

СИСТЕМИ АНТИПОМПАЖНОГО КЕРУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИМ КОМПРЕСОРОМ

Стаття присвячена дослідженню антипомпажних систем захисту та математичному моделюванню систем газоперекачувальних агрегатів на базі відцентрових компресорів з використанням антипомпажного клапана або байпасування, та змішаною системою захисту. Проведено огляд існуючих систем антипомпажного захисту газоперекачувальних агрегатів, який дозволив виявити ряд недоліків при використанні антипомпажного клапана або системи байпасування. Запропонована змішана система антипомпажного захисту з одночасним використанням антипомпажного клапана та системи байпасування. Запропонована послідовність роботи змішаної системи антипомпажного захисту. Наведена структурна схема електромеханічної системи відцентровий компресор – антипомпажний клапан – двигун постійного струму з системою автоматичного керування. Отримані перехідні процеси з використанням антипомпажного клапана, байпасування, та змішаної антипомпажної системи. Наведені висновки, які підкреслюють актуальність проведених досліджень та підвищення енергоефективності антипомпажної системи захисту відцентрових компресорів.

Ключові слова: помпаж, антипомпажний захист, байпасування, змішана система, приводний двигун, відцентровий компресор

ВСТУП

Другим за значимістю для України, після електроенергії, є природний газ. Паливно-енергетичний комплекс є одним з провідних комплексів народного господарства країни. Перед ним поставлене завдання надійного і безперебійного забезпечення енергоресурсами промисловості, транспорту і об'єктів побутового призначення. У газотранспортній системі України експлуатується 765 газоперекачувальних агрегатів з сумарною встановленою потужністю більше 5,6 млн кВт. Найбільш розповсюдженні газоперекачувальні агрегати з газотурбінним приводом і відцентровим нагнітачем. Газоперекачувальні агрегати є енергоємними технологічними системами, що обумовлює актуальність науково-технічної проблеми підвищення їх технічного рівня, зокрема вдосконалення систем управління цих агрегатів в аспекті задач ресурсо- і енергозбереження.

В залежності від умов використання масові витрати можна підтримувати або направляючи частину потоку зі сторони нагнітання на вхід компресора, або стравлювати частину в атмосферу. Збільшення масових витрат рециркулюючого чи викинутого в атмосферу газу відображається на інших параметрах процесу (наприклад, знижується тиск, створюваний нагнітачем), тому для обмеження коливань вказаних змінних можна використовувати антипомпажну систему захисту. Розробка стратегії управління системами компримування, що реалізуються за допомогою використання автоматизованих систем керування електромеханічними позиціонерами, з метою підвищення техніко-економічних показників технологічних процесів, є важливою науковою задачею.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою досліджень є зменшення втрат в газоперекачувальних агрегатах шляхом використання змішаної системи антипомпажного захисту, яка побудована на існуючих системах антипомпажного клапана та системи байпасування.

МАТЕРІАЛИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Відповідно до технології, може виникнути ситуація, коли споживання стисненого повітря зменшується, що створює передумови для виникнення помпажу [1]. Такий режим роботи компресора є аварійним і призводить до механічного руйнування компресора, приводного механізму і технологічного устаткування. Для запобігання помпажу найчастіше використовують байпасування або викид частини стисненого повітря через антипомпажного клапан (АПК) в оточуюче середовище [2].

При досягненні робочої точки межі помпажу, необхідно збільшувати об'ємні витрати, щоб уникнути перетину лінії помпажу та запобігти виникненню циклічних коливань в системі. Для будь-якої характеристичної кривої точка, в якій регулятор повинен ініціювати відкриття клапана, називають точкою контролю помпажу. Геометричне місце таких точок визначається як лінія контролю помпажу, відстань між цією точкою і лінією межі помпажу називають границею безпеки, а зону ліворуч від лінії контролю помпажу – зоною контролю помпажу.

Функціональні схеми систем антипомпажного керування які перераховані вище наведені на рис. 1 та рис. 2.

