

Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ

В статті розглянуто відомі математичні моделі втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ і зроблено аналіз їх переваг та недоліків.

шестеренний насос, радіальний зазор, втрати робочої рідини через радіальний зазор, напірна складова, фрикційна складова

При визначенні втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ різні дослідники пропонують користуватись різними математичними моделями. Ці моделі дають різні результати, враховуючи ті чи інші фактори. Тому виникає необхідність аналізу існуючих математичних моделей і створення найточнішої, що найбільш адекватно описує процес втрат робочої рідини через радіальний зазор.

В якості найпоширенішої моделі для підрахунку втрат робочої рідини через радіальний зазор використовується вираз:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{R_{\text{ш}} \cdot \omega \cdot \delta_p}{2} \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (1)$$

де Δp – перепад тиску між камерою нагнітання та камерою всмоктування, Па;

δ_p – радіальний зазор, мм;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, Па·с;

l – довжина зони ущільнення радіального зазору, мм;

$R_{\text{ш}}$ – зовнішній радіус вінця шестерень, мм;

ω – кутова швидкість, рад/с;

b – ширина шестерень, мм.

Ця вираз виведений з міркувань, що втрати робочої рідини через радіальний зазор можна ототожнити з випадком руху рідини між плоскопаралельними пластинами, одна з яких рухається з лінійною швидкістю u :

$$u = R_{\text{ш}} \cdot \omega, \text{ мм/с} \quad (2)$$

В роботі [1] вираз (1) виведено з рівнянь Нав'є-Стокса, а в праці [2] цей самий вираз отримано, виходячи з схеми сил, що діють на виділену елементарну частинку в потоці в'язкої рідини. Першим доданком (напірна складова) він показує, що втрати робочої рідини через радіальний зазор пропорційні кубу величини самого зазору, перепаду тиску, а також обернено пропорційні довжині щілини зазору і в'язкості робочої рідини. А другим доданком (фрикційна складова) відображає, що шестірня своїм обертанням протидіє втратам рідини.

Ряд авторів на чолі з Баштою Т.М. пропонують одразу замість довжини щілини l підставляти в формулу довжину дуги зубця по зовнішній циліндричній поверхні

шестірень l , перемножену на кількість зубців z , які контактують з поверхнею корпусу насоса:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot l_z \cdot z_k \cdot \mu} - \frac{R_{ш} \cdot \omega \cdot \delta_p}{2} \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (3)$$

Аналізуючи формулу (1) автор праці [3] стверджує, що при її виведенні допущенна помилка, внаслідок якої вдвічі перебільшена фрикційна складова. На його думку формула повинна мати такий вигляд:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{R_{ш} \cdot \omega \cdot \delta_p}{4} \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (4)$$

Крім того, намагаючись врахувати ексцентричний характер радіального зазору він стверджує, що замість величини δ_p слід підставляти середнє значення цього зазору:

$$\delta_{p, \text{ср}} = \frac{\sum_{\varphi=1}^{\alpha} \delta_{p,i}}{\alpha}, \text{ мм} \quad (5)$$

де φ_i – змінна величина кута;

α – кут перехідної зони між камерами всмоктування і нагнітання.

Тоді формула (4) для визначення втрат робочої рідини через ексцентричний радіальний зазор згідно [3] набуває такого вигляду:

$$\Delta Q_p = \left(\Delta p \cdot \frac{\left[\frac{\sum_{i=1}^{\varphi} \delta_{pi}}{\alpha} \right]^3}{12 \cdot \mu \cdot l} - \frac{\omega \cdot R_{ш}}{4} \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^{\varphi} \delta_{pi}}{\alpha} \right] \right) \cdot b, \text{ мм}^3/\text{с} \quad (6)$$

Також Магопець С.О. вважає, що в знаменник першої складової слід підставляти всю довжину щілини, а не суму довжин вершин зубців. В цьому контексті важко погодитись з автором, оскільки в області западини градієнт тиску $\frac{\Delta p}{l}$ дорівнює нулю, тому що вся рідина в западині перебуває під одним тиском. А змінюється тиск тільки безпосередньо в зазорі між вершиною зубців і корпусом в зоні зростання тиску.

Автори роботи [4] крім ексцентриситету намагалися врахувати також радіальне биття зовнішнього діаметра шестірень. В результаті вони пропонують таку модель:

$$\Delta Q_p = \left(\frac{\frac{\Delta p}{12 \cdot \mu \cdot l_z \cdot z_k} - \frac{\omega \cdot R_e}{2} \cdot \sum_{j=1}^{z_k} \frac{1}{\delta_{pj}^2}}{\sum_{j=1}^{z_k} \frac{1}{\delta_{pj}^3}} \right) \cdot b, \quad (7)$$

Врахування радіального биття безумовно важливий фактор, оскільки радіальне биття зовнішнього діаметра шестірні порівнянне з величиною самого радіального зазору. Але цій моделі притаманні недоліки спільні для всіх розглянутих моделей.

Ще один варіант виразу для підрахунку втрат робочої рідини через радіальний зазор пропонують Дідур В.А. і Єфремов В.Я. [5]:

$$\Delta Q_p = K \cdot \frac{\Delta p \cdot \delta_p}{\mu} - m \cdot \frac{u}{2} \cdot z. \quad (8)$$

де K — коефіцієнт пропорційності;

m — коефіцієнт, що враховує втрати тиску на зубцях шестірень;

u — швидкість руху зубця відносно стінки корпуса;

z — коефіцієнт, що враховує геометричні параметри щілини.

До недоліків цієї моделі слід віднести складність практичного застосування. Зокрема, до кінця незрозуміло що конкретно являє собою коефіцієнт z і як його визначати.

Слід відзначити, що жоден дослідник не звернув увагу на непостійну кількість зубців в зоні зростання тиску, а, отже, допущені неточності в визначенні довжини щілини радіального зазору. Тому в роботі [6] якраз і було поставлено за мету врахуванню цього фактора. Це суттєво уточнює математичну модель втрат робочої рідини через радіальний зазор.

Отже, велике різноманіття формул для підрахунку втрат робочої рідини між дуговою поверхнею корпуса і зовнішньою циліндричною поверхнею шестірні засвідчує, що немає єдності думки дослідників в даному питанні. Таким чином, створилось підґрунтя для недовіри машинобудівників до існуючих математичних моделей. Це стало однією з причин того, що нові шестеренні насоси вже після обкатки і випробування мають знос в області отвору всмоктування, внаслідок того, що радіальний зазор формують шляхом навмисного "врізання" шестірень в корпус. Такий стан справ не може задовольнити сучасні вимоги насособудування, тому пошуки точної математичної моделі втрат робочої рідини через радіальний зазор [6] безумовно є актуальними.

Список літератури

1. Гукасов Н.А. Механика жидкости и газа. — К.: НМК ВО, 1992. — 348 с.
2. Башта Т.М. Самолётные гидравлические приводы и агрегаты. М.: Оборонгиз, 1951.
3. Магопєць С.О. Технологія ремонту насосів типу НШ-У вдосконаленням методу зменшених ремонтних розмірів: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. — Кіровоград, 1999. — 230 с.
4. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1960. — 189 с.
5. Дидур В.А., Єфремов В.Я. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин. — К.: Техніка, 1986. — 129 с.
6. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 16. — Кіровоград: КНТУ. — 2005. С.235-240.

В статье рассмотрены известные математические модели радиальных утечек шестеренного насоса типа НШ и сделан анализ их преимуществ и недостатков.

There are analysis simulators of radial leak in gear pumps of HШ-type. The authors of the article analyzed the advantages and disadvantages of those simulators.