

**Д. В. Костюк, аспірант,  
О. М. Яхно, д.т.н., професор**

*Національний технічний університет України «КПІ»*

**ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНУ ЗМІНИ ОБ'ЄМУ КАМЕР ВСМОКТУВАННЯ ТА  
НАГНІТАННЯ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА**

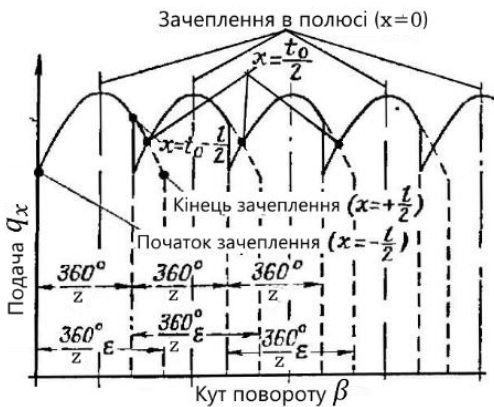
Шестеренні насоси з зовнішнім зачепленням є одними з найрозповсюдженіших гідравлічних машин, особливо в складі мобільних систем. Як відомо [1] подача рідини створювана шестеренними насосом має пульсуючий характер, що призводить до пульсацій тиску робочої рідини.

Миттєва подача шестеренного насоса з зовнішнім зачепленням може бути визначена з залежності:

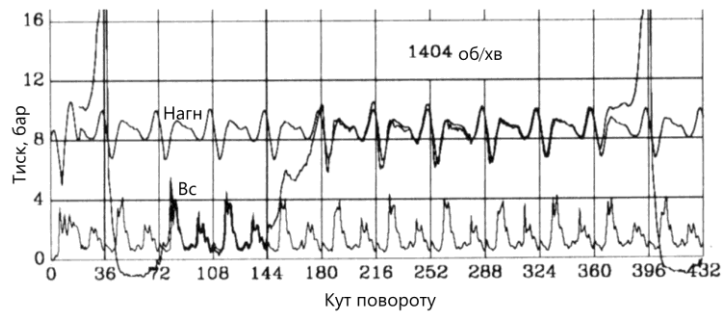
$$\frac{dq_x}{dt} = \frac{b}{r_o} (R_e^2 - r^2 - x^2) \frac{dx}{dt},$$

де  $b$  – ширина шестерен,  $R_e$  – радіус вершин шестерен,  $r$  – радіус початкових кіл шестерен,  $r_o$  – радіус основного кола,  $x$  – відстань від полюса до точки зачеплення.

Графічно, цю залежність можна представити функцією, що складається з частин парабол, та пропорційна до кількості зубів шестерен  $z$  (рисунок 1 а). Пульсації подачі рідини призводять до пульсацій тиску, причому внаслідок високого модуля пружності робочих рідин їх амплітуда може значно перевищувати амплітуду пульсації подачі. Як показують результати експериментальних досліджень [2] (рисунок 1 б) пульсації тиску на вході та виході насоса можуть мати досить значну амплітуду, а їх форма значно відрізняється від пульсації подачі.



а)



б)

Рисунок – 1 а) пульсації подачі на виході шестеренного насоса,  
б) пульсації тиску в лініях всмоктування (Вс) та нагнітання (Нагн)

Одним з факторів, що може впливати на пульсації тиску в лініях є зміна об'ємів камер всмоктування та нагнітання насоса. Як відомо тиск в об'ємі, що змінюється може бути визначений за формулою:

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V} E,$$

де  $\Delta V$  – зміна об'єму,  $V$  – початковий об'єм,  $E$  – модуль об'ємної пружності.

Через складність розглядаємих фігур площі були визначені графічним способом.

Для визначення зміни об'ємів камер всмоктування та нагнітання шестеренного насоса, що відбуваються в процесі його роботи, в програмному середовищі «Компас» була побудована модель зубчатого зачеплення, з параметрами досліджуваного насоса. Шляхом взаємного обертання шестерен було отримано ряд значень площ фігур, обмежених корпусом насоса та шестернями. Схема визначення площ показана на рисунку 2.

