

УДК 621.833

DOI: 10.18372/0370-2197.2(87).14735

П. Л. НОСКО¹, О. В. БАШТА¹, Г. О. БОЙКО², О. В. ГЕРАСИМОВА¹,
А. О. БАШТА³

¹Національний авіаційний університет, Україна

²Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Україна

³Національний університет харчових технологій, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ЗУБЧАСТІЙ ПЕРЕДАЧІ. ТЕОРІЯ.

Узагальненим критерієм ефективності високошвидкісних зубчастих передач може розглядатися ККД передачі з урахуванням умов та режимів її експлуатації, матеріалів та технології виготовлення, навантаження що передається та колової швидкості. Втрати потужності можна умовно розділити на ті, які залежать від навантаження, що передається - механічне тертя в зачепленні та підшипниках, і ті, які не залежать від навантаження - аерогідродинамічний опір, періодичне стискання та розширення між зубцями. В залежності від умов експлуатації застосовують різні способи подачі масла до деталей і вузлів зубчастої передачі, основними з яких є змащування за допомогою занурення в масляну ванну, розбризкування із основної масляної ванни і циркуляційна подача масла. Співвідношення сил аеродинамічного і гідромеханічного опору визначається рівнем масла в масляній ванні. Для кожного i -го зубчастого колеса, частково або повністю зануреного в масляну ванну потужність, затрачену на подолання гідромеханічного опору, можна представити у вигляді суми моменту сил в'язкісного тертя на торцях зубчастого колеса в масляній ванні, моменту сил в'язкісного тертя на периферії головок зубчастого колеса в масляній ванні та моменту сили Коріоліса, яка виникає внаслідок радіального переміщення масла, в западині зубчастого колеса. На даний час відсутня узагальнююча аналітична модель, яка об'єднає всі види втрат. В результаті математичного моделювання отримані аналітичні залежності впливу геометричних і конструктивних параметрів зубчастого колеса на втраті потужності гідродинамічного опору обертанню. Проведені теоретичні дослідження дозволили встановити наявність двох режимів руху масла в западинах зубчастих коліс, які характеризуються співвідношенням відцентрових, гравітаційних, гідростатичних і сил в'язкості і Коріоліса. Розрахунок дозволяє врахувати не тільки вплив геометричних параметрів зубчастих коліс, занурених в масляну ванну, але й конструктивні характеристики, такі як глибина занурення зубчастого колеса і торцеві зазори між стінками картера та колесом, яке обертається.

Ключові слова: гідродинамічні втрати потужності, зубчасте зачеплення, поведінка масла в западинах, геометричні параметри.

Вступ. Зростання потужностей та швидкостей, які передаються, викликає значну дисипацію енергії та, як наслідок, зростання температур в зубчастих передачах. Це погіршує механічні характеристики функціонування деталей передач та знижує строк їх експлуатації. Узагальненим критерієм ефективності високошвидкісних зубчастих передач може розглядатися ККД передачі з урахуванням умов та режимів її експлуатації, матеріалів та технології виготовлення, на-

вантаження що передається та колової швидкості.

Втрати потужності можна умовно розділити на ті, які залежать від навантаження, що передається (механічне тертя в зачепленні та підшипниках), і ті, які не залежать від навантаження (аерогідродинамічний опір, періодичне стискання та розширення між зубцями) [1], [2], [3], [4]. Найбільш ретельне дослідження розподілення втрат потужності за видами проведено [8].

Аналіз останніх досліджень і літератури. Сучасний стан дослідження зубчастих передач можна розділити за наступними напрямками: розробка геометрії нових видів зачеплень базуючись на класичній геометро-кінематичній теорії зачеплень, розробленої [6], [14], [16] та розвинутої [19], [10], [20, 21]; дослідження напруженого стану зубців передач з метою розробки найбільш достовірного розрахунку на міцність [13], [18], [9]; удосконалення існуючих методик синтезу передач шляхом проектування передач базуючись на оптимізаційних моделях [12] та ін.; розробка та удосконалення способів виготовлення та контролю зубчастих коліс, застосування сучасних матеріалів та різних видів поверхневого зміцнення зубчастих коліс, яке сприяє зниженню концентрації напружень в приповерхневому шарі зубців та підвищенню несучої здатності передач [11]; експериментальні дослідження напруженого стану зубців з метою уточнення існуючих методик розрахунку.

