

Система противопомпажного управления турбокомпрессором с регулирующей заслонкой на всасывании

С.Г. Тихомиров

д.т.н., профессор¹
tikhomirov_57@mail.ru

Д.В. Арапов

к.т.н., доцент¹
arapovdv@gmail.com

В.А. Курицын

к.т.н., технический директор по АСУ²
asu@centravtomat.ru

С.С. Саввин

аспирант¹
savvins@yandex.ru

¹Воронежский Государственный Университет
Инженерных Технологий, Воронеж, Россия

²ЗАО «НПП «Центравтоматика», Воронеж, Россия

Научная работа посвящена созданию системы антипомпажного управления компрессором динамического действия с входной регулирующей дроссельной заслонкой. Приводится решение задачи оптимального управления компрессором с учетом заданного запаса устойчивости к режимам помпажа и торможения.

Материалы и методы

Исследования проведены на ЭВМ с помощью вычислительных методов нелинейного программирования, включая метод наименьших квадратов, штрафных функций, конфигураций Хука-Дживса.

Ключевые слова

турбокомпрессор, противопомпажное управление, регулирующая заслонка, всасывание, конфигурация Хука-Дживса

Компрессоры динамического действия широко используются в газовой, нефтеперерабатывающей, химической и других отраслях промышленности [1]. Важнейшей функцией системы автоматизации компрессорного агрегата является регулирование его производительности с заданным запасом устойчивости к возникновению режима помпажа и торможения потока газа [2–5]. В отдельную группу можно выделить газовые компрессоры динамического действия с входной регулирующей дроссельной заслонкой. Так как температура на всасывании этих компрессоров близка к температуре окружающей среды, а степень сжатия не превышает 5–6, то для них допустимо предположение об идеальности сжимаемого газа [6, 7]. Под степенью сжатия понимается отношение абсолютных давлений нагнетания и всасывания.

Важной проблемой управления такими компрессорами является нахождение безопасного значения угла открытия дроссельной заслонки при значительном уменьшении или увеличении потребления газа. Первое может привести к возникновению автоколебаний давления и расхода (помпажу), второе — к явлению торможения потока газа, вплоть до полной остановки, когда при достижении критических скоростей в межлопаточных каналах ротора дальнейшее увеличение расхода газа оказывается невозможным (рис. 1).

Для решения этой проблемы разработана математическая модель, представляющая собой систему трансцендентных уравнений, включающую зависимость степени сжатия от расхода газа и угла открытия дроссельной заслонки и уравнение приведения паспортной степени сжатия к текущим условиям на всасывании. В качестве экспериментальной базы модели используется паспортная газодинамическая характеристика компрессора (ПГДХ), состоящая из семейства графических зависимостей давления нагнетания (P_n) от расхода газа (Q) и угла открытия дроссельной заслонки (ψ) при определенных значениях параметров на всасывании, ограниченных слева линией помпажа (рис. 1).

