

МОДЕЛЬ РАБОТЫ УСТАНОВКИ С ПНЕВМО-КАМЕРНЫМ НАСОСОМ В НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Запропоновано математичну модель роботи пневмотранспортної установки з камерним живильником, яка враховує динамічні коливання у системі "компресор-трубопровід". На основі моделі визначено збільшення питомих втрат на експлуатацію установки.

В настоящее время решение задачи о снижении энергозатрат на предприятиях горнодобывающей, металлургической, машиностроительной и других промышленности является одним из приоритетных направлений в развитии отрасли. На угледобывающих и обогащительных производствах широко используется пневмотранспорт. К достоинствам пневматического транспортирования сыпучего материала относят [1-3]: порочность, мобильность, малогабаритность, непрерывность, возможность использования по сложным искривленным трассам.

К недостаткам пневмотранспорта относят: ограниченную дальность транспортирования, высокие энергозатраты и нестабильность режима работы, вызванную колебательными и динамическими процессами.

Наиболее значимым для надежности и рентабельности пневмотранспортных установок является последний из указанных недостатков. Колебательные и динамические процессы приводят к колебаниям давления, мощности и подачи в пневмотранспортной установке, что существенно затрудняет процесс ее эксплуатации, снижает ее ресурс и отражается на работе соседних технологических звеньев [4]. В результате этих процессов возникают резкие, толчкообразные, характерные для помпажа изменения параметров течения, которые приводят к увеличению внутренних напряжений в рабочих частях турбомашин, питателя, трубопровода и разгрузочного устройства [4,5]. Кроме этого, работа компрессора в указанном режиме сопровождается значительными потерями в роторе электродвигателя, что снижает эффективность его эксплуатации и повышает вероятность пробоя изоляции.

Данные обстоятельства существенно снижают надежность установки и повышают затраты на техническое обслуживание и ремонт. Все это увеличивает себестоимость выпускаемой продукции.

Основные характеристики рассматриваемых колебательных процессов во многом определяются выбранным режимом работы, свойствами транспортируемого материала и параметрами используемого оборудования. Поэтому, анализ устойчивости работы пневмотранспортной установки необходимо проводить еще на стадии проектирования, учитывая колебания нагрузки, свойства транспортируемого материала, окружающей среды и характеристики предполагаемого оборудования.

Подобные вопросы широко изучались для компрессорных установок, работающих не на аэросмесях [5]. Это позволяет использовать некоторые уравнения, уточнив их для случая аэросмеси.

В общем случае, при колебательных процессах, рабочая точка пневмотранспортной установки определяется из уравнения [1,2,5]:

$$L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q_k) - \frac{\rho_0 Q^2}{2S^2} (1 + \beta\mu) - (1 + \mu)\rho_0 gH - \\ - 10^4 \left(\sqrt{\frac{V_0^2 R T \lambda L_{np}}{S^2 D} + P_2^2} - \delta P \right) \left(\delta P + 10^4 c_0 a \mu S^2 \frac{gD}{Q^2} \right), \quad (1)$$

$$a = \frac{\rho_m - \rho_g}{\rho_g}; \quad L_a = \frac{\rho_g (1 + \mu) L_{np}}{S}$$

где L_a - акустическая масса трубопровода; Q - подача установки; t - время; $F(Q_k)$ - расходо-напорная характеристика компрессора; Q_k - подача компрессора; a - параметр Архимеда транспортируемого материала; ρ_m и ρ_g - соответственно плотности материала и воздуха; μ - массовая концентрация аэросмеси; D - внутренний диаметр трубопровода; g - ускорение свободного падения; S - площадь поперечного сечения трубопровода; V_0 - количество перемещаемого воздуха; R - универсальная газовая постоянная; T - абсолютная температура окружающей среды; λ - коэффициент аэродинамического сопротивления; L_{np} - приведенная длина трубопровода; P_2 - давление на выходе из трубопровода; δP - потери давления в питателе; β - показатель относительной скорости движения твердых частиц; H - разница геодезических отметок.

