

ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ РОБОЧОГО ОРГАНА ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТУ ПЛАСТОВОЇ РІДИНИ

DYNAMIC STABILITY OF WORKING BODY OF TURBOPUMP THE UNIT OF UNDERGROUND WATERS

ГОРОВИЙ Сергій Олександрович, к.т.н., доцент,
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна.

Abstract. Analytical methods of calculation of dynamic stability of oscillatory system "a rotor - condensation" enable to estimate boundary on stability angular speed of a rotor of separate steps TP for transportation underground waters. The analysis of system of the differential equations of joint radial-angular fluctuations of the rotor, carried out with the help of numerical settlement methods, allows to draw a conclusion on expansion of a range of dynamic stability of a rotor in case of reduction rotation a stream before condensation of a flowing part.

Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) завдяки своїм перевагам (регульованості (саморегульованості), надійності та малим габаритам), все частіше застосовуються для перекачування рідин у різних технологічних системах. Основними областями їх застосування є гідравлічні мережі ТЕС та АЕС [1], літальні апарати [2], модульні комбіновані пожежні насоси [3], свердловинні гідродинамічні насосні агрегати [4].

Зазначені області застосування агрегатів накладають на них особливі параметричні та конструктивні вимоги (обмеження), що приводить до необхідності аналізу кожного виду ТНА окремо.

Розглядаючи свердловинні ТНА можна виділити такі їх характерні особливості: обмеження за діаметральними габаритами (внаслідок розміщення у свердловині) та необхідність отримання високих тисків рідини для транспортування її на поверхню з великих глибин. Ці особливості ведуть до створення ТНА у багатоступінчастому варіанті з тонким гнучким валом та розвиненою гідравлічною системою безконтактних ущільнень, а також системою авторозвантаження значної вістової сили, яка діє на ротор ТНА.

Робочі режими ТНА охоплюють досить діапазон частот обертання ротора від декількох сотень до десятків тисяч обертів на хвилину, що майже завжди перевищує по верхній межі частоту власних коливань ротора у повітрі. Отже, ротор ТНА є "гнучким", що зумовлює необхідність динамічних розрахунків системи "ротор-ущільнення" з урахуванням гідравлічних властивостей останніх.

Конструктивна система свердловинного ТНА для підйому пластової рідини ГВП 9-2000-500 складається з насосної та турбінної частин, кожна частина – це багатоступінчастий агрегат (12 ступенів – насос, 18 ступенів – турбіна). Внаслідок того, що привідний вал ТНА дуже гнучкий (тонкий та довгий) радіальний жорсткісний зв'язок між ступенями досить слабкий; це дає можливість вважати кожен ступінь насоса чи турбіни майже самостійною коливальною системою. Оскільки геометричні розміри та гідравлічні параметри у всіх однотипних ступенів однакові, можна очікувати і одно типових динамічних характеристик. Отже, якщо навіть в одній ступені – коливальній системі виникнуть небажані процеси, пов'язані із втратою динамічної стійкості. Це негативно відобразиться на вібростабільності всього ротора, що неминуче приведе до порушень в роботі ТНА.