При дослідженні гідродинамічного опору при занурюванні коліс в масляну ванну більшість авторів розробляли емпіричні рівняння для визначення безрозмірного коефіцієнта моменту гідродинамічного опору [15] та розглядали ротор, диск або зубчасте колесо занурене в масляну ванну.

Базуючись на результатах експериментів [7] запропонували розглядати чотири режими обтікання диску який повністю занурений в рідину.

Явища які відбуваються в проміжку між зубцями були розглянуті [5], вони запропонували векторну модель для оцінювання глибини заповнення маслом западин зубчастого колеса що обертається.

Розроблена чисельна модель запирання визначеного об'єму масло-повітряної суміші між голівками та ніжками зубців колеса та шестерні в зачепленні [17]. Визначено, що швидкість масло-повітряної суміші в колесах з великим модулем більша.

Результати експерименту [3] показали що із зменшенням торцевих зазорів зубчастим колесом, що обертається та нерухомою стінкою втрати потужності через гідродинамічний опір зменшуються. Також встановлено, що відносне зменшення втрат потужності викликане наявністю торцевого зазору не залежить від швидкості обертання зубчастого колеса та його геометричних параметрів.

Метою роботи є розробка сучасної узагальної методики розрахунку гідродинамічних втрат потужності високошвидкісних зубчастих передач.

Не зважаючи на відносно чисельні експериментальні випробування, опублікованих робіт по розробці математичних моделей, які описують гідродинамічні процеси в зубчастих передачах небагато. Відсутня узагальнююча аналітична модель, яка об'єднає всі види втрат.

Математичне моделювання втрат потужності при зануренні зубчастого колеса в масляну ванну. В залежності від умов експлуатації застосовують різні способи подачі масла до деталей і вузлів зубчастої передачі, основними з яких є змащування за допомогою занурення в масляну ванну, розбризкування із осно-

вної масляної ванни і циркуляційна подача масла.

Співвідношення сил аеродинамічного і гідромеханічного опору визначається рівнем масла в масляній ванні.

Для кожного i -го зубчастого колеса, частково або повністю зануреного в масляну ванну потужність, затрачену на подолання гідромеханічного опору, можна представити у вигляді суми складових:

$$M_a = M_k + M_v + M_f \quad (1)$$

M_k – момент сили Кориоліса, яка виникає внаслідок радіального переміщення масла, в западині зубчастого колеса, що обертається Нм;

M_v – момент сил в'язкісного тертя на периферії головок зубчастого колеса в масляній ванні, Нм;

M_f – момент сил в'язкісного тертя на торцях зубчастого колеса в масляній ванні, Нм.

Матеріали досліджень. *Визначення гідродинамічних втрат потужності через дію сили Кориоліса*

Сила Кориоліса F_k , яка діє на робочу поверхню одного зуба колеса визначається за формулою

$$F_k = m_{bm} \cdot a_k \quad (2)$$

де $m_{bm} = \frac{m_{bmax} + m_{bmin}}{2}$ середня маса масла в западині зубчастого колеса, кг;

m_{bmax} маса масла в западині в момент її виходу з масляної ванни m_{bmin} маса масла в западині в момент початку занурення її в масляну ванну; a_k – кориолісове прискорення, яке з'являється при русі масло-повітряної суміші в радіальному напрямку в западині колеса, що обертається, м/с².

Прискорення Кориоліса визначається за формулою

$$a_k = 2 \cdot \omega_i \cdot V_r = 2 \cdot \omega_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \quad (3)$$

Де β – кут нахилу лінії зубців, рад.

Середня маса масла в западині, яка знаходиться в масляній ванні може бути визначена за наступною формулою

$$m_{bm} = \frac{Q_3 \cdot \Delta t}{2} \quad (4)$$

де Q_3 – масова витрата масла при заповненні западини через торці западин зубчастого колеса, зануреного в масляну ванну кг/с; Δt – час перебування западини в масляній ванні, с.

$$\Delta t = \frac{\cup AC}{\omega_i} = \frac{2 \cdot \phi_i \cdot r_i}{\omega_i} = \frac{2 \cdot r_i \cdot \arccos(1 - h_i)}{\omega_i} \quad (5)$$

