

## Обґрунтування зменшення енерговитрат при визначенні коефіцієнта подачі шестеренного насоса

Отримані аналітичні залежностей коефіцієнта подачі досліджуваного шестеренного насоса від відносного тиску в порівнянні з тиском еталонного насоса, який він в змозі розвинути на наперед заданому навантаженні, стали основою для розробки нового енергозберігаючого способу визначення коефіцієнта подачі досліджуваного насоса.

**шестеренний насос, коефіцієнт подачі, еталонний насос, робочий об'єм насоса, внутрішні витоки**

Шестеренні в порівнянні з іншими типами об'ємних гідромашин (поршневыми і пластинчастими) мають ряд істотних переваг, серед яких висока питома потужність в розрахунку на одиницю маси й об'єму насоса, простота конструкції та низька собівартість виготовлення і експлуатації, які на порядок менше, ніж інших типів об'ємних гідромашин, нечутливість до забруднень, що дозволяє експлуатувати шестеренні насоси (НШ) в умовах високої запиленості. Ці якості дозволили НШ знайти найширше розповсюдження в різноманітних областях техніки починаючи з сільськогосподарських, дорожніх, будівельних і меліоративних машин, машин гірничої та добувної техніки і закінчуючи авіаційною промисловістю. Слід зазначити також, що Україна як і раніше залишається провідним виробником і постачальником НШ в країни ближнього і далекого зарубіжжя.

© В.А. Зозуля, К.Ю. Кулешкова, 2012

Важливим етапом виробництва НШ, розробки нових НШ, модернізації існуючих конструкцій НШ, а також періодичній перевірці насосів, що випускаються серійно, є визначення і перевірка їх функціональних показників. До основних функціональних показників НШ слід віднести тиск, який спроможний створити НШ, робочий об'єм насоса, подачу, коефіцієнту подачі (КП), механічний і загальний ККД, а також потужність, що розвиває НШ.

Вищезгадані дослідження функціональних показників звичайно проводяться на спеціальних стендах обладнаних відповідною апаратурою та вимірювальним приборами. Визначення функціональних показників насоса, що досліджується регламентується ДСТУ 2192 -93 «Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори», і ГСТУ 3-25-180-97 «Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу» [1, 2].

Одним з основних показників, який наперед всього характеризує якість НШ, як гідромашини є КП, який визначають шляхом закачування робочої рідини в спеціальній мірній бак при певних значеннях тиску і частоти обертання НШ і порівняння отриманих результатів з теоретичною подачею НШ.

Процес вимірювання КП відрізняється високою трудомісткістю і надзвичайно великим енергетичними витратами. При цьому значна частка енергетичних витрат стосується кондиціонування робочої рідини. Адже відомо, що визначення гідравлічних показників НШ, зокрема КП у відповідності з технічним вимогами повинно відбуватись при певній в'язкості робочої рідини – 55...70 мм<sup>2</sup>/с. Відомо, що в'язкість

робочої рідини суттєво залежить від температури, а тому випробування проводять в діапазоні температур  $35^{\circ}\text{C} \dots 50^{\circ}\text{C}$ . Ємність бака з робочою рідиною сягає  $2,5 \dots 3,5 \text{ м}^3$ , а тому підтримання постійної температури такої маси робочої рідини енерговитратний процес. А тому наукові дослідження спрямовані на підвищення ефективності технологічного процесу випробування НШ шляхом автоматизації і управління стандом для випробування в процесі дослідження і контролю функціональних параметрів НШ є необхідними, своєчасними і актуальними

При визначенні КП НШ сумарні енерговитрати складаються з наступних складових. Згідно з і ГСТУ 3-25-180-97 [1] в процесі виробництва НШ визначення КП слід проводити при номінальному тиску і номінальній потужності. Для НШ третього виконання НШ 32 – 3 УК режими випробування становлять тиск  $p = 16,0 \text{ МПа}$  і частота обертання  $n = 40 \text{ об/с}$ , а отже витрати енергії на проведення випробувань складуться:

$$E = p \cdot n \cdot V_{\text{мб}}, \quad (1)$$

де  $V_{\text{мб}}$  - ємність мірного баку станду,  $V_{\text{мб}} = 39,960 \text{ дм}^3$ .

