

Шляхи зниження моменту зрушення гідравлічних моторів

В статті запропоновані засоби зниження моменту зрушення гідравлічних моторів шестеренного типу за рахунок оптимізації геометрії зубчастого зачеплення.

гідравлічний мотор шестеренного типу, момент зрушення, від'ємне перекриття

При роботі гідравлічних машин шестеренного типу в режимі гідромотора велике значення має наявність шкідливого опору обертанню шестерень, який виникає від сил тертя в зубчастому зачепленні. [1] стор. 84...109.

Шкідливий опір має різні значення за період обертання зачеплення на один крок.

Наявність шкідливого опору від сил тертя значно знижує коефіцієнт корисної дії (ККД) гідромоторів, який в окремих випадках перевищує 65%, [2], стор. 116.

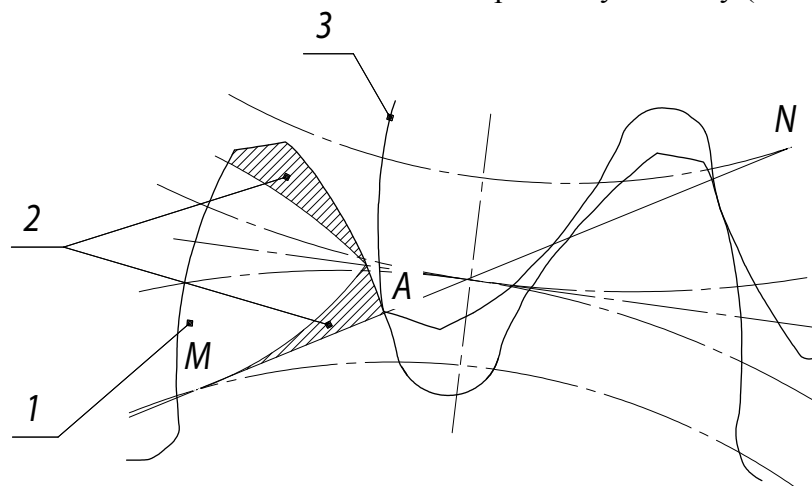
Але найбільший недолік гідромоторів шестеренного типу – завищене значення моменту зрушення, яке нормується діючими галузевими стандартами.

Метою дослідження є пошук засобів зниження моменту зрушення.

Об'єктом дослідження є геометрія зубчастого евольвентного зачеплення робочої пари гідромотора.

Предмет дослідження – розробка вдосконаленої геометрії евольвентного зачеплення.

Для вирішення поставленої задачі необхідно розглянути схему (див. рис.1).



1 – зубці ведучої шестерні; 2 – епюри швидкості ковзання; 3 – зубці веденої шестерні

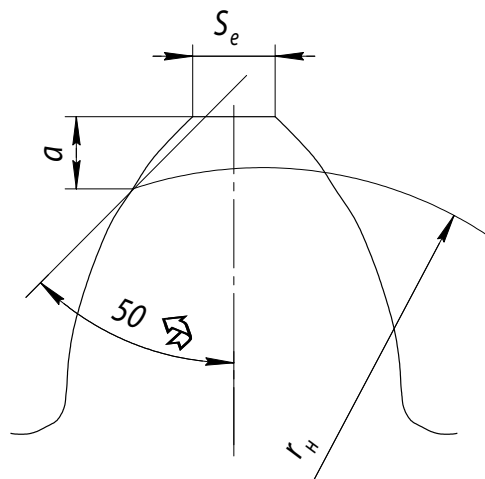
Рисунок 1 – Схема зачеплення

Максимальна величина швидкості ковзання виникає в точці А, початку зачеплення. При цьому радіус кривизни МА незначний, відповідно до цього в точці А виникає значний питомий тиск. В точці А верхівка зуба веденої шестерні внаслідок кромки, яка утворена евольвентним профілем 3 і зовнішньою циліндричною поверхнею верхівок зубців, знімає змащений шар. З цієї точки зору положення початку зачеплення має підвищене значення моменту зрушення відносно до інших положень.

