

УДК 681.513:622.691.4

Л. І. ФЕШАНИЧ, А. П. ОЛІЙНИК

МЕТОД ВИЯВЛЕННЯ ЯВИЩА ПОМПАЖУ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧАХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Розглядається важлива науково-практична задача автоматичного захисту компресора від помпажу, як явища, яке приводить до втрати працездатності газоперекачувального агрегату. Пропонується модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь. Визначено, що явище помпажу корелює з втратою стійкості розв'язків системи, яка описує взаємозв'язок між параметрами, що контролюються на діючих компресорних станціях. Встановлено тип кожної із точок положення рівноваги та як відповідні значення характеризують явище помпажу або виникнення передпомпажних ефектів.

Ключові слова: стійкість, помпаж, відцентровий нагнітач, системи диференціальних рівнянь, точки положення рівноваги.

Рассматривается важная научно-практическая задача автоматической защиты компрессора от помпажа, как явления, которое приводит к потере работоспособности газоперекачивающего агрегата. Предлагается модель определения зон потери устойчивости решений системы дифференциальных уравнений. Определено, что явление помпажа коррелирует с потерей устойчивости решений системы, описывающей взаимосвязь между параметрами, которые контролируются на действующих компрессорных станциях. Установлен тип каждой из точек положения равновесия и как соответствующие значения характеризуют явление помпажа или возникновения передпомпажных эффектов.

Ключевые слова: устойчивость, помпаж, центробежный нагнетатель, системы дифференциальных уравнений, точки положения равновесия.

The article deals with the problem of detecting the phenomenon of surging - the unstable operation of the compressor, characterized by various fluctuations in the flow and the flow of liquid or pumped gas, which is an actual scientific and practical problem, since the consequences of this phenomenon may be a change in the technological parameters of the object, their productivity, and in some cases to the loss of efficiency of the gas compressor unit.

The research results is the type of each of the points of the equilibrium position, and how the corresponding values characterize the phenomenon of surging or the occurrence of anterior effects.

As a scientific novelty, the model of determining the zones of stability loss of solutions of a system of differential equations is first proposed and it is determined that the surging phenomenon correlates with the loss of stability of the system solutions describing the relationship between the parameters that are monitored at operating compressor stations.

Practical significance: the obtained results and the model can be used to study the pre-surge vibrations and surging phenomena in centrifugal blowers of gas compressor units of the booster compressor station on the basis of actual experimental data.

Keywords: stability, surging, centrifugal blowers, systems of differential equations, points of equilibrium position.

Вступ. Економічний розвиток України відбувається в мінливому зовнішньоекономічному середовищі, що сьогодні критично змінило характеристики впливу на країну від сприятливих і малосприятливих до кризових. За таких умов незалежність держави та розвиток економіки залежать від її забезпечення енергоресурсами, зокрема природним газом. Тому для високої надійності функціонування єдиної системи газопостачання необхідно забезпечити стійку роботу компресорів при змінах динамічного опору в колекторі системи збору газу, і надійний захист компресорів від помпажу.

Вивчення помпажу, причин помпажних явищ – коливань тиску та витрати повітря в пневматичних системах, які містять в своїй структурі вентилятори та компресори є актуальною науково-практичною задачею, оскільки наслідками цього явища може бути зміна технологічних параметрів об'єкта, їх продуктивності, в деяких випадках можливою є також поломка обладнання.

За класичним визначенням помпаж – це нестійка робота насоса (компресора), що характеризується різними коливаннями потоку та витати рідини або газу, що перекачується. При помпажі з'являються сильні коливання в потоці, що проходить через насос (компресор), виникають вібрації лопаток з високими амплітудами.