Підрахунки показують, що витрати на проведення цих випробувань становлять  $639360 \text{ Дж}$  або  $0,1776 \text{ кВт час}$ .

В процесі періодичних випробувань згідно з і ГСТУ 3-25-180-97 [1] визначення КП слід проводити для НШ третього виконання при тиску  $p_i = 5,5; 10,0; 16,0$  і  $21 \text{ МПа}$  і частоті обертання  $n_j = 8,33; 16,0; 25,0; 32,0$  і  $40 \text{ об/с}$ , а отже витрати енергії на проведення періодичних випробувань будуть становити

$$E = V_{\text{мб}} \cdot j \cdot \sum_{i=1}^4 p_i, \quad (2)$$

де  $i$  - кількість випробувань в залежності від тиску, що розвиває НШ,  $i = 5$ ;

$j$  - кількість випробувань в залежності від кількості частот обертання, при яких проводять випробування НШ,  $m = 5$ .

Підрахунки показують, що витрати на проведення періодичних випробувань становлять.

$$E_{\Sigma} = 39,96 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot (5 + 10 + 16 + 21) \cdot 10^7 = 103896 \text{ КДД} = 28,86 \text{ кВт} \cdot \text{час}.$$

Окрім цього значна частка енергії витрачається на кондиціювання всього об'єму робочої рідини (РР) – нагрівання взимку і охолодження влітку, а це становить не менше ніж  $2,5 \text{ м}^3$ . Так на нагрівання  $2,5 \text{ м}^3$  робочої рідини станда на  $25^{\circ}\text{C}$  необхідно витратити:

$$E_{\text{РР}} = C_p \cdot \rho \cdot V \cdot \Delta T = 2,0 \cdot 890 \cdot 2,5 \cdot 25 = 30,9 \text{ кВт} \cdot \text{час},$$

де  $C_p$  - питома теплоємність робочої рідини  $C_p = 2,0 \text{ кДж/(кг}^{\circ}\text{C)}$ ;

$\rho$  - щільність робочої рідини  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ ;

$V$  - об'єм робочої рідини в станді  $V = 2,5 \text{ м}^3$ ;

$\Delta T$  - температура на яку необхідно нагріти робочу рідину, для виконання технічних умов на визначення КП НШ,  $\Delta T = 25^{\circ}\text{C}$ .

Нами пропонується спосіб визначення КП дослідного НШ шляхом порівняння його КП з КП еталонного зразка НШ. Під еталонним НШ будемо розуміти такий НШ, в якому нам відомий його КП -  $\eta_{\text{ем}}$ .

У відповідності з визначенням КП можемо записати

$$\eta_{\text{доо}} = 1 - \frac{q_{\text{доо}}}{Q_m}, \quad (3)$$

де  $q_{\text{доо}}$  - внутрішні втрати РР насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_m$  - теоретична подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

або

$$\eta_{\text{дос}} = 1 - \frac{q_{\text{дос}}}{V_0 \cdot n}, \quad (4)$$

де  $n$  - частота обертання НШ, об/с;

$V_0$  - робочий об'єм НШ, м<sup>3</sup>.

По аналогії з законом Ома внутрішні втрати РР НШ можна визначити у відповідності з залежністю

$$q_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}}}{G_{\text{внт дос}}}, \quad (5)$$

де  $P_{\text{дос}}$  - тиск, що розвиває дослідний зразок НШ при заданому зовнішньому навантаженні, Па;

$G_{\text{внт дос}}$  - внутрішній гідравлічний опір дослідного НШ,  $\frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$ .

Тоді з урахуванням (4) і (5) можемо записати

$$\eta_{\text{дос}} = 1 - \frac{P_{\text{дос}}}{G_{\text{внт дос}} \cdot V_0 \cdot n}. \quad (6)$$

З іншого боку по аналогії з (5) можемо записати вираз для визначення подачі насоса при визначеному його навантаженні:

- для еталонного насоса

$$Q_{\text{ет}} = \frac{P_{\text{ет}}}{G_{\text{др}}}; \quad (7)$$

- для дослідного насоса

$$Q_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}}}{G_{\text{др}}}, \quad (8)$$

де  $Q_{\text{ет}}$  і  $Q_{\text{дос}}$  - відповідно подача еталонного і дослідного насоса, м<sup>3</sup>/с;

$G_{\text{др}}$  гідравлічний опір дроселя, яким створюється навантаження на насосі,  $\frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$ .