Масова витрата масла при заповненні западин при її зануренні в масляну ванну Q_3 залежить від торцевого перерізу западин, дійсної швидкості її заповнення маслом і густини масла

$$Q_3 = A_a \cdot \rho_m \cdot V_3 \quad (6)$$

де ρ_m густина змащувального матеріалу при визначеній температурі масляної

ванни, кг/м³; $A_a = S_{bn} \cdot \sum_{i=1}^2 y_i$ площа перерізу западини в осьовому напрямку, м³;

y_i – коефіцієнт торцевого проміжку, отриманий дослідним шляхом; S_{bn} – площа торцевого перерізу западини, м²; V_3 – дійсна швидкість заповнення западини при її зануренні в масляну ванну осьовою течією масла, м/с.

Тоді

$$m_{bn} = \frac{A_a \cdot \rho_m \cdot V_3 \cdot r_i \cdot \arccos(1 - h_i)}{\omega_i} \quad (7)$$

Величина швидкості заповнення западини в осьовому напрямку визначається за законом Бернуллі:

$$\rho_m = \frac{V_3^2}{2} = \rho_b - \rho_j - \rho_g + \rho_h + \rho_m \frac{k_0^2 \cdot V_\tau^2}{2} \quad (8)$$

де p_b – тиск масла в западині внаслідок дії сил тертя, МПа; p_j – тиск масла в западині внаслідок дії центробіжних сил, МПа; p_g – тиск масла в западині внаслідок дії гравітаційних сил, МПа; p_h – гідростатичний тиск в западині, МПа; $V_\tau = \omega \cdot r \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta$ – швидкість потоку масла, яке витісняється профілем зуба із западин в радіальному напрямку; k_0 – швидкісний коефіцієнт, який залежить від форми потоку масла із западини зубчастого колеса, м/с².

Рівняння (8) описує процеси, які відбуваються в западині, зануреній у масляну ванну: масло викидається із западини гравітаційними та центробіжними силами і утримується в западині в'язкісними і гідростатичними силами, але частина масла викидається в радіальному напрямку зі швидкістю V_i , і поступає в осьовому напрямку зі швидкістю V_3 .

Якщо відносний радіус вершин колеса $R_a = r_a \cdot r_i$ і відносний радіус зубчастого колеса $R_b = r_b \cdot r_i$, отримаємо відносний тиск центробіжних сил інерції масла

$$p_j = \frac{P_j}{\rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2} = \frac{1}{2} \cdot (R_a^2 - R_b^2) \quad (9)$$

площа змочуваної поверхні

$$A_{wash} = b \cdot r_i^2 \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha_a - \operatorname{tg}^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha \quad (10)$$

Прийmemo до уваги, що число Рейнольдса $Re = \frac{\omega_i \cdot r_i^2}{\nu_m}$, відносний тиск масла

в западині внаслідок сил в'язкісного тертя

$$p_b = \frac{P_b}{\rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2} = \frac{V_\tau^{1.5} \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha_a - \operatorname{tg}^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha}{\phi_i^{1.5} \cdot A_i \cdot \sqrt{3} \cdot Re} \quad (11)$$

Де

$$\phi_i = \left(\frac{V_\tau}{\phi_i} \right)^{1.5} \cdot \frac{(\operatorname{tg}^2 \alpha_a - \operatorname{tg}^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha}{R_a \cdot \sqrt{3}} = \left(\frac{\sin \alpha \cdot \cos \beta}{\phi_i} \right)^{1.5} \times \frac{(\operatorname{tg}^2 \alpha_a - \operatorname{tg}^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha}{R_a \cdot \sqrt{3}}$$

Відносний тиск гравітаційних сил

$$p_g = \frac{(R_a - R_b) \cdot r_i \cdot g \cdot \rho_m}{\rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2} = \frac{(R_a - R_b)}{F_r} \quad (12)$$

Де $F_r = \frac{\omega_i^2 \cdot r_i}{g}$ - число Фруда.