Відомо [1], що сезон відбору газу з підземних сховищ газу (ПСТ) із застосуванням газоперекачувальних агрегатів починається, коли пластовий тиск стає недостатнім для подавання газу в магістральний трубопровід за рахунок перепаду тисків “самопли-

вом”. У цьому випадку вводять в експлуатацію одну або декілька дотискувальних компресорних станцій (ДКС) з метою забезпечення достатньої об'ємної продуктивності та тиску природного газу в трубопровідній системі. Під час відбору газу в ПСТ режим роботи ДКС характеризується безперервним зменшенням тиску на вході в компресорні агрегати. Це призводить до того, що підвищується їх потужність і, як наслідок, втрачається газодинамічна стійкість роботи відцентрових нагнітачів (ВН), як одна з головних умов їх надійності. Саме цей режим нестійкості (помпаж) викликає інтенсивні коливання газу в системі, які здатні довести до аварії або до значного зменшення надійності ресурсу турбомашин. Робочому колесу ВН недостатньо енергії для проштовхування газу в трубопровід нагнітача і кількість газу буде зменшуватись. В той же час на окремих лопатях робочого колеса газу починається зрив потоку газу, що призводить до пульсації газу у цьому потоці, які відповідні передпомпажним коливанням.

Якщо збільшується кількість зривних зон потоку газу, то ними охоплюється більше лопатей, які працюють. У цьому випадку зривні зони виходять за межі робочого колеса ВН і досягають дифузора та конфузора ВН. Цей режим роботи ВН називають “м'який помпаж”.

Подальший розвиток і збільшення зривних зон призводить до охоплення ближніх областей обв'язки ВН, частота коливань збільшується, а потужність їх зростає. Якщо перекачуються великі об'єми газу, що обумовлюють різке збільшення потужності коливань,

тоді хвильовий потік охоплює не тільки ВН і його контур, але й магістраль зі сторони всмоктування, або нагнітання і ВН може увійти в режим “жорсткого” помпажу [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання пов'язані із антипомпажним захистом компресорів постійно знаходяться у полі зору вчених. Їм присвячено чимало праць вітчизняних та західних учених. Аналітичний огляд робіт [1-3], показав, що у розробках та реалізаціях систем автоматичного керування ГПА досягнуто позитивні результати, проте залишаються недоліки - за умови роботи ГПА на значній відстані від помпажної зони, оперативний персонал компресорної станції не може бачити поступового наближення до неї. Тому актуальною задачею залишається детальне вивчення явища помпажу та розроблення методу його ідентифікації у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів.

Ціль та задачі дослідження. Метою дослідження є визначення впливу типу кожної із точок положення рівноваги на основі знайдених значень коренів та висунутих положень на виникнення передпомпажних ефектів та явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів.

Задачею дослідження є визначення зв'язку між типом точки положення рівноваги на виникненні коливальних явищ у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів.

Для досягнення поставленої мети були поставлені наступні завдання:

1. Запропонувати модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь, що дозволяє встановити що, явище помпажу корелює з втратою стійкості розв'язків системи, яка описує взаємозв'язок між параметрами, що контролюються на діючих компресорних станціях.

2. Встановити тип кожної із точок положення рівноваги та визначити як відповідні значення характеризують явище помпажу або виникнення передпомпажних ефектів.

Матеріали та методи дослідження явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів. Методичною основою для одержання наведених результатів вивчення явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів є основи теорії стійкості диференціальних рівнянь, механіки газодинамічних машин, методи чисельного розв'язку звичайних диференціальних рівнянь (метод зважених нев'язок), методи апроксимації функцій для обробки результатів експериментального вимірювання параметрів $p(t), Q(t)$.

Об'єктом дослідження є явище помпажу в системі “відцентровий нагнітач газоперекачувального агрегату – трубопровід” дотискувальних компресорних станцій.

Предметом дослідження є параметри моделі визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь.

