

УДК 621.822

Мартыненко Г.Ю.

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА НА УПРАВЛЯЕМОМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

В настоящее время одними из наиболее рентабельных в условиях экономики любой страны являются области промышленности, связанные с добытием, транспортировкой и переработкой энергетических ресурсов. Наряду с нефте- и угледобывающей отраслями, ведущее место занимает и газодобывающая. Транспортировка природного газа к потребителю осуществляется посредством перекачки его по газопроводам. При этом необходимое давление поддерживается путем размещения, через некоторые промежутки, на всех участках магистралей, газоперекачивающих станций (ГПС) (рис.1), которые включают в себя газоперекачивающий агрегат (ГПА) с компрессором (рис.2). На Украине ГПС и ГПА выпускаются одним из крупнейших машиностроительных предприятий – ОАО «Сумское НПО им. Фрунзе».

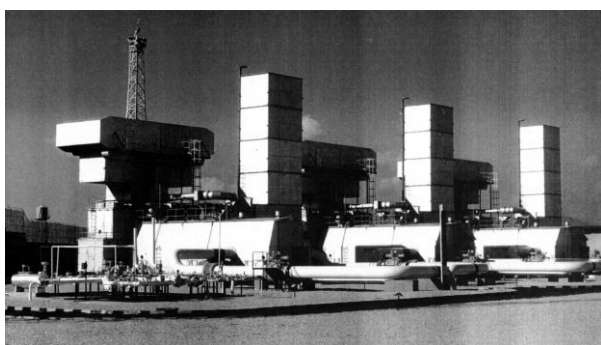


Рисунок 1 – Газоперекачивающая станция

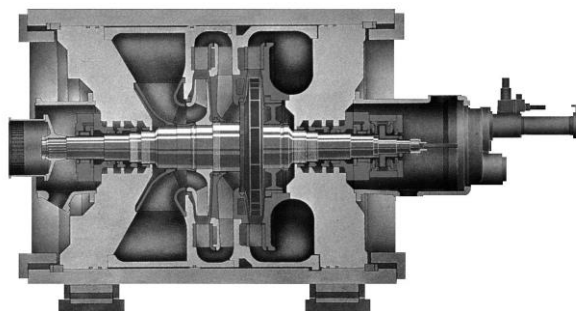


Рисунок 2 – Продольный разрез компрессора ГПА

Опыт эксплуатации турбокомпрессорных агрегатов ГПС магистральных трубопроводов во всем мире выявил одно слабое место – это наличие двух маслосистем: низкого давления для смазки подшипников и высокого давления для торцовых уплотнений, которые потребляют значительное количество электроэнергии, загрязняют окружающую среду и перекачиваемый газ смазочными маслами. Поэтому в настоящее время большое количество работ посвящено технологиям, позволяющим отказаться от их использования. Одним из путей решения является использование «сухих» торцовых уплотнений и электромагнитных подшипников (ЭМП) [1-3]. Разработка и внедрение таких модернизированных узлов как ЭМП на основании использования новейших энерго- и ресурсосберегающих технологий позволила бы добиться получения экономического эффекта при производстве и эксплуатации газоперекачивающих агрегатов и привела бы в дальнейшем к получению большей экономической выгоды.

В данной работе объектом исследований является электромагнитный подвес ротора компрессора ГПА НЦ-16-76, который характеризуется следующими основными параметрами: расстояние от левой и правой опоры ротора до центра тяжести соответственно 0.800 и 0.823 м; длина пакета стали статора 0.143 м; зазор между поверхностью

цапфы и статором δ 0.00025 м; внутренний радиус статора 0.178 м; эксцентриситет 0.000125 м, масса ротора 1073.5 кг; момент инерции 322.05 кг·м²; полярный момент инерции 32.47 кг·м²; количество витков катушки ЭМ 50.