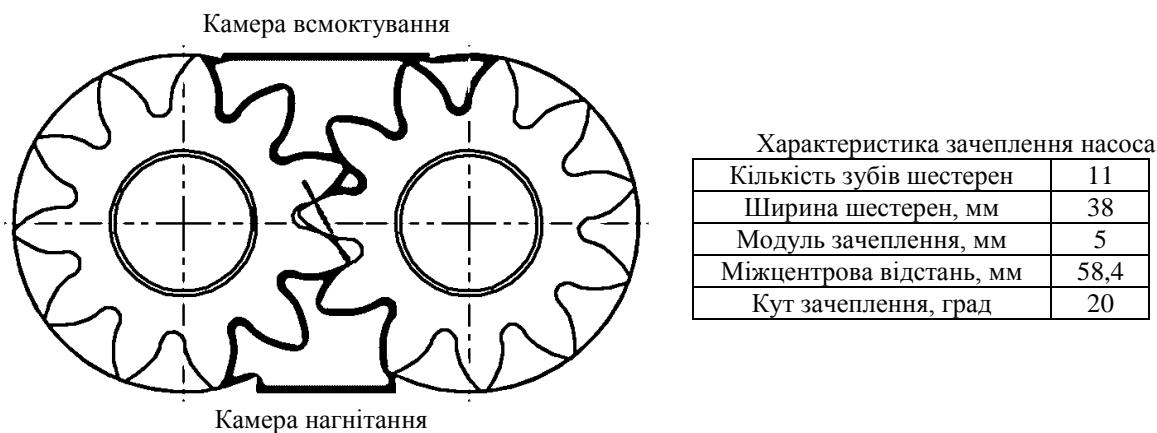


Рисунок 2 – Схема визначення площ камер шестеренного насоса

За отриманими даними були побудовані графіки зміни площ камер (рисунок 3). Графіки відповідають моменту від входу в зачеплення першої пари зубів до входу в зачеплення другої пари. Далі процес повторюється. Закон зміни об'єму робочих камер можна отримати помноживши площу на ширину шестерні.

Аналіз графіків показує, що зміна об'єму відбувається за законом, що має форму близьку до пилокоподібного. Для досліджуваного насоса зміна об'єму камери всмоктування складає  $(29,2 - 25,2) = 4 \text{ см}^3$ , а камери нагнітання –  $(24,8 - 21,5) = 3,3 \text{ см}^3$ .

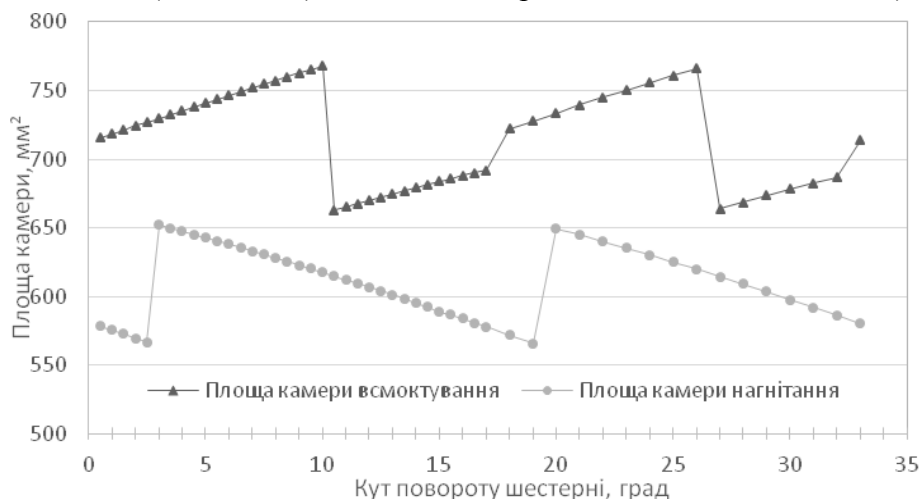


Рисунок 3 – Зміна площ камер всмоктування та нагнітання шестеренного насоса

Отримані залежності можуть бути використані для визначення пульсацій тиску в камерах шестеренного насоса.

### Література

1. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
2. Manco, S.; Nervegna, N.; Japan Hydraulics and Pneumatics Society. Pressure transients in an external gear hydraulic pump – Fluid power 2nd International symposium, Fluid power; 221-228, 1993.