

проводиться за багатьма критеріями: маса, габаритні розміри (довжина, ширина, висота, міжосьова відстань), вібрація та інше. Але, на погляд авторів, з усього різноманіття критеріїв найбільш відповідають за масогабаритні характеристики КП її міжосьова відстань, довжина та маса.

Шляхи рішення задачі. Розглянемо побудову цільових функцій для трьох вищезгаданих варіантів оптимізації. Змінними проектування будуть модулі, числа зубців шестерень та коліс, кути нахилу зубців у зачепленнях [3].

1. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна міжосьова відстань. Сформулюємо критерій оптимальності для цього випадку (схема КП зображена на рис. 1). Міжосьові відстані зубчастих зачеплень a_{wq} при вказаних вище змінних проектування будуть дорівнювати [5] (розглядається випадок, коли коефіцієнти зміщення шестерні та колеса $x_1 = x_2 = 0$):

$$a_{wq} = \frac{0.5m_q(z_{q,1} + z_{q,2})}{\cos \beta_q}, \quad (1)$$

де β_q – кути нахилу зубців у q -х зачепленнях.

Тепер запишемо цільову функцію як суму цих міжосьових відстаней:

$$F_a = \sum_{q=1}^n a_{wq} = \sum_{q=1}^n \frac{0.5m_q(z_{q,1} + z_{q,2})}{\cos \beta_q}; F_a \rightarrow \min. \quad (2)$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень КП, а при наявності деяких обмежень (наприклад, обов'язкова умова рівності міжосьових відстаней зубчастих зачеплень КП між собою, тобто $a_{w1} = a_{w2} = \dots = a_{wn}$) зберегти конструктивне розташування зубчастих зачеплень у КП. Більш докладніше цей варіант оптимізації зі всіма обмеженнями описано у [3].

2. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина коробки передач. Розглянемо схему розташування зубчастих коліс та синхронізаторів на ведучому та веденому валах у КП (рис. 2). Цільову функцію для цього критерію визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини L_d , що враховує розміри синхронізаторів, різноманітних

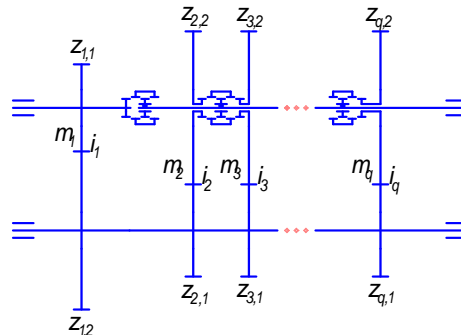


Рис. 1. Схема тривальної КП:
 i_q – передаточні числа зубчастих пар; q – номер зубчастих зачеплень у коробці передач ($q=1..n$, де n – кількість зачеплень, $n=j+1$, j – кількість непрямих передач), i_1 – передаточне число зубчастої пари постійного зачеплення; m_q – відповідні модулі зубчастих пар; z_{qk} – відповідні числа зубців, k – номер колеса у зачепленні ($k=1$ – ведуче колесо, $k=2$ – ведене)

засорів, опор, картеру тощо:

$$F_L = \sum_{q=1}^n \psi_{baq} a_{wq} + L_d, \quad (3)$$

де ψ_{baq} – коефіцієнти ширини зубчастих вінців.

Представимо величину L_d як суму окремих значень:

$$L_d = \sum_{p=1}^u L_{\text{син}_p} + \sum_{w=1}^h L_{\text{зав}_w} + \sum_{r=1}^g L_{\text{підш}_r} + \sum_{t=1}^f L_{k_t}, \quad (4)$$

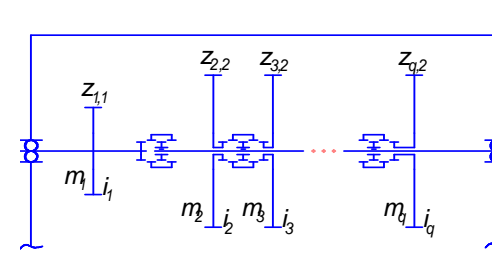


Рис. 2. Схема КП

де $\sum_{p=1}^u L_{\text{син}_p}$ – сумарна ширина

усіх синхронізаторів КП (беруться ширини синхронізаторів базової КП, тому що обертаючий момент та частота обертання веденого валу залишаються такі ж самі), u – кількість синхронізаторів у КП;

