

УДК 621.515.1

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УСТРАНЕНИЯ ПОМПАЖА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ

Цабенко М.В., ассис., Садовой А.В., д.т.н., проф., Волянский Р.С., к.т.н., доц.

Днепродзержинский государственный технический университет

ул. Днепростроевская 2, 51918, г. Днепродзержинск

E-mail: tsabenko@i.ua

Выполнено уточнение динамической модели центробежного компрессора с учетом работы антипомпажного клапана. Показана эффективность антипомпажной защиты компрессора при различных характеристиках расхода сети и управлении компрессором путем одновременного управления антипомпажным клапаном и скоростью вращения.

Ключевые слова: компрессор, математическая модель, антипомпажный клапан, напорная характеристика.

Введение. В настоящее время регулирование производительности центробежных компрессоров выполняется, в основном, дросселированием. Такой способ регулирования приводит к большим потерям энергии потока сжатого воздуха и, как следствие, является неэкономичным. Кроме того дросселирование потока сжатого воздуха создает условия возникновения помпажа компрессора. Поэтому актуальным является создание систем управления электроприводом компрессорных установок, препятствующих появлению предпомпажных состояний. Однако синтез системы управления невозможно осуществить без построения адекватной модели компрессора.

Анализ предыдущих исследований. Математическому описанию компрессора посвящен ряд работ [1, 2]. Все они имеют определенные недостатки, основным из которых является отсутствие математической модели компрессора и соответственно сложность применения приведенных там результатов при построении систем управления компрессором.

Известны работы зарубежных авторов, посвященные математическому моделированию динамики компрессора, например, [3], однако приведенные там модели не учитывают наличие антипомпажного клапана (АПК) и не позволяют исследовать динамику компрессора при перепуске части сжатого воздуха с нагнетания на всасывание.

Цель работы. Исследование эффективности методов устранения помпажа.

Материал и результаты исследования. Для описания динамики компрессора использована модель Мура-Грейтцера [3]

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}F &= \frac{1}{l_C}(Y_C(F) - Y), \\ \frac{d}{dt}Y &= \frac{1}{4B^2 l_C}(F - F_T), \end{aligned} \quad (1)$$

где F – расход воздуха через компрессор, Y – степень сжатия воздушного потока компрессором, B – параметр Грейтцера, $l_C = l_{\dot{a}\dot{o}} + l_{\dot{e}} + l_{\dot{a}\dot{i}\dot{o}}$,

$l_{\dot{a}\dot{o}}$ – длина трубы на всасывания, $l_{\dot{e}}$ – длина компрессора, $l_{\dot{a}\dot{i}\dot{o}}$ – длина трубы на нагнетании компрессора, Φ_T – расход сети, $t = \frac{Ut}{R}$ – относительное время, где U – тангенциальная скорость в среднем диаметре, R – средний радиус компрессора, t – реальное время, $Y_C(F)$ – газодинамическая характеристика компрессора

$$Y_C(F) = Y_{C0}(w) + H(w) \times \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{F}{W(w)} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{F}{W(w)} - 1 \right)^3 \right), \quad (2)$$

$Y_{C0}(w)$ – сжатие при отсутствии расхода; W – полуширина газодинамической характеристики $W = k_w w$, H – полувысота газодинамической характеристики $H = k_H w^2$; k_H , k_w – конструктивные коэффициенты компрессора; w – скорость вращения компрессора.

После подстановки (2) в первое уравнение системы (1) последняя преобразуется к виду:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}F = \frac{1}{l_C} \left(Y_{C0}(w) + H(w) \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{F}{W(w)} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{F}{W(w)} - 1 \right)^3 \right) - Y \right) \\ \frac{d}{dt}Y = \frac{1}{4B^2 l_C} (F - F_T) \end{cases} \quad (3)$$

Структурная схема, соответствующая уравнениям (3), показана на рис. 1.

Для построения семейства статических напорных характеристик компрессора в относительных единицах зададимся различными значениями $Y_{C0}(w) = K_k w^2$, где K_k – конструктивный коэффициент компрессора.

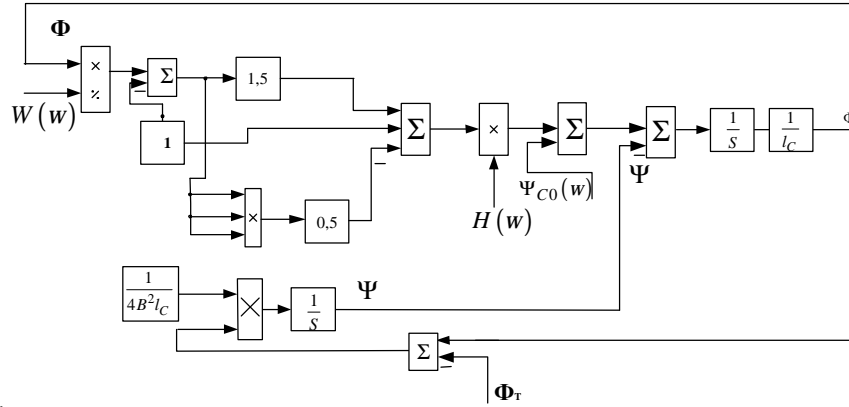


Рисунок 1 – Структура моделі

Графики полученных характеристик показаны на рис. 2, там же изображена линия помпажа, которая проходит через экстремумы напорных характеристик

