

УДК 621.65.004.13

ГІДРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ДИСКОВИХ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПРИБОРАХ ШАХТНИХ НАСОСІВ

В.Г. Кондратенко (канд. техн. наук, доц.), **О.Ю. Колларов** (канд. техн. наук, доц.)

С.М. Зінов'єв (канд. техн. наук, доц.)

Державний вищий навчальний заклад

«Донецький національний технічний університет»

kondrvi@i.ua,

kollarov@gmail.com, serhii.zinoviev@donntu.edu.ua.

Анотація: В статті викладені теоретичні дослідження гідродинамічних процесів дискових розвантажувальних пристроїв шахтних насосів, осьові коливальні процеси ротора насоса та вплив різних параметрів розвантажувального пристрою на динамічну стійкість системи розвантаження ротор-вузол. Для випадків турбулентного і ламінарного потоків води в проточній частині розвантажувального пристрою досліджувалися гідродинамічні процеси. Отримано теоретичну характеристику коливального процесу ротора насоса та період зміни амплітуди коливань.

Ключові слова: шахтний насос, дисковий розвантажувальний пристрій, сила, що урівноважує, осьова сила, гідродинамічні процеси, диференціальне рівняння, осьові коливання, ротор насоса, кільцева проточна частина

Постановка проблеми. Періодичні дії зовнішніх сил, яким піддається ротор насоса, впливають на надійність і довговічність, як розвантажувального пристрою, так і в цілому всього насосного агрегату. Тому необхідно мінімізувати вплив цих зовнішніх сил.

Аналіз попередніх досліджень. Дослідженню гідродинамічних процесів, що відбуваються в дискових розвантажувальних пристроях, присвячено досить багато робіт [1], [2], [3] та інші. У зазначених роботах автори на підставі отриманих диференціальних рівнянь, що описують осьові коливальні процеси ротора насоса, аналізували вплив різних параметрів розвантажувального пристрою на динамічну стійкість системи ротор-вузол розвантаження. При цьому в якості зовнішнього обурювального впливу розглядалося стрибкоподібна зміна осьової сили, що діє на робочі колеса насоса.

Мета статті. Метою цієї роботи є виклад методів дослідження гідродинамічних процесів дискових розвантажувальних пристроїв шахтних насосів.

Основний матеріал дослідження. У наведених нижче дослідженнях гідродинамічних процесів дискового розвантажувального пристрою в облік приймаються періодично виникаючі обурення в кільцевому зазорі між дистанційною втулкою і втулкою розвантаження. Нехтування величинами, які надають несуттєвий вплив на коливальні процеси в шахтних насосах, дозволило отримати в простій формі вид диференціального рівняння і його рішення.

При складанні диференціального рівняння осьових коливань ротора насоса і рухомого диска розвантажувального пристрою як механічної коливальної системи з одним ступенем свободи, у ролі узагальненої обрана координата x (рис.1). Ця координата визначає відстань як між розвантажувальними кільцями 1, 2, так і осьове положення ротора насоса в будь-який момент часу.

Урівноважуюча сила $F(t)$, що діє на розвантажувальний диск, збігається за напрямком з координатою X , а осьова сила T спрямована в протилежний бік. Виходячи з другого закону динаміки, представленого в диференціальній формі, можна записати

$$m\ddot{x}(t) = F(t) - T, \quad (1)$$

де m - маса ротора насоса;

$x(t)$ - осьова координата, що визначає положення ротора насоса в функції від часу t .

Як впливає з експериментальних досліджень, наведених в роботі [4], осьова сила не залежить від невеликих відхилень ротора насоса від положення рівноваги (в межах ширини торцевого зазору між кільцями розвантаження) і тому її значення в рівнянні (1) було прийнято постійним. Для визначення сили, що врівноважує, використовувалася залежність:

$$F(t) = (P_2(t) - P_3)S, \quad (2)$$

де $P_2(t)$ – тиск води в камері розвантаження; P_3 – тиск води за розвантажувальним диском; S – площа розвантажувального диска [3].

Значення рівнодіючої сили, як і значення тиску води в камері розвантаження $P_2(t)$ залежать від положення ротора насоса і, отже, від часу t . Величина тиску за розвантажувальним диском прийнята постійною, рівною атмосферному тиску P_a .

Щоб отримати залежність, що визначає урівноважуючу силу як функцію від координати X , необхідно використовувати вирази для визначення перепадів тисків на кільцевій і торцевій щілині розвантажувального пристрою. Вид цих виразів залежить від режиму течії води в проточній частині системи розвантаження.