Предполагается, что управление электромагнитным подвесом осуществляется на основе описанного в работе [4] алгоритма расчета и обеспечения устойчивости вращающегося абсолютно жесткого ротора на управляемых электромагнитных подшипниках с выбором оптимальных управлений магнитным подвесом, как для случая непрерывного, так и для случая дискретного управления. Линеаризация уравнений движения, описывающих пространственную модель ротора на электромагнитных опорах, производится с помощью представления токов и обобщенных координат в виде суммы немалой постоянной компоненты и малой переменной во времени компоненты на основании одного из доказанных вариантов линеаризации систем с управлением. Решение уравнений статического равновесия позволяет получить величину постоянных токов i_c и напряжений u_c в обмотках, соответствующих статическому подвешиванию ротора, а решение уравнений первого приближения позволяет получить величину управляющих воздействий, обеспечивающих устойчивое вращение ротора в заданном диапазоне амплитуд, статических и возмущающих воздействий. Построение оптимального регулятора производится на основе решения задачи оптимизации с квадратичным интегральным критерием, содержащим весовой скаляр ρ , отвечающий за величину входного воздействия. Оптимальный закон управления задается с помощью линейного закона, автоматически обеспечивающего асимптотическую устойчивость замкнутой системы. Решение замкнутой системы при различных возмущениях позволяет оценить быстродействие, жесткость и другие параметры. Необходимые динамические показатели подвеса ротора можно получить выбором весового скаляра ρ и величин средних токов i_c . Рост параметра ρ приводит к увеличению быстродействия и жесткости подвеса, но с одновременным ростом максимальных значений управляющих напряжений, в связи с чем задача решается методом проб, т.е. подбирается такое значение весового скаляра, при котором динамические показатели подвеса близки к желаемым, а управления имеют приемлемые значения. Изменение средних токов i_c также оказывает влияние, как на максимальные отклонения, так и на величины управляющих напряжений.

Имитационная вычислительная модель ротора с электромагнитными подшипниками (ИВМЭМП) [4], разработанная на основе данного алгоритма, позволяет производить варианты расчеты на динамическую устойчивость с выбором оптимальных управляющих воздействий при различных изменениях параметров ротора и подвеса, а также определять наиболее рациональное для конкретного случая соотношение между экономичностью подвеса и диапазоном возможных возмущающих воздействий.

Исследование поведения системы проводилось на ИВМЭМП при различных значениях варьируемых параметров. Так весовой коэффициент ρ изменялся в пределах от 10^{-12} до 10^{-8} м²/В², а i_c выбирался в пределах близких к имеющимся данным натурных испытаний ротора компрессора ГПА с ЭМП. При проведении расчетов в качестве характеристики позволяющей судить о поведении ротора была выбрана амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). Однако, при этом также осуществлялся контроль над максимальными амплитудами управляющих напряжений.

Результаты расчетов при выбранных значениях варьируемых параметров представлены в виде графиков (рис. 3,4), а соответствующие им значения собственной частоты и жесткости подвеса сведены в таблицу 1. Анализ показывает, что значения варьируемых параметров в заданных пределах обеспечивают устойчивые стационарные колебания ротора. При этом даже на резонансных режимах амплитуды колебаний не

выходят за границы геометрических ограничений, накладываемых величиной зазора и составляют 64-72 %. Номинальные обороты вращения имеют значение 5000 об/мин (523 рад/с) и расположены ниже резонансных на 80-400 %. Амплитуды колебаний на номинальной скорости вращения находятся в пределах 0.08-0.12 мм и, таким образом, не превышают половины зазора. Амплитуды управляющих напряжений соответствующие номинальным оборотам вращения лежат в технически допустимых пределах 220 В-360 В. Наиболее перспективным, в плане натурной реализации, представляется вариант, при котором амплитуды управляющих напряжений совпадают с номинальным напряжением сети (рис. 4в), что позволяет упростить электрическую схему питания путем исключения трансформаторных устройств, а амплитуды стационарных колебаний на номинальных скоростях имеют значение 0.12 мм, что не превышает половины зазора.

