



Рис. 6. Встреча представителей концерна Thyssen Krupp Fördertechnik с коллективом кафедры электромеханики СибГИУ

Выводы. Создан комплекс для оперативного контроля, прогнозирования и управления геомеханической обстановкой в горной выработке, способствующий повышению качества проектной документации, проведению профилактических мероприятий по предупреждению аварийных ситуаций в угольных шахтах. Коллективом кафедры электромеханики осуществляются работы по промышленной апробации разработанной методики, устройства

«Прочностномер ПСШ-1» и пакета программ «Индентирование» v 1.0 с их дальнейшей сертификацией и внедрением в производство.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2012612864 РФ. «Индентирование» v 1.0 / Корнеев В.А. № 2012610794; заявл. 08.02.2012; опубл. 22.03.2012.
2. Пат. 2433266 РФ, МПК E21C39/00, G01N3/40. Погружной измеритель крепости горных пород / Дворников Л.Т., Корнеев В.А.; заявл. 22.03.2010; опубл. 10.11.2011.
3. Корнеев В.А. Реализация высокопроизводительных методов вычислений в задачах геомеханики // ГИАБ. 2012. № 2. С. 383 – 385.
4. Фадеев А.Б. Метод конечных элементов в геомеханике. – М.: Недра, 1987. – 221 с.
5. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 248 с.

© 2015 г. *Е.В. Пугачёв, В.А. Корнеев, П.А. Корнеев*
Поступила 15 апреля 2015 г.

УДК 621.51:621.313

Е.В. Пугачёв, М.В. Кипервассер, А.В. Герасимук
Сибирский государственный индустриальный университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА В ЦЕПИ ТОКА ПРИВОДНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИ АВАРИИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Турбокомпрессоры нашли широкое применение в химической, металлургической, горнодобывающей отраслях промышленности. Турбокомпрессоры – это центробежные компрессорные машины, используемые преимущественно при подаче больших объемов газа под давлением 0,15 – 1,00 МПа. Сжатие происходит за счет выброса газа рабочими колесами в радиальном направлении под действием центробежной силы. Для большей эффективности турбокомпрессоры делают многоступенчатыми: на общий вал насаживается

несколько рабочих колес, отделенных друг от друга диффузорами (рис. 1). Ступени расположены последовательно, давление сжимаемого газа возрастает от первой до последней ступени. Между некоторыми ступенями в теплообменниках происходит промежуточное охлаждение сжатого газа [1].

Турбокомпрессоры – ответственные и энергонапряженные агрегаты, подвержены воздействию значительных механических нагрузок. Мощность приводных синхронных двигателей может достигать 12,5 МВт и выше, частота вра-

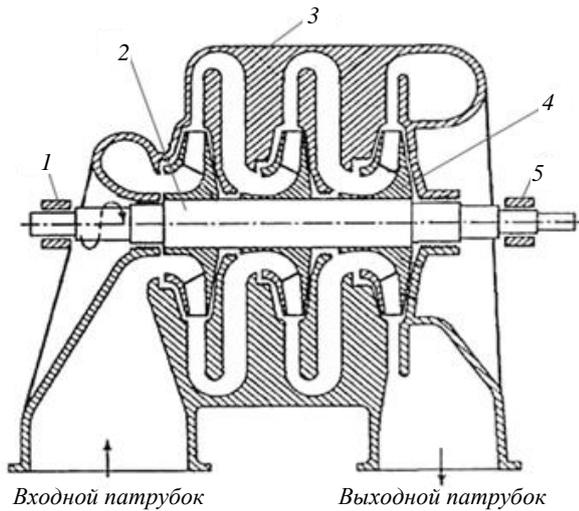


Рис. 1. Продольный разрез трехступенчатого турбокомпрессора:

1, 5 – подшипник; 2 – вал; 3 – диффузор; 4 – рабочее колесо

щения рабочих колес до 15000 об/мин. Как и любое техническое устройство турбокомпрессорный агрегат подвержен негативным последствиям эксплуатации: износу трущихся поверхностей, снижению прочности высоконагруженных частей вследствие усталости металла, разбалтыванию соединений из-за вибраций и др. Все эти факторы при негативном стечении обстоятельств могут привести к серьезной аварии. К характерным неисправностям турбокомпрессоров относятся нецилиндричность шейки валов, нарушение центровки валов, осевой сдвиг вала турбины, дефекты зубчатых соединений редуктора и соединительных муфт.

