

Защита двухсекционного центробежного компрессора при пуске и останове

И.Ф. Хуснудинов, А.П. Харитонов, Я.З. Гузельбаев, А.Т. Лунев, А.И. Архипов

(ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»);

С.В. Владимиров, Л.Н. Ким (ООО «РН-Юганскнефтегаз»)

Рассмотрено влияние динамических свойств компрессора и сети на осевые усилия, действующие на ротор при пусках и остановах компрессора. На основе анализа трендов, полученных при отладке компрессоров на компрессорных станциях, выполнены расчеты осевых сил, сопоставлены их расчетные и фактические значения. Предложен ряд мер по устранению скачка осевых сил в процессе запуска и останова компрессора.

Ключевые слова: двухсекционный центробежный компрессор, осевые силы, динамические свойства сети.

Protection of a bisectional centrifugal compressor during starts and stops.

**I.F. Khusnudinov, A.P. Kharitonov, Ya.Z. Guzelbayev,
A.T. Lunev, A.I. Arkhipov, S.E. Vladimirov, L.N. Kim**

The influence of the dynamic properties of the compressor and the network on the axial forces acting upon the rotor during starts and stops has been treated. Analysis of the trends revealed during adjustment of the compressors at the stations allowed to calculate the axial forces and compare their analytical and actual values. Some measures aimed to eliminate the forces jump during the starts/stops have been proposed.

Key words: bisectional centrifugal compressor, axial forces, network dynamic properties.

Процессы запуска и останова двухсекционных центробежных компрессоров отличаются высокой динамичностью и нестационарностью. Эти процессы кратковременные, многофакторные, трудно поддающиеся математическому описанию. Одновременное изменение параметров компрессора и динамических свойств сети, связанное с переключением регулирующей, запорной и отсечной арматуры; увеличением (уменьшением) частоты вращения ротора; параллельной или последовательной работой секций или корпусов сжатия компрессора, вызывают определенные трудности при выполнении оперативного анализа указанных процессов, особенно при вынужденных (аварийных) остановах компрессора со сбросом технологического газа на факел или на свечу.

Резко меняющиеся перепады давления при отключении привода, но продолжающейся работе сжатия газа на выбеге ротора с постоянно изменяющейся динамической характеристикой сети приводят к нерасчетным условиям работы подшипников. При этом динамические свойства сети необходимо учитывать [1] как на линии нагнетания, так и на линии всасывания.

На примере двухсекционного центробежного компрессора 5ГЦ2-300/4,5-64 с электромагнитными подшипниками (ЭМП) и сухими газодинамическими уплотнениями рассмотрим влияние динамических свойств компрессора и сети на осевые усилия, действующие на ротор при пусках и остановах компрессора. Именно в компрессорах с электромагнитными подвесами ротора реализована возможность измерения текущих значений реультирующей осевой силы, воздействующей на упорный подшипник.

Привод компрессора – газотурбинный номинальной мощностью 12 МВт. Номинальная частота вращения ротора компрессора составляет 8600...8900 об/мин в зависимости от состава газа – от «тяжелого» (относительная молекулярная масса $\mu = 26,15$) до «легкого» ($\mu = 20,93$). Сжимаемый газ – попутный нефтяной.

Производительность компрессора составляет 300 м³/мин на входе I секции.

Упрощенная схема подключения компрессора (рис. 1) к газопроводу показывает, что для каждой секции сжатия компрессора есть своя независимая газовая сеть (нагрузка секции компрессора), включающая холодильник газа, сепаратор, обратный клапан, байпасный клапан, регулирующую арматуру перепуска и сброса газа на факел, газопроводную обвязку, фильтр газа и сужающее устройство на входе с необходимыми датчиками замера параметров газового потока.

На номинальном режиме работы (полной загрузки) компрессора технологический газ поступает с давлением 0,45 МПа (абс.) и температурой 298 К из узла подготовки газа через открытый кран *KШ101*, фильтр *Ф101*, сужающее устройство *СУ 101* на вход I секции компрессора, где сжимается до давления 1,8 МПа ($T_1 = 411$ К), охлаждается в холодильнике до температуры 313 К, проходит сепарацию в сепараторе *C-101*, осушку (адсорбер на схеме не показан), при этом в газ добавляется 5% расхода, и через обратный клапан *KО101* поступает на вход во II секцию через фильтр газа *Ф102*, сужающее устройство *СУ102*. Во II секции газ сжимается до давления 6,27 МПа (абс.) ($T_2 \leq 423$ К), проходит через обратный клапан *KО102*, охлаждается в холодильнике *AT102* до температу-