Результати дослідження явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів. Для вивчення властивостей руху газу в камері зберігання розглядаються наступні рівняння [4]:

рівняння витрати:

$$\rho dv + v d\rho = 0 \quad (1)$$

де ρ - густина, v - швидкість газу;

рівняння імпульсів без урахування зовнішніх сил:

$$dp + \rho v dv = 0, \quad (2)$$

рівняння притоку тепла у формі:

$$dV = -pd\left(\frac{1}{\rho}\right) + dq^{(e)} = 0, \quad (3)$$

або, з урахуванням $V = \frac{1}{\gamma-1} \frac{p}{\rho} + const$

$$\frac{1}{\gamma-1} d\left(\frac{p}{\rho}\right) + p\left(\frac{p}{\rho}\right) = dq^{(e)}$$

де $dq^{(e)}$ - притік тепла; p - тиск в газі; γ - показник адіабати, V - внутрішня енергія.

Розв'язуючи (1)-(3) відносно $dv; dp; d\rho$ одержуємо:

$$\begin{cases} \frac{dv}{v} = \frac{1}{1-M^2}(\gamma-1)\frac{dq^{(e)}}{a^2}; \\ \frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dv}{v}; \\ \frac{dp}{p} = -\frac{\gamma M^2}{(1-M^2)}(\gamma-1)\frac{dq^{(e)}}{a^2}; \end{cases} \quad (4)$$

де $a = \frac{\gamma p}{\rho}$; $M = \frac{v}{a}$ - число Маха, a - швидкість звуку, крім того:

$$(\gamma-1)\frac{dq^{(e)}}{a^2} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)\frac{dT^*}{T^*}. \quad (5)$$

З формули (4) видно, що в циліндричному каналі при підведенні тепла на дозвукових режимах руху швидкість потоку росте, а тиск - падає, на надзвукових - навпаки. Оскільки

$$\frac{dM^2}{M^2} = \frac{1+\gamma M^2}{1-M^2}(\gamma-1)\frac{dq^{(e)}}{a^2} \quad (6)$$

то, згідно [4], можна зробити висновок, про те, що підведення тепла при $M < 1$ веде до зростання M^2 , а при $M > 1$ - до його спадання.

Таким чином, при підведенні тепла до дозвукового потоку в циліндричному каналі швидкість може рости лише до певної величини, яка називається критичною швидкістю $v_{кр}$, після

досягнення якої подальше підведення тепла до частинок газу в циліндричному каналі видається неможливим – настає момент теплової кризи. При спробі підведення тепла додатково, наприклад, продовжуючи спалення палива, виникає два можливих випадки: або течія перебудується, параметри на вході в камеру зміняться, швидкість на виході впаде до такої величини, що при новому підведенні тепла швидкість буде дорівнювати швидкості звуку в кінці камери, або, якщо така перебудова неможлива (спеціальними пристроями забезпечується подача газу в камеру із строго визначеними параметрами), то при примусовому підведенні тепла стає неможливим стаціонарний перебіг процесу течії, виникають нестационарні рухи, зокрема, помпаж.

Помпаж часто пов'язують з явищем гідродару [5-7] – перепадом тиску в будь-якій системі, заповненій рідиною, викликаним швидкою зміною швидкості течії цієї рідини.

Рівняння, що описують рух рідини або газу, зокрема газу [6], записується у вигляді:

$$\begin{cases} L\dot{Q} = F_1(Q) - p \\ Cp = Q - F(p), \end{cases} \quad (7)$$

в якій $L = L(\rho, l, s, Q_0)$; $C = C(\rho_0, \rho, s, l, C_0)$,

де ρ - густина, l, s - характерні розміри та площі робочої частини, Q_0 - початкові витрати, ρ_0 - початкова густина продукту, що транспортується, C_0 - швидкість звуку, Q, p - об'ємна витрата та тиск, $F_1(Q), F(p)$ - деякі функції, що визначаються експериментально. Очевидно, що розв'язання системи (7) є можливим лише за умови, коли всі вказані функції є відомими, що часто є задачею, що вирішується або з використанням комплексних експериментальних досліджень або часто взагалі не можуть бути визначені в умовах реальної компресорної станції. В той же час на діючих компресорних станціях контролюються параметри Q та p у вигляді експериментально визначених функцій від часу t - $p(t), Q(t)$.