Розглянемо динаміку системи, яка наведена на рис. 1. Для цього доповнимо рівняння відцентрового компресора у вигляді уточненої системи Мура-Грейтцера [3, 4, 5] витратою через АПК [6]. (1)

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \Phi = -\frac{\Phi}{T} + \frac{K}{T} \cdot \\ \sqrt{\frac{1}{I_C} \left(\Psi_{C0}(\omega) + H(\omega) \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{W(\omega)} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{W(\omega)} - 1 \right)^3 \right) - \Psi \right)}, \\ \frac{d}{dt} \Psi = \frac{1}{4B^2 I_C} (\Phi - \Phi_T - \Phi_{АПК}). \end{cases} \quad (1)$$

В рівняннях (3) втрати $\Phi_{АПК}$ пов'язані з кутом повороту клапану залежністю [6]

$$\Phi_{АПК} = f(\varphi) \quad (2)$$

де $f(\varphi)$ – характеристика клапана.

АПК можна представити у вигляді електромеханічного позиціонера, який можна описати рівняннями двигуна постійного струму незалежного збудження [7]. Кут відкриття Φ визначається керуючим впливом, який надходить на електропривод клапану, та визначається наступними диференціальними рівняннями [8]:

$$\begin{cases} p\varphi = k_{II} \omega_{Д}; \\ p\omega_{Д} = \frac{R_{Я}}{k\Phi T_M} i_{Д}; \\ pi_{Д} = -\frac{k\Phi}{R_{Я} T_{Я}} \omega_{Д} - \frac{1}{T_{Я}} i_{Д} + \frac{1}{R_{Я} T_{Я}} E_{II}; \\ pE_{II} = -\frac{1}{T_{II}} E_{II} + \frac{k_{II}}{T_{II}} u_{y}, \end{cases} \quad (3)$$

$$k_{II} = \begin{cases} 1 \text{ якщо, } \Phi_{АПК} \neq 0, \\ 0 \text{ якщо, } \Phi_{АПК} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Оптимальне керування електроприводом клапану визначається з умов мінімізації інтегрального функціоналу якості [7, 9]

$$I = \int_0^{\infty} \left(V_{14} + V_{24}p + V_{34}p^2 + V_{44}p^3 \right) \eta_1 \Big| dt, \quad (5)$$

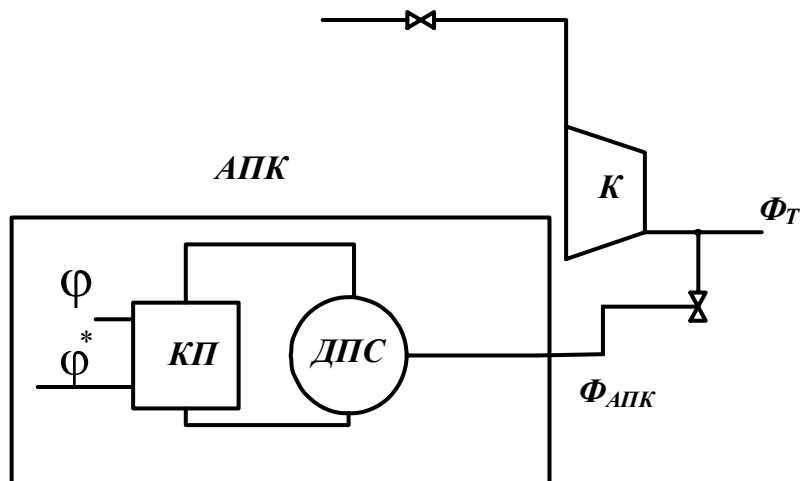


Рисунок 1 – Структурна схема застосування електромеханічного позиціонера в системі з антипомпажним клапаном

