

УДК 621.515.1

Цабенко М. В., Волянський Р. С., Цабенко Г. В., Садовой А. В.

## УТОЧНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

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 неэкономичными. Кроме того, дросселирование потока сжатого воздуха создает условия возникновения помпажа компрессора. Поэтому актуальным является создание систем управления электроприводом компрессорных установок, предотвращающих появлению предпомпажных состояний. Однако синтез системы управления невозможно осуществлению без построения адекватной модели компрессора.

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

Известен ряд работ зарубежных авторов, посвященных 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.

Целью данной статьи является уточнение математической модели центробежного компрессора с антипомпажным клапаном.

Результаты исследования.

Для описания динамики компрессора используем модель Мура-Грейтцера [3]:

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

где  $F$  – расход воздуха через компрессор;  $Y$  – степень сжатия воздушного потока компрессором;  $B$  – параметр Грейтцера;  $l_C = l_{ex} + l_k + l_{вых}$ ;  $l_{ex}$  – длина трубы на всасывания;  $l_k$  – длина компрессора;  $l_{вых}$  – длина трубы на выходе компрессора;  $F_T$  – расход сети;  $t = \frac{Ut}{R}$  – относительное время;  $U$  – тангенциальная скорость в среднем диаметре;  $R$  – средний радиус компрессора;  $t$  – реальное время;  $Y_C(F)$  – газодинамическая характеристика компрессора:

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

где  $Y_{C0}(w)$  – степень сжатия при отсутствии расхода;  $W = k_W w$  – полуширина газодинамической характеристики;  $H = k_H w^2$  – полувисота газодинамической характеристики;  $k_H$ ,  $k_W$  – конструктивные коэффициенты компрессора;  $w$  – скорость вращения компрессора.

После подстановки в первое уравнение системы (1) выражения газодинамической характеристики (2) получим уравнения динамики компрессора в виде:

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

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

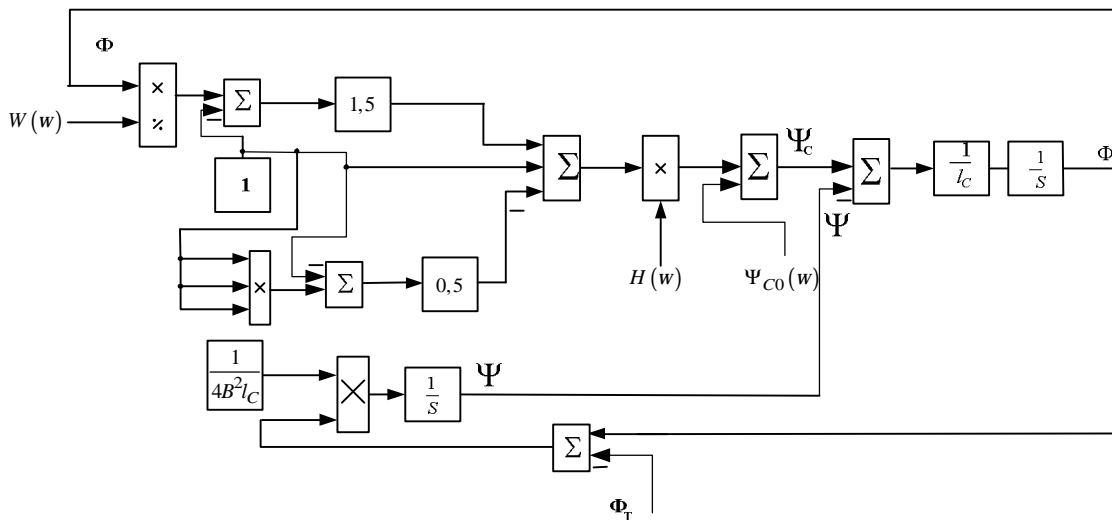


Рис. 1. Структурная схема модели компрессора

Для построения семейства газодинамических характеристик компрессора в относительных единицах зададимся различными значениями скоростей вращения. Графики полученных характеристик показаны на рис. 2.

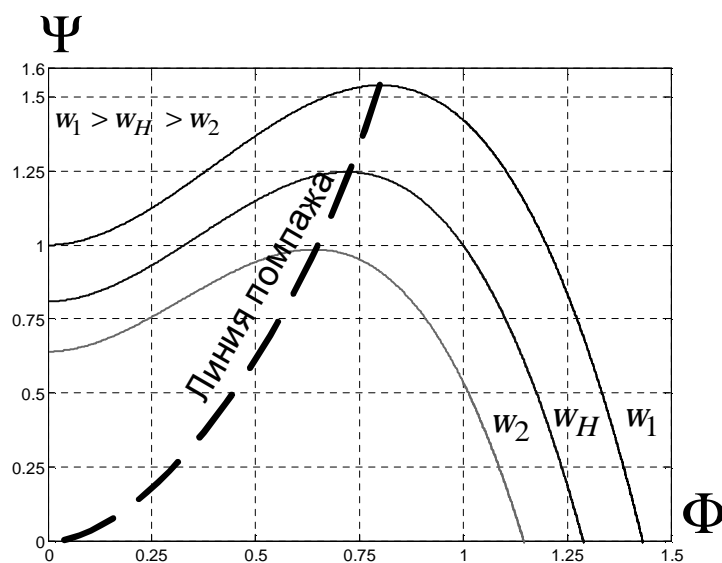


Рис. 2. Семейство газодинамических характеристик

Рассмотрим работу модели на газодинамической характеристике, которая соответствует номинальному значению скорости вращения.