Второе уравнение, которое описывает колебательное движение в рассматриваемой системе, будет строиться на взаимозависимости между параметрами течения в емкости питательного аппарата. Особенностью пневмотранспортных установок является наличие между компрессором и трубопроводом питательного аппарата, образующего аэросмесь и подающего ее в трубопровод. Как правило, этот аппарат обладает акустической гибкостью, что накладывает дополнительные условия на возникновение и динамику колебательного движения в системе.

Процесс образования аэросмеси заключается в подаче в камеру питателя двух компонентов, сжатого воздуха и твердого сыпучего материала, перемешивание его там и выдача под давлением в нагнетающий трубопровод пневмотранспортной установки. Таким образом, секундное изменение массы в объеме камеры питателя будет выражаться формулой:

$$W d\rho = \left[\rho Q_k - (\rho_m Q_m + \rho_g Q_g) \right] dt, \quad (2)$$

где W - объем камеры питателя; Q_m - подача твердого в камеру питателя; ρ - плотность образовавшейся аэросмеси.

Согласно [1,2,6], рассматриваемый процесс можно считать адиабатическим

$$d\rho = \frac{dP}{c}; \quad (3)$$

$$c = \sqrt{\frac{C_p + \mu C_s}{C_p + \mu C_s} R T}, \quad (4)$$

где C_p - теплоемкость воздуха при постоянном давлении; C_v - теплоемкость воздуха при постоянном давлении; C_s - теплоемкость транспортируемого материала; P - давление в камере питателя.

С учетом формулы (4) выражение (3) перепишется в следующем виде:

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q_k - \frac{\rho_g}{\rho} (1 + \mu) Q_g(P); \quad (5)$$

где акустическая гибкость камеры питателя определяется по формуле:

$$C_a = \frac{W}{\rho c^2}. \quad (6)$$

Для использования полученного уравнения необходимо выразить входящее в его правую часть отношение плотностей газа и аэросмеси через плотность транспортируемого материала, плотность и концентрацию аэросмеси. Известно, что объемная концентрация аэросмеси определяется по формуле:

$$s = \frac{\mu}{1 + a + \mu}, \quad (7)$$

где s - объемная концентрация аэросмеси. Учитывая зависимость относительной плотности аэросмеси от величины s , окончательно, согласно формулам (6) и (7), второе уравнение системы, описывающей колебательные режимы работы пневмотранспортной установки, будет иметь вид:

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q_k - \frac{1 + a + \mu}{1 + a} Q(P). \quad (8)$$

Для оценки влияния динамики колебательного процесса на потери в электродвигателе компрессора, систему уравнений (1) и (8) необходимо дополнить уравнением движения ротора электродвигателя.

Большинство компрессоров пневмотранспортных установок оснащаются короткозамкнутыми асинхронными электродвигателями, для которых процессы электромагнитного взаимодействия между статором и ротором, в характерном диапазоне скольжений, описываются уравнениями [7,8]:

$$-\omega_0 J \frac{dz}{dt} = \frac{3I_p^2 r_p}{z\omega_0} - \frac{Q_k F(Q_k)}{\omega_0(1-z)\eta}; \quad (9)$$

$$I_p r_p + L_p \frac{dI_p}{dt} + M \frac{dI_c}{dt} = 0; \quad (10)$$

$$I_c r_c + L_c \frac{dI_c}{dt} + M \frac{dI_p}{dt} = \sqrt{2} U \sin(\omega_0 t - \varphi), \quad (11)$$

где ω_0 - угловая скорость магнитного поля; J - момент инерции вала с турбиной компрессора; z - скольжение электродвигателя; I_p - сила тока в обмотке ротора; r_p - реактивное сопротивление ротора; η - КПД компрессора; M - взаимдуктивность обмоток статора и ротора; L_c - индуктивность обмоток статора; L_p - индуктивность обмоток ротора; I_c - ток в обмотке статора; r_c - реактивное сопротивление статора; U - напряжение на обмотке статора.