Аналіз динамічної стійкості турбінної ступені ТНА ГВП 9-2000-500 був проведений за допомогою математичної моделі ступені, як симетричного одно масового ротора, що само встановлюється в безконтактних ущільненнях проточної частини. Такий ротор, подібно ротору на гідродинамічних підшипниках ковзання, при наявності деяких умов може втратити динамічну стійкість та увійти в режим автоколивань з максимально можливою амплітудою. Щоб виявити умови втрати стійкості потрібно дослідити вільні коливання системи "ротор-ущільнення". Геометрична конфігурація ступені ТНА дає можливість використати для її динамічного аналізу модель симетричного одно масового ротора, який обертається у двох ущільненнях і здійснює вимушені радіально-кутові коливання під дією динамічної невірноваженості. Система рівнянь динаміки такої моделі має вигляд:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot z + a_{12} \cdot \dot{z} + a_{13} \cdot \ddot{z} - i(a_{14} \cdot \omega \cdot z + a_{15} \cdot \dot{\omega} \cdot z) - i \cdot (a_{16} \cdot v + a_{17} \cdot \dot{v} + a_{18} \cdot \ddot{v}) - \\ \quad - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{v} - a_{101} \cdot \omega v = A \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \\ a_{11} \cdot v + a_{12} \cdot \dot{v} + a_{13} \cdot \ddot{v} - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot v + a_{15} \cdot \dot{\omega} \cdot v) - i \cdot (a_{16} \cdot z + a_{17} \cdot \dot{z} + a_{18} \cdot \ddot{z}) - \\ \quad - a_{19} \cdot \omega \cdot z - a_{101} \cdot \omega \dot{z} = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \end{cases} \quad (1)$$

де: $z = x + iy$; x, y – радіальні координати центра мас ротора;
 $v = v_x + i v_y$, v_x, v_y – кути перекоосу вісі ротора відносно осей Ox та Oy ;

A, Γ – параметри статичної та динамічної невірноваженості ротора;
 коефіцієнти: $a_{11} = I$; $a_{12} = 2b/M_*$, $a_{13} = (2K_s + K_{11})/M_*$,
 $a_{14} = 2g/M_*$, $a_{15} = 2g/M_*$,

$$a_{16} = ((m_{\bullet 1} - m_{\bullet 2})L + \bar{m}_{\bullet 1} - \bar{m}_{\bullet 2})/M_{\bullet};$$

$$a_{17} = ((b_1 - b_2)L + \bar{b}_1 - \bar{b}_2)/M_{\bullet};$$

$$a_{18} = ((K_{S1} - K_S)L + \bar{K}_{S1} - \bar{K}_{S2} + K_{11})/M_{\bullet};$$

$$a_{19} = ((g_1 - g_2)L + \bar{g}_1 - \bar{g}_2)/M_{\bullet};$$

$$a_{11} = 1;$$

$$a_{12} = 2(-\alpha_v L + \beta_{vV} + bL^2 + \bar{b}L)/I_{\bullet};$$

$$a_{13} = 2(-\alpha_l L - \beta_v + K_S L^2 + \bar{K}_S \cdot L + \frac{1}{2} K_{22})/I_{\bullet};$$

$$a_{14} = (I_0 - I_e + 2gL^2 + 2\bar{g}L)/I_{\bullet};$$

$$a_{15} = (\alpha_v L - \beta_{vV} + 2qL^2 + 2\bar{q}L)/I_{\bullet};$$

$$a_{16} = (m_{\bullet 1} - m_{\bullet 2})L/I_{\bullet};$$

$$a_{17} = (\alpha_{v2} - \alpha_{v1} + (b_1 - b_2)L)/I_{\bullet};$$

$$a_{18} = \alpha_{e2} - \alpha_{e1} + (K_{S1} - K_{S2})L \pm K_{22}/I_{\bullet};$$

$$a_{19} = (g_2 - g_1)L/I_{\bullet};$$

$$a_{101} = (\frac{1}{2}(\alpha_{v2} - \alpha_{v1}) + (q_2 - q_1)L)/I_{\bullet};$$

$$M_{\bullet} = m + m_{\bullet 1} + m_{\bullet 2};$$

$$I_{\bullet} = (m_{\bullet 1} + m_{\bullet 2})L^2 + (\bar{m}_{\bullet 1} + \bar{m}_{\bullet 2})L + I_e;$$

m – маса ротора; I_e – екваторіальний момент інерції ротора;

I_0 – вістовий момент інерції ротора;

L – відстань від центра мас ротора до геометричного центра ущільнень;

ω – кутова швидкість ротора;

K_{11}, K_{12} – коефіцієнти радіальної та кутової жорсткості вала;

Гідравлічні коефіцієнти ущільнень $K_S, \bar{K}_S, b, \bar{b}, g, \bar{g}, q, \bar{q}, m_{\bullet}, \bar{m}_{\bullet}, \alpha_v, \alpha_e, \beta_{vV}, \beta_v$ наведені в роботі [5].