З метою усунення вказаного недоліку в роботах Юдіна. Е.М. пропонується виконувати скоси на верхівках зубців (рис. 2). В той же час наявність зазначених скосів знижує розмір верхівки зубців S_e , яка відокремлює камери нагнітання та дренажу гідромотора, і є ущільнюючою перемичкою.

Таким чином єдиним засобом вирішення поставленої задачі може бути відведення точки початку зачеплення із зони максимального тиску.

Це можливо шляхом зменшення довжини активної частини лінії зачеплення. Однак таке можливо лише при умові забезпечення однопарного контакту на протязі всієї довжини лінії зачеплення. Збереження однопарного контакту можливо здійснити при умові, коли коефіцієнт перекриття ε не перевищує одиниці ($\varepsilon \leq 1,0$), наявність зони від'ємного перекриття.



S – ширина перемички; r_n – радіус початку зачеплення; a – довжина скосу

Рисунок 2 – Схема утворення скосів

В той же час в роботі [1] значення ε для гідравлічних машин, які працюють в режимі гідронасоса більші за одиницю, для них рекомендовано застосовувати лише позитивне перекриття.

Розглянемо умови навантаження шестерень при роботі гідромашини в режимі насоса та в режимі гідромотора.

При роботі в режимі насоса (рис. 3а) активний момент Ma , який прикладається до ведучої шестерні 2 передається веденій шестерні 3 за рахунок зачеплення евольвентних профілів.

При цьому, при наявності від'ємного перекриття ($\varepsilon \leq 1,0$) здійснюється роз'єднання контактуючих профілів зубців на величину зазору в зачепленні. Таке роз'єднання може спричинити заклинювання насоса.

Ефект роз'єднання контактуючих профілів пояснюється тим, що момент опору Mo діє на обидві шестерні одночасно, а активний момент Ma прикладається лише до ведучої шестерні.

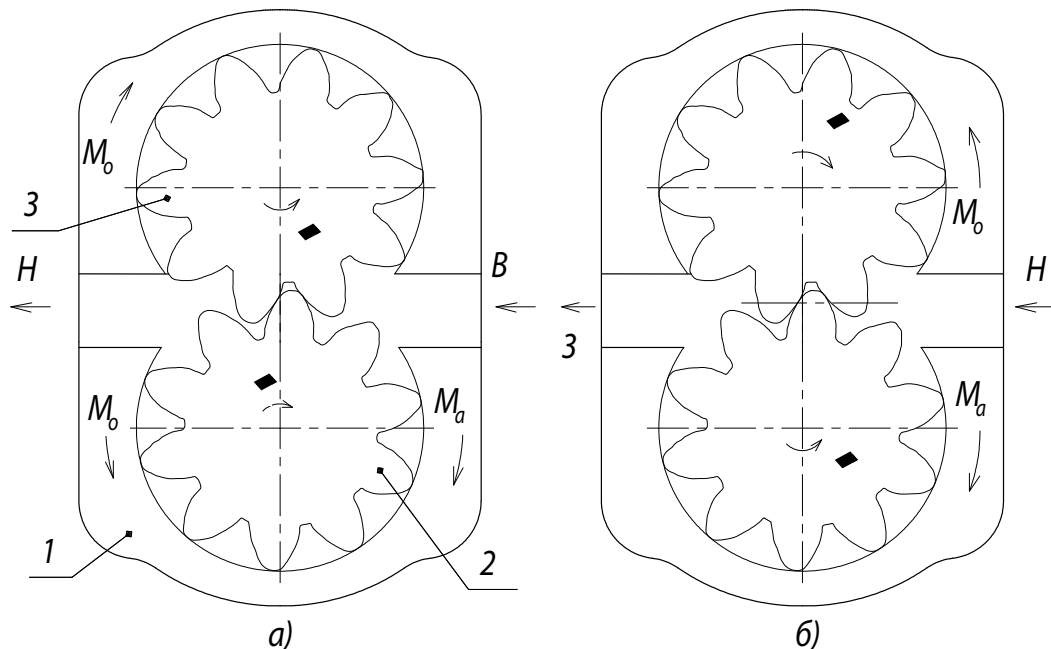
Відповідно до чого виникає приторможування веденої шестерні відносно ведучої в межах бічного зазору передачі.