Таким образом, возникающие в пневмотранспортной системе колебательные процессы, вызывают динамические изменения подачи компрессора, которые определяют по формулам (1) и (11). Эти изменения приводят к нестационарным процессам в электродвигателе компрессора, и вызывают дополнительные тепловые потери в нем. Указанные режимы работы асинхронных двигателей опасны не только вероятностью выхода из строя электродвигателя, но и сопровождаются генерацией в систему электроснабжения предприятия значительного количества реактивной мощности, что отрицательно сказывается на работе смежного электрооборудования [9,10].

При этом, активная мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, может быть вычислена по формуле [9,11]:

$$N = mN' + 3I_p^2 r_p (1 + k), \quad (12)$$

где m - степень превышения мощности над номинальной; N' - номинальная мощность электродвигателя; k - коэффициент, определяемый отклонением силы тока статора от номинального значения.

Величина дополнительной реактивной мощности, генерируемой двигателем во время динамических колебаний в пневмотранспортной системе, может быть оценена следующим образом [11]:

$$\Delta N = \left[k(5i + 3,5)i + m^2(k-1) \frac{i+2}{(1+i)^2} i \right] N_R, \quad (13)$$

где N_R - номинальная реактивная мощность; i - отклонение тока статора.

Снижение ресурса изоляции асинхронного двигателя при работе в динамическом режиме с достаточной степенью точности может быть подсчитано по формуле

$$G = \frac{G'}{m^2}, \quad (14)$$

где G' - ресурс изоляции при обычных условиях.

С учетом формул (12)-(14), увеличение удельных эксплуатационных затрат для пневмотранспортной установки может быть записано так [12]

$$\begin{aligned} \Delta u = C_1 \frac{[m-1 - (N' - 3I_p^2 r_p (1+k))]}{\eta} + C_2 \frac{m^2 - 1}{G'} + C_3 + \\ + C_4 \left[k(5i + 3,5)i + m^2(k-1) \frac{i+2}{(1+i)^2} i - 1 \right] N_R \end{aligned} \quad (15)$$

где C_1 - стоимость электроэнергии; C_2 - стоимость технического обслуживания; C_3 - затраты, вызванные снижением качества продукции из-за неустойчивости работы пневмотранспортной установки; C_4 - штрафные санкции, связанные с нарушением баланса реактивной мощности предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Потурас В.Н., Волошин А.И., Пономарев Б.В. Вибрационно-пневматическое транспортирование сыпучих материалов. - К.: Наукова думка, 1989. - 248 с.
2. Смоляков А.Е. Гидро- и пневмотранспорт. - М.: Металлургия, 1975. - 384 с.
3. Перепелица В.Г. Комплексный подход к решению задач утилизации отходов промышленных производств, закладки выработанного пространства и охлаждения воздуха глубоких шахт // Геотехническая механика. - Днепропетровск, №2, 1997. - С.14-21.
4. Алексеев В.В., Брюховецкий О.С. Горная механика. - М.: Недра, 1995. - 413 с.
5. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. - М.: Машиностроение, 1974. - 264 с.
6. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. - М.: Мир, 1972. - 440 с.
7. Кириченко Е.А., Семененко Е.В. Математическая модель гидротранспортной установки, управляемой изменением частоты вращения двигателя // Гірнича електромеханіка та автоматика. - Дніпропетровськ. 1999. - №2(61). - С. 173 - 177.
8. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. - М.: Наука, 1984. - 352 с.
9. Карпов Ф.Ф., Солдаткина Л.А. Регулирование напряжения в электросетях промышленных предприятий. - М.: Энергия, 1970. - 224 с.
10. Дзюба С.В., Смирнов В.В. Выбор варианта и расчет компенсирующих устройств для системы электроснабжения углеобогащательных предприятий // Геотехническая механика. - Днепропетровск, №12, 1999. - С.99-102.
11. Регулируемые компенсирующие устройства реактивной мощности / И.Н. Богаенко, В.Я. Борисенко, ДИ. Розинский, Н.А. Рюмин / К.: Техніка, 1992. - 152 с.
12. Сокил А.М., Семененко Е.В., Сасенко В.В. Влияние режима работы насосного оборудования на себестоимость обогащения // Обогащение полезных ископаемых. - 1999. - №6(47). - С. 109 - 116.