Аппроксимация ПГДХ реализована методом конфигураций Хука-Дживса [8] путем решения нелинейной задачи минимизации суммарного квадратичного критерия невязки паспортных и модельных значений параметров. Результаты аппроксимации следующие:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{nc} = & a_1 + a_2 \cdot Q \cdot \sin \psi \cdot \exp(a_3 \cdot Q \cdot \sin \psi) + a_4 \cdot Q \cdot \exp \\ & (a_5 \cdot Q) + a_6 \cdot \sin \psi \cdot \exp(a_7 \cdot \sin \psi) + a_8 \cdot Q \cdot \cos \psi \cdot \exp(a_9 \cdot Q \cdot \cos \psi) + a_{10} \cdot (Q \cdot \sin \psi) \cdot \exp[a_{12} \cdot (Q \cdot \sin \psi)^{-1}] / \\ & \{a_{13} \cdot \exp[a_{14} \cdot (Q \cdot \sin \psi)^{-1}] + Q^{a_{15}} \cdot \sin^2 \psi / (a_{16} \cdot \sin^2 \psi)\}; \\ Q = & \lambda_1 + \lambda_2 \cdot \varepsilon_{nc} \cdot \sin \psi \cdot \exp(\lambda_3 \cdot \varepsilon_{nc} \cdot \sin \psi) + \lambda_4 \cdot \varepsilon_{nc} \cdot \exp(\lambda_5 \cdot \varepsilon_{nc}) + \lambda_6 \cdot \sin \psi \cdot \exp(\lambda_7 \cdot \sin \psi) + \lambda_8 \cdot \varepsilon_{nc} \cdot (1 - \cos \psi) \cdot \\ & \exp[\lambda_9 \cdot \varepsilon_{nc} \cdot (1 - \cos \psi)^{0.5}] + \lambda_{10} \cdot (\varepsilon_{nc} \cdot \sin \psi) \cdot \lambda_{11} \cdot \exp[\lambda_{12} / \\ & (\varepsilon_{nc} \cdot \sin \psi)] / \{ \lambda_{13} \cdot \exp[\lambda_{14} / (\varepsilon_{nc} \cdot \sin \psi)] + \varepsilon_{nc} \cdot \lambda_{15} \cdot \sin^2 \psi / \\ & (\lambda_{16} \cdot \sin^2 \psi) \}, \end{aligned} \quad (1)$$

где ε_{nc} — паспортное значение степени сжатия; $a_1 \dots a_{16}$, $\lambda_1 \dots \lambda_{16}$ — коэффициенты модели. Адекватность модели проверена с помощью критерия Фишера.

Среднеквадратичная оценка относительной погрешности зависимости (1) составляет $\pm 1,1\%$.

Паспортная линия помпажа аппроксимируется линейной зависимостью:

$$\varepsilon_{nc}^{nm} = c_1 + c_2 \cdot Q \quad (2)$$

где c_1 , c_2 — коэффициенты.

Значения степени сжатия паспортной линии торможения определяются из решения уравнения:

$$dQ(\psi_{min}, \psi_{max}) / d\varepsilon_{nc} = 0 \quad (3)$$

при минимальном ψ_{min} и максимальном ψ_{max} угла открытия дроссельной заслонки.

Уравнение (3) решается методом последовательных приближений. По найденным значениям $\varepsilon_{nc}(\psi_{min})$ и $\varepsilon_{nc}(\psi_{max})$ определяется уравнение линии торможения:

$$\varepsilon_{nc}^{tm} = d_1 + d_2 \cdot Q, \quad (4)$$

где d_1 , d_2 — коэффициенты.

Для обеспечения подобия «паспортного» и текущего процесса сжатия параметры ε_{nc} , ε_{nc}^{nm} , ε_{nc}^{tm} должны быть переопределены. При допущении идеально-газового состояния формула оценки переопределения следующая:

$$\varepsilon_{nc}^{pp} = \{ (\varepsilon_{nc}^{nm} - 1) \cdot k_{nc} \cdot R_{nc} \cdot T_{nc} \cdot (k - 1) \cdot \omega_{nc}^2 / [k \cdot R \cdot T_{nc} \cdot (k - 1) \cdot \omega_{nc}^2] + 1 \}^n; \quad (5)$$

$j=1, 3$; $j=1$ $\varepsilon_{nc} = \varepsilon_{nc}^{nm}$; $j=2$ $\varepsilon_{nc} = \varepsilon_{nc}^{tm}$; $j=3$ $\varepsilon_{nc} = \varepsilon_{nc}^{pp}$, где ε_{nc}^{pp} — приведенная к текущим условиям на всасывании степень сжатия; k_{nc} , k — паспортное и текущее значение показателя изэнтропии газа; R_{nc} , R — паспортное и текущее значение газовой постоянной; T_{nc} , T_{nc} — паспортное и текущее значение температуры газа на всасывании; ω_{nc} , ω_{nc} — паспортное и текущее значение скорости вращения ротора компрессора;

$$m = \frac{k_{nc} - 1}{\eta_n \cdot k_{nc}}; \quad n = \frac{\eta_n \cdot k}{k - 1}; \quad (6)$$

η_n — политропный коэффициент полезного действия (КПД) равный:

$$\eta_n = (k - 1) \cdot \ln(P_n / P_{nc}) / [k \cdot \ln(T_n / T_{nc})] \quad (7)$$

где T_n — температура газа в нагнетательном патрубке; P_n , P_{nc} — абсолютное давление газа соответственно на нагнетании и всасывании.