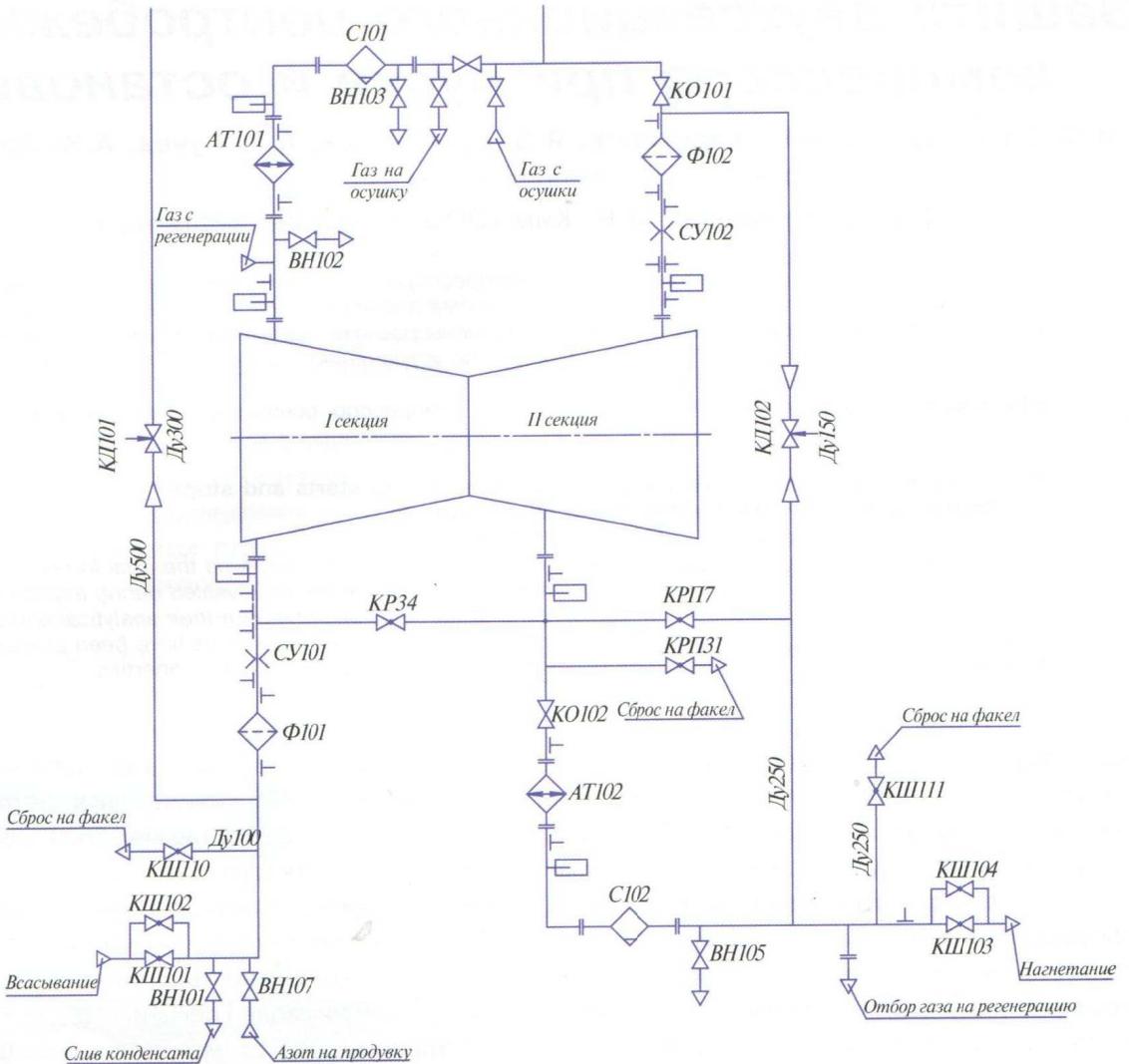


Рис. 1. Упрощенная схема подключения компрессора

ры 313 К и через кран $KШ103$ поступает в газопровод до перерабатывающего завода (режим работы «Магистраль»). На номинальном режиме работы байпасные клапаны $KД101$ и $KД102$ каждого контура полностью закрыты, закрыты также кран $KР34$ «короткого» байпаса, выпускной кран $KРП7$ и краны $KШ110$, $KШ111$ сброса на факел. При этом сеть характеризуется большой инертностью и большими потерями давления ($\Delta p_m = 3,2$ МПа).

При режиме работы ГПА «Кольцо» каждая секция компрессора работает в своем газовом контуре с частично или полностью открытыми байпасными клапанами $KД101$ и $KД102$. Так как при этом происходит дросселирование газа, а некоторые компоненты попутного нефтяного газа обеспечивают достаточно высокий дифференциальный дроссельный эффект, то при имеющихся перепадах давления и температуры возможно выделение конденсата, особенно во втором контуре. Для предотвращения попадания конденсата на вход второй ступени сжатия при режиме работы «Кольцо» предусмотрена подача горячего

газа (кран $KРП 7$) с линии нагнетания в линию антипомажного контура до клапана $KД102$. Кран $KРП7$ открыт только при открытом байпасном клапане $KД102$.

