

**УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ
«ЭЛЕКТРОПРИВОД – ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР»**

Введение. Управление производительностью центробежных компрессоров путем изменения скорости вращения приводных двигателей обеспечивает существенное повышение энергетической эффективности системы «электропривод - компрессор». В то же время применение регулируемых электроприводов может предотвратить возникновение такого аварийного режима, как помпаж, который сопровождается неустойчивыми автоколебаниями системы, способными разрушить компрессор.

Постановка задач исследования. Задача исследования состоит в анализе возможностей предотвращения процесса возникновения помпажа путем регулирования скорости вращения приводного двигателя.

Результаты исследования. Для анализа используем уточненную математическую модель центробежного компрессора Мура – Грейтцера [1]

$$\frac{d}{dt} \Phi = -\frac{\Phi}{T_{II}} + \frac{K}{T_{II}} \sqrt{\frac{1}{l_C} \left(\Psi_{C0}(\omega) + H(\omega) \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{W(\omega)} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{W(\omega)} - 1 \right)^3 \right) - \Psi \right)}, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \Psi = \frac{1}{4B^2 l_C} (\Phi - \Phi_T),$$

где Φ - расход газа через компрессор, Ψ - степень сжатия газового потока, B - параметр Грейтцера, $l_C = l_{вх} + l_k + l_{вых}$, $l_{вх}$ - длина трубы на всасывания, l_k - длина компрессора, $l_{вых}$ - длина трубы на выходе компрессора, Φ_T - расход сети, $t = \frac{U\tau}{R}$ - относительное время, U - тангенциальная скорость в среднем диаметре, R - средний радиус компрессора, τ - реальное время, $\Psi_C(\Phi)$ - газодинамическая характеристика компрессора $\Psi_{C0}(\omega)$ - степень сжатия, при отсутствии расхода, $W = k_W \omega$ - полуширина газодинамической характеристики, $H = k_H \omega^2$ - полувысота газодинамической характеристики, k_H , k_W - конструктивные коэффициенты компрессора, ω - скорость вращения компрессора, K_{II} , T_{II} - постоянные, зависящие от характеристик сжимаемого вещества.

Выражения (1) позволяют построить динамические напорные характеристики компрессора. На рис. 1 приведена такая характеристика при снижении расхода сети Φ_T и стабильной скорости вращения компрессора. Она наглядно иллюстрирует возникновение помпажа, сопровождающегося автоколебаниями с большой амплитудой.

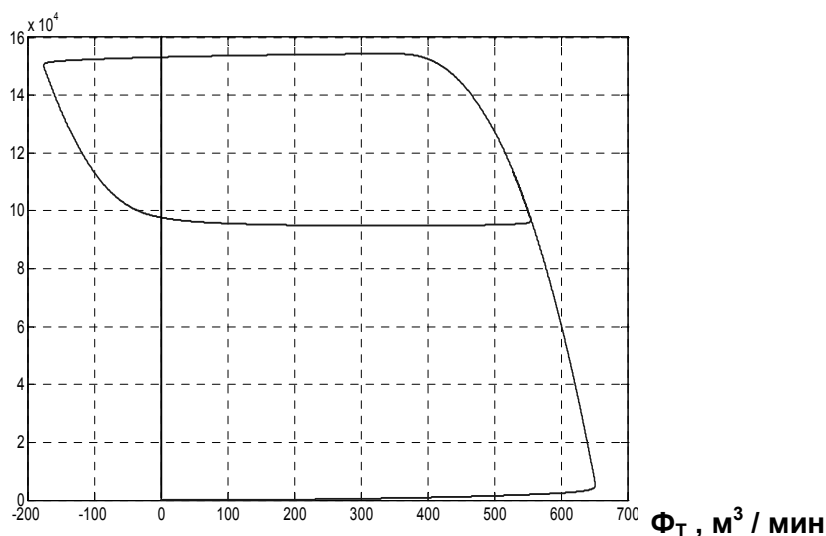


Рис. 1 Динамическая напорная характеристика компрессора при возникновении помпажа

На рис.2 изображено семейство статических напорных характеристик 1 при различных скоростях вращения компрессора, линия помпажа 2 и динамическая напорная характеристика 3. Целенаправленное управление скоростью вращения электропривода таким образом, чтобы расход газа через компрессор оставался неизменным, позволило избежать возникновения помпажа при снижении расхода сети ниже значения, соответствующего линии помпажа, что изображено на рис. 3.