Обычно оборудование компрессорных станций работает в условиях периодического осмотра дежурным персоналом. Существующие технологические защиты контролируют ограниченный набор параметров (давление и температуру смазки подшипников, температуру газа в рабочих ступенях агрегата). Однако контроль этих параметров недостаточен для быстрого, оперативного выявления аварийных ситуаций. Неисправности выявляются с запаздыванием, а это усложняет контроль за их развитием и увеличивает тяжесть последствий. В таких условиях целесообразно задействовать все возможные методы контроля и защиты, в том числе косвенные. Один из известных способов диагностики состояния работающих агрегатов – контроль параметров приводного электродвигателя [2, 3]. Этот способ в достаточной мере пригоден для диагностики аварийных ситуаций турбокомпрессоров.

Рассмотрим с точки зрения возможной диагностики этим способом ситуацию осевого сдвига на примере воздушного турбокомпрессора К-250, рабочая частота вращения колес которого составляет 10925 об/мин, избыточное давление 810,6 кПа [4]. Машина приводится во вращение высоковольтным синхронным электродвигателем СТД-1600 мощностью 1600 кВт и частотой вращения 3000 об/мин через мультипликатор (редуктор, повышающий частоту вращения).

При осевом сдвиге происходит смещение вала турбины с последующим контактом рабочих колес с диффузором, и как следствие, разрушение колес и диффузоров. Осевой сдвиг вала происходит вследствие того, что турбокомпрессор (подобно турбореактивному двигателю самолета) развивает определенную реактивную силу тяги. Это вызвано забором воздуха рабочими колесами и его движением под давлением в осевом направлении. Под действием реактивной силы ротор компрессора может смещаться в осевом направлении, рабочие колеса при этом начинают соприкасаться с диффузорами турбокомпрессора и создают момент сопротивления вращению. Определим некоторые параметры, характеризующие аварийную ситуацию.

Реактивную силу турбокомпрессора можно определить по формуле [5]

$$F_p = P_{к.изб} S_{вс} = 8,106 \cdot 10^5 \cdot 0,283 = 229,192 \text{ кН},$$

где $P_{к.изб}$ – избыточное давление турбокомпрессора; $S_{вс} = \pi D_{вс}^2 / 4 = 0,283 \text{ м}^2$ – площадь сечения всасывающего трубопровода; $D_{вс} = 0,6 \text{ м}$ – диаметр всасывающего трубопровода.

Сила трения колес о диффузор в случае их сдвига определяется по выражению

$$F_{тр} = F_p \mu = 229,192 \cdot 0,15 = 34,379 \text{ кН},$$

где $\mu = 0,15$ – коэффициент трения стали о сталь.

Дополнительный момент сопротивления (увеличение нагрузки) на валу двигателя при аварии составит

$$M_n = F_{тр} \frac{D_{кт}}{2} \frac{n_k}{n_d} = 34,379 \frac{0,4}{2} \frac{10935}{3000} = 25,062 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где $D_{кт}$ – диаметр колеса турбокомпрессора, м; n_k и n_d – частота вращения турбокомпрессора и двигателя, об/мин.

Мощность (N_k), которая необходима для работы турбокомпрессора в номинальном ре-

жиме работы, определяется по известной формуле работы [6]

$$N_k = \frac{P_{\text{атм}} Q_k}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}} \ln \left(\frac{P_k}{P_{\text{атм}}} \right) = \frac{101,325 \cdot 4,167}{0,7 \cdot 0,915} \times \ln \left(\frac{911,925}{101,325} \right) = 1448 \text{ кВт},$$

где $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, кПа; Q_k – производительность турбокомпрессора, м³/с; $\eta_{\text{из}}$ и $\eta_{\text{м}}$ – изотермический и механический КПД; $P_k = P_{\text{к.изб}} + P_{\text{атм}}$ – конечное давление воздуха на выходе из турбокомпрессора, кПа.