Співвідношення між коефіцієнтами: $q = \chi b, \bar{q} = \chi \bar{b}$, де $\chi = \omega_0/\omega$, ω_0 – осереднена по зазору результуюча кутова швидкість рідини;

$$a_{15} = \chi a_{12}, \alpha_{15} = \chi \alpha_{12}.$$

Вільні коливання ротора в ущільненнях визначаються розв'язком системи (1) без правої частини. Розглядаючи в першому наближенні незв'язні вільні коливання системи (1) за критерієм Рауса-Гурвіца отримуємо граничну за стійкістю кутову швидкість ротора для радіальних коливань:

$$\omega_{z.p.e.} \leq \frac{\sqrt{a_{13}}}{\chi \sqrt{1 - \frac{a_{14}}{\chi}}} \quad (2)$$

де: $\sqrt{a_{13}} = \omega_e$ – власна частота (кутова швидкість) радіальних коливань.

Якщо прийняти допущення, що: $\chi = 0,5, g = m_{\bullet}, m_{\bullet} \ll m$, маємо:

$$\omega_{z.p.e.} \approx 2\omega_e \quad (3)$$

тобто гранична частота приблизно дорівнює подвоєній частоті власних радіальних коливань ротора в ущільненнях. Аналіз формул (2) вказує на залежність граничної за стійкістю кутової швидкості радіальних коливань від закрутки потоку (χ) на вході в ущільнення.

У випадку повної закрутки потоку $\chi=1$, що може мати місце в турбінній ступені, гранична за швидкістю кутова швидкість значно нижча подвоєної частоти власних коливань.

Оскільки загальний вигляд рівнянь для незалежних радіальних та кутових коливань у системі (1) однаковий, це дає можливість дещо спростити аналіз кутових коливань по аналогії з радіальними.

Для кутових коливань вираз для граничної за стійкістю кутової швидкості має вигляд:

$$\omega_{zp.v} \leq \alpha_{12} \cdot \left(\frac{\alpha_{13}}{\alpha_{15}(\alpha_{15} - \alpha_{12}\alpha_{14})} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

Або, нехтуючи малими компонентами $\alpha_{\nu}L$, $\beta_{\nu\nu}$, \bar{g}, \bar{q} та приймаючи $\chi=0,5$, отримуємо:

$$\omega_{zp.v} \approx 2\omega_{\nu} \left(\frac{I_c}{3I_c - 2I_0} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

де: $\omega_{\nu} = \sqrt{\alpha_{13}}$ - власна частота (кутова швидкість) кутових коливань ротора в ущільненнях.

Аналіз формули (4) вказує на залежність граничної за стійкістю кутової швидкості кутових коливань від закрутки потоку на вході в ущільнення, оскільки $\alpha_{15} = \chi \alpha_{12}$.

Більш детальний аналіз системи (1) для випадку сумісних радіально-кутових коливань ротора в ущільненнях з точки зору динамічної стійкості ротора приводить до розгляду характеристичного рівняння виду:

$$F(p) = W_0 p^8 + W_1 p^7 + W_2 p^6 + W_3 p^5 + W_4 p^4 + W_5 p^3 + W_6 p^2 + W_7 p + W_8 = 0, \quad (6)$$

де $p = d/dt$, $W_i = f(\alpha_{jk}^n; \alpha_{jk}^m; w)$; a_{jk} , α_{jk} - коефіцієнти системи (1).