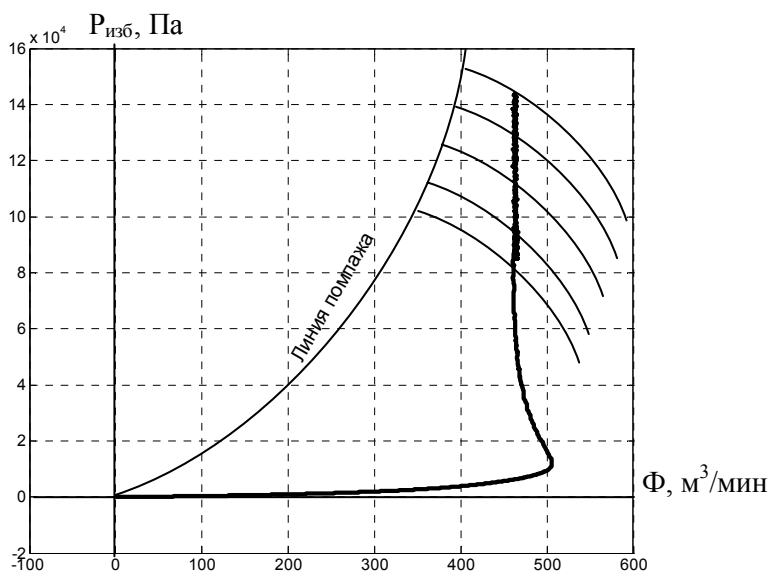


Рис. 2 Движение рабочей точки по семейству газодинамических характеристик

При снижении расхода газа через компрессор ниже порогового значения происходит увеличение скорости вращения электропривода, что приводит к созданию «проталкивающего» потока, препятствующего обратному прорыву газа через компрессор.

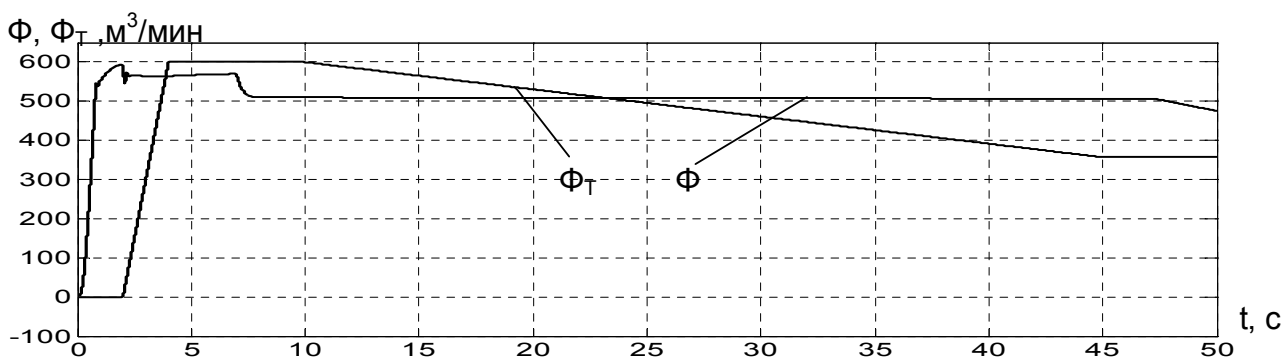


Рис. 3 Расход воздуха в сети и через компрессор

Выводы. Результаты выполненного исследования подтверждают возможность использования регулируемых электроприводов не только для повышения энергетической эффективности центробежных компрессоров, но и для их антипомпажной защиты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цабенко М.В., Садовой А.В., Волянский Р.С. Динамическая модель центробежного компрессора. Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки) Выпуск 2 (12). Днепродзержинск 2009, стр.111-115.