З урахуванням можливості двох режимів потоку води (турбулентного і ламінарного) і двох основних проточних частин елементів розвантажувального пристрою (торцевої і кільцевої щілини) в загальному випадку можна окремо досліджувати чотири різні варіанти роботи розвантажувальної системи.

При турбулентному режимі потоку води (розглядається автотельна область) на всіх ділянках розвантажувального пристрою формули для визначення перепадів тисків можна представити у вигляді:

$$P_1 - P_2(t) = a_k Q(t)^2, \quad (3)$$

$$P_2(t) - P_a = a_T Q(t)^2, \quad (4)$$

де a_k, a_T – гідравлічні опори кільцевої і торцевої щілини; $Q(t)$ – витрата води через розвантажувальний пристрій, значення якого залежить від часу t ; P_1 – тиск води, що розвивається останнім колесом насоса.

Гідравлічний опір торцевої щілини (формула (4)) залежить від ширини торцевого зазору, тобто від X і, як впливає з джерел [2], [3] може бути виражено співвідношенням:

$$a_T = \frac{A}{x(t)^2}, \quad (5)$$

де A – постійна величина, значення якої залежить від конструктивних розмірів розвантажувального вузла і умов роботи насоса.

З урахуванням виразів (1)–(5) диференціальне рівняння осьових коливань ротора насоса для розглянутого випадку режиму потоку води в розвантажувальному пристрої набирає вигляду:

$$\ddot{x}(t) = \frac{S(P_1 - P_a) \frac{1}{m}}{\frac{a_k}{A} x(t)^2 + 1} - \frac{T}{m}. \quad (6)$$

При ламінарному режимі потоку води в потокової частині розвантажувального пристрою формули для визначення перепадів тисків можна представити у вигляді:

$$P_1 - P_2(t) = a_{ko} Q(t), \quad (7)$$

$$P_2(t) - P_a = a_{To} Q(t), \quad (8)$$

де a_{ko} – постійний коефіцієнт, що залежить від геометричних розмірів кільцевої ланцюга;

a_{To} – коефіцієнт, що залежить від геометричних розмірів розвантажувального диска і ширини торцевого зазору між кільцями розвантаження.

Аналогічно співвідношенню (5) a_{To} може бути представлено у вигляді:

$$a_{To} = \frac{B}{x(t)^2}, \quad (9)$$

де B – постійна величина.

Використовуючи вирази (1), (2), (7) - (9), отримано диференціальне рівняння осьових коливань ротора насоса для випадку ламінарного потоку води в розвантажувальному пристрої насоса:

$$\ddot{x}(t) = \frac{S(P_1 - P_a)}{\frac{a_{ko}}{B} x(t)^2 + 1} - \frac{T}{m}. \quad (10)$$

Диференціальні рівняння (6), (10) мають вигляд однаковий. У разі, коли між коефіцієнтами зазначених залежностей виконується співвідношення $a_k/A = a_{ko}/B$, рішення диференціальних рівнянь (6), (10) буде однаковим.

При турбулентному режимі потоку води в кільцевій щілині між втулками і ламінарному в торцевій щілині між розвантажувальними кільцями, перепади тиску на цих елементах вузла розвантаження визначаються з виразів (3) і (8). З урахуванням виразів (1) - (3), (8), (9) диференціальне рівняння коливань ротора насоса в цьому випадку набуде вигляду:

$$\ddot{x}(t) = S \left[\frac{B}{x(t)^2} \sqrt{\frac{1}{a_k} \left(\frac{B^2}{4a_k x(t)^4} + P_1 - P_a \right)} - \frac{B^2}{2a_k x(t)^4} \right] \frac{1}{m} - \frac{T}{m}, \quad (11)$$

Випадок при якому потік води в кільцевому ланцюгу ламінарний, а в торцевому турбулентний, як легко довести теоретично, на практиці неможливий і тому не розглядається.