При режиме работы «Кольцо» каждая секция компрессора имеет свою динамическую характеристику и динамические свойства сети, обеспечивающие как бы независимую работу каждой секции. В действительности, так как роторы I и II секций расположены на едином валу, имеют общие радиальные и упорный подшипники, а разгрузочное устройство (думмис) размещено между секциями, режимы работы секций оказывают влияние друг на друга, а также на условия работы думмиса и подшипников.

На рис. 2 приведена схема осевых нагрузок ротора. Осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником, равно векторной сумме осевых усилий, действующих на каждый элемент ротора:

$$\vec{F}_{oc.y.p} = \vec{F}_{tp} + \vec{F}_{oc\ 1} + \vec{F}_{oc.d} + \vec{F}_{oc\ II}$$



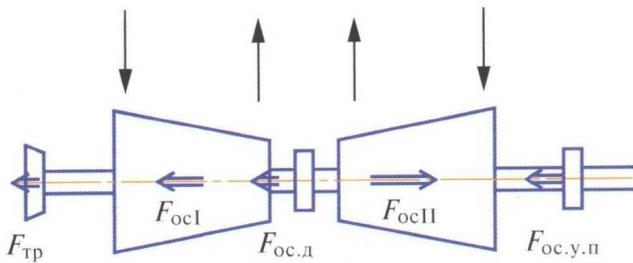


Рис. 2. Схема осевых нагрузок ротора

Диаметр думмиса был рассчитан исходя из условия обеспечения осевой нагрузки на упорный подшипник, не превышающей $\pm 30\,000$ Н при номинальном (стационарном) режиме работы компрессора «Магистраль» или «Кольцо».

Так как компрессор и технологическая линия имели много новых технических решений, в ходе пусконаладочных работ и первых пусков компрессора возникали сложные ситуации – особенно повышение осевой силы при аварийных остановках ГПА и сложность ее удержания в допустимых пределах в процессе загрузки компрессора.

В ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» был проведен анализ большого количества трендов, полученных в результате отладки компрессоров на компрессорной станции. На основе этих трендов были выполнены расчеты осевых сил F_{oc} и сопоставлены их расчетные и фактические значения (рис. 3). Эти расчеты позволили предсказать влияние различных факторов на величину F_{oc} .

Анализ трендов ГПА (рис. 4) при аварийных остановах со стравливанием газа показал:

- время открытия (98%) байпасных клапанов *KД101* и *KД102* составляет 5...5,5 с;
- давление газа на входе в первую секцию p_1 за этот промежуток времени растет на 0,22... 0,26 МПа (особенно интенсивно за первые 3...4 с) и снижается до исходного значения за интервал времени от 1 мин. 50 с до 2 мин. 30 с;

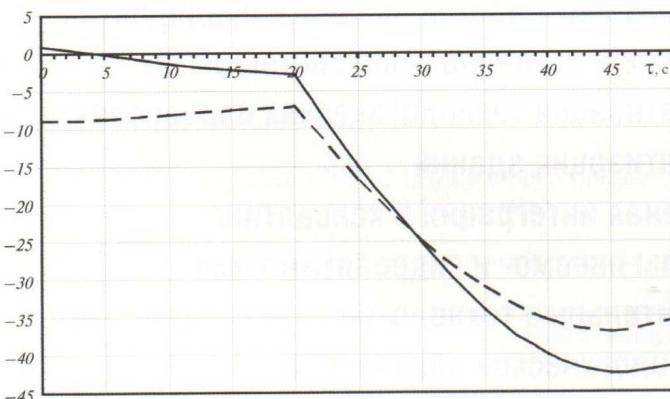
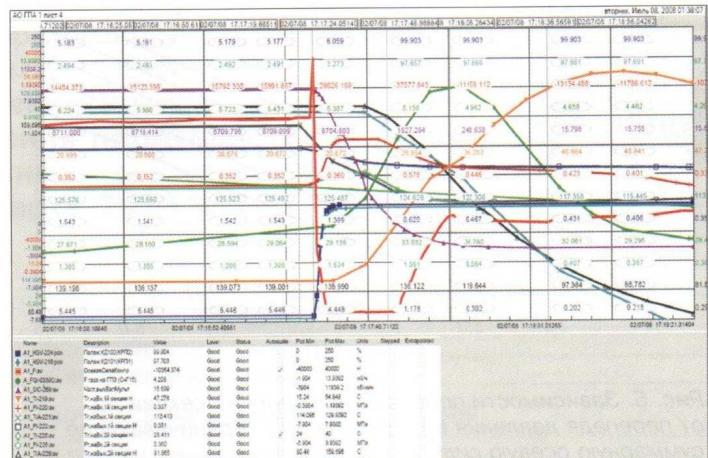