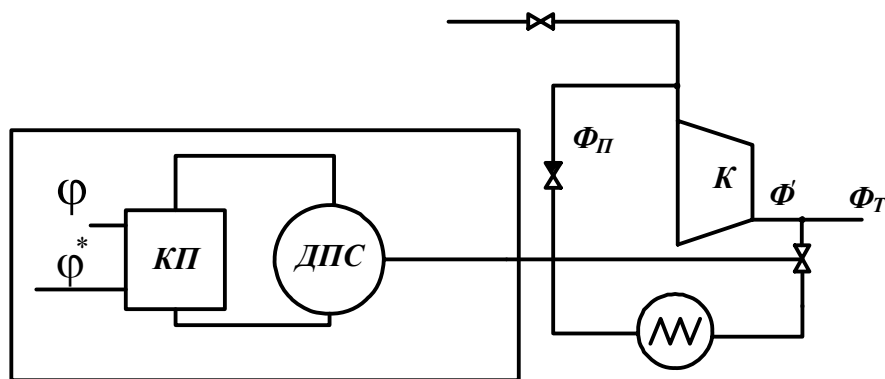


Рисунок 2 – Структурна схема застосування електромеханічного позиціонера в системі перепуску надлишкового газу

й прийме наступний вигляд [7, 9]:

$$U = -\text{sign}\left[\left(V_{14} + V_{24}p + V_{34}p^2 + V_{44}p^3\right)\eta_1\right], \quad (6)$$

де V_{i4} – коефіцієнт Ляпунова $V = \sum_{j,i=0}^4 V_{ij}\eta_j\eta_i$, η_i, η_j – коефіцієнти збуреного руху електропривода, $\eta_i = y_i - y_i^*$, y_i – коефіцієнт електропривода в відносних одиницях, y_i^* – бажане значення координат ЕП. Структурна схема що, реалізує закон керування (6) електромеханічного позиціонера наведена на рис. 3.

При нормальній роботі системи $\Phi > \Phi^*$ регулятор витрат через АПК знаходиться в насиченні. Коли робоча точка зміщується по газодинамічній характеристиці (ГДХ) компресора до межі помпажу та при досягненні нею граничного значення Φ^* – гранично допустимих витрат при даній швидкості обертання, регулятор витрат виходить з насичення, дає завдання на відкриття АПК.

Перейдемо тепер до розгляду системи перепуску, що показана на рис. 4. Для цього введемо нову змінну Φ' – витрати компресора на виході з дифузору, тоді [5]

$$\Phi_n + \Phi' = \Phi, \quad (7)$$

де Φ_n – витрати газу через перепуск.

З урахуванням, що при перепуску з виходу на вхід газ повинен охолоджуватися, а цей процес тривалий, то в першому наближенні його можна описати аперіодич-

ною ланкою першу порядку. Тоді вираз що описує витрати перепуску буде мати вигляд [5]

$$\Phi_n = \Phi' \left(\frac{K_b}{T_b p + 1} \right), \quad (8)$$

де K_b, T_b – параметри труби та охолоджувача.

Доповнимо систему (1) рівнянням (8). У результаті отримаємо систему описує динаміку системи «відцентровий компресор – перепуск» [10, 11]

$$\begin{cases} p\Phi = \frac{\Phi}{T_n} + \frac{K}{T_n} \sqrt{\frac{1}{l_c} \cdot (\Psi_C(\Phi) - \Psi)}, \\ p\Psi = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi - \Phi_T), \\ p\Phi' = \frac{\Phi'}{T_n} + \frac{K}{T_n} \sqrt{\frac{1}{l_c} \cdot (\Psi_C(\Phi) - \Psi)} + \frac{\Phi}{T_b} - \frac{\Phi(1+K_b)}{T_b}. \end{cases} \quad (9)$$

Для відкриття клапану електромеханічного позиціонера необхідно задатися витратами Φ_n – які будуть залежати від наближення до межі помпажу.

На рис. 4 приведено результати математичного моделювання ГПА з використанням АПК. Як видно з рисунку робоча точка переміщується по межі помпажу, але залишається на початковій ГДХ, що дозволяє завдяки викиду «надлишкового газу» стабілізувати роботу ГПА.

