УДК 004.942:621.512

***А.И. Ходырев*[1]**, *e-mail: aihod@mail.ru;* ***А.В. Шахов*[2]**, *e-mail: shakhov.a@yahoo.com*

[1] Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный университет нефти и газа (Национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина» (Москва, Россия).
[2] ООО «ИНГК» (Москва, Россия).

Математическое моделирование неисправностей ступени поршневого компрессора в целях технического диагностирования

В статье рассмотрены вопросы, связанные с техническим диагностированием поршневых компрессоров по термогазодинамическим параметрам. Описана математическая модель ступени поршневого компрессора двойного действия, основанная на фундаментальных физических зависимостях, включающих уравнение первого начала термодинамики тела переменной массы. Данная модель позволяет исследовать влияние различных неисправностей на основные параметры компрессора и форму индикаторной диаграммы, для чего предусмотрено воспроизведение рабочих процессов двух технических состояний компрессора: исправного (без дефектов) и неисправного. Представлены индикаторные и температурные диаграммы рабочего процесса первой ступени воздушного компрессора, характерные для неисправностей следующих типов: неплотность всасывающего или нагнетательного клапана, неплотность поршневого уплотнения, неплотность сальника штока, засорение всасывающего или нагнетательного клапана. Показано, как изменяются основные параметры работы компрессора – производительность, индикаторная мощность и температура нагнетания – при каждой из рассмотренных неисправностей. Показано также, что температура нагнетания повышается при появлении любой из рассмотренных неисправностей, производительность снижается всегда, кроме случая засорения нагнетательного клапана, а индикаторная мощность может как снижаться, так и повышаться. При сравнении влияния на работу компрессора неплотности всасывающего и нагнетательного клапанов отмечено, что при выбранных размерах щелей (10 и 3 % эквивалентной площади клапана) эти неисправности приводят к одинаковому повышению температуры нагнетания камеры с неисправным клапаном, однако неплотность нагнетательного клапана вызывает большее изменение температуры нагнетания ступени в целом, меньшее снижение производительности и приводит к росту индикаторной мощности вместо ее снижения, отмечаемого при неплотности всасывающего клапана.
Результаты моделирования могут быть использованы при выявлении причин ухудшения технического состояния реального поршневого компрессора при его диагностировании.

Ключевые слова: поршневой компрессор, неисправность, неплотность, диагностирование, моделирование, индикаторная диаграмма, температурная диаграмма.

***A.I. Khodyrev*[1]**, *e-mail: aihod@mail.ru;* ***A.V. Shakhov*[2]**, *e-mail: shakhov.a@yahoo.com*

[1] Federal State Autonomous Educational Institution for Higher Education “Gubkin Russian State University of Oil and Gas (National Research University)” (Moscow, Russia).
[2] INGC LLC (Moscow, Russia).

Mathematical Simulation of Reciprocating Compressor Stage Defects for Technical Diagnosis

The article is concerned with the technical diagnosis of reciprocating compressors by thermodynamic parameters. A mathematical model of a double-acting reciprocating compressor stage, based on fundamental physical relation, including the equation of the variable mass first law of thermodynamics, is described. The model allows studying the effect of various defects on the main parameters of the compressor and the shape of the indicator diagram, which provides the reproduction of the operation processes of both operation and faulty conditions. Indicator and temperature diagrams of the operation process of the first stage of the air compressor are presented, which are typical for the following defects: leaks of the suction or discharge valves, leaks of the piston ring, leaks of the piston rod packing, clogging of the suction or discharge valves. It is shown how to change the main compressor operation parameters such as flow, indicator power and

discharge temperature, for each of the considered defects. It is also shown that the discharge temperature rises when any of the considered defects occur, the flow always decreases, except in the event of a clogging of the discharge valve, and the indicator power can either decrease or increase. It is noticed that leak of suction and discharge valves (for selected sizes of slots 10 and 3 % of the equivalent valve area) leads to identical increase of the discharge temperature of the chamber with a defect valve, but the leakage of the discharge valve leads to a larger change the discharge temperature of the stage, a smaller decrease in flow and an increase in the indicator power.
The simulation results can be used in diagnosis to identify the causes of the deterioration of the technical condition of operating reciprocating compressors.

Keywords: reciprocating compressor, defect, diagnostic, simulation, indicator diagram, temperature diagram.