Пропонується наступна модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь типу (7), а отже умов виникнення помпажу: нехай в загальному випадку праві частини системи (7) розкладаються в ряд Тейлора і записуються з утриманням членів, вищих за квадратичні. Такий підхід є вмотивованим, по-перше, за результатами аналізу літературних джерел [5-7], а також, по-друге, тією обставиною, що реальні значення функції $L = L(\rho, l, s, Q_0)$; та $C = C(\rho_0, \rho, s, l, C_0)$ в практичних задачах можуть бути визначені лише наближено. Тому система (7) записується у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{p} = A_1 + A_2 p + A_3 Q + A_4 p^2 + A_5 p Q + A_6 Q^2 \\ \dot{Q} = A_7 + A_8 p + A_9 Q + A_{10} p^2 + A_{11} p Q + A_{12} Q^2 \end{cases} \quad (8)$$

Для коректної постановки задачі необхідно знати початкові умови, які є відомими як характеристики відповідного агрегату:

$$p(0) = p_0; Q(0) = Q_0. \quad (9)$$

В системі (8) коефіцієнти $A_i, i=1, \dots, 12$ є невідомими і підлягають визначенню в процесі розв'язання задачі.

Якщо (за наведеними вище припущеннями) відомими є результати експериментального визначення функції $p_p(t)$ та $Q_p(t)$, одержані протягом деякого часу $t \in [0, T]$, де T - час завершення спостережень, то підставивши в систему (8) одержуємо дві невя'зки:

$$\begin{cases} R_1(t, A_1, \dots, A_6) = \dot{p}_p(t) - A_1 - A_2 p_p - \\ - A_3 Q_p - A_4 p_p^2 - A_5 p_p Q_p - A_6 Q_p^2 \\ R_2(t, A_7, \dots, A_{12}) = A_7 - A_8 p_p - A_9 Q_p + \\ + A_{10} p_p^2 + A_{11} p_p Q_p + A_{12} Q_p^2 - \dot{Q}_p(t) \end{cases} \quad (10)$$

Коефіцієнти A_i необхідно визначити таким чином, щоб лінеаризувати значення невя'зок (10). Цієї мети можна досягнути принаймні двома методами: або шляхом мінімізації функції

$$R(t_s, A_i) = \sum_{s=i}^N [R_1^2(t_s, A_j) + R_2^2(t_s, A_k)] \rightarrow \min, \quad (11)$$

де $i=1, \dots, 12, j=1, \dots, 6; k=6, \dots, 12, s=1, \dots, N$, N - кількість точок t_s в яких проводилось визначення значень $p(t)$ та $Q(t)$, або з використанням методу зважених невя'зок у формі Гальоркіна [8], шляхом розв'язання системи лінійних алгебраїчних рівнянь наступного виду:

$$(R_1, w_i) = 0 \quad i=1, \dots, 6 \quad (12)$$

для визначення $A_i; i=1, \dots, 6$ і системи

$$(R_2, w_i) = 0 \quad i=1, \dots, 6 \quad (13)$$

для визначення $A_j; j=7, \dots, 12$.

В системах лінійних алгебраїчних рівнянь прийнято наступні позначення:

$$(R_2, w_i) = \int_0^T R w_i dt, \quad (14)$$

де

$$\begin{aligned} w_1 &= 1; w_2^0 = p(t); w_3 = Q(t); \\ w_4(t) &= p^2(t); w_5(t) = p_p(t) Q_p(t); \\ w_6(t) &= Q_p^2(t) \end{aligned} \quad (15)$$

Очевидно, що інтеграли (12) та (13), що знаходяться в лівій частині є лінійними функціями: функції в лівій частині (12) будуть лінійними по $A_i; i=1, \dots, 6$, а функції, що знаходяться в лівій частині (13), є лінійними по $A_j; j=7, \dots, 12$. В інтегралі (14) значення T є часом протягом якого визначались значення $p_p(t)$ та $Q_p(t)$.