На рис. 5 приведено результати математичного моделювання байпасування. При використанні перепуску газу робоча точка переміщується з одної ГДХ на іншу.

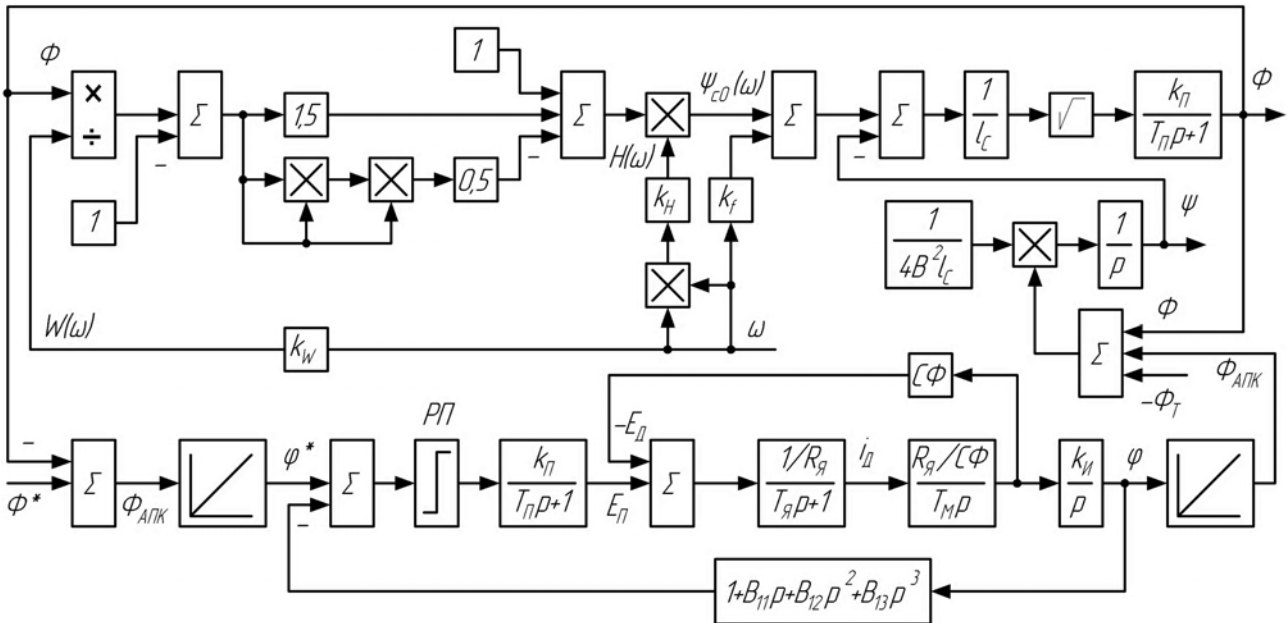


Рисунок 3 – Структурна схема відцентровий компресор – АПК-ДПС

Як видно з рис. 5 робоча точка переміщується до межі помпажу, а при спрацюванні байпасування робоча точка змінюючи кут нахилу переміщується на ГДХ з меншою швидкістю обертання приводного механізму.

Розглянемо змішану систему анитипомпажний захист (АПЗ), яка складається з АПК та системи байпасування. Змішана система налаштована наступним чином: при зниженні витрат до 0,95 від номінального значення Φ буде вмикатися система АПК, яка зайвий газ буде додавати в трубу байпасування; при зниженні витрат ниж-

че 0,8 від номінального буде вмикатися система байпасування. Перехідні процеси приведені на рис. 6.