ВВЕДЕНИЕ

Поршневые компрессоры находят широкое применение в нефтяной, газовой, нефтегазоперерабатывающей, нефтехимической и других отраслях промышленности. И хотя в последние десятилетия их доля в общей мощности парка компрессоров существенно снизилась, в первую очередь на объектах с большими объемами сжимаемого газа, где более целесообразно применять центробежные машины, поршневые машины остаются необходимым видом компрессорного оборудования, обеспечивающего реализацию многих технологических процессов.

Поршневой компрессор является сложной машиной, непрерывная продолжительная работа которой возможна при поддержании в исправном состоянии всех узлов. Наиболее часто причиной снижения технических характеристик (в частности, производительности) и отказов поршневых компрессоров является некорректная работа всасывающих или нагнетательных клапанов, характеризующаяся недопустимой перетечкой газа из-за неплотности, обусловленной износом запорных элементов, попаданием инородных частиц, образованием отложений на их поверхностях. Нарушения в работе компрессора могут произойти и вследствие уменьшения площади проходного сечения клапанов из-за образования отложений, а также вследствие повышенных утечек через сальник, перетечек через поршневые кольца.



Определение причины неисправности по изменению основных рабочих параметров является главной задачей одной из разновидностей технической диагностики – параметрической диагностики (по термогазодинамическим параметрам). Параметрическая диагностика позволяет оценить текущее техническое состояние машины, характеризуемое структурными параметрами (размеры, зазоры, шероховатость поверхности и т. п.), по ее основным рабочим параметрам. Применительно к поршневым компрессорам параметрическая диагностика основывается на индикации и контроле параметров компримируемого газа – давления и температуры на всасывании и нагнетании, производительности и потребляемой мощности, а также по форме индикаторной диаграммы. Большинство поршневых компрессоров являются машинами, имеющими несколько ступеней сжатия, каждая из которых имеет по несколько рабочих камер. Поэтому по изменению производительности и потребляемой мощности можно только констатировать ухудшение показателя, но практически невозможно определить причину этого изменения. В связи с этим из перечисленных параметров наиболее информативными являются температура нагнетания (отдельной рабочей камеры или ступени в целом) и форма индикаторной диаграммы.

Индикаторная диаграмма представляет собой замкнутую кривую, отражающую зависимость, где по оси абсцисс откладывают величину перемещения поршня или объем рабочей камеры, а по оси ординат – давление в цилиндре. Причину неисправности компрессора можно определить по отклонению текущей индикаторной диаграммы от эталонной формы, полученной, например, при контрольных испытаниях. При этом для корректного распознавания неисправности важно сопоставить не только индикаторные диаграммы, но и изменение других параметров, в частности изменение температуры

Ссылка для цитирования (for citation):
Ходырев А.И., Шахов А.В. Математическое моделирование неисправностей ступени поршневого компрессора в целях технического диагностирования // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2020. № 1–2. С. 46–54.
Khodyrev A.I., Shakhov A.V. Mathematical Simulation of Reciprocating Compressor Stage Defects for Technical Diagnosis. Territorija “NEFTEGAS” [Oil and Gas Territory]. 2020;(1–2):46–54. (In Russ.)