Очевидно, що функція (11) є квадратичною додатно визначеною формою від $A_i; i=1, \dots, 12$, тому вона має єдиний мінімум – точку (A_1^E, \dots, A_{12}^E) , а системи (12) та (13) також мають єдиний розв'язок через незалежність (функціональну) функцій $w_i(t)$, які вводяться за правилом (16). Якщо функції $w_i(t)$ знаходяться аналітично (наприклад, вони відтворюються з використанням апроксимаційних або інтерполяційних процедур), то інтеграли, що входять в (12) та (13) також беруться аналітично, в тих же випадках, коли $w_i(t)$ знаходять таблично, вказані інтеграли беруться з використанням дискретних формул для інтегрування таблично заданих структур [9].

Таким чином, в обох запропонованих підходах коефіцієнти $A_i; i=1, \dots, 12$ визначаються однозначно, тобто задача знаходження A_i є конкретною постановкою [10].

За результатами розв'язання задач (11) та систем (12) і (13) одержуються значення A_i , що входять в систему (8). Вказану систему нелінійних рівнянь необхідно дослідити на стійкість їх положення рівноваги. Вказані положення рівноваги знаходяться шляхом розв'язку системи рівнянь виду ((2) вважається, що $\frac{dp}{dt} = 0$ та $\frac{dQ}{dt} = 0$):

$$\begin{cases} A_1^E + A_4^E p + A_3^E Q + A_4^E p^2 + A_5^E pQ + A_6^E Q^2 = 0 \\ A_7^E + A_8^E p + A_9^E Q + A_{10}^E p^2 + A_{11}^E pQ + A_{12}^E Q^2 = 0 \end{cases} \quad (16)$$

Необхідність знаходження точок положення рівноваги виникає у зв'язку з тим, що висувається гіпотеза про те, що явище помпажу корелює з втратою стійкості розв'язків системи (8), яка описує взаємозв'язок між величинами p та Q .

Рівняння системи (16) є рівняннями кривих другого порядку, тому можлива ситуація при яких вона взагалі не має розв'язків над полем дійсних чисел. В такому випадку стійкість системи визначається аналізом одержаних розв'язків шляхом безпосередньої перевірки умов стійкості. В загальному випадку вказана система може мати від одного до чотирьох розв'язків (це це перевіряється шляхом аналізу взаємного розташування відповідних кривих другого порядку). Після розв'язання системи (16) визначаються координати точок рівноваги $(x_0^i; y_0^i); i=1, \dots, N_1$, N_1 - кількість точок рівноваги. Подальше дослідження полягає у визначенні типу кожної особливої точки системи. З цією метою в кожній точці $(x_0^i; y_0^i)$ праві частини системи (16)

лінеаризуються за відомими правилами розкладу функції двох змінних в ряд Тейлора:

$$f(x, y) = f(x_0^i; y_0^i) + \frac{\partial f}{\partial x}(x_0^i; y_0^i)(x - x_0^i) + \frac{\partial f}{\partial y}(x_0^i; y_0^i)(y - y_0^i) + r_n(x, y, x_0^i, y_0^i) \quad (17)$$

де $r_n(x, y, x_0^i, y_0^i)$ - залишковий член ряду Тейлора.

Для лінеаризованої системи (16), яка набуває вигляду:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = a x + b y \\ \frac{dy}{dt} = c x + d y \end{cases} \quad (18)$$

знаходяться власні числа матриць цих систем з відомої умови:

$$\begin{vmatrix} a_0^i - \lambda & b_0^i \\ c_0^i & d_0^i - \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (19)$$

$$\lambda^2 - (a_0^i + d_0^i)\lambda + a_0^i d_0^i - c_0^i b_0^i = 0 \quad (20)$$

Після знаходження відповідних коренів рівняння (20) λ_1 та λ_2 , встановлюється тип кожної із точок положення рівноваги на основі наступних положень [11]:

1. λ_1 та λ_2 - дійсні;
 - а) $\lambda_1, \lambda_2 > 0$ - нестійкий вузол;
 - б) $\lambda_1, \lambda_2 < 0$ - стійкий вузол;
 - в) λ_1 і λ_2 - різних знаків – сідло.
2. λ_1 та λ_2 - комплексні; $\lambda_{1,2} = \alpha \pm i\beta$
 - а) $\alpha > 0$ - стійкий фокус;
 - б) $\alpha < 0$ - стійкий фокус;
 - в) $\alpha = 0$ - центр.