При порівнянні систем АПЗ отримаємо перехідні процеси, які наведені на рис. 7. Стандартні системи захисту спрацьовують при наближенні до межі помпажу та стабілізують робочі точки на різних ГДХ. При використанні змішаної системи рух робочої точки спочатку рухається за траєкторією, що відповідає руху газу при використанні АПК, а при початку роботи системи байпасування рух робочої точки змінює траєкторію свого руху

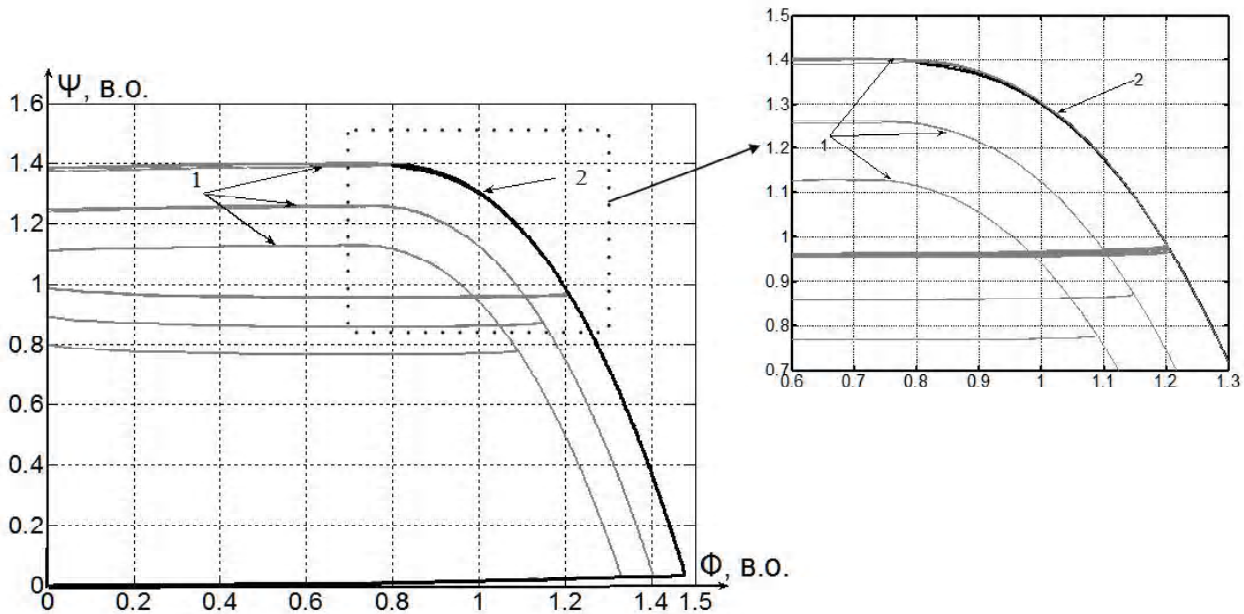


Рисунок 4 – Перехідні процеси з використанням АПК
1 – сімейство газодинамічних характеристик,
2 – газодинамічна характеристика АПК

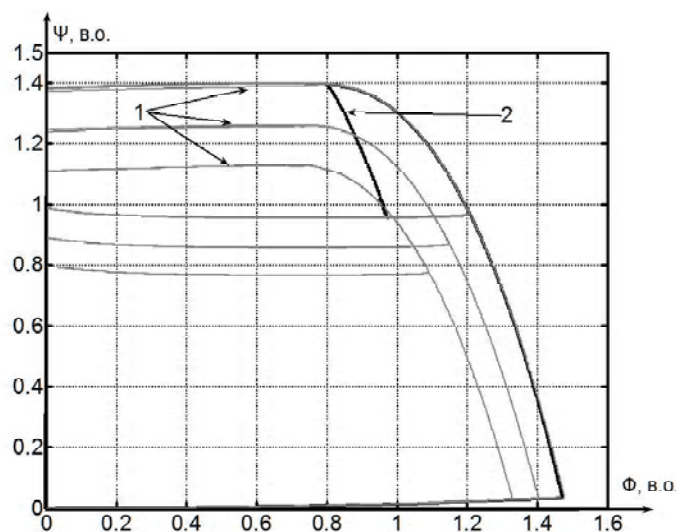


Рисунок 5 – Перехідні процеси з використанням байпасування
1 – сімейство газодинамічних характеристик газодинамічна характеристика при байпасуванні
2 – газодинамічна характеристика при байпасуванні

та переходить на іншу ГДХ, як і при звичайному використанні байпасування.