Приведенный к валу двигателя момент сопротивления от турбокомпрессора, работающего в номинальном режиме, определяется по формуле

$$M_k = 9,554 \frac{N_k}{n_{\text{дв}}} = 9,554 \frac{1448}{3000} = 4,61 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

С учетом увеличения нагрузки полный момент сопротивления составит

$$M'_k = M_k + M_n = 4,61 + 28,195 = 32,805 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Номинальный момент двигателя СТД-1600 определяется по формуле

$$M_d = 9,554 \frac{N_d}{n_{\text{дв}}} = 9,554 \frac{1600}{3000} = 5,093 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где N_d – мощность двигателя, кВт.

Величина полного момента сопротивления, создаваемого турбокомпрессором, относительно номинального момента двигателя, составляет

$$M^* = \frac{M'_k}{M_d} 100 \% = 644 \%.$$

Перегрузка двигателя по моменту составит

$$M_{\text{п}}^* = \frac{M'_k - M_d}{M_d} 100 \% = 544 \%.$$

Для получения сведений о электрических параметрах электродвигателя в нормальном и аварийном режимах выполнено моделирование системы турбокомпрессор – электродвигатель – питающая сеть. При моделировании исследовали характеристики переходного процесса в сети, питающей электродвигатель, в

момент аварии турбокомпрессора. Для моделирования использовали программный комплекс Matlab Simulink. Для упрощения анализа переходного процесса принимали, что турбокомпрессор питается от системы электроснабжения неограниченной мощности. Авария моделируется ступенчатым изменением мощности нагрузки от номинальной мощности двигателя P_n до $6,44 P_n$.

Математическая модель электромеханического переходного процесса в цепи тока синхронного двигателя основана на уравнениях Горева [7]:

$$\begin{cases} \frac{d\psi_a}{dt} + r_a i_a + u_a = 0; \\ \frac{d\psi_b}{dt} + r_b i_b + u_b = 0; \\ \frac{d\psi_c}{dt} + r_c i_c + u_c = 0; \\ \frac{d\psi_r}{dt} + r_r i_r + u_r = 0; \\ M_m - M_{F_n} - \frac{3}{2} [M_d i_r i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] = 0, \end{cases}$$

где i_a, i_b, i_c и i_r – ток в контурах фазных обмоток статора и в контуре обмотки возбуждения; r_a, r_b, r_c и r_r – сопротивление контуров фазных обмоток и обмотки возбуждения; ψ_a, ψ_b, ψ_c и ψ_r – потокосцепление контуров фазных обмоток и обмотки возбуждения; u_a, u_b, u_c и u_r – напряжение фазных обмоток и обмотки возбуждения; M_m – момент нагрузки на валу двигателя; M_{F_n} – момент сил энергии; L_d и L_q – индуктивность машины по продольной и поперечной осям; i_d и i_q – продольный и поперечный ток статора; M_d – коэффициент.

Функциональная структура математической модели приведена на рис. 2.

Результаты моделирования аварии турбокомпрессора во времени (t) представлены на рис. 3.

При указанном виде аварии турбокомпрессора в самом тяжелом случае, когда рабочие колеса с полной силой соприкасаются с диффузором, происходит семикратное увеличение тока в фазе статора; время протекания переходного процесса составляет 0,45 с. Величина отклонения тока позволяет зафиксировать его стандартными методами измерений и, тем самым, диагностировать аварийную ситуацию осевого сдвига вала турбокомпрессора.