Якщо в точці $(x_0^i; y_0^i)$ - фокус, то в такому випадку (в залежності від початкових умов) значення p та Q знаходяться на замкнутих траєкторіях фазової площини, тобто має місце коливання цих значень, отже, відповідає їх значення $(p_0^i; Q_0^i)$ (відійдемо від значень $(x_0^i; y_0^i)$) характеризують явища помпажу або виникнення передпомпажних ефектів. Також можливий розвиток коливальних процесів (причому із зростаючою амплітудою) у випадку, коли $(p_0^i; Q_0^i)$ - нестійкий фокус. В усіх інших випадках відзначається монотонний характер зміни $(p; Q)$ в околі відповідного положення рівноваги, самі значення p і Q та характеристики компресора (фактично - це фазовий портрет системи (8) у відповідних точках (A_1^E, \dots, A_{12}^E)) окремо необхідно вивчити випадки нестійких положень рівноваги не з точки зору можливого помпажу, а з

точки зору необмеженого росту (аж до неконкретних значень) величин p і Q часто такі режими є практично нездійсненними.

Висновки. В результаті проведених досліджень:

1. Запропоновано модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь та встановлено що, явище помпажу корелює з втратою стійкості розв'язків системи, яка описує взаємозв'язок між параметрами (тиск та витрата), що контролюються на діючих компресорних станціях.

2. Встановлено тип кожної із точок положення рівноваги та визначено як відповідні значення характеризують явище помпажу або виникнення передпомпажних ефектів. Отримані результати можуть бути використані для дослідження передпомпажних коливань та помпажних явищ у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів дотискувальних компресорних станцій на основі експериментальних даних.

Список літератури:

1. Пат. № 91465 UA. Акустичний спосіб контролю передпомпажного стану відцентрового нагнітача. МПК F04D 27/02 [Текст] / Сукач О. В., Бляут Ю. Є., Беккер М. В., Репета А. Ф., Семенцов Г. Н., Гіренко С. Г. та ін. – № а200907520; заявл. 17.07.2009; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14. – 4 с.
2. Пат. № 52128A UA. Спосіб захисту компресора від помпажу. МКІ F04 D 27/02 [Текст] / Гіренко С. Г., Спиченков Ю. М., Бобков В. Ю. – № 2002021583; заявл. 26.02.2002; опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12. – 3 с.
3. Семенцов, Г. Н. Розвиток інформаційного забезпечення системи автоматичного антипомпажного захисту та регулювання газоперекачувального агрегату [Текст] / Г. Н. Семенцов, Л. І. Давиденко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2014. – Т. 4, № 11 (70). – С. 20–24. doi: [10.15587/1729-4061.2014.26311](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.26311)
4. Седов, Л. І. Механіка сплошної середовища [Текст] / Л. І. Седов. – М.: Наука, 1970. – 568 с.
5. Бутиков, Е. І. Фізика. Кн. 1. Механіка [Текст] / Е. І. Бутиков, А. С. Кондратьєв. – М.: Наука, 1994. – 367 с.
6. Казакевич, В. В. Автоколебання (помпаж) в компресорах

- [Текст] / В. В. Казакевич. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
7. Зайцев, Л. А. Регулирование режимов магистральных нефтепроводов [Текст] / Л. А. Зайцев. – М.: Недра, 1982. – 240 с.
8. Флетчер, К. Численные методы на основе метода Галёркина [Текст] / К. Флетчер. – М.: Мир, 1988. – 352 с.
9. Самарский, А. А. Численные методы [Текст] / А. А. Самарский, А. В. Гулин. – М.: Наука, 1989. – 432 с.
10. Тихонов, А. Н. Методы решения некорректных задач [Текст] / А. Н. Тихонов, В. Я. Арсенин. – М.: Наука, 1979. – 285 с.
11. Самойленко, А. М. Дифференциальные уравнения (примеры и задачи) [Текст] / А. М. Самойленко, С. А. Кривошея, Н. А. Перестюк. – К.: Вища шк., 1984. – 408 с.