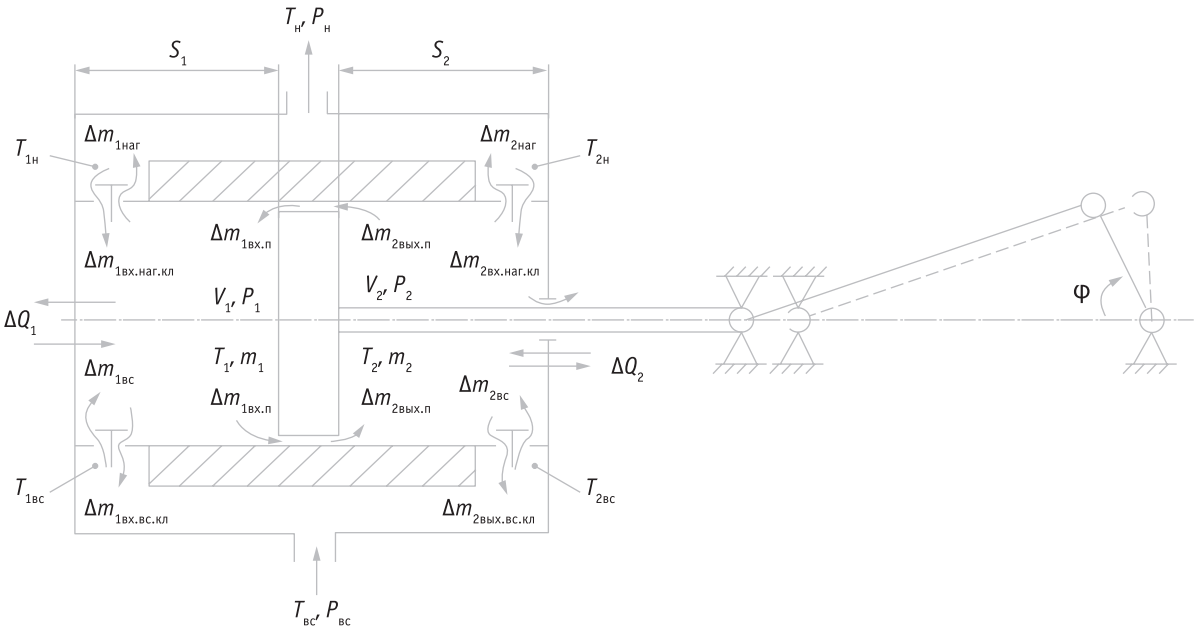


Рис. 1. Схема ступени поршневого компрессора:

$P_{вс}$ – давление во всасывающем трубопроводе, Па; $T_{вс}$ – температура во всасывающем трубопроводе, К; $P_н$ – давление нагнетания ступени, Па; $T_н$ – температура нагнетания ступени, К; $T_{1вс}$, $T_{2вс}$ – температура в полостях всасывающих клапанов бесштоковой и штоковой камер соответственно, К; $T_{1н}$, $T_{2н}$ – температура в полостях нагнетательных клапанов бесштоковой и штоковой камер соответственно, К; ΔQ_1, ΔQ_2 – элементарное количество теплоты бесштоковой и штоковой камер соответственно, Дж; S_1, V_1, P_1, T_1, m_1 – текущие значения перемещения поршня, м, объема, м^3, давления, Па, температуры, К, и массы газа, кг, бесштоковой камеры соответственно; S_2, V_2, P_2, T_2, m_2 – текущие значения перемещения поршня, м, объема, м^3, давления, Па, температуры, К, и массы газа, кг, штоковой камеры соответственно; $\Delta m_{1вс}$, $\Delta m_{2вс}$ – масса, кг, входящая через открытый всасывающий клапан бесштоковой и штоковой камер соответственно; $\Delta m_{1наг}$, $\Delta m_{2наг}$ – масса, кг, выходящая через открытый нагнетательный клапан бесштоковой и штоковой камер соответственно; $\Delta m_{1вых.\ вс.\ кл}$, $\Delta m_{2вых.\ вс.\ кл}$ – масса перетечки, кг, выходящая через закрытый всасывающий клапан бесштоковой и штоковой камер соответственно; $\Delta m_{1вх.\ наг.\ кл}$, $\Delta m_{2вх.\ наг.\ кл}$ – масса перетечки, кг, входящая через закрытый нагнетательный клапан бесштоковой и штоковой камер сооответственно; $\Delta m_{1вх.\ п}$, $\Delta m_{2вх.\ п}$ – масса перетечки, кг, входящая через поршневые кольца бесштоковой и штоковой камер соответственно; $\Delta m_{1вых.\ п}$ – масса перетечки, кг, выходящая через поршневые кольца бесштоковой камеры; $\Delta m_{2сал}$ – масса утечки через сальник штоковой камеры, кг

Fig. 1. Scheme of reciprocating compressor stage:

