

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПОСЛІДОВНО З'ЄДНАНИХ НАСОСІВ З ЕКСТРЕМАЛЬНИМИ НАПІРНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Бур'ян С.О., к.т.н., доц., Печеник М.В., к.т.н., доц., Андрієнко Р.В., студент НТУУ «КПІ», кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу

Вступ. Для турбомеханізмів з пологими напірними характеристиками в усіх робочих точках забезпечується стійкий режим роботи. Проте у випадку коли турбомеханізм має характеристику з явно вираженими точками екстремуму з'являються ділянки з нестійкими робочими зонами. Перехід на ділянки характеристики з нестійкою роботою може призвести до зміни режиму, збільшення споживаної потужності, а в деяких випадках навіть до виходу з ладу обладнання. При цьому можливе виникнення режиму помпажу, що супроводжується гідроударами, поштовхами подачі, виникненням аварійних режимів. Тому діапазон робочих точок повинен бути обраний таким чином, щоб не виникало нестійких режимів роботи.

Мета роботи. Метою роботи є розробка математичної моделі двох послідовно з'єднаних насосів, статичні характеристики яких мають явно виражений екстремум.

Матеріали досліджень. Зазвичай, статичні характеристики відцентрових насосів апроксимують параболічною залежністю [1]. Таким чином, характеристика є симетричною відносно вертикалі, опущеної з точки максимуму на вісь Q . Це не завжди дає можливість достатньо точно описати сімейство робочих точок турбомеханізму. Для відцентрового насоса з екстремальною напірною характеристикою було отримано уточнену математичну модель на основі координатних перетворень [2], [3].

Розглянемо випадок, коли у гідросистемі працюють два послідовно з'єднані насоси, напірні характеристики яких мають явно виражений екстремум. Сумарна напірна характеристика при цьому описується наступним чином:

$$H = H_1 + H_2, \quad (1)$$

де H – сумарний напір першого та другого насосів.

Напори першого та другого насосів описуються наступними рівняннями:

$$H_1 = \frac{H_{01H}}{\omega_{H1}^2} \omega_1^2 - a_{H1} Q^2, \quad (2)$$

$$H_2 = \frac{H_{02H}}{\omega_{H2}^2} \omega_2^2 - a_{H2} Q^2, \quad (3)$$

де Q – продуктивність насосів; H_{01H} та H_{02H} – номінальні напори при нульових подачах першого та другого насосів; ω_1, ω_2 – кутові швидкості обертання насосів; ω_{H1}, ω_{H2} – номінальні кутові швидкості обертання насосів, a_{H1}, a_{H2} – гідравлічні опори насосів.

Введемо ортогональну систему координат $H' - Q'$ з початком в точці $(c, -d)$, орієнтовану під кутом α до системи $H - Q$ (рис. 1). Тоді екстремальну напірну характеристику турбомеханізму можна апроксимувати параболою в системі $H' - Q'$, правильно вибираючи c, d, α . Такий підхід забезпечує більшу точність опису напірних характеристик в порівнянні з використанням параболи в системі $H - Q$. Апроксимація такої напірної характеристики представлена на рис. 1.

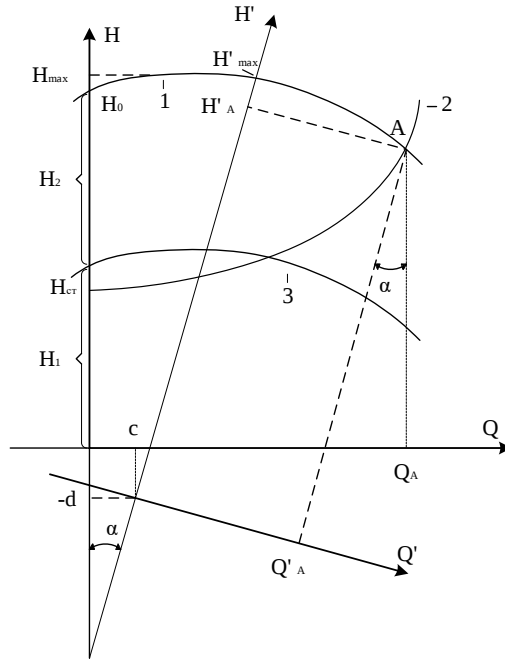


Рисунок 1 – Апроксимація напірної характеристики турбомеханізму

Напірна характеристика турбомеханізму 1 в системі координат $H' - Q'$ описується рівнянням

$$H' = H'_{\max} - a_T Q'^2, \quad (4)$$

де $H'_{\max}$ – максимальне значення напору H в системі координат $H' - Q'$; a_T – величина внутрішнього опору турбомеханізму,