Відносний гідростатичний тиск масла в западині на глибині ділильного кола

$$p_h = \frac{r_i \cdot h_i \cdot g \cdot p_m}{p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2} = \frac{h_i}{F_r} \quad (13)$$

Підставляючи (13), (12), (11), (9) в (8), отримуємо рівняння Бернуллі в безрозмірному вигляді

$$V_3^2 = (R_a^2 - R_b^2) + \frac{2}{F_r} (h_i - R_a - R_b) + \frac{2\Phi_i}{\sqrt{\text{Re}}} + (k_o \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta)^2.$$

Безрозмірна швидкість заповнення западини зануреної в масляну ванну

$$\frac{V_3}{\omega_i \cdot r_i} = V_3 = k_s \times \sqrt{(R_a^2 - R_b^2) + \frac{2}{F_r} (h_i - R_a - R_b) + \frac{2\Phi_i}{\sqrt{\text{Re}}} + (k_o \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta)^2} \quad (14)$$

Де k_s – швидкісний коефіцієнт торцевого перерізу западин зубців зубчастого колеса ($k_s=0,85$ при абсолютно гострих кромках зубців, $k_s=0,9$ при додатковій обробці кромки зубців).

Підставляючи (14) отримаємо:

$$Q_3 = \frac{(\pi - 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha)}{z} \cdot \frac{r_i^3 \cdot (R_a^2 - R_b^2)}{2} \times \sum_{i=1}^2 y_i \cdot p_m \cdot \omega_i \cdot V_3 \cdot \cos \beta \quad (15)$$

А потім в (10)

$$m_{bm} = \frac{p_m \cdot r_i^3 \cdot (\pi - 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha) \cdot (R_a^2 - R_b^2)}{2 \cdot z} \times \frac{\sum_{i=1}^2 y_i \cdot V_3 \cdot \arccos(1 - h_i) \cdot \cos \beta}{2 \cdot z} = \frac{p_m \cdot r_i^3 \cdot m_{bm}}{2 \cdot z} \quad (16)$$

$y_i = \frac{4 \cdot R_b \cdot \delta_i}{(R_a^2 - R_b^2)}$ – коефіцієнт торцевого зазору, який представляє собою відно-

шення площі радіального зазору, відносно до одного зуба, до площі западини.

Отримуємо силу Кориоліса

$$F_k = p_m \cdot r_i^4 \cdot \frac{m_{bm}}{z_i} \cdot \omega_i^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \quad (17)$$

Момент сили Кориоліса при зануренні колеса в масляну ванну (момент опору обертання зубчастого колеса)

$$M_k = \frac{\arccos(1 - h_i) \cdot z_i}{\pi} \cdot F_k \cdot r_i;$$

$$M_k = \frac{p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5}{\pi} \cdot (\pi - 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha) \cdot (R_a^2 - R_b^2) \times \sum_{i=1}^2 y_i \cdot V_3 \cdot \arccos^2(1 - h_i) \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta \quad (18)$$

Для нульового зубчастого колеса вираз (18) частково спрощується

$$M_k = p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (R_a^2 - R_b^2) \times \sum_{i=1}^2 y_i \cdot V_3 \cdot \arccos^2(1 - h_i) \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta \quad (19)$$

Безрозмірний момент сили Кориоліса при зануренні нульового зубчастого колеса в масляну ванну

$$C_k = 2 \cdot (R_a^2 - R_b^2) \cdot \frac{(\pi - 4 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha)}{\pi} \times \sum_{i=1}^2 y_i \cdot V_3 \cdot \arccos^2(1 - h_i) \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta \quad (20)$$

Визначення втрат внаслідок в'язкісного тертя на периферії зубчастого колеса.

На зубчасту пару, частково або повністю занурену в масляну ванну, діють сили гідродинамічного тертя, як на периферію зубчастого колеса, так і на бокові поверхні коліс.

Граничними умовами при циркуляції масла уздовж периферії зубчастого колеса є

$$V_{out} = \omega_i \cdot r_{ai} \text{ при } r = r_{ai} \text{ и } V_{out} = 0 \text{ при } r \rightarrow \infty$$