Цей ефект супроводжується роз'єднанням попередньо контактуючих профілів, що викликає їх можливий контакт за межами лінії зачеплення, що в свою чергу сприятиме заклинюванню передачі.

При роботі в режимі гідромотора (рис. 3б) активний момент Ma утворюється дією робочої рідини на зубці обох шестерень як на лопаті турбіни. В цьому випадку

момент M_a впливає як зовнішня сила, яка синхронно переміщує обидві шестерні з однаковою кутовою швидкістю. При цьому забезпечується постійний контакт робочих профілів в зоні від'ємного перекриття, в межах лінії зачеплення.

Таким чином наявність від'ємного перекриття при роботі гідравлічної машини в режимі гідромотора сприяє зникненню шкідливих точок (поверхонь) тертя, що в свою чергу буде сприяти підвищенню ККД та зниженню моменту зрушення.



а) робота в режимі насоса; б) робота в режимі мотора;
1 – корпус; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведена шестерня;
Н – напір; В – всмоктування; 3 – злив; M_a – активний момент; M_o – момент опору

Рисунок 3 – Схема крутних моментів, діючих на шестерні

На рисунку 4а наведена схема зачеплення з позитивним перекриттям. Як видно із схеми в момент початку зачеплення в роботі профілів приймає участь дві ділянки в точках 1 та 4. При цьому в точці 1 буде виникати значний опір переміщення по причинах, які описані вище.

На рисунку 4б наведена схема зачеплення з від'ємним перекриттям. Внаслідок збільшення радіуса кола початку зачеплення r_i' точка 1 почне контактувати з профілем 3 в більш зручних умовах.

При цьому на частині довжини лінії зачеплення контакт профілів відсутній, і таке зачеплення могло б працювати лише при наявності зовнішнього моменту, який впливає на обидві шестерні.

На рисунку 5 представлена решітчаста діаграма зачеплення шестерень. Аналіз наведених положень підтверджує той факт, що застосувати від'ємне перекриття можливо шляхом збільшення радіуса кола початку зачеплення r_i' .

При цьому, на протязі всього зачеплення буде мати місце однопарний контакт (в контакті буде знаходитись лише одна пара профілів), а в зоні a буде мати місце від'ємне перекриття. Фактичні розміри зони a можливо встановити лише експериментальним шляхом, безпосереднім підбором різних значень r_i' , при яких буде забезпечена працездатність гідромашини.

Наявність позитивного або від'ємного перекриття відображається коефіцієнтом перекриття ε :