Уравнения (1)–(7) используются для определения угла открытия дроссельной заслонки при резком изменении расхода газа потребителем. При регулировании давления нагнетания новое задание регулятору давления P_{nc}^* рассчитывается исходя из требуемого расхода Q_i^* и заданного запаса устойчивости к помпажу и торможению путем минимизации критерия:

$$R = \{ [\varepsilon_{nc}^{pp}(Q_i^*, \psi^*) - \Delta \varepsilon] / Q_i^* - (1 - 0,01 \cdot K_{sv}) \cdot \varepsilon_{nc}^{nm}(Q_i^*) / Q_i^* \}^2, \quad (8)$$

где i — шаг измерения; $\Delta \varepsilon = \varepsilon_{nc}^{pp}(Q_{i-1}, \psi_{i-1}) - \varepsilon_{nc}(Q_{i-1}, \psi_{i-1})$ — отклонение паспортной приведенной степени сжатия от текущей на шаг измерения; K_{sv} — заданный в % запас устойчивости компрессора к помпажу и торможению.

На критерий накладываются ограничения по величине давления нагнетания и предельным значениям угла открытия дроссельной заслонки:

$$P_{nc}^{pp} = (1 + 0,01 \cdot K_{sv}) \cdot P_{nc} \cdot \varepsilon_{nc}^{pp} \leq P_{nc}^* \quad (9)$$

$$\psi_{\min} \leq \psi \leq \psi_{\max} \quad (10)$$

где P^{20} — заданное значение давления нагнетания.

Объединяя формулы (8)–(10) и проведя необходимые преобразования с использованием метода штрафных функций [8], получим окончательный вид модели исследования:

$$\psi_{\max} |\psi^* - \psi_{\max}|^2 + 10^{20} (P_{кл}(Q^*, y^*) - P^{20}) + P_{кл}(Q^*, y^*) - P^{20} + 10^{20} (P_{кл}(Q^*, y^*) - P^{20})^2 + 10^{20} (P_{кл}(Q^*, y^*) - P^{20})^2 - P_{кл}(Q^*, y^*) + P^{20} \rightarrow \min_{\psi^*} \quad (11)$$

где 10^{20} — штрафные коэффициенты.

Для решения (11) использовался метод конфигураций Хука-Дживса.

Таким образом, задание регулятору давления нагнетания рассчитывается в строгом соответствии с заданным запасом устойчивости компрессора к помпажу и запиранию.

Разработанная методика реализована в виде программы на современном языке программирования высокого уровня C# в среде визуальной разработки Microsoft Visual Studio 2010.

Программа состоит из 2-х основных блоков: решение существенно нелинейных трансцендентных уравнений (1)–(7) и алгоритма нелинейной оптимизации (11) методом конфигураций Хука-Дживса.

Язык программирования C# был выбран на основе того, что практически все современные промышленные SCADA — системы его поддерживают.

Для работы с программой необходимо сформировать текстовый файл, включающий численные данные, отснятые с ПГДХ: угол открытия дроссельной заслонки, объемный расход газа, абсолютное давление нагнетания. Далее находятся коэффициенты модели (1) (рис. 2). По оцененным значениям коэффициентов строится график реальной паспортной газодинамической характеристики компрессора К-250-61-2 (рис. 1). Затем из основного меню программы вызывается форма для расчета нового задания регулятору положения дроссельной заслонки на основе заданного запаса устойчивости равного 20% (рис. 3). На рис. 3 и 4 показана ситуация резкого снижения расхода газа потребителем с 250 м³/мин (4,167 м³/с) до 140 м³/мин (2,333 м³/с), при этом задание по давлению нагнетания компрессора было равно 9 атм (900 кПа). Первоначальное положение рабочей точки компрессора представлено фигурой ▲. После проведения расчетов на графике ПГДХ отображается новое положение рабочей точки ◆ (рис. 4). Первоначальное задание по давлению нагнетания снизится до 7 атм (700 кПа), так как при