Де ω_i – кутова швидкість зубчастого колеса і $r \in (r_{ai}, \infty)$. Вирішуючи рівняння (19) з урахуванням вказаних граничних умов, отримуємо швидкість потоку на периферії зубчастого колеса

$$V_{out} = \frac{\omega_i \cdot r_{ai}^2}{r} \quad (21)$$

Тоді при заданій динамічній в'язкості радіальна, осьова і тангенційна складові напруження на периферії зубчастого колеса внаслідок обертання останнього визначається наступним чином

$$\tau_{out} = 2 \cdot \mu_m \cdot \frac{\partial V_{out}^r}{\partial r} = 0 \quad (22)$$

$$\tau_{out} = 2 \cdot \mu_m \cdot \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_{out}^r}{\partial r} + \frac{V_{out}^r}{r} \right) = 0 \quad (23)$$

$$\tau_{out} = \mu_m \cdot r \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_{out}^r}{r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_{out}^r}{\partial r} = - \frac{2 \cdot \mu_m \cdot \omega_i \cdot r_{ai}^2}{r^2} \quad (24)$$

З рівнянь (22-24) видно, що тільки тангенціальна складова напруження на периферії зубчастого колеса не дорівнює нулю. З рівняння (24) витікає, що на периферії зубчастого колеса $r = r_{ai}$ тангенційне напруження дорівнює $\tau_{out} = 2 \cdot \mu_m \cdot \omega_i$ і сила опору дорівнює

$$F_{out} = A_{wash} \cdot \tau_{out} = 2 \cdot A_{wash} \cdot \mu_m \cdot \omega_i \quad (25)$$

Де $A_{wash} = 2 \cdot \phi_i \cdot r_{ai} \cdot b_i$ – площа змащованої поверхні, м².

Кінцевий момент сил гідродинамічного опору периферії окремо взятого зубчастого колеса визначається наступним чином

$$M_{out} = F_{out} \cdot r_{ai} = 4 \cdot \mu_m \cdot b_i \cdot r_{ai}^2 \cdot \omega_i \cdot \phi_i \quad (26)$$

$$M_{out} = \frac{4 \cdot \mu_m \cdot R_a^2 \cdot b_i \cdot r_{ai}^5 \cdot \omega_i^2 \cdot \phi_i \cdot p_m}{p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2} = \frac{4 \cdot R_a^2 \cdot p_m \cdot b_i \cdot r_{ai}^5 \cdot \omega_i^2 \cdot \phi_i^2}{\operatorname{Re}} \quad \text{Підставляючи}$$

значення кута $\phi_i = \arccos(1 - h_i)$, безрозмірний момент опору обертання зубчастого колеса внаслідок в'язкості тертя на периферії зубців:

$$C_{out} = \frac{M_{out}}{p_m \cdot r_i^5 \cdot \omega_i^2} = \frac{8 \cdot R_a^3 \cdot b_i \cdot \arccos(1 - h_i)}{\operatorname{Re}} \quad (27)$$

Визначення втрат внаслідок в'язкісного тертя на торцях зубчастого колеса.

Безрозмірний момент сил гідравлічного опору внаслідок в'язкісного тертя масла в умовах ламінарного режиму потоку

$$C_M^{lam} = \frac{\sqrt{v_m}}{\sqrt{3 \cdot l_* \cdot \omega_i \cdot r_i^2}} = \frac{1}{\sqrt{3 \cdot l_* \cdot Re}} = \frac{1}{\sqrt{6 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (28)$$

де $l_* = 2 \cdot r_{ai} \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} = 2 \cdot A_i \cdot r_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)}$ – характерний лінійний розмір, м.

Сила гідравлічного опору внаслідок тертя масла об торцеві поверхні зубчастого колеса в умовах ламінарного режиму потоку визначається як

$$F_T^{lam} = p_m \cdot A_i^2 \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^4 \times \frac{\left[\arccos(1 - h_i) - \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot (1 - h_i) \right]}{\sqrt{6 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (29)$$

Момент сил гідравлічного опору внаслідок тертя масла об торцеві поверхні зубчастого колеса в умовах ламінарного режиму потоку визначається як

$$M_T^{lam} = F_T^{lam} \cdot r_i$$

$$M_T^{lam} = p_m \cdot A_i^2 \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \times \frac{\left[\arccos(1 - h_i) - \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot (1 - h_i) \right]}{\sqrt{6 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (30)$$

Безрозмірний момент сил гідравлічного опору внаслідок тертя масла об торцеві поверхні зубчастого колеса в умовах ламінарного режиму потоку

$$C_T^{lam} = \frac{M_T^{lam}}{0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5} = \frac{2 \cdot A_i^2 \cdot \left[\arccos(1 - h_i) - \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot (1 - h_i) \right]}{\sqrt{6 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (31)$$