ВИСНОВОК

При використанні запропонованих стратегій керування встановлено, що при використанні лише АПК (лінія 1, рис. 7), робоча точка системи не змінює траєкторію руху і нахил ГДХ, але при цьому дозволяє «зайвому повітрю» вийти з компресора і запобігти помпажу. При використанні перепуску (лінія 2, рис. 7) робоча точка змінює положення та переходить на іншу ГДХ. Використання змішаної системи захисту (лінія 3, рис. 7) дозволяє стабілізувати систему, при цьому змішана система не набли-

жається до предпомпажної лінії, що в свою чергу дозволяє працювати системі на ГДХ з більшим ККД при великих витратах газу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Цабенко М. В. Прогноз виникнення помпажу в центробежном компрессоре [Текст] / М. В. Цабенко, Р. С. Волянский, А. В. Садовой, Н. Т. Тищенко // Тематический выпуск «Проблеми автоматизованного електропривода. Теория и практика» научно-технического журнала «Электроинформ». – 2009. – С. 404–405.
2. Цабенко М. В. Математические модели устранения

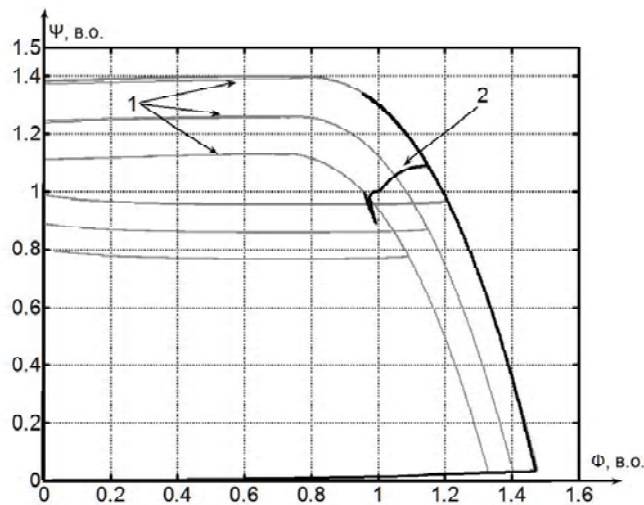


Рисунок 6 – Перехідні процеси з використанням змішаної системи АПЗ
 1 – сімейство газодинамічних характеристик
 2 – газодинамічна характеристика при змішаній системі

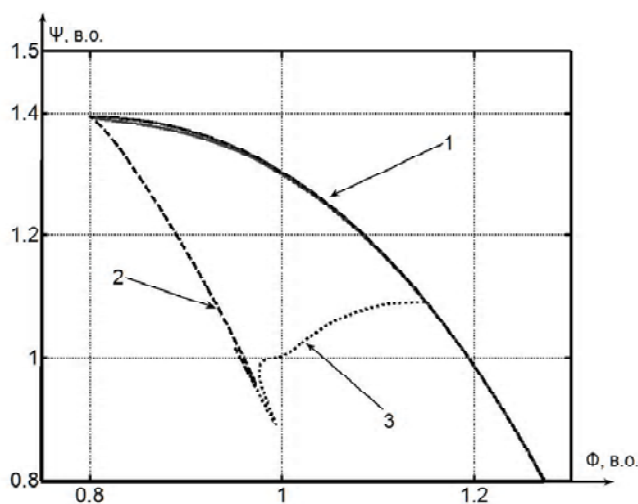


Рисунок 7 – Перехідні процеси з використанням змішаної системи АПЗ
 1 –траєкторія руху робочої точки при використанні АПК
 2 – траєкторія руху робочої точки при використанні байпасуванні
 3 – траєкторія руху робочої точки при використанні змішаній системі захисту