Диференціальні рівняння (6), (10), (11), при постійній величині коефіцієнта a_k (a_{ko}) $a_k(a_{ko})$ описують коливальні процеси ідеального розвантажувального пристрою. У реальному насосі між втулкою розвантаження і дистанційній втулкою існують ексцентриситети і перекося, що змінюються з частотою обертання валу електроприводу насосного агрегату. Ексцентриситети і перекося втулок істотно впливають на гідравлічний опір кільцевої ланцюга. Так з досліджень, проведених в роботі [4] випливає, що при ламінарній течії води між втулками наявність ексцентриситету може зменшити гідравлічний опір щілини більш ніж в 6 разів і в 1,5 рази при турбулентній течії. Наявність перекося навпаки збільшує гідравлічний опір щілини більш ніж в 6 разів при ламінарному режимі течії води і в 4 рази при турбулентному режимі. Змінні ексцентриситети і перекося, що виникають між втулками, обумовлені прогинами валу насосного агрегату, неточністю збірки насоса і зносом в процесі експлуатації. Щоб врахувати вищевикладене в коливальних процесах ротора насоса, гідравлічне опір кільцевої щілини між втулками для турбулентного режиму потоку води було представлено залежністю

$$a_k = a'_k + \Delta a_k \sin(\omega t), \quad (12)$$

І для ламінарного режиму

$$a_{ko} = a'_{ko} + \Delta a_{ko} \sin(\omega t), \quad (13)$$

де a'_k і a'_{ko} – постійні складові відповідно виразів (12) і (13); Δa_k , Δa_{ko} – амплітуда змінної складової виразів (12) і (13); ω - кутова швидкість обертання валу електроприводу насоса,

$$\omega = 2\pi n,$$

n - число обертів вала електропривода за 1 секунду.

При змінних значеннях коефіцієнтів a_k або a_{ko} , що визначаються співвідношеннями (12) або (13), диференціальні рівняння коливань ротора насоса в осьовому напрямку (6), (10), (11) є рівняннями вимушених коливань.

При виведенні диференціальних рівнянь не враховувалися величини, значеннями яких для досліджуваних процесів можна знехтувати. До таких величинам відносяться: сила гідравлічного опору, що виникає в торцевому ланцюгу і визначається коефіцієнтом демпфірування та швидкістю коливань валу насоса – $\dot{x}(t)\ddot{x}(t)$, через малість $\dot{x}(t)$; перепади тисків в кільцевій і торцевій щілини, які визначають прискорення води в них, через малість коефіцієнтів індуктивного опору і прискорення витрати води в розвантажувальному пристрої $\dot{Q}(t)\dot{a}(t)$; різниця витрати води в кільцевій і в торцевій щілини, яка визначається швидкістю зміни обсягу камери між розвантажувальними кільцями і швидкістю стиснення води тиском $P_2(t)P_1(t)$, через малість $\dot{x}(t)$ і швидкості зміни тиску $\dot{P}_2(t)P_2'(t)$ [2], [3].

Отриманий результат використовувався для визначення коливальних процесів, що відбуваються в шахтному насосі ЦНС 38 -110. З попередніх експериментальних досліджень було встановлено, що для цього насосного агрегату більш прийнятним є рівняння (10), а значення коефіцієнтів і величин, що входять в рівняння, відповідно рівні:

$$P_1 = 11 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; T = 5000 \text{ Н}; S = 8,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; m = 50 \text{ кг}; B = 11,04 \text{ кг/с/м}^2; \omega = 314 \text{ с}^{-1}; T = 5000 \text{ Н};$$

$$m = 50 \text{ кг}; S = 8,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; P_1 = 11 \cdot \frac{10^5 \text{ Н}}{\text{м}^2}; B = 11,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; a'_{ko} = 1,03 \cdot 10^9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^4}.$$

Значення Δa_{ko} прийнято рівним 25% від a'_{ko} . Рішення диференціального рівняння в графічному вигляді зображено на рис.2.

З рисунка видно, що характеристика коливального процесу ротора насоса $x(t)$ змінюється за синусоїдальним законом з періодом, рівним 0,0203 с. Амплітуда коливань змінюється з часом також періодично. Період зміни амплітуди дорівнює 0,332 с.

Висновки. Дослідження впливу амплітуди змінної складової Δa_{ko} на гідравлічні характеристики розвантажувального пристрою показали:

1. Значення Δa_{ko} впливає на величину амплітуд синусоїдальних коливань динамічних характеристик розвантажувального пристрою. Більшому значенню Δa_{ko} відповідають більшого значення амплітуд характеристик $x(t)$, $P_2(t)$, $Q(t)$.

2. Від значення Δa_{ko} (крім Δa_{ko} близьких до нуля) періоди зміни динамічних амплітуд не залежать.