Bibliography (transliterated):

1. Sukach, O. V., Blyaut, Yu. Ye., Bekker, M. V., Repeta, A. F., Sementsov, H. N., Hirenko, S. H. et. al. (2009). Pat. No. 91465 UA. Akustychnyy sposib kontrolyu peredpomazhnoho stanu vidtstetrovoho nahnitacha. MPK F04D 27/02. No. a200907520; declared: 17.07.2009; published: 26.07.2010, Bul. No. 14, 4.
2. Hirenko, S. H., Spichenkov, Yu. M., Bobkov, V. Yu. (2002). Pat. No. 52128A UA. Sposib zakhystu kompresora vid pompazhu. MKY F04 D 27/02. No. 2002021583; declared: 26.02.2002; published: 16.12.2002, Bul. No. 12, 3.
3. Sementsov, H. N., Davydenko, L. I. (2014). Development of informative support for automatic antisurge protection system and regulation of gas pumping plant. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4 (11 (70)), 20–24. doi: [10.15587/1729-4061.2014.26311](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.26311)
4. Sedov, L. I. (1970). Mekhanika sploshnoy sredy. Moscow: Nauka, 568.
5. Butikov, E. I., Kondrat'ev, A. S. (1994). Fizika. Kn. 1. Mekhanika. Moscow: Nauka, 367.
6. Kazakevich, V. V. (1974). Avtokolebaniya (pompazh) v kompressorah. Moscow: Mashinostroenie, 264.
7. Zaycev, L. A. (1982). Regulirovanie rezhimov magistral'nyh nefteprovodov. Moscow: Nedra, 240.
8. Fletcher, K. (1988). Chislennye metody na osnove metoda Galyorkina. Moscow: Mir, 352.
9. Samarskiy, A. A., Gulin, A. V. (1989). Chislennye metody. Moscow: Nauka, 432.
10. Tihonov, A. N., Arsenin, V. Ya. (1979). Metody resheniya nekorrektnykh zadach. Moscow: Nauka, 285.
11. Samoylenko, A. M., Krivosheya, S. A., Perestyuk, N. A. (1984). Differentsial'nye uravneniya (primery i zadachi). Kyiv: Vyshcha shk., 408.

Надійшла (received) 05.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Метод виявлення явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів / Фешанич Л. І., Олійник А. П. / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – No 19(1241). – С.114–119. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-5459.

Метод обнаружения явления помпажа в центробежных нагнетателях газоперекачивающих агрегатов/ Фешанич Л. И., Олейник А. П. / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – No 19(1241). – С.114–119. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-5459.

The method of detecting the surging phenomenon in centrifugal blowers of gas pumping units/ Feshanych L., Oliynyk A. / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – No 19(1241). – С.114–119. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-5459.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Фешанич Лідія Ігорівна – асистент кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, e-mail: lidia.feshanych@gmail.com.

Олійник Андрій Петрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри математичних методів в інженерії, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, e-mail: andrij-olijnyk@rambler.ru.

Фешанич Лидия Игоревна – ассистент кафедры автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, e-mail: lidia.feshanych@gmail.com.

Олейник Андрей Петрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой математических методов в инженерии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, e-mail: andrij-olijnyk@rambler.ru.

Feshanych Lidiia – assistant of automation and computer-integrated technologies, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Karpatska St. 15., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019; e-mail: lidia.feshanych@gmail.com.

Olijnyk Andrij – doctor of technical sciences, Professor, Head of the Department of Mathematical Methods in Engineering, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Karpatska str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, e-mail: andrij-olijnyk@rambler.ru.