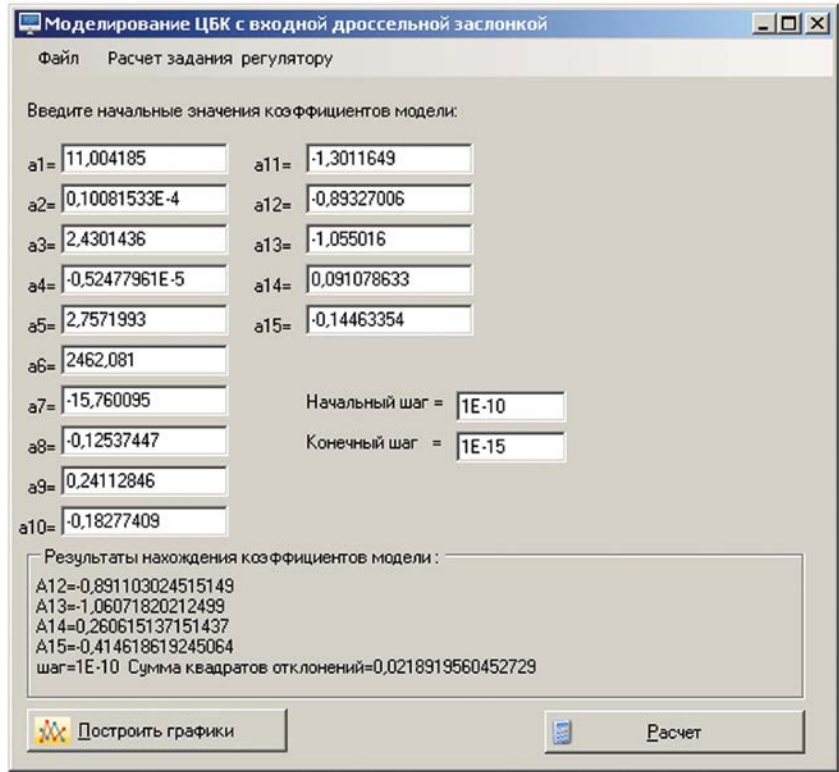


Рис. 1 — Паспортная газодинамическая характеристика турбокомпрессора К-250-61-2

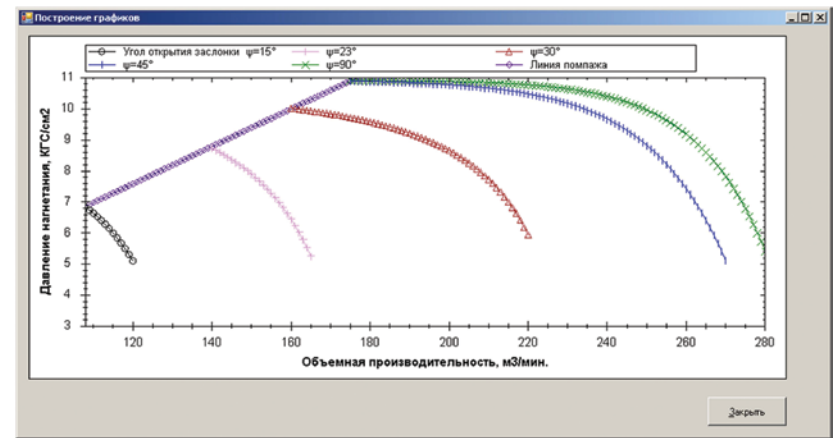


Рис. 2 — Результаты аппроксимации паспортной характеристики компрессора

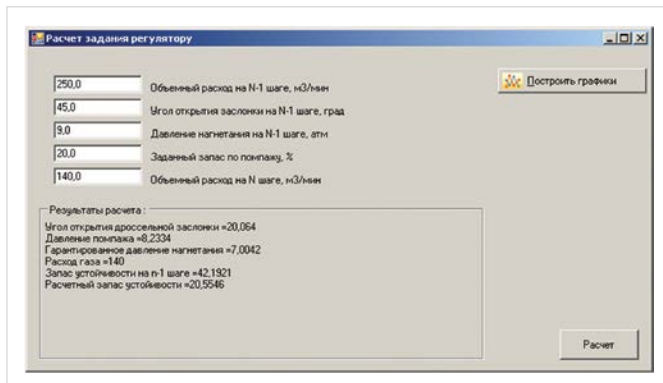


Рис. 3 — Результаты поиска оптимального угла открытия дроссельной заслонки

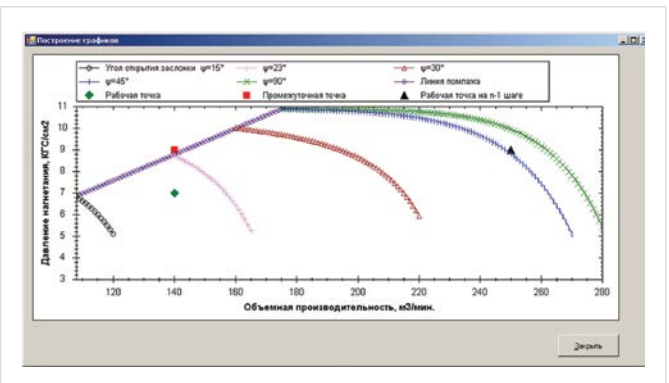


Рис. 4 — Положение рабочей точки компрессора до и после оптимизации

прежнем задании 900 кПа компрессор войдет в режим помпажа.

Для технической реализации разработанной методики в системе противопомпажного управления компрессором к промышленному контроллеру должны быть подключены следующие параметры: давление и температура сжимаемого газа на всасывании и нагнетании, расход газа, положение дроссельной заслонки, скорость вращения ротора, барометрическое давление атмосферного воздуха. На основе этой информации цифровой ПИД – регулятор [9] контроллера вырабатывает сигнал управления положением дроссельной заслонки, который усиливается по мощности и передается на исполнительный механизм.

Итоги

На основе паспортной газодинамической характеристики компрессора разработана существенно нелинейная математическая модель процесса сжатия газа в компрессоре с регулирующей заслонкой на всасывании. Модель включает аппроксимацию паспортной характеристики и формулы для её пересчета на основе критериев подобия

процессов сжатия. Адекватность регрессии проверена по критерию Фишера. Поставлена и решена задача оптимизации центробежного компрессора с входной регулирующей заслонкой.

Выводы