Для турбулентного режиму потоку

$$C_M^{turb} = 0.0276 \cdot \left(\frac{v_m}{l \cdot \omega_i \cdot r_i} \right)^{\frac{1}{7}} = \frac{0.0276}{\sqrt[7]{2 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (32)$$

Сила гідравлічного опору внаслідок тертя масла об торцеві поверхні зубчастого колеса в умовах турбулентного режиму потоку визначається аналогічно (29)

$$F_T^{turb} = 0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2 \cdot 2 \cdot A_{wash} \cdot C_M^{turb} \quad (33)$$

Підставляючи (10), (32) в (33) момент сил в'язкісного тертя при турбулентному режимі руху

$$M_T^{turb} = F_T^{turb} \cdot r_i = p_m \cdot A_i^2 \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \times \frac{0.0276 \cdot \left[\arccos(1 - h_i) - \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot (1 - h_i) \right]}{\sqrt[7]{2 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (34)$$

Безрозмірний момент сил гідравлічного опору внаслідок тертя масла об торцеві поверхні зубчастого колеса в умовах турбулентного режиму потоку

$$C_T^{turb} = \frac{M_T^{turb}}{0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5} = A_i^2 \cdot \frac{0.0276 \cdot \left[\arccos(1 - h_i) - \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot (1 - h_i) \right]}{\sqrt[7]{2 \cdot A_i \cdot \sqrt{h_i \cdot (2 - h_i)} \cdot Re}} \quad (35)$$

Сумарний момент сил гідромеханічного опору обертання зубчастого колеса, зануреного в масляну ванну, визначається таким чином

$$M = 0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_k + C_T + C_{out}) \quad (36)$$

Втрати потужності внаслідок гідродинамічного опору обертання зубчастого колеса, зануреного в масляну ванну

$$P = 0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^3 \cdot r_i^5 \cdot (C_k + C_T + C_{out}) \quad (37)$$

В результаті математичного моделювання процесів обертання зубчастого колеса при його зануренні в масляну ванну отримана аналітична залежність, яка дозволяє прогнозувати вплив геометричних параметрів зубчастої передачі на гідродинамічні втрати потужності.

Висновки.

В результаті математичного моделювання отримані відносно прості аналітичні залежності впливу геометричних і конструктивних параметрів зубчастого колеса на втрати потужності гідродинамічного опору обертанню.

Проведені теоретичні дослідження дозволили встановити наявність двох режимів руху масла в западинах зубчастих коліс, які характеризуються співвідношенням відцентрових, гравітаційних, гідростатичних і сил в'язкості і Кориоліса.

При зміні торцевого зазору від нуля до критичного значення втрати потужності внаслідок гідродинамічного опору обертання зубчастого колеса, зануреного в масляну ванну завжди менше аналогічних втрат, у випадку, якщо зазор більше критичного значення.

Розрахунок за залежністю (37) дозволяє врахувати не тільки вплив геометричних параметрів зубчастих коліс, занурених в масляну ванну, але й конструктивні характеристики, такі як глибина занурення зубчастого колеса і торцеві зазори між стінками картера та колесом, яке обертається.

З метою визначення інтегральних характеристик дисипації енергії та розробки в подальшому інженерного методу оцінювання енергетичної ефективності зубчастих передач була розроблена математична модель поведінки масла в западинах зубчастого колеса, що обертається при його зануренні в масляну ванну.

Встановлено умову граничної швидкості обертання зубчастих коліс, при якій змащування зануренням в масляну ванну стає неефективним і необхідно застосовувати схему циркуляційного змащування.

Список літератури

1. Changenet C., Oviedo-Marlot X., Velez P. (2006) Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox, ASME Journal of Mechanical Design, 128, 618-625.
2. Changenet C., Velez P. (2007) A model for the prediction of churning losses in geared transmissions – preliminary results, ASME Journal of Mechanical Design, 129, 128-133.
3. Changenet C., Velez P. (2008) Housing influence on churning losses in geared transmissions, ASME Journal of Mechanical Design, 130(6).
4. Seetharaman S., Kahraman A., Moorhead M.D., Petry-Johnson T.T. (2009) Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model, Journal of Tribology, Vol. 131, 1-9.
5. Akin L.S., Mross J.J. (1975) Theory for effect of windage on the lubricant flow in the tooth spaces of spur gears, ASME Journal of eng. for industry, 97, 1266-1273.
6. Bolotovskiy I.A., Gurev B.I., Smirnov V.E., Shenderov B.I. (1974) Tsilindricheskoe evolventnyie zubchatyie peredachi vneshnego zatsepleniya, Moskva, Mashinostroenie.
7. Daily J., Nece R. (1960) Chamber dimension effects of induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks, ASME J Basic Eng. 82, 217-232.
8. Heingartner P., Mba D. (2005) Determination power losses in the helical gear mesh, Gear technology, 32-37.