За критерієм Раусса-Гурвіца для полінома з дійсними коефіцієнтами (6) з точки зору стійкості необхідно та достатньо, щоб детермінант, складений з коефіцієнтів полінома, а також всі його головні діагональні мінори були додатними. З урахуванням теореми Льенара-Шипара многочлена парної степені з додатними дійсними коефіцієнтами отримуємо вирази:

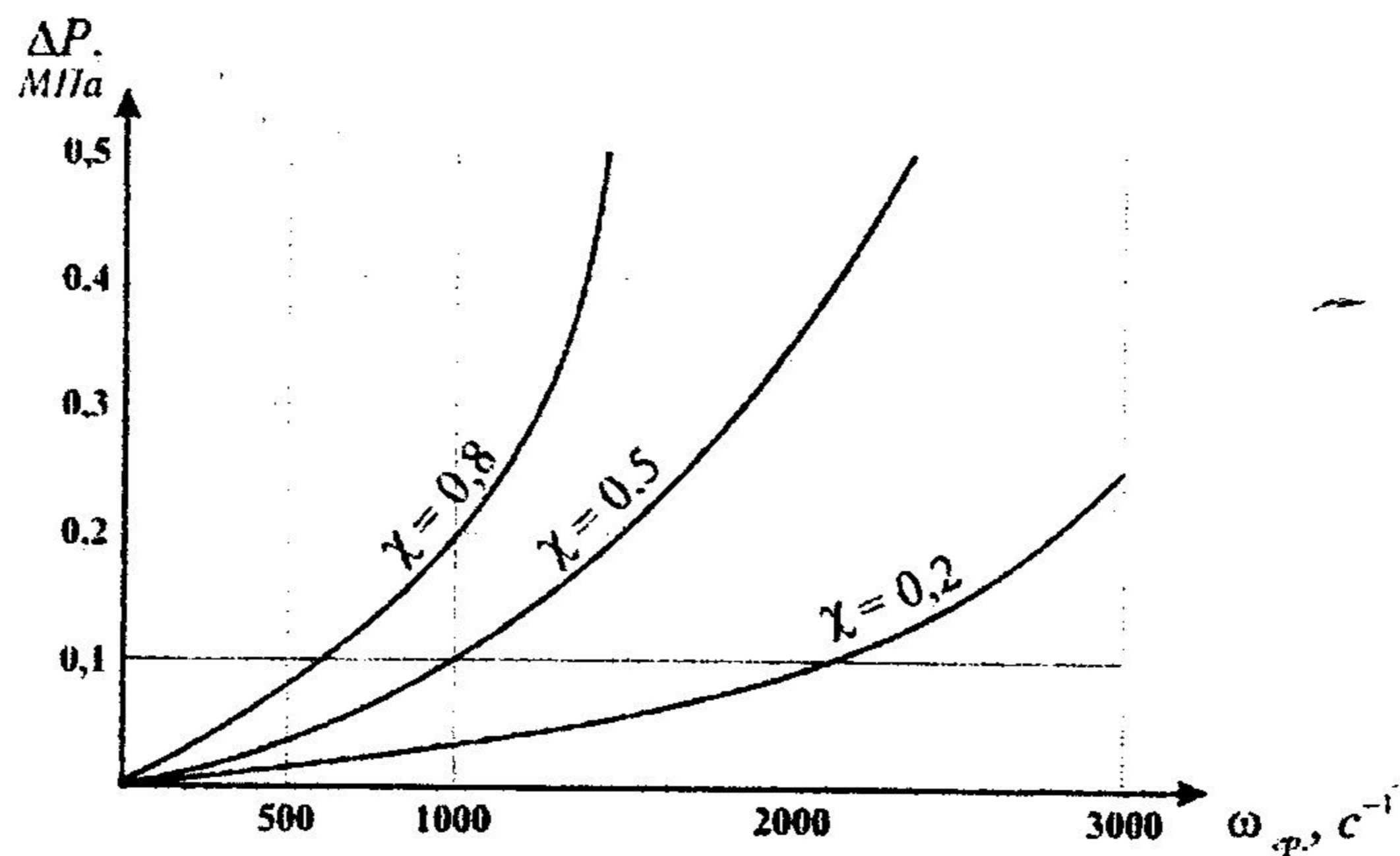
$$H_7 = \det_1(W_1; \dots; 8) > 0; H_5 = \det_2(W_1; \dots; 8) > 0; \\ H_3 = \det_3(W_1; \dots; 8) > 0; H_1 = W_1 > 0. \quad (7)$$

