 340с.: іл. 161 с.

З М І С Т

Вступ.....	3
1. Загальні відомості.....	3
2. К.к.д. найпростіших механізмів.....	8
3. К.к.д. планетарного механізму.....	15
4. Приклади визначення к.к.д. зубчастих механізмів.....	18
Література.....	20