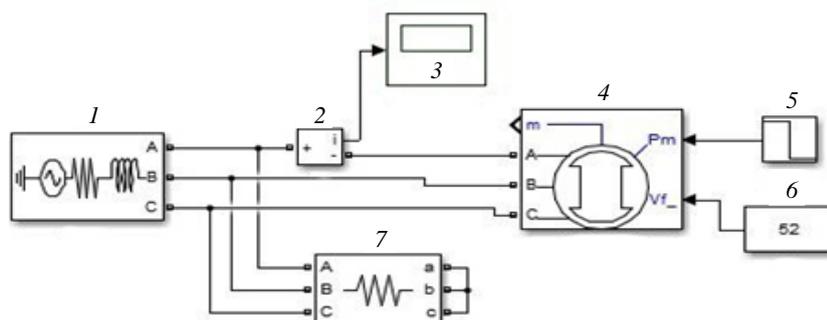


Рис. 2. Функциональная структура математической модели Simulink:

1 – энергосистема; 2 – блок измерения тока фазы; 3 – блок вывода графика тока; 4 – синхронный двигатель; 5 – блок имитации нагрузки двигателя; 6 – блок задания напряжения возбуждения; 7 – шунт 1 МОм (обязателен для правильной работы модели [8])

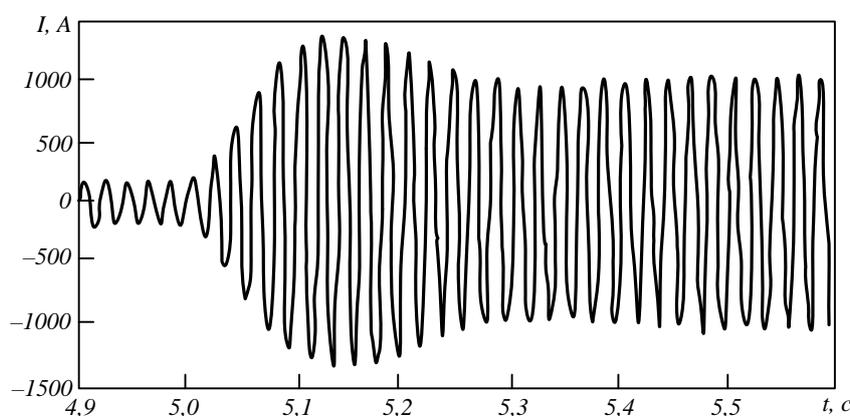


Рис. 3. Диаграмма тока (I) в фазе двигателя в момент аварии турбокомпрессора

Выводы. Контролируя электрические параметры цепи приводного электродвигателя, можно диагностировать возникновение аварийных ситуаций в турбокомпрессоре на ранней стадии, что позволяет минимизировать последствия аварии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Э к к е р т Б. Осевые и центробежные компрессоры / Пер.с нем.; пер. Е.С. Фролова, Б.Д. Захарова. – М.: ГНТИ машиностроит. лит., 1959. – 678 с.
2. П у г а ч ё в Е.В., К и п е р в а с с е р М.В., И н ж е л е в с к а я О.В. Методика автоматического распознавания аварийных ситуаций оборудования компрессорных станций // Вестник КузГТУ. 2011. № 4. С. 51 – 55.
3. П у г а ч ё в Е.В., К и п е р в а с с е р М.В., А н и к а н о в Д.С. Контроль работоспособности конвейерного транспорта посредством регистрации параметров электродвигателя

тропровода // Вестник КузГТУ. 2013. № 3. С. 101 – 105.

4. Техническое описание. Компрессоры К500-61-1(2), К350-62-1, К250-61-1(2). – М.: TECHMASHEXPORТ, 2007. – 22 с.
5. Ш л и п ч е н к о З.С. Насосы, компрессоры и вентиляторы. – Киев: Техніка, 1976. – 368 с.
6. Б ы с т р и ц к и й Г.Ф. Основы энергетики: учебник. 3-е изд., стер. – М.: КНОРУС, 2012. – 352 с.
7. Г о р е в А.А. Переходные процессы синхронных генераторов. – М.: ГЭИ, 1960. – 551 с.
8. Ч е р н ы х И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB. SimPowerSystems и Simulink. – М.: ДМК Пресс, 2007. – 288 с.

© 2015 г. Е.В. Пугачёв, М.В. Кипервассер, А.В. Герасимук

Поступила 25 марта 2015 г.