- помпажа в центробежном компрессоре [Текст] / М. В. Цабенко, А. В. Садовой, Р. С. Волянский // Вестник Кременчугского государственного университета имени М. Остроградского. – 2010. – Вып. 4 (63). – С. 167–169.
3. Aben E. H. Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors [Text] / E. H. Aben, P. K. Houpt, W. M. Hosny // Journal of Turbomachinery. – 1993. – № 115. – P. 724–817.
 4. Gravdahl J. T. Modeling and Control of surge and rotating stall in compressor [Text] / J. T. Gravdahl // Journal of Turbomachinery. – 1998. – № 152. – P. 544–615.
 5. Venturini M. Development and experimental validation of a compressor dynamic model [Text] / M. Venturini // Journal of Turbomachinery. – 2005. – № 127. – P. 599–608.
 6. Цабенко М. В. Применение электромеханического позиционера для защиты компрессора от помпажа [Текст] / М. В. Цабенко, А. В. Садовой, Р. С. Волянский // V міжнародна науково-практична конференція Проблеми, перспективи та нормативно-правове забезпечення енерго-, ресурсозбереженням в житлово-комунальному господарстві, м. Алушта, АР Крим 2013.
 7. Садовой А. В. Системы оптимального управления прецизионными электроприводами [Текст] / А. В. Садовой, Б. В. Сухинин, Ю. В. Сохина. – К.: ИСИМО, 1996. – 298 с.
 8. Китаев А. В. Схемы замещения электрических машин [Текст] / А. В. Китаев, В. Л. Агбомассу, В. И. Глухова // Электротехника и электроэнергетика. – 2013. – №2. – С. 14–26.
 9. Садовой А. В. Релейные системы оптимального управления электроприводами [Текст] / А. В. Садовой, Б. В. Сухинин, Ю. В. Сохина, А. Л. Дерез. – Днепропетровск: ДГТУ, 2011. – 337 с.
 10. Цабенко М. В. Математические модели устранения помпажа в центробежном компрессоре [Текст] / М. В. Цабенко, А. В. Садовой, Р. С. Волянский // Вестник Кременчугского государственного университета имени М. Остроградского. – 2010. – Вып. 4 (63). – С. 167–169.
 11. Цабенко М. В. Прогноз возникновения помпажа в центробежном компрессоре [Текст] / М. В. Цабенко, Р. С. Волянский, А. В. Садовой, Н. Т. Тищенко // Тематический выпуск «Проблемы автоматизованного электропривода. Теория и практика» научно-технического журнала «Электроинформ». – 2009. – С. 404–405.

Цабенко М. В.

Старш. преподаватель, Запорожский национальный технический университет, Украина

СИСТЕМЫ АНТИПОМПАЖНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ КОМПРЕССОРОМ

Статья посвящена исследованию антипомпажных систем защиты и математическому моделированию систем газоперекачивающих агрегатов на базе центробежных компрессоров с использованием антипомпажного клапана или байпасування, и смешанной системой защиты. Проведен обзор существующих систем антипомпажного защиты газоперекачивающих агрегатов, который позволил выявить ряд недостатков при использовании антипомпажного клапана или системы байпасування. Предложенная смешанная система антипомпажного защиты с одновременным использованием антипомпажного клапана и системы байпасування. Предложенная последовательность работы смешанной системы антипомпажного защиты. Приведенная структурная схема электромеханической системы центробежный компрессор - антипомпажного клапан - двигатель постоянного тока с системой автоматического управления. Полученные переходные процессы по использованию антипомпажного клапана, байпасування, и смешанной антипомпажного системы. Приведенные выводы, которые подчеркивают актуальность проведенных исследований и повышения энергоэффективности антипомпажного системы защиты центробежных компрессоров.

Ключевые слова: помпаж, антипомпажніз защита, байпасирование, смешанная система, приводной двигатель, центробежный компрессор

Tsabenko M. V.