При проведении расчетных исследований демпфирование в системе повышалось путем увеличения величины активного сопротивления в пределах 2 Ом-20 Ом. Эти пределы выбирались исходя из существующих вариантов электрических схем. Результаты показали, что изменение активных сопротивлений от минимального значения до максимального не приводит к заметному снижению амплитуд колебаний на резонансном режиме. Такого снижения возможно добиться лишь повышением величины активного сопротивления в сотни раз, что неприемлемо.

По данным, приведенным в таблице 1 можно заметить, что изменение параметра ρ в 1/10 раза приводит к увеличению жесткости подвеса на 10 %, а увеличение i_c в два раза, к увеличению жесткости подвеса на 90-100 %.

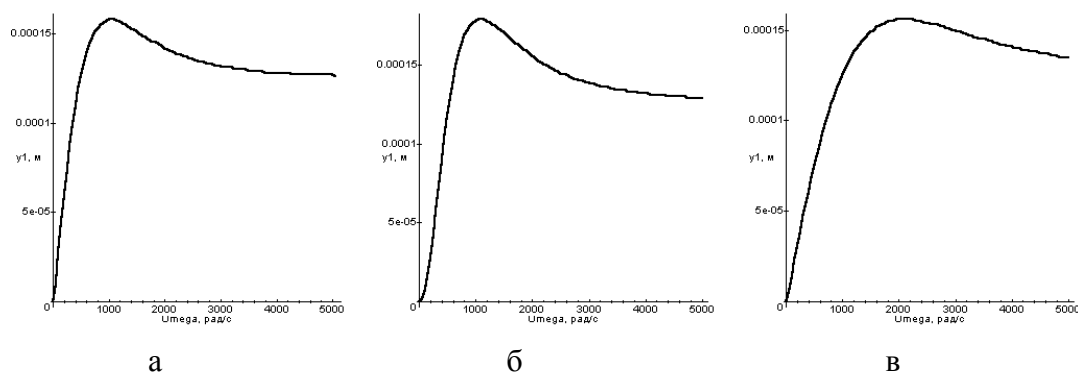


Рисунок 3 – ЭМП ротора компрессора НЦ-16-76 – АЧХ: а) $\rho=10^{-10} \text{ м}^2/\text{В}^2$, $i_c=20\text{А}$, $r=2 \text{ Ом}$; б) $\rho=10^{-9} \text{ м}^2/\text{В}^2$, $i_c=20\text{А}$, $r=20 \text{ Ом}$; в) $\rho=10^{-9} \text{ м}^2/\text{В}^2$, $i_c=40\text{А}$, $r=2 \text{ Ом}$

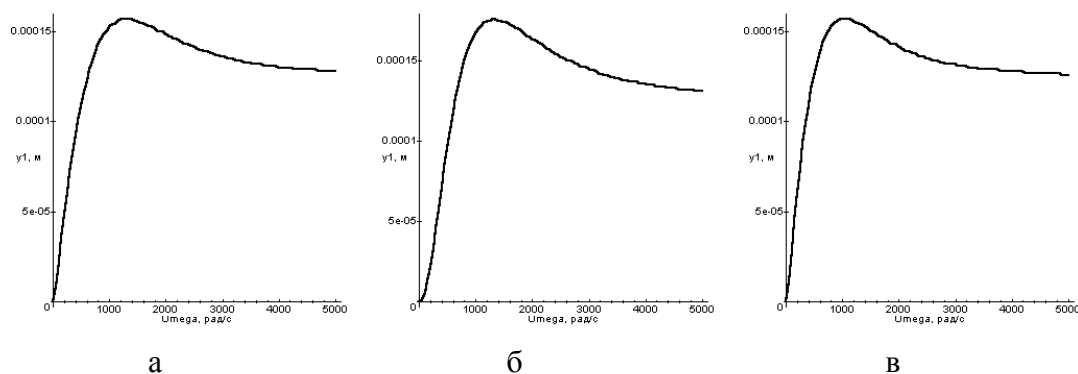


Рисунок 4 – ЭМП ротора компрессора НЦ-16-76 – АЧХ: а) $\rho=10^{-10} \text{ м}^2/\text{В}^2$, $i_c=25\text{А}$, $r=2 \text{ Ом}$; б) $\rho=10^{-11} \text{ м}^2/\text{В}^2$, $i_c=25\text{А}$, $r=20 \text{ Ом}$; в) $\rho=10^{-9} \text{ м}^2/\text{В}^2$, $i_c=20\text{А}$, $r=2 \text{ Ом}$