9. Ioselevich G.B. (1988) *Detali mashin*, Moskva, Mashinostroenie.
10. Karpov O., Nosko P., Fil P., Nosko O., Olofsson U. (2017) Prevention of resonance oscillations in gear mechanisms using non-circular gears, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 114, 1-10.
11. Kindrachuk M.V., Dushek Yu.Ya., Luchka M.V. (1994) The local character of the stress-strained state of a composite loaded by friction forces, *Poroshkovaya Metallurgiya*, 9-10, 56-61.
12. Kodnir D.S. (1976) *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detaley*, Moskva, Mashinostroenie.
13. Kudryavtsev V.N. (1957) *Zubchatyie peredachi*, Moskva, Mashgiz.
14. Litvin F.L. (1968) *Teoriya zubchatyih zatseplenyi*, Moskva, Nauka.
15. Mann R., Marston C. (1961) Friction drag on bladed disks in housings as a function of Reynolds number, axial and radial clearance, and blade aspect ratio and solidity, *ASME J Basic Eng.* 83, 719-723.
16. Novikov M.L. (1958) *Zubchatyie peredachi s novym zatsepleniem*, Moskva.
17. Pechersky M.J. (1987) An analysis of fluid flow between meshing spur gear teeth: MS thesis, Pennsylvania State University, State College, PA.
18. Reshetov D.N. (1989) *Detalimashin*, Moskva, Mashinostroenie.
19. Shishov V.P., Pankratov D.A., Muhovatyiy O.A. (2001) Kriterii otsenki rabotosposobnosti peredach zatsepleniem, *Visnik NTU HPI*, 12, 27-33.
20. Tkach P., Nosko P., Bashta O., Bashta A. (2018) Design of worm gears with optimal geometric parameters based on minimization of looses in gearing, *Problemy tertia ta znoshuvannia*, 1 (78), 75-84.
21. Tkach P., Nosko P., Boyko G., Bashta O., Tsybrii Iu., Gerasimova O. (2018) Gearing with increased teeth wear resistance, *Problemy tertia ta znoshuvannia*, 2 (79), 86-92.

Стаття надійшла до редакції 22.05.2020.

Носко Павло Леонідович – д.т.н., професор, професор кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, тел. 406-78-42.

Башта Олександр Васильович – к.т.н., доц., доцент кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, nau12@ukr.net.

Бойко Григорій Олексійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Герасимова Ольга Вячеславівна – Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна, тел. 406-78-42, nau12@ukr.net.

Башта Алла Олексіївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет харчових технологій, доцент кафедри Технології оздоровчих продуктів, м. Київ, Україна.

P. NOSKO, O. BASHTA, G. BOYKO, O. GERASIMOVA, A. BASHTA

DETERMINATION OF HYDRODYNAMIC POWER LOSSES IN A GEARING. THEORY

The generalized criterion of high-speed gearing effectiveness can be considered gearing efficiency taking into account conditions and modes of its operation, materials and manufacturing technology, transmitted load and gear peripheral speed. Power losses can be divided into those that depend on the transmitted load - mechanical friction in the gears and bearings, and those that do not depend on the load - aerohydrodynamic resistance, periodic compression and expansion between the teeth. Depending on the operating conditions, different methods of oil supply to parts and gear units are used, the main of which are lubrication by immersion in an oil bath, spraying from the main oil bath and circulating oil supply. The ratio of aerodynamic and hydromechanical drag forces is determined by the oil level in the oil bath. For each i -th toothed gear, partially or completely immersed in the oil bath, the power expended to overcome the hydromechanical resistance can be represented as the sum of the moment of viscous friction forces at the ends of the toothed gear in the oil bath, the moment of viscous friction forces on the periphery of gear heads in the oil bath and the moment of Coriolis force, which occurs due to the radial movement of oil in the cavity of the gear. There is currently no generalized analytical model that combines all types of losses. As a result of mathematical modeling, analytical dependences of the toothed gear geometric and structural parameters influence on the power loss of hydrodynamic resistance to rotation are obtained. Theoretical studies have established the presence of two modes of oil movement in the tooth spaces of the toothed gears, which are characterized by the ratio of centrifugal, gravitational, hydrostatic and viscosity forces and Coriolis force. The calculation allows taking into account not only the influence of geometric parameters of gears immersed in the oil bath, but also design characteristics such as the depth of immersion of the gear and side clearance between the walls of speed reducer and the rotating toothed gear.