При снижении расхода в сети с 1 о. е. до 0,9 о. е. компрессор работает на устойчивом участке напорной характеристики и переходной процесс устойчив (рис. 3, а). Снижение расхода сети до 0,8 о. е. приближает компрессор к границе устойчивости (линии помпажа на рис. 2), что приводит к автоколебательному процессу с ограниченной амплитудой колебаний, обусловленному возникновением вращающихся срывов потока (рис. 3, б). Попытка дальнейшего снижения расхода сети до 0,7 о. е. приводит к неустойчивому процессу, т. е. помпажу (рис. 3, в).

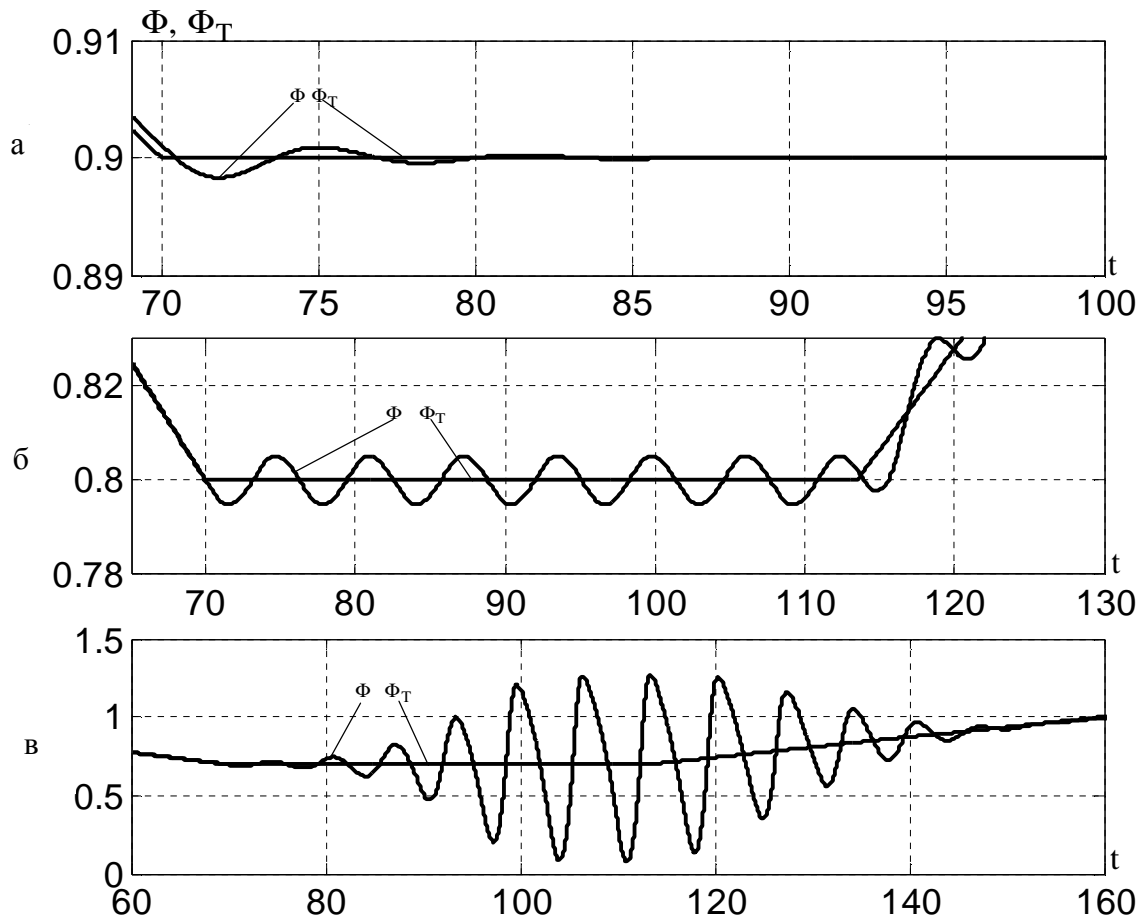


Рис. 3. Графики изменения расхода воздуха в сети и через компрессоры

Для предотвращения помпажа компрессора служит АПК, который открывается при понижении расхода в сети ниже заданного уровня.

С учетом АПК уравнения (3) примут вид:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}F = \frac{1}{l_C} \left( y_{CO}(w) + H(w) \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{F}{W(w)} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{F}{W(w)} - 1 \right)^3 \right) - Y \right), \\ \frac{d}{dt}Y = \frac{1}{4B^2 l_C} (F - F_T - F_{АПК}). \end{cases} \quad (4)$$

где  $F_{АПК}$  – расход воздуха через АПК.