Senior lecturer, Zaporozhye National Technical University, Ukraine

CONTROL SYSTEMS SURGE OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS

The article investigates the anti-surge protection systems and mathematical modeling of systems of gas compressor units on the basis of centrifugal compressors with anti-surge valve or bypass, and a mixed protection system. The review of existing systems, surge protection of gas compressor units, which revealed a number of shortcomings when using anti-surge valve or bypass system. The proposed mixed system of surge protection with simultaneous use of surge valve and bypass system. The proposed sequence of the mixed system of surge protection. The above block diagram of an electromechanical system centrifugal compressor – anti-surge valve - direct current motor with an automatic control system. Obtained by use of transient surge valve bypass and mixed anti-surge system. These conclusions underline the relevance of the research and energy efficiency centrifugal compressor anti-surge protection system.

Key words: surge, anti-surge protection, bypass, mixed system, drive motor, centrifugal compressor

REFERENCES

1. Tsabenko M. V., Volyanskii R. S., Sadovoi A. V., Tishchenko N. T. Prognoz vznikoveniya pompazha v tsentrobeznom kompressore. *Tematicheskii vypusk «Problemi avtomatizovannogo elektroprivoda. Teoriya i praktika» nauchno-tekhnicheskogo zhurnala «Elektroinform»*, 2009, pp. 404–405.
2. Tsabenko M. V., Sadovoi A. V., Volyanskii R. S. Matematicheskie modeli ustraneniya pompazha v tsentrobeznom kompressore. *Vestnik Kremenchugskogo gosudarstvennogo universiteta imeni M. Ostrogradskogo*, 2010, Vyp. 4 (63), pp. 167–169.
3. Aben E. H., Houtp P. K., Hosny W. M. Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors. *Journal of Turbomachinery*, 1993, No 115, pp. 724–817.
4. Gravdahl J. T. Modeling and Control of surge and rotating stall in compressor. *Journal of Turbomachinery*, 1998, No 152, pp. 544–615.
5. Venturini M. Development and experimental validation of a compressor dynamic model. *Journal of Turbomachinery*, 2005, No 127, pp. 599–608.
6. Tsabenko M. V., Sadovoi A. V., Volyanskii R. S. Primenenie elektromekhanicheskogo pozitsionera dlya zashchity kompressora ot pompazha. V mizhnarodna nakovo-praktichna konferentsiya Problem, perspektivi ta normativno-pravove zabezpechennya energo-, resursozberezhenniam v zhitlovo-komunal'nomu gospodarstvi, m. Alushta, AR Krim 2013.
7. Sadovoi A. V., Sukhinin B. V., Sokhina Yu. V. Sistemy optimal'nogo upravleniya pretsizionnymi elektroprivodami. Kiev, ISIMO, 1996, 298 s.
8. Kitaev A. V., Agbomassu V. L., Glukhova V. I. Ckhemy zameshcheniya elektricheskikh mashin. *Elektrotekhnika i elektroenergetika*, 2013, No 2, pp. 14–26.
9. Sadovo A. V., Sukhinin B. V., Sokhina Yu. V., Derets A. L. Releinye sistemy optimal'nogo upravleniya elektroprivodami. Dneprodzerzhinsk: DGTU, 2011, 337 s.
10. Tsabenko M. V., Sadovoi A. V., Volyanskii R. S. Matematicheskie modeli ustraneniya pompazha v tsentrobeznom kompressore. *Vestnik Kremenchugskogo gosudarstvennogo universiteta imeni M. Ostrogradskogo*, 2010, Vyp. 4 (63), S. 167–169.
11. Tsabenko M. V., Volyanskii R. S., Sadovoi A. V., Tishchenko N. T. Prognoz vznikoveniya pompazha v tsentrobeznom kompressore. *Tematicheskii vypusk «Problemi avtomatizovannogo elektroprivoda. Teoriya i praktika» nauchno-tekhnicheskogo zhurnala «Elektroinform»*, 2009, pp. 404–405.