Рис. 3. Сравнение осевой силы, рассчитанной по методике ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (—) и фактической по замерам ЭМП (- - -)



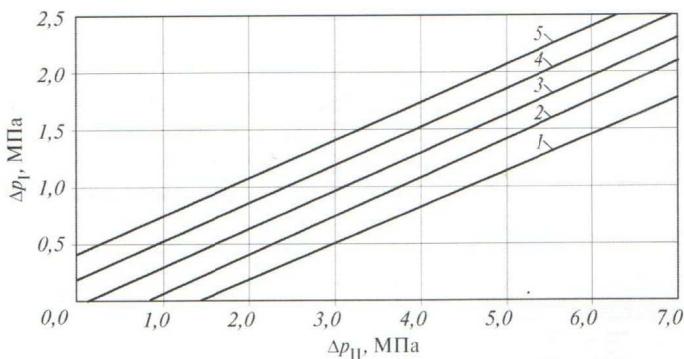


Рис. 5. Зависимости перепада давления в I секции Δp_I от перепада давления во II секции Δp_{II} , ограничивающие суммарную осевую силу F_{oc} :

1, 5 – аварийная F_{oc} ; 2, 4 – предаварийная F_{oc} ; 3 – $F_{oc} = 0$

- для поддержания осевой силы во время работы в допустимом диапазоне введена система автоматического регулирования, за счет изменения перепада давления (степени загрузки) по секциям и обеспечения взаимной компенсации осевых сил каждой секции. Зависимости суммарной осевой силы от перепада давления представлены на рис. 5;
- разработана и внедрена в САУ методика загрузки компрессора. График загрузки секций компрессора представлен на рис. 6 (p_k – конечное давление; V – объемная производительность).

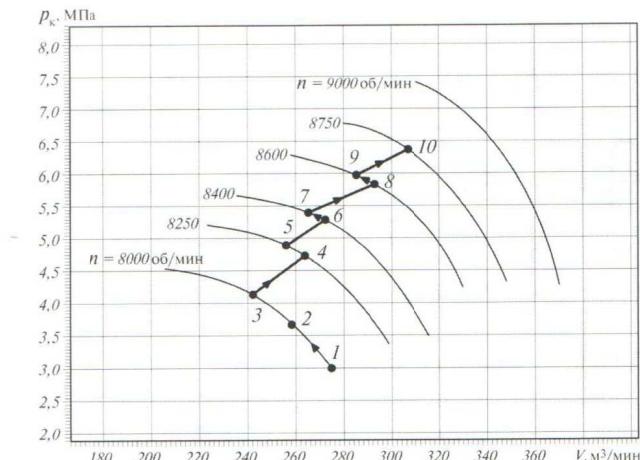


Рис. 6. График загрузки компрессора:
1 – 10 – режимы выхода на расчетную частоту вращения

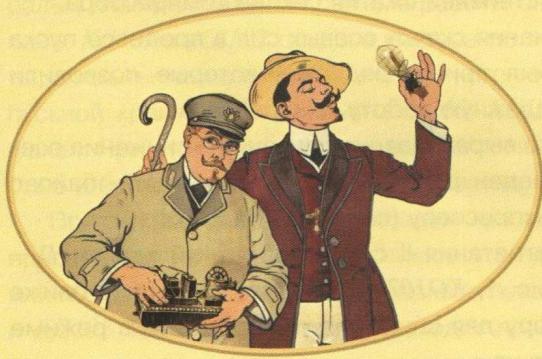
Указанные меры позволили привести динамические свойства сети (режим работы компрессора «Кольцо») на переходных режимах пуска и останова к приемлемым условиям работы упорного подшипника и обеспечить устойчивую работу компрессора.

Список литературы

1. Гузельбаев Я.З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессорных установок и сети//Труды XIV Междунар симп. «Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования». СПб: СПбГПУ, 2008.



Х Международная специализированная выставка Передовые Технологии Автоматизации ПТА - 2010



5-7 октября

Москва

ЦВК «Экспоцентр», павильон 3

www.pta-expo.ru

Организатор: Экспоцентр

Тематика выставки:

- Автоматизация промышленного предприятия
- Бортовые и встраиваемые системы
- Автоматизация технологических процессов
- Автоматизация зданий
- Системная интеграция и консалтинг
- Системы пневмо- и гидроавтоматики
- Измерительные технологии и метрологическое обеспечение

Приглашаем к участию!

При поддержке:



Москва: Тел.: (495) 234-22-10 • E-mail: info@pta-expo.ru