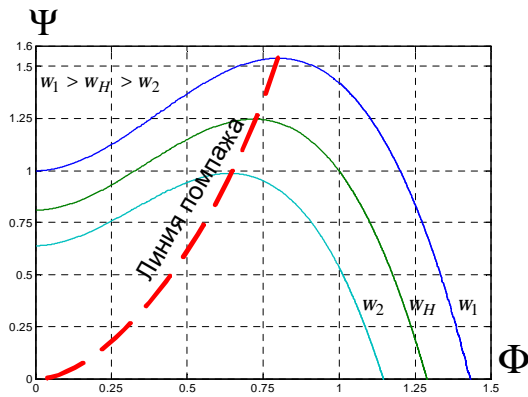


Рисунок 2 – Семейство статических напорных характеристик

Рассмотрим переходные процессы в компрессоре при номинальной скорости вращения и расходе сети, изменяющемся в соответствии с временной характеристикой, приведенной на рис. 3. Нагляднее всего указанные процессы характеризует динамическая напорная характеристика, изображенная на рис. 4. На этой характеристике отчетливо видна потеря устойчивости компрессора при снижении расхода сети до значений, лежащих слева от линии помпажа. Изменение расхода воздуха через компрессор и сжатия воздуха в это время иллюстрируются рис. 5.

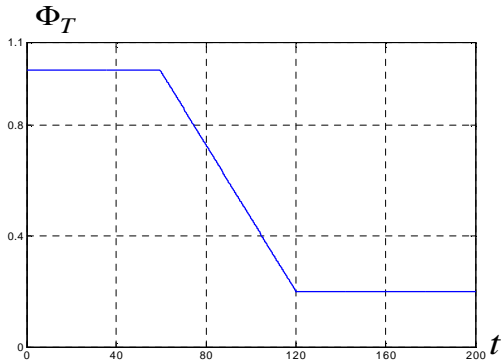


Рисунок 3 – Временная характеристика расхода сети

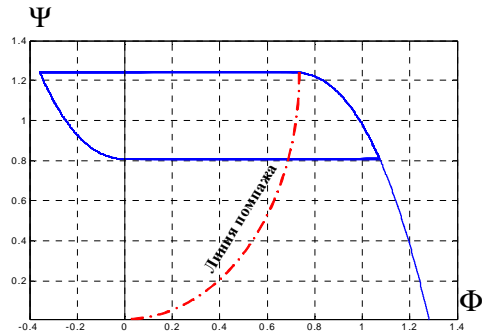


Рисунок 4 – Динамическая напорная характеристика

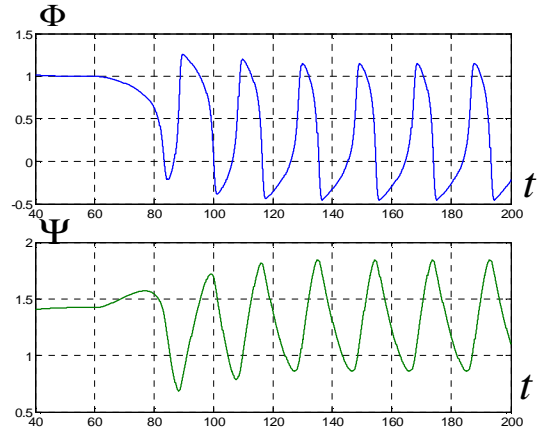


Рисунок 5 – Переходные процессы, соответствующие временной характеристике расхода сети

Наиболее распространенным способом антипомпажной защиты является повышение расхода воздуха через компрессор посредством открывания антипомпажного клапана, соединяющего напорную магистраль с атмосферой. Учтем в системе уравнений (3) расход воздуха через АПК.

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d}{dt} F &= \frac{1}{l_C} (y_{C0}(w) - Y + \\ &+ H(w) \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{F}{W(w)} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{F}{W(w)} - 1 \right)^3 \right) \end{aligned} \right. \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} Y = \frac{1}{4A^2 l_C} (F - F \dot{\theta} - F \dot{\lambda} \dot{\epsilon}).$$

где $F_{АПК}$ – расход на АПК.

Рассмотрим динамику компрессора при срабатывании АПК.