Управление АПК должно обеспечить соблюдение условия:

$$\Phi_{\text{АПК}} = \Phi^* - \Phi_T \quad \text{при} \quad \Phi_T < \Phi^*, \quad (5)$$

где  $\Phi^*$  – расход воздуха, обеспечивающий требуемый запас устойчивости компрессора при текущем значении скорости вращения.

Выполнение условия (5) обеспечивает устойчивую работу компрессора при снижении расхода сети до 0,7 о. е. (рис. 4).

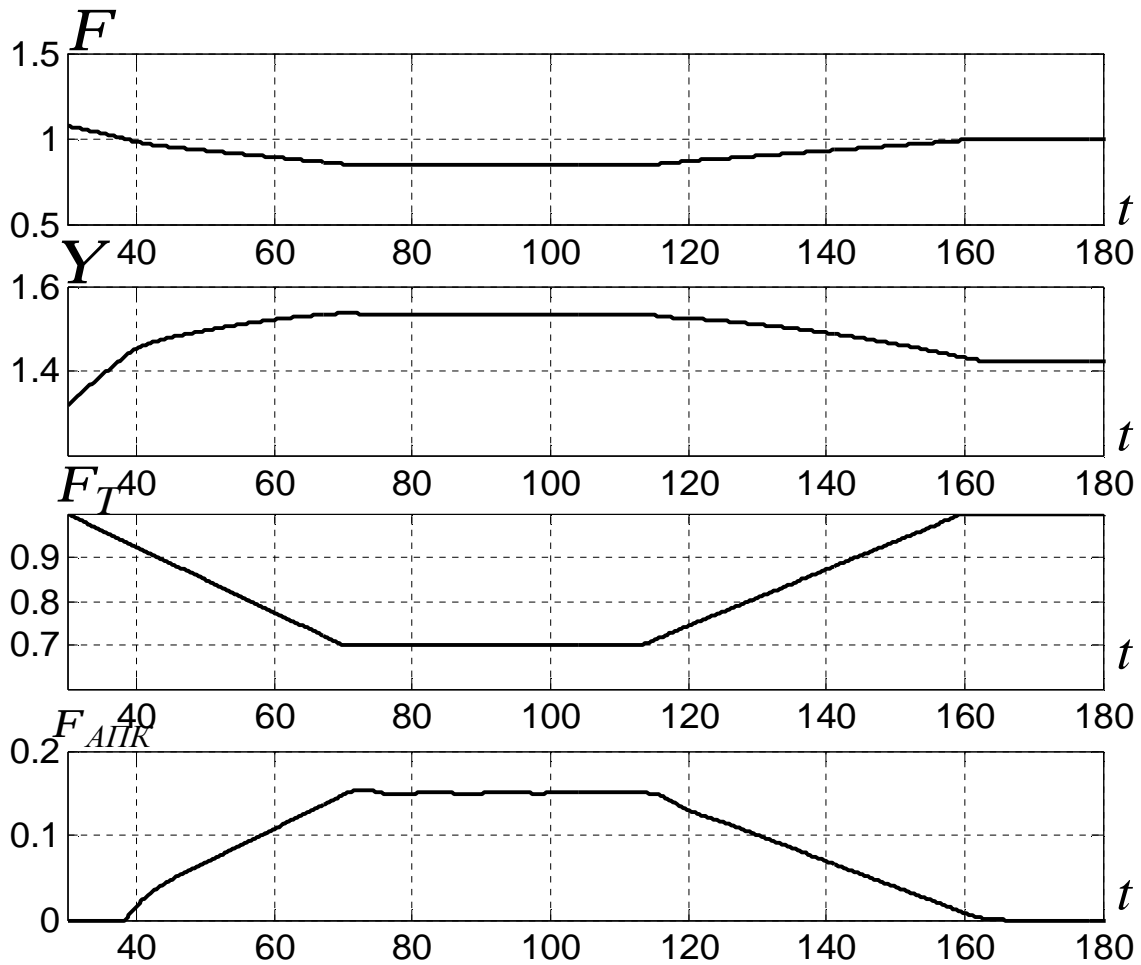


Рис. 4. Переходные процессы компрессора при  $w = w_H$  и открытом АПК ( $\Phi^* = 0.7\Phi_T$ )

### ВЫВОДЫ

Анализ приведенных на рис. 3 и 4 переходных процессов свидетельствует о правомерности уточнения модели Мура-Грейтцера путем учета расхода воздуха через антипомпажный клапан  $F_{\text{АПК}}$  во втором уравнении системы 4.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Aben E. H. Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors / E. H. Aben, P. K. Houpt, W. M. Hosny // Journal of Turbomachinery . – 1993. – № 115. – Pp. 724–817.*
2. *Gravdahl J. T. Modeling and Control of surge and rotating stall in compressor / J. T. Gravdahl. – 1998, 152 p.*
3. *Moore F. K. A theory of post-stall transients in a axial compressor systems : Part J-Development of equations / F. K. Moore, E. M. Greitzer // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1986. – № 108. – P 68–76.*