Після розкриття детермінантів (7) внаслідок їх високого порядку з'являються громіздкі вирази, які важко піддаються аналізу, оскільки мають велику кількість незалежних параметрів. Тому подальший аналіз

доцільно вести методами чисельного моделювання за допомогою комп'ютерної техніки.

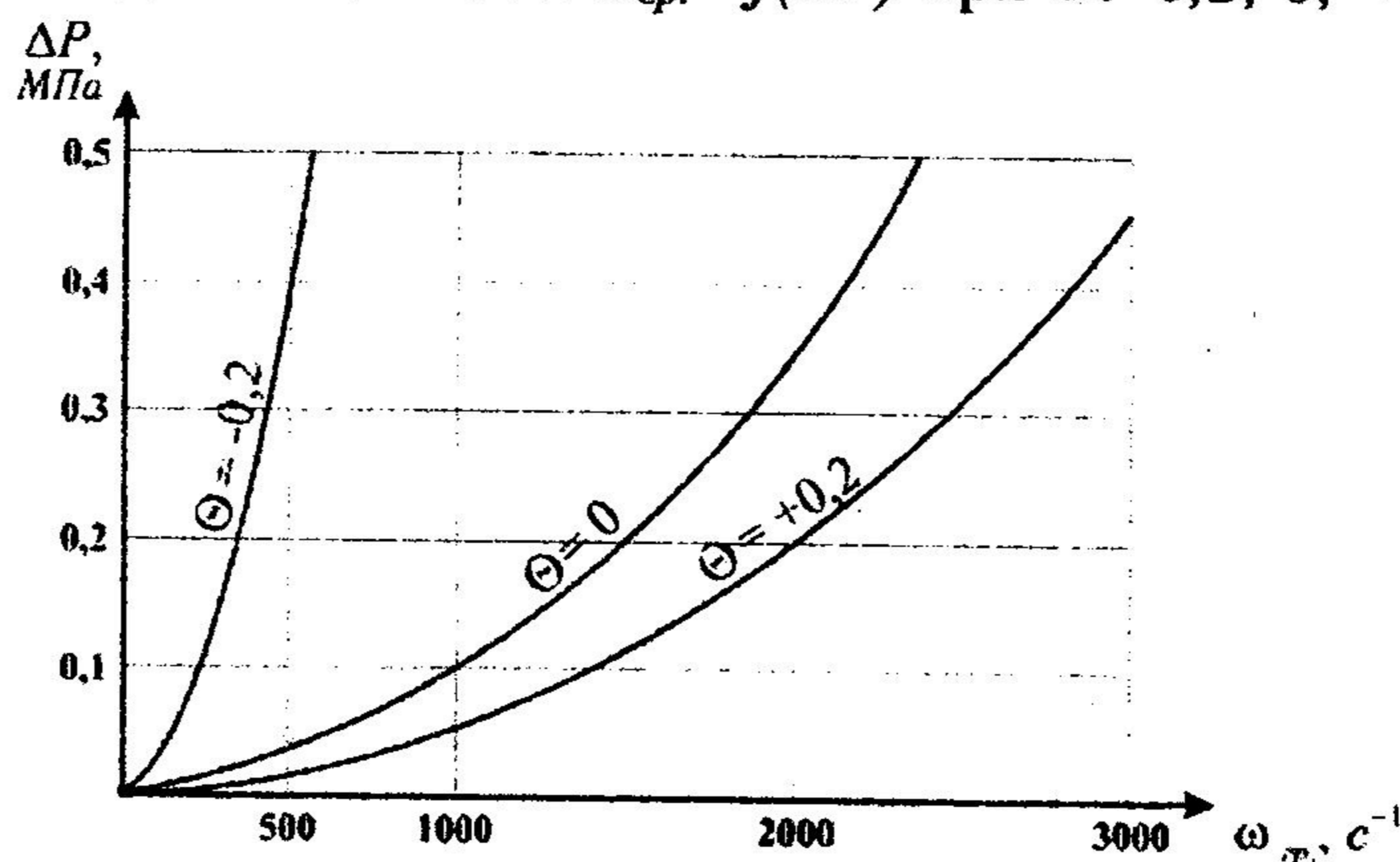
Найбільш суттєвими параметрами, які значно впливають на границю динамічної стійкості ротора в ущільненнях, є закрутка потоку на вході в ущільнення (χ) та параметр конусності ущільнення (Θ). Чисельні розрахунки були проведені для трьох значень параметрів χ та Θ в діапазоні кутових частот обертання ротора: $0 \leq \omega \leq 3000 \text{ c}^{-1}$.