Разработана система противопомпажного управления компрессором динамического действия с входной регулирующей дроссельной заслонкой, позволяющая предупредить режимы помпажа и торможения при резком изменении потребления расхода газа. Проведенные исследования имеют важное значение для управления компрессорами подобного типа и могут быть использованы в газоперерабатывающей, нефтехимической и химической промышленности.

Список литературы

1. Рахмилевич З.З. Компрессорные установки. М.: Химия, 1989. 272 с.
2. Патент 2434162 Способ защиты компрессора от помпажа. приоритет 11.05.2010; кл. F04D 27/02.
3. Пеганов Е.И., Саввин С.Е., Курицын В.А., Горильченко Р.Л. Использование уравнений состояния

реальных газов в АСУ компрессорного агрегата. Международная научно-практическая конференция, тезисы докладов. Воронеж, 2009.

4. Арапов Д.В., Абрамов Г.В., Курицын В.А., Дрюкова Е.А. Применение заданного запаса безопасности для управления компрессором динамического действия. Международная научно-практическая конференция, тезисы докладов. Тамбов, 2013.
5. Тихомиров С.Г., Арапов Д.В., Курицын В.А., Саввин С.С. Алгоритм функционирования системы защиты компрессора динамического действия от помпажа XXVI Международная научная конференция, тезисы докладов. Нижний Новгород, 2013.
6. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
7. Сакун И.А. Холодильные машины. Л.: Машиностроение, 1985. 510 с.
8. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ: практическое руководство. М.: Мир, 1982. 238 с.
9. Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: вопросы реализации // Современные технологии автоматизации. 2007. №4. С. 86–97.