$\sum_{w=1}^h L_{\text{зав}_w}$ – сумарна ширина

засорів між зубчастими колесами та зазорів між картером та зубчастими колесами (відповідно до базової КП), h – кількість зазорів; $\sum_{r=1}^g L_{\text{підш}_r}$ – сумарна ширина підшипників ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП), g – кількість підшипників ведучого та веденого валів; $\sum_{t=1}^f L_{k_t}$ – сумарна ширина кришок опор ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП), f – кількість кришок опор.

Таким чином, цільову функцію з урахуванням L_d можемо записати у вигляді:

$$F_L = \sum_{q=1}^n \psi_{baq} a_{wq} + \sum_{p=1}^u L_{\text{син}_p} + \sum_{w=1}^h L_{\text{зав}_w} + \sum_{r=1}^g L_{\text{підш}_r} + \sum_{t=1}^f L_{k_t}; F_L \rightarrow \min. \quad (5)$$

Цільову функцію (5) доцільно застосовувати при проектуванні КП з обмеженою довжиною, наприклад, для деяких автобусів.

3. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса коробки передач. Побудова цільової функції, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса, є досить складною задачею, бо на даному етапі неможливо точно врахувати маси усіх деталей, що входять до КП. Сумарна маса КП складається з мас зубчастих коліс, валів, підшипників, синхронізаторів, картеру. Масами інших деталей будемо нехтувати. Взавши до уваги ці умови, запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_M = \sum M_{\text{кол}} + \sum_{c=1}^3 M_{\text{вал}_c} + \sum_{p=1}^u M_{\text{син}_p} + \sum_{o=1}^6 M_{\text{підш}_o} + M_{\text{кар}}; F_M \rightarrow \min, \quad (6)$$

де $\sum M_{\text{кол}}$ – сумарна маса усіх зубчастих коліс у КП; $\sum_{c=1}^3 M_{\text{вал}_c}$ – сумарна

маса усіх валів у КП; $\sum_{p=1}^u M_{\text{син}_p}$ – сумарна маса усіх синхронізаторів у КП

(береться відповідно до прототипної КП); $\sum_{o=1}^6 M_{\text{підш}_o}$ – сумарна маса усіх підшипників у КП, ϵ – кількість підшипників у КП; $M_{\text{кар}}$ – маса картеру КП.

Визначимо сумарну масу усіх зубчастих коліс КП з урахуванням допущення, що вони розглядаються у вигляді щільних дисків:

$$\sum M_{\text{кол}} = \sum_{q=1}^n \frac{\pi n_q^2 (z_{q,1}^2 + z_{q,2}^2) \psi_{baq} a_{wq} \rho_{зк}}{4 \cos^2 \beta_q}, \quad (7)$$

де $\rho_{зк}$ – щільність матеріалу зубчастих коліс.

Сумарна маса валів для тривальної КП:

$$\sum M_{\text{вал}} = M_{\text{вх.вал}} + M_{\text{вих.вал}} + M_{\text{пр.вал}}, \quad (8)$$

де $M_{\text{вх.вал}}$, $M_{\text{вих.вал}}$, $M_{\text{пр.вал}}$ – відповідно маси вхідного, вихідного та проміжного валу.

Маси вхідного та вихідного валів знайдемо за їх довжиною та діаметром. Довжини валів беруться відповідно до прототипної КП чи задаються конструктором. Діаметри вхідного та вихідного валів визначаються з умов міцності на кручення, а проміжного валу – з умов згинної жорсткості, тому що практично в усіх конструктивних рішеннях тривальних КП він має відносно велику довжину [2]. Обчислимо діаметри вхідного та вихідного валів $d_{\text{вх.вал}}$, $d_{\text{вих.вал}}$ приблизно, з умови міцності при крученні за зниженими допустимими напруженнями. Згідно з [6]:

$$d_{\text{вх.вал}} = \sqrt[3]{\frac{1000T_{\text{вх}}}{0,2[\tau_k]}}; \quad d_{\text{вих.вал}} = \sqrt[3]{\frac{1000T_{\text{вих.мах}}}{0,2[\tau_k]}}, \quad (9)$$

де $T_{\text{вх}}$ – обертовий момент на вхідному валу; $T_{\text{вих.мах}}$ – максимальний обертовий момент на вихідному валу (звичайно – це обертовий момент на 1 передачі); $[\tau_k]$ – допустимі напруження при крученні.