На мал. 1 наведені розрахункові залежності $\omega_{\text{гр.}} = f(\Delta P)$, де ΔP – перепад тиску на ущільненні для трьох значень χ : 0,2; 0,5; 0,8. Параметри ротора: $m = 3 \text{ кг}$, $L = 20 \text{ мм}$; параметри ущільнення: $h = 0,2 \text{ мм}$, $l = 15 \text{ мм}$, $D = 100 \text{ мм}$.



Малюнок 1 – Залежність границі динамічної стійкості від закрутки потоку

На мал. 2 наведені залежності $\omega_{\text{гр.}} = f(\Delta P)$ при Θ : -0,2; 0; +0,2.



Малюнок 2 – Залежність границі динамічної стійкості від параметра конусності ущільнення

Порівняльний аналіз наведених залежностей говорить про те, що гранична за стійкістю кутова швидкість обертання ротора зростає в конфуз орних ущільненнях та при зниженні закрутки потоку на вході в ущільнення. При цьому більш суттєвим фактором збільшення робочого

діапазону кутових швидкостей обертання ротора є зниження закрутки потоку на вході в ущільнення.

Для реального ТНА ГВП 9-2000-500 робочий діапазон кутових швидкостей лежить від 200 с^{-1} до $1000...1200 \text{ с}^{-1}$. Отже, не виключена можливість потрапляння в зону втрати ротором динамічної стійкості, особливо турбінної частини агрегату. Для усунення такої несприятливої можливості було розроблене конструкторське рішення у вигляді протизакрутноі решітки (кільце з системою отворів-каналів), якою доповнили кожен ступінь турбіни. Це дозволило значно знизити закрутку потоку на вході в кожне ущільнення турбінної частини агрегату. В процесі експлуатації ТНА відказів, пов'язаних з явною втратою ротором динамічної стійкості, виявлено не було.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Шлеминзон К.Т., Дубилет С.Л., Сбитов В.П. и др. Насосы с гидротурбинным приводом для энергоблоков ТЭС и АЭС // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96». – Сумы: ИПП «Мрия» ЛТД, 1996. – С. 107-118.
2. Аринушкин Л.С. и др. Авиационные центробежные насосные агрегаты. – М.: Машиностроение, 1967. – 256 с.
3. Евтушенко А.А., Аписов В.Н., Бабак В.В., Твердохлеб И.Б. Модульный комбинированный пожарный насосный агрегат // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96». – Сумы: ИПП «Мрия» ЛТД, 1996. – С. 217-227.
4. Евтушенко А.А., Кравцов М.И., Твердохлеб И.Б. Скважинная гидродинамическая установка для пластовых вод // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96». – Сумы: ИПП «Мрия» ЛТД, 1996. – С. 77 - 86.
5. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций “безвальных” центробежных насосов/ Дис. ... канд. техн. наук.–Сумы, 1995.–233 с.