$$H'_{\max} = \frac{H_{01H}}{\omega_{n1}^2} \omega_1^2 + \frac{H_{02H}}{\omega_{n2}^2} \omega_2^2, \quad (5)$$

$$a_T = a_{n1} + a_{n2}. \quad (6)$$

Координатні перетворення, які описують перехід між системами $H' - Q'$ та $H - Q$ визначаються матричними рівняннями

$$\begin{pmatrix} H \\ Q \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{pmatrix} H' \\ Q' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -d \\ c \end{pmatrix}, \quad (7)$$

$$\begin{pmatrix} H' \\ Q' \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{pmatrix} H \\ Q \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} -c \sin \alpha + d \cos \alpha \\ -d \sin \alpha - c \cos \alpha \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Характеристика мережі 2 апроксимується параболою

$$H_m = H_{cm} + aQ^2, \quad (9)$$

де a – опір мережі, H_m – напір мережі, H_{cm} – гідростатичний напір.

Апроксимуючи перехідні процеси в турбомеханізмі характеристикою аперіодичної ланки першого порядку, структурну схему можна представити у вигляді, що показаний на рис. 2.

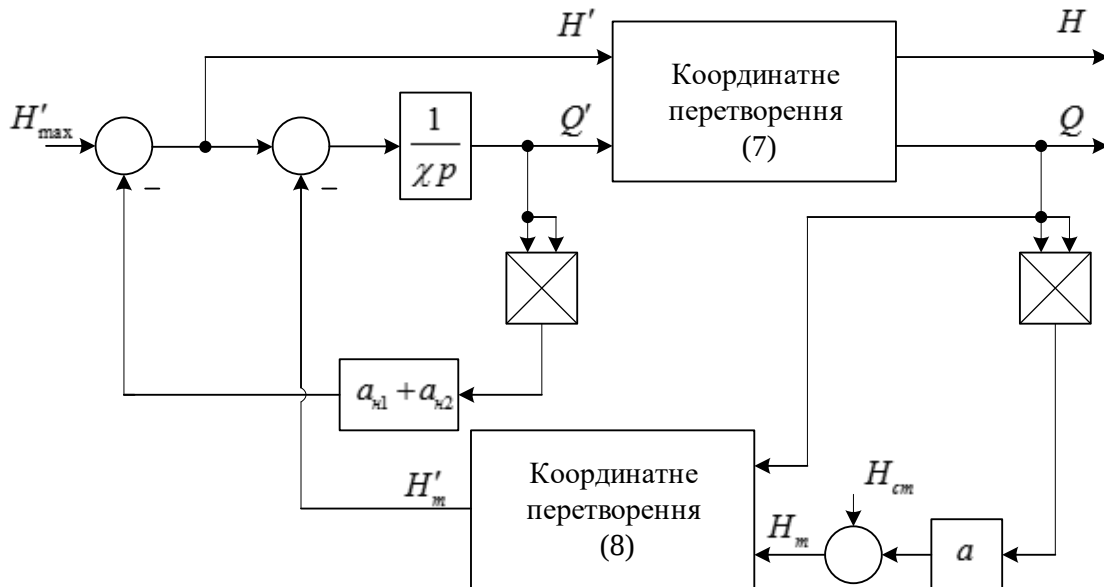


Рисунок 2 – Структурна схема двох послідовно з'єднаних насосів

де χ – стала інтегрування.

Якщо прийняти $\alpha=0$, $d=0$, $c=0$ то запропонована модель аналогічна моделі турбомеханізму з пологими характеристиками.

Висновки. Запропонована математична модель турбомеханізмів враховує специфіку екстремальної напірної характеристики, а також може застосовуватись для опису динаміки турбомеханізмів з пологими напірними характеристиками.

Перелік посилань

1. Бур'ян С.О. Підвищення енергоефективності системи автоматичного керування послідовно з'єднаними насосами водопостачання при варіаціях параметрів гідравлічної мережі / С.О. Бур'ян, М.В. Печеник, К.В. Барановська // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 36(1009). – С. 356–358.

2. Попович М.Г. Динаміка електромеханічних систем автоматичного керування турбомеханізмами з екстремальними напірними характеристиками / М.Г. Попович, Н.В. Печеник, О.І. Кіселичник, С.О. Бур'ян // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету. Тематичний випуск. Проблеми автоматизованого електроприводу. – ДДТУ. – 2007. – С.407–411.

3. Бур'ян С.О. Підвищення енергоефективності електромеханічної системи автоматичного керування послідовно з'єднаними насосами водопостачання / С.О. Бур'ян // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія «Електротехніка і енергетика». – Донецьк: ДНТУ. – 2013. – №1(14)'2013. – С. 47–52.