Запишемо маси вхідного валу та вихідного валу:

$$M_{\text{вх.вал}} = 0,25\pi d_{\text{вх.вал}}^2 l_{\text{вх.вал}} \rho_{\text{вал}}; \quad M_{\text{вих.вал}} = 0,25\pi d_{\text{вих.вал}}^2 l_{\text{вих.вал}} \rho_{\text{вал}}, \quad (10)$$

де $l_{\text{вх.вал}}$ та $l_{\text{вих.вал}}$ – відповідно довжини вхідного та вихідного валів; $\rho_{\text{вал}}$ – щільність матеріалу валів.

Для розрахунку діаметра проміжного валу $d_{\text{пр.вал}}$ необхідно розглянути схему навантажень (рис. 3), потрібну для знаходження максимального сумарного прогину від сил та моментів, що виникають у зубчастих зачепленнях КП на q -х передачах [5, 6].

Тоді маса проміжного валу буде дорівнювати:

$$M_{\text{пр.вал}} = 0,25\pi d_{\text{пр.вал}}^2 (l_1 + l_2 + \dots + l_{q+1}) \rho_{\text{вал}}. \quad (11)$$

Масу картеру коробки передач будемо вираховувати орієнтовно як масу оболонки паралелепіпеда, з відповідною товщиною стінок на кожній з граней. Запишемо масу картеру у вигляді:

$$\sum M_{\text{кар}} = (L_{\text{кар}} H_{\text{кар}} 2e_1 + S_{\text{кар}} H_{\text{кар}} 2e_2 + L_{\text{кар}} S_{\text{кар}} e_3 + L_{\text{кар}} S_{\text{кар}} e_4) \rho_{\text{кар}}, \quad (12)$$

де $\rho_{\text{кар}}$ – щільність матеріалу картеру.

Товщини стінок ($e_1 \dots e_4$) потрібно брати з прототипної коробки передач у відповідності зі схемою, яка представлена на рис. 4.

Довжину паралелепіпеда (картеру коробки передач) $L_{\text{кар}}$ умовно прийемо рівною $L_{\text{кар}} = F_L$. Висоту

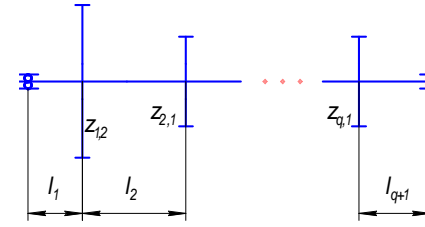


Рис. 3. Схема проміжного валу КП

картера $H_{\text{кар}}$ знайдемо як:

$$H_{\text{кар}} = \frac{F_a}{n} + 0,5(\max(d_{a_{q,1}}) + \max(d_{a_{q,2}})) + h_{\text{дод}}, \quad (13)$$

де $d_{a_{q,1}}$, $d_{a_{q,2}}$ – діаметри виступів зубців ведучих та ведених коліс; величина $h_{\text{дод}}$ враховує зазор між колесом та дном картеру, а також простір, необхідний

для розміщення механізму перемикування передач.

Ширину картеру $S_{\text{кар}}$ знайдемо за формулою:

$$S_{\text{кар}} = \max(d_{a_{q,k}}) + s_{\text{дод}}, \quad (14)$$

де величина $s_{\text{дод}}$ враховує зазор між колесом та стінками картеру.

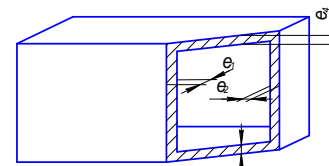


Рис. 4

Висновки.

1. Оптимізація коробок передач дозволяє поліпшити їх масові та габаритні характеристики.

2. Надані цільові функції досить коректно моделюють коробки передач, тому що враховують геометричні, міцнісні та масогабаритні властивості основних деталей. Це дозволяє у подальшому (при коректному формуванні обмежень на змінні проектування) якісно розв'язати задачу оптимізації.