Один из законов работы АПК, базирующийся на поддержании постоянного расхода воздуха, можно представить в виде:

$$\Phi + \Phi \dot{\lambda} \dot{E} = \Phi^*, \quad (5)$$

где Φ^* – оптимальный расход воздуха через компрессор, для заданной скорости вращения, обеспечивающий необходимый запас устойчивости.

Будем считать, что расход воздуха через АПК линейно зависит от угла открытия клапана. В этом случае максимальный расход соответствует углу поворота клапана $j = 90^\circ$.

Переходные процессы при таком способе устранения помпажа, вызванного изменением расхода сети, показаны на рис. 5.

Анализ переходных процессов позволяет сделать вывод, что АПК позволяет полностью исключить возникновение помпажа и при использовании закона управления (5) стабилизировать расход через компрессор на заданном уровне.

Регулировать скорость вращения компрессора в соответствии с законом

$$\omega = \omega_0 \sqrt{\text{sat} \left[k (\Psi^* - \Psi) - \Phi \right]}, \quad (6)$$

где k – коэффициент линеаризации газодинамической характеристики в окрестностях рабочей точки. Переходные процессы в компрессоре при таком способе антипомпажного управления показаны на рис. 6. Как видно из графика, потери воздуха через АПК в этом случае значительно ниже, чем на рис. 6.

Выводы. Из анализа результатов моделирования динамики компрессора с использованием модели Мура–Грейтцера следует, что одновременное регулирование антипомпажным клапаном и скоростью вращения компрессора обеспечит надежную защиту последнего при снижении потерь энергии сжатого воздуха.

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ УСУНЕННЯ ПОМПАЖА У ВІДЦЕНТРОВОМУ КОМПРЕСОРИ

*Цабенко М.В., асист, Садовой А.В., д.т.н., проф., Волянський Р.С., к.т.н., доц.
Дніпродзержинський державний технічний університет
вул. Днепростроевская 2, 51918, м. Дніпродзержинськ
E-mail: tsabenko@i.ua*

Виконано уточнення динамічної моделі відцентрового компресора з врахуванням роботи антипомпажного клапану. Показана ефективність антипомпажного захисту компресора при різних характеристиках витрати мережі і управлінні компресором шляхом одночасного управління антипомпажним клапаном і швидкістю обертання.

Ключові слова: компресор, математична модель, антипомпажний клапан, напірна характеристика.

MATHEMATICAL MODELS OF CORRECTIVE SURGING IN CENTRIFUGAL COMPRESSOR

*Tsabenko MV, assist., Sadovoy O.V. Prof., Volanskiy R.S., Cand. Of Sci/ (Tech), Assoc. Prof
Dneprodzerzhinsky State Technical University
Dneprostroyevskaya st. 2, 51918, Dniprodzerzhinsk
E-mail: tsabenko@i.ua*

Clarification is executed dynamic to the model of centrifugal compressor taking into account work of antipompazhno valve. Efficiency of blow-off defence of compressor is rotined at different kharakteri-stikakh expense of network and management a compressor by a way by a simultaneous management a blow-off valve and speed of rotation.

Key words: compressor, mathematical model, antysurge valve pressure characteristic.

ЛИТЕРАТУРА

1. Aben, E.H., P.K. Houpt and W.M. Hosny (1993). Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors. // *Journal of Turbomachinery* 115, 817–724.
2. Gravdahl, J.T. (1998) Modeling and Control of surge and rotating stall in compressor, 152.
3. Moore, F.K. and E.M. Greitzer (1986) A teory of post-stall transients in a axial compressor systems: Part J–Development of equations. // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 108, 68–76

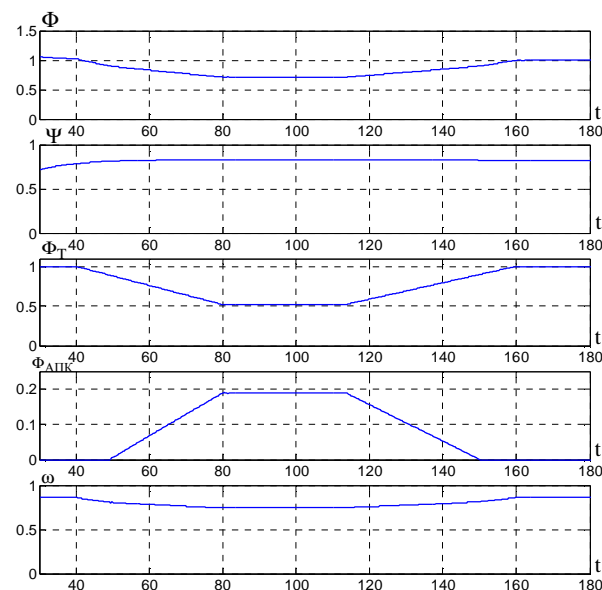


Рисунок 6 – Переходные процессы компрессора при $w = w_H$ и открытом АПК

Статья поступила 13.04.10 г.
Рекомендована к печати к.т.н., доц.
Перекрестом А.Л.