Antisurge control system the turbocharger with the regulating valve on suction

UDC 621.51

Authors:

Sergey G. Tikhomirov — Sc.D., professor¹; tikhomirov_57@mail.ru
Denis V. Arapov — Ph.D., associate professor; arapovdv@gmail.com
Vladimir A. Kuritsyn — Ph.D., technical director of ACS²; asu@centravtomat.ru
Sergey S. Savvin — postgraduate¹; savvinss@yandex.ru

¹FSBEI HE "VSUET", Voronezh, Russian Federation

² CJSC "NPP "Tsentravtomatika", Voronezh, Russian Federation

Abstract

The scientific work is devoted to the creation of anti-surge compressor control with the input regulating throttle.

In article was solved the problem of optimal control of the compressor based on a given safety margin to the surge and braking modes.

Materials and methods

Research were carried out on a computer using computational methods of nonlinear programming, including the method of least squares, penalty functions, Hooke - Jeeves, Pattern search.

Results

On the basis of the compressor's gas dynamic passport characteristics is made nonlinear mathematical model of the process gas compression in the compressor with regulating valve on the suction.

The model includes an approximation of the characteristics of the compressor and the formula for calculating it based on criteria similar to the process of compression.

The adequacy of the developed regression was tested by the Fisher test.

Posed and solved the problem of optimization of a centrifugal compressor with regulating valve inlet.

Conclusions

Created antisurge control system.

A method of controlling the compressor dynamic action is based on his passport characteristics. The model provides protection against fluctuations of gas flow and its inhibition. The studies are important for controlling the compressors of this type, and can be used in gas processing, petrochemical and chemical industries.

Keywords

turbocharger, anti-surge control, regulating valve, suction, Hooke - Jeeves

References

1. Rakhmylevich Z.Z. *Kompressornye ustanovki* [Compressor position]. Moscow: Khimiya, 1989, 272 p.
2. Patent 2434162. *Sposob zashchity kompressora ot pompazha* [The method protect the compressor from surge]. Priority from 11.05.2010, kl. F04 D27/02.
3. Peganov E.I., Savvin S.E., Kuritsyn V.A., Goril'chenko R.L. *Ispol'zovanie uravneniy sostoyaniya real'nykh gazov v ASU kompressornogo agregata* [Using the equations of state of real gases in ASU compressor unit]. International scientific-practical conference, scientific conference abstracts. Voronezh, 2009.
4. Arapov D.V., Abramov G.V., Kuritsyn V.A., Dryukova E.A. *Primenenie zadannogo zapasa bezopasnosti dlya upravleniya kompressorom dinamicheskogo deystviya* [Application predetermined margin of safety for compressor dynamic action]. International scientific-practical conference, scientific conference abstracts. Tambov, 2013
5. Tikhomirov S.G., Arapov D.V., Kuritsyn V.A., Savvin S.S. *Algoritm funktsionirovaniya sistemy zashchity kompressora dinamicheskogo deystviya ot pompazha* [The algorithm of the system to protect the compressor from surging dynamic action]. XXVI International scientific conference, scientific conference abstracts. Nizhny Novgorod, 2013.
6. Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [The centrifugal compressor machines]. Leningrad: *Mashinostroenie*, 1981, 351 p.
7. Sakun I.A. *Kholodil'nye mashiny* [Chillers]. Leningrad: *Mashinostroenie*, 1985, 510 p.
8. Shup T. *Reshenie inzhenernykh zadach na EVM: prakticheskoe rukovodstvo* [The solution of engineering problems on the computer: a practical guide]. Moscow: *Mir*, 1982, 238 p.
9. Dzenisenko V.V. *PID-regulyatory: voprosy realizatsii* [PID controllers: implementation issues]. *Sovremennye tekhnologii avtomatizatsii*, 2007, issue 4, pp. 86–97.