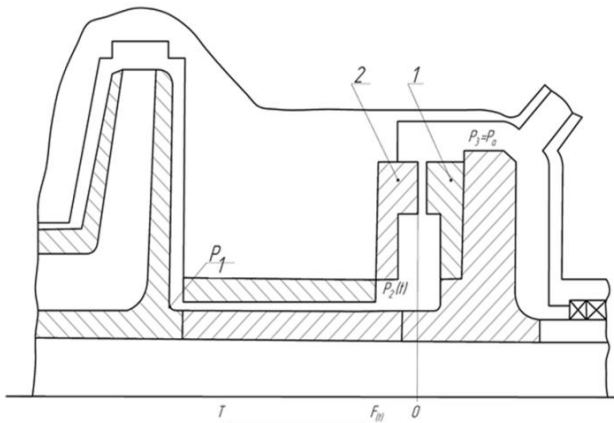


Рисунок 1 – Розвантажувальний пристрій шахтного насоса як механічна коливальна система.

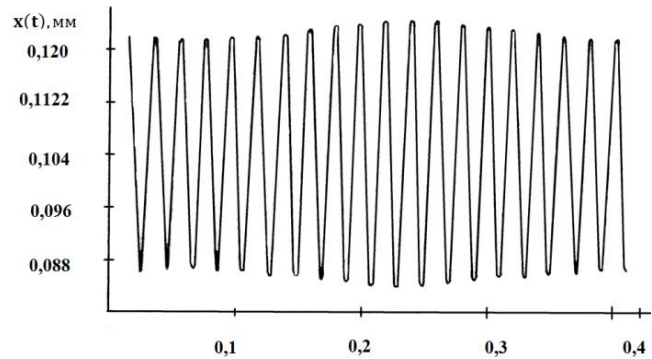


Рисунок 2 – Характеристика коливального процесу ротора насоса.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кондратенко В.Г., Петелин Э.А. Исследование устойчивости работы разгрузочного устройства шахтного центробежного насоса. Наукові праці ДонНТУ. Серія: гірничо-електромеханічна. Випуск 1(27), 2014р.
2. Марцинковский В.А. Динамическая устойчивость разгрузочных устройств. – в кн.: Лопастные насосы. Л., Машиностроение, 1975, с. 368-378.
3. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. М., Энергия, 1978.- 158с.
4. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. Машиностроение, 1970. - 270с.

REFERENCES

1. Kondratenko V.G., Petelin E.A. (2014), "Study of the stability of the discharge device of a shaft centrifugal pump". *Scientific works of DonNTU. Series: Mining and Electromechanical*, no. 1(27).
2. Martsinkovskiy V.A.(1975) "Dynamic stability of unloading devices". - in the book: *Lobed pumps.*, Leningrad, Russia. Mechanical Engineering, pp. 368-378.
3. Chegurko L.E. (1978). "Unloading devices of feeding pumps of thermal power stations". Moscow, Russia, Energy. P. 158
4. Martsinkovskiy V.A. (1970) "Gidrodinamika i prochnost tsentrobezhnyih nasosov". Mechanical Engineering, .- P. 270.

Надійшла до редколегії 22.12.2017

В.Г. КОНДРАТЕНКО, А.Ю. КОЛЛАРОВ, С.Н. ЗИНОВЬЕВ

Государственное высшее учебное заведение «Донецкий национальный технический университет»

Гидродинамические процессы в дисковых разгрузочных устройствах шахтных насосов. В статье изложены теоретические исследования гидродинамических процессов дисковых разгрузочных устройств шахтных насосов, осевые колебательные процессы ротора насоса и влияние различных параметров разгрузочного устройства на динамическую устойчивость системы разгрузки ротор-узел. Для случаев турбулентного и ламинарного потоков воды в проточной части разгрузочного устройства исследовались гидродинамические процессы. Получено теоретическую характеристику колебательного процесса ротора насоса и период изменения амплитуды колебаний.

Ключевые слова: шахтный насос, дисковый разгрузочное устройство, уравновешивающая сила, осевая сила, гидродинамические процессы, дифференциальное уравнение, осевые колебания, ротор насоса, кольцевая проточная часть

V.G. KONDRATENKO, A.Y. KOLLAROV, S.N. ZINOVYEV
State Institution of Higher Education «Donetsk National Technical University»

Hydrodynamic processes in disk unloaders of mine pumps. In the article theoretical researches of hydrodynamic processes of disk unloaders of mine pumps, axial oscillatory processes of the pump rotor and influence of various parameters of the unloading device on dynamic stability of the rotor-knot unloading system are presented. For the cases of turbulent and laminar water flows in the flowing part of the discharge device, hydrodynamic processes were investigated. The theoretical characteristics of the oscillatory process of the pump rotor and the period of variation of the oscillation amplitude are obtained.

Key words: *shaft pump, disk unloading device, balancing force, axial force, hydrodynamic processes, differential equation, axial oscillations, pump rotor, annular flow part*