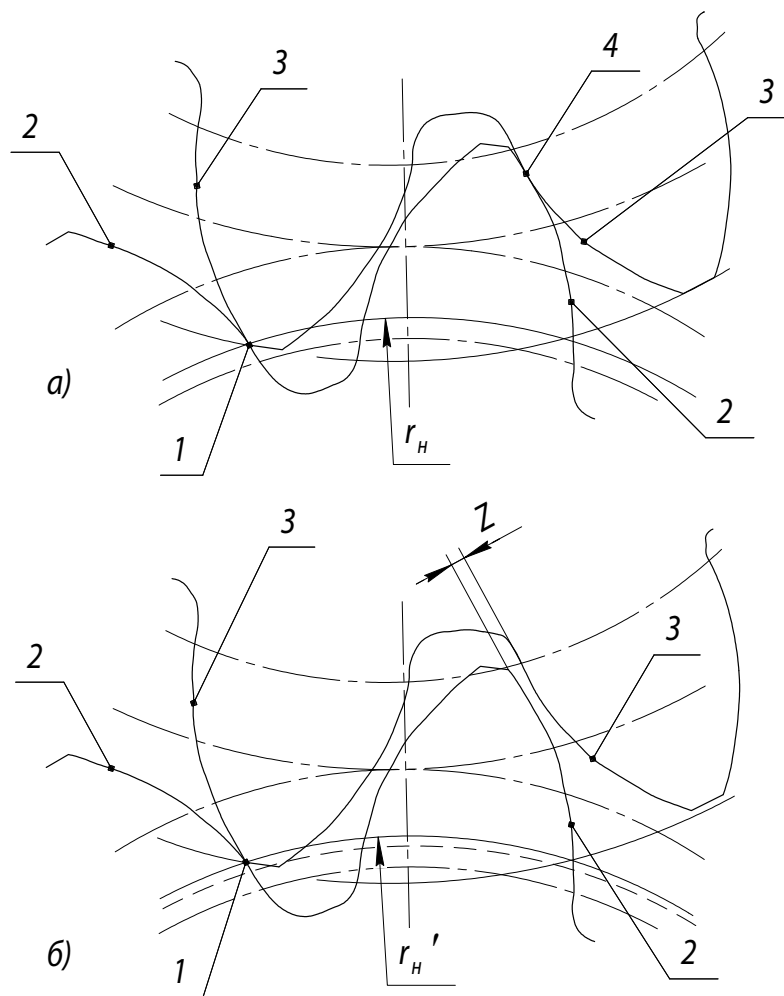
$$\varepsilon = \frac{g_a}{P_\alpha}, \quad (1)$$

де— довжина активної частини лінії зачеплення;

P_α — крок по основному колу.

Як видно із формули позитивне перекриття ($\varepsilon > 1$) виникає у випадках, коли $g_a > P_\alpha$, а від'ємне ($\varepsilon < 1$) коли $g_a < P_\alpha$. Таким чином g_a з урахуванням формули (1):

$$g_a = \varepsilon \cdot P_\alpha. \quad (2)$$



а) при наявності позитивного перекриття; б) при наявності від'ємного перекриття

1 – точка початку зачеплення; 2 – однойменні робочі профілі ведучої шестерні;
3 – однойменні робочі профілі веденої шестерні; 4 – точка контакту профілів при позитивному перекритті; r_n – радіус кола початку зачеплення при позитивному перекритті;
 r'_n – радіус кола початку зачеплення при від'ємному перекритті; Z - зазор в зачепленні

Рисунок 4 – Схема визначення початку зачеплення

Одночасно відомо [1], що значення g_a визначається із формули:

$$g_a = \rho_a - \rho, \quad (3)$$

де ρ_a – радіус кривизни евольвенти на колу виступів;

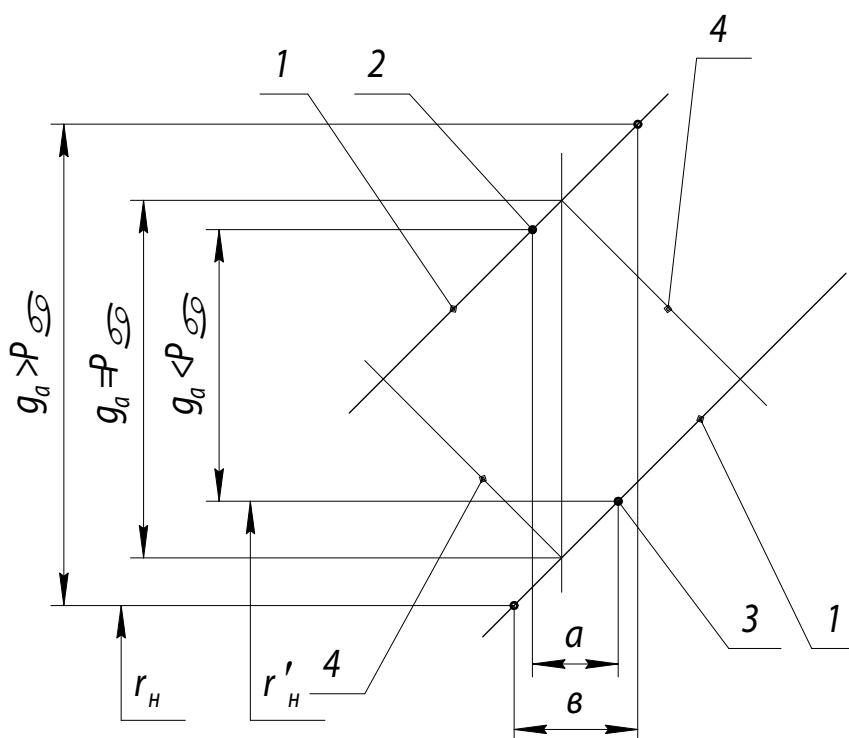
ρ – радіус кривизни евольвенти в точці початку зачеплення.