З виразів (7) і (8) маємо:

$$G_{\text{др}} = \frac{P_{\text{ет}}}{Q_{\text{ет}}}, \quad (9)$$

$$G_{\text{др}} = \frac{P_{\text{дос}}}{Q_{\text{дос}}}. \quad (10)$$

Прирівнявши ліві частини рівнянь (9) і (10), отримаємо

$$\frac{P_{\text{ет}}}{Q_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{Q_{\text{дос}}}. \quad (11)$$

Подачу еталонного і дослідного насосів НШ можна знайти у відповідності з виразами:

$$Q_{\text{ет}} = V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{ет}}, \quad (12)$$

$$Q_{\text{дос}} = V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{дос}} \quad (13)$$

Підставивши значення (12) і (13) в (11), отримаємо

$$\frac{P_{\text{ет}}}{V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{дос}}}, \quad (14)$$

або

$$\frac{P_{\text{ет}}}{\eta_{\text{ем}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{\eta_{\text{дос}}}, \quad (15)$$

З (15), з урахуванням виразу (4) можемо записати

$$\eta_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}} \cdot \frac{q_{\text{ем}}}{V_0 \cdot n}}{P_{\text{ем}}}, \quad (16)$$

Але по визначенню

$$\frac{q_{\text{ем}}}{V_0 \cdot n} = \eta_{\text{ем}} \quad (17)$$

Тому з урахуванням (17), отримаємо

$$\eta_{\text{дос}} = \frac{P_{\text{дос}} \cdot \eta_{\text{ем}}}{P_{\text{ет}}} = \frac{P_{\text{дос}}}{P_{\text{ет}}} \cdot \eta_{\text{ем}} = P_{\text{від}} \cdot \eta_{\text{ем}}, \quad (18)$$

де  $P_{\text{від}}$  - відносний тиск в порівнянні з еталонним насосом.

Отже з (18) маємо залежність для визначення КП дослідного НШ безпосередньо по тиску, який від розвиває на заданому навантаженні. Спираючись на отримані залежності спосіб визначення КП дослідного насоса полягає в наступному.

По перше необхідно створити базу даних, в якій відображено положення дроселя в залежності від температури РР, частоти обертання НШ і тиску, що створює еталонний НШ.

В процесі визначення КП дослідного НШ, по-перше вимірюють температуру РР. По – друге задають тиск і частоту обертів НШ, при яких хочуть виміряти його КП. В залежності від цих показників автоматично відбувається регулювання положення дроселя для створення відповідного навантаження насоса. Включають привід НШ і вимірюють який тиск фактично розвиває дослідний НШ. Коефіцієнт подачі дослідного НШ визначають у відповідності з залежністю (18.)

Зауважимо, що оскільки ми маємо відомості про КП еталонного насоса, то результати визначення КП дослідного насоса не залежать від в'язкості, а отже і від температури РР.

Отримані аналітичні залежностей КП досліджуваного шестеренного насоса від відносного тиску в порівнянні з тиском еталонного насоса, який він в змозі розвинути на наперед заданому навантаженні, стали теоретичним підґрунтям нового енергозберігаючого способу визначення КП досліджуваного насоса.

## Список літератури

1. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. – К.: Мінпром політики України, 1998. – 48 с
2. ДСТУ 2192-93 Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. ДСТУ 2192-93. – Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94 р.

*В. Зозуля, К. Кулешкова*

### **Обґрунтування зменшення енерговитрат при визначенні коефіцієнта подачі шестеренного насоса**

Полученные аналитические зависимости коэффициента подачи исследуемого шестеренного насоса от относительного давления по сравнению с давлением эталонного насоса, которое он в состоянии развить на наперед заданной нагрузке, стали основой для разработки нового энергозберігающего способа определения коэффициента подачи исследуемого насоса.

*V. Zozula, K.Kuleshkova*

**Ground of diminishing of energovitrat at certain coefficient of serve of cog-wheel pump**

Got analytical dependences of coefficient of serve of the probed cog-wheel pump on relative pressure as compared to pressure of standard pump, which he is able to develop on the in advance set loading, became basis for development of new energysaving method of determination of coefficient of serve of the probed pump.

Одержано 21.09.10