

В.Г. Кондратенко, канд. техн. наук, доц., **С.С. Шведченко**
магістр, Красноармійський індустріальний інститут
Донецького національного технічного університету

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ТОРЦЕВОЇ ЩІЛИНИ МІЖ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИМИ КІЛЬЦЯМИ НА ВЕЛИЧИНУ ВРІВНОВАЖУЮЧОЇ СИЛИ

Приведено аналіз впливу коефіцієнта тертя торцевої щілини між розвантажувальними кільцями на величину врівноважуючої сили.

Для нейтралізації осьової сили, яка виникає в шахтних відцентрових насосах використовується розвантажувальний пристрій. На диск розвантажувального пристрою діє врівноважуюча сила, значення якої можна визначити з виразу джерела [1]

$$F = \pi P \left[R_i^2 - R_{\hat{a}\hat{o}}^2 - (R_i^2 - R_{\hat{a}\hat{o}}^2) \frac{1}{\xi} \left(\frac{\lambda(R_i - R_{\hat{a}})R_{\hat{a}}}{2\hat{a}_{\hat{o}} R_i + R_{\hat{a}}} + \frac{2R_{\hat{a}}^2 \ln \frac{R_i}{R_{\hat{a}}}}{R_i^2 - R_{\hat{a}}^2} + \xi_{\hat{a}\hat{o}} \right) \right] \quad (1)$$

де P – тиск на розвантажувальному диску; R_i – зовнішній радіус диску; $R_{\hat{a}}$ – внутрішній радіус диску; $R_{\hat{a}\hat{o}}$ – радіус втулки; $\xi_{\hat{a}\hat{o}}$ – коефіцієнт втрати тиску в торцевій щілині, при вході; λ – коефіцієнт опору тертя;

$$\xi = \xi_{\hat{a}\hat{o}} + \xi_{\hat{a}\hat{o}\hat{o}} \frac{R_{\hat{a}}^2}{R_i^2} + \frac{\lambda(R_i - R_{\hat{a}})}{2\hat{a}_{\hat{o}}} \cdot \frac{R_{\hat{a}}}{R_i}$$

$\xi_{\text{вих}}$ – коефіцієнт втрати тиску в торцевій щілині, при виході;

b_m – ширина зазору торцевої щілини.

Вираз (1) використаємо для аналізу впливу коефіцієнта тертя на величину врівноважуючої сили. Мінімальне значення коефіцієнта опору торцевої щілини буде у випадку ламінарного потоку рідини між розвантажувальними кільцями, яке визначається за формулою:

$$\lambda_{mr} = \frac{96\pi \nu r}{Q_p}$$

де v – кінематична в'язкість ;

r – радіус торцевої щілини;

Q_p – витрати води в розвантажувальному пристрої.

Приймаючи до уваги, що кінематична в'язкість води дорівнює 10^{-6} м/с, згідно конструктивним розмірам розвантажувальних кілець насосу ЦНС 300-120...600, $r = 0,1125$, а максимальні витрати води через розвантажувальний пристрій, згідно джерела [2], дорівнюють $0,005$ м³/с , отримаємо, що мінімальне значення коефіцієнта опору тертя $0,007$. Максимальне значення величини коефіцієнта тертя торцевої щілини, згідно експериментальним дослідженням [3] приймемо рівним $0,07$. Результати досліджень зведемо в таблицю 1.

Таблиця 1 – Залежність врівноважуючої сили від коефіцієнта опору тертя

λ	$F, \text{Н}$
0,007	86120
0,01	89610
0,02	96810
0,03	100800
0,04	103300
0,05	105000
0,06	106200
0,07	107200

Висновки: виходячи з отриманих результатів можна зробити висновок, що врівноважуюча сила збільшується зі збільшенням коефіцієнта тертя торцевої щілини від 86120 Н до 107200 Н. Тобто при виготовленні розвантажувальних кілець бажано, щоб коефіцієнт тертя торцевої щілини був більший . Це можливо досягнути використанням ступінчатої торцевої щілини.

Перелік посилань :

1. Кондратенко В.Г. Обоснование параметров разгрузочных устройств шахтных секционных насосов. Донецк – 1992 р.
2. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтні вентиляторні та водовідливні установки. – Підручник для вузів. – М.: Недра, 1987. - 270 с.
3. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчёт центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. – 302с.