Прирівнявши вирази (2) і (3) отримаємо:

$$\rho_{\alpha} - \rho = \varepsilon \cdot P_{\alpha}. \quad (4)$$

Тоді:

$$\rho = \rho_\alpha - \varepsilon \cdot P_\alpha. \quad (5)$$



1 – робочі профілі зубів; 2 – точка закінчення зачеплення першої пари профілів;
3 – точка початку зачеплення другої пари профілів; 4 – неробочі профілі; g_a – довжина активної частини
лінії зачеплення; P_α – крок; a – довжина ділянки при якій має місце від’ємне перекриття;
 ϵ – довжина ділянки при якій має місце позитивне перекриття; r_n – радіус кола початку зачеплення при
позитивному перекритті; r'_n – радіус кола початку зачеплення при від’ємному перекритті

Рисунок 5 - Решітчаста діаграма зачеплення

Підставимо в формулу (5) значення ρ_α і P_α , які визначені через відомі параметри зубчастих евольвентних коліс, при цьому приймаємо значення $\varepsilon = 0,7...0,95$, визначене на основі експериментальних даних:

$$\rho = 0,5z \cdot tg\left(\arccos \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot r_s}\right) - (0,7 \dots 0,95)\pi, \quad (6)$$

де m – модуль;

z – кількість зубців;

r_a – радіус кола виступів.

Після проведення спрощень отримаємо:

$$\rho = z \cdot \operatorname{tg} \left(\arccos \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot r_a} \right) - (4,4 \dots 5,96). \quad (7)$$

Таким чином формула (7) визначає необхідне і достатнє значення радіуса кривизни в точці початку зачеплення, при наявності від'ємного перекриття.

Отриманий ефект дозволяє знизити сили тертя в зачепленні і підвищити ККД гідромашини, яка працює в режимі гідромотора.

Запропонований метод зниження моменту зрушення гідравлічних моторів дає можливість підвищити рівень їх надійності.

Конкретні значення параметрів геометрії зубчатого вінця шестерень встановлюються експериментальними методами.

Список літератури

1. Е.М. Юдин, Шестеренные насосы, М.: Машиностроение, 1964.– 234 с.
2. Л.Б.Богданович, Гидравлические приводы в машинах, МАШГИЗ, 1962, 150 с.
3. Dooner D.B., Seireg A.A. The Kinematic Geometry of Gearing. A Concurrent Engineering Approach, John Wiley.
4. & Sons, Inc., NY, ISBN 0471045977. - 1995. - 450p.
5. Litvin F.L. Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New Jersey, 1994. - 724p.
6. Hunt K.H. Kinematic Geometry of Mechanisms, Clarendon Press, Oxford, 1978. - 465p.

В статье предложен метод уменьшения момента страгивания шестеренных гидравлических моторов путем применения схемы с отрицательным перекрытием.

In clause the method of reduction of the moment of the beginning of work of hydraulic motors with pinion gears by application of the scheme with negative blanking is offered.