Таблица 1 – Собственная частота и жесткость подвеса натурального ротора при различных параметрах системы

Параметры	Собственная частота ω_0 , рад/с	Жесткость, Н/м
$\rho=10^{-10} \text{ м}^2/\text{В}^2, i_c=20\text{А}, r=2 \text{ Ом}$ (рис.3а)	1050	1183533750
$\rho=10^{-9} \text{ м}^2/\text{В}^2, i_c=20\text{А}, r=20 \text{ Ом}$ (рис.3б)	1000	1073500000
$\rho=10^{-9} \text{ м}^2/\text{В}^2, i_c=40\text{А}, r=2 \text{ Ом}$ (рис.3в)	2100	4734135000
$\rho=10^{-10} \text{ м}^2/\text{В}^2, i_c=25\text{А}, r=2 \text{ Ом}$ (рис.4а)	1250	1677343750
$\rho=10^{-11} \text{ м}^2/\text{В}^2, i_c=25\text{А}, r=20 \text{ Ом}$ (рис.4б)	1350	1956453750
$\rho=10^{-9} \text{ м}^2/\text{В}^2, i_c=20\text{А}, r=2 \text{ Ом}$ (рис.4в)	950	968833750

Проведенные расчетные исследования показали устойчивость стационарных колебаний натурального ротора турбокомпрессора на ЭМП в пределах возмущающих воздействий, превышающих среднестатистические наблюдаемые в эксплуатационных условиях. Было также установлено, что подбором параметров подвеса можно добиться требуемых амплитуд стационарных колебаний ротора и требуемого значения жесткости подвеса при приемлемых значениях управлений в заданном диапазоне возмущающих воздействий. Однако, при этом не следует забывать, что неучет выбранной расчетной моделью упругих свойств самого ротора завышает, как значение собственной частоты, так и значение жесткости и поэтому должна проводиться оценка степени расхождения между этими значениями.

Литература

1. В.М. Лукьяненко Динамическая прочность, надежность и оптимизация роторных машин нефтегазохимической промышленности: Монография. –Сумы: Контраст, 1999. –232 с.
2. Сухиненко В.Е., Апанасенко А.И., Вербицкий Н.Д., Наумов Е.Д., Федоренко Н.Д. Бессмазочные нагнетатели газоперекачивающих агрегатов // Химическое и нефтяное машиностроение. –1989. –№8. –С. 15-17.
3. Сухиненко В.Е., Данилейко В.И., Наумов Е.Д. и др. Испытания бессмазочного нагнетателя ГПА-Ц-1676 // Химическое и нефтяное машиностроение. –1993. –№11. –С. 20-23.
4. Мартыненко Г.Ю. Исследование устойчивых движений роторов на электромагнитных подшипниках при различных вариантах управления с помощью имитационной вычислительной модели // Интегрированные технологии и энергосбережение. –2000. –№2. –С. 88-96.

УДК 621.822

Мартыненко Г.Ю.

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА АГРЕГАТУ, ЩО ПЕРЕКАЧУЄ ГАЗ, НА КЕРОВАНОМУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОМУ ПІДВІСІ

Стаття присвячена методиці розрахункових досліджень роторів на електромагнітних підшипниках. У роботі подані чисельні дослідження натурального ротора турбокомпресора НЦ-16-76, що дозволили розробити рекомендації на вибір раціональних параметрів підвісу.