Key words: hydrodynamic power losses, gearing, oil behavior in tooth spaces, geometrical parameters.

Reference

1. Changenet C., Oviedo-Marlot X., Velex P. (2006) Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox, *ASME Journal of Mechanical Design*, 128, 618-625.
2. Changenet C., Velex P. (2007) A model for the prediction of churning losses in geared transmissions – preliminary results, *ASME Journal of Mechanical Design*, 129, 128-133.
3. Changenet C., Velex P. (2008) Housing influence on churning losses in geared transmissions, *ASME Journal of Mechanical Design*, 130(6).
4. Seetharaman S., Kahraman A., Moorhead M.D., Petry-Johnson T.T. (2009) Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model, *Journal of Tribology*, Vol. 131, 1-9.
5. Akin L.S., Mross J.J. (1975) Theory for effect of windage on the lubricant flow in the tooth spaces of spur gears, *ASME Journal of eng. for industry*, 97, 1266-1273.
6. Bolotovskiy I.A., Gurev B.I., Smirnov V.E., Shenderov B.I. (1974) *Tsilindricheskie evolyventnye zubchatye peredachi vneshnego zatsepleniya*, Moskva, Mashinostroenie.
7. Daily J., Nece R. (1960) Chamber dimension effects of induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks, *ASME J Basic Eng.* 82, 217-232.
8. Heingartner P., Mba D. (2005) Determination power losses in the helical gear mesh, *Gear technology*, 32-37.
9. Ioselevich G.B. (1988) *Detali mashin*, Moskva, Mashinostroenie.
10. Karpov O., Nosko P., Fil P., Nosko O., Olofsson U. (2017) Prevention of resonance oscillations in gear mechanisms using non-circular gears, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 114, 1-10.
11. Kindrachuk M.V., Dushek Yu.Ya., Luchka M.V. (1994) The local character of the

stress-strained state of a composite loaded by friction forces, *Poroshkovaya Metallurgiya*, 9-10, 56-61.

12. Kodnir D.S. (1976) *Kontaknaya gidrodinamika smazki detaley*, Moskva, Mashinostroenie.

13. Kudryavtsev V.N. (1957) *Zubchatyie peredachi*, Moskva, Mashgiz.

14. Litvin F.L. (1968) *Teoriya zubchatyih zatsepleniya*, Moskva, Nauka.

15. Mann R., Marston C. (1961) Friction drag on bladed disks in housings as a function of Reynolds number, axial and radial clearance, and blade aspect ratio and solidity, *ASME J Basic Eng.* 83, 719-723.

16. Novikov M.L. (1958) *Zubchatyie peredachi s novym zatsepleniem*, Moskva.

17. Pechersky M.J. (1987) An analysis of fluid flow between meshing spur gear teeth: MS thesis, Pennsylvania State University, State College, PA.

18. Reshetov D.N. (1989) *Detalimashin*, Moskva, Mashinostroenie.

19. Shishov V.P., Pankratov D.A., Muhovatyiy O.A. (2001) Kriterii otsenki rabotosposobnosti peredach zatsepleniem, *Visnik NTU HPI*, 12, 27-33.

20. Tkach P., Nosko P., Bashta O., Bashta A. (2018) Design of worm gears with optimal geometric parameters based on minimization of losses in gearing, *Problemy tertia ta znoshuvannia*, 1 (78), 75-84.

21. Tkach P., Nosko P., Boyko G., Bashta O., Tsybrii Iu., Gerasimova O. (2018) Gearing with increased teeth wear resistance, *Problemy tertia ta znoshuvannia*, 2 (79), 86-92.