$P_{вс}$ – pressure on suction line, Pa; $T_{вс}$ – temperature on suction line, K; $P_н$ – pressure on discharge line, Pa; $T_н$ – temperature on discharge line, K; $T_{1вс}$, $T_{2вс}$ – temperature on suction valve in crankshaft end chamber respectfully, K; $T_{1н}$, $T_{2н}$ – temperature on discharge valve in head end and crankshaft end chambers respectfully, K; ΔQ_1, ΔQ_2 – volume increment in head end and crankshaft end chambers respectfully, J; S_1, V_1, P_1, T_1, m_1 – instantaneous value of stoke, m, volume, m^3, pressure, Pa, temperature, K, and gas mass, kg, in the head end chamber respectfully; S_2, V_2, P_2, T_2, m_2 – instantaneous value of stoke, m, volume, m^3, pressure, Pa, temperature, K, and gas mass, kg, in the crankshaft end chamber respectfully; $\Delta m_{1вс}$, $\Delta m_{2вс}$ – mass of gas, kg, passing through opened suction valve of the head end and crankshaft end chambers respectfully; $\Delta m_{1наг}$, $\Delta m_{2наг}$ – mass of gas, kg, passing through opened discharge valve of the head end and crankshaft end chambers respectfully; $\Delta m_{1вых.вс.кл}$, $\Delta m_{2вых.вс.кл}$ – mass of leakage, kg, passing through closed suction valve of the head end and crankshaft end chambers respectfully; $\Delta m_{1вх.наг.кл}$, $\Delta m_{2вх.наг.кл}$ – mass of leakage, kg, passing through closed discharge valve of the head end and crankshaft end chambers respectfully; $\Delta m_{1вх.п}$, $\Delta m_{2вх.п}$ – mass of inlet leakage, kg, passing through piston ring of the head end and crankshaft end chambers respectfully; $\Delta m_{1вых.п}$ – mass of outlet leakage, kg, passing through piston ring of the head end chamber; $\Delta m_{2сал}$ – mass of leakage, kg, passing through piston rod packing of the crankshaft end chamber

нагнетания ступени, которая является весьма чувствительным индикатором, а иногда и изменение температуры крышек всасывающих и нагнетательных клапанов, свидетельствующее о неисправности клапана конкретной рабочей камеры. При проведении экспериментальных исследований на реальных компрессорах могут сниматься также температурные диаграммы с помощью самодельных малоинерционных термометров сопротивления [1, 2], однако в промышленных условиях такой метод диагностики применять сложно.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТУПЕНИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Анализ технической литературы, посвященной поршневым компрессорам [3, 4], показывает, что, несмотря на то что вопрос о влиянии перетечек в клапанах и уплотнении поршня на про-

изводительность рассматривается практически в каждом источнике, это рассмотрение в большинстве случаев носит описательный характер без конкретных примеров с количественными характеристиками и без сравнения индикаторных и температурных диаграмм. Представляется важным восполнить этот пробел путем моделирования работы ступени поршневого компрессора с использованием математической модели, основанной на фундаментальных физических зависимостях и учитывающей возможные неисправности, обуславливающие нарушение баланса массы газа в течение рабочего процесса. При этом лучше использовать модель, основанную на первом начале термодинамики тела переменной массы [1, 2], а не политропную модель, как это сделано, например, в работе [5].

При разработке математической модели приняты следующие допущения:

- каждая рабочая камера (полость) цилиндра рассматривается как объект с сосредоточенными параметрами, то есть в пределах ее объема значения параметров не зависят от координат и изменяются синхронно в каждой точке на одинаковую величину;
- рабочий процесс рассматривается как квазистационарный, то есть значения параметров изменяются скачками после каждого шага счета;
- газовая среда подчиняется законам идеального газа;
- давление газа во всасывающем и нагнетательном патрубке постоянно;
- клапаны открываются и закрываются мгновенно и полностью;
- температура поверхности стенок камеры (гильзы и крышек цилиндра, поршня и штока) не изменяется в течение рабочего процесса;
- перетечки через щель (неплотность) в клапане и уплотнение поршня и утечки через уплотнение штока представляются в виде изотермического истечения газа через эквивалентное круглое отверстие.

Выбор допущений всегда обусловлен особенностями поставленной задачи. В технической литературе описан ряд моделей, учитывающих реальность газа и динамику движения запорных пластин клапанов, в том числе при их изнашивании [6], что существенно усложняет ее реализацию и увеличивает время счета. Однако в нашем случае допущения об идеальности газа и мгновенности срабатывания клапанов вполне обоснованны, поскольку они позволяют проследить характер изменения основных параметров, формы индикаторной и температурной диаграмм при появлении дефектов типа «неплотность» или «уменьшение площади проходного сечения», что важно знать при техническом диагностировании поршневых компрессоров.

Таблица 1. Параметры моделируемого компрессора
Table 1. Parameters of the simulated compressor

Параметр Parameter	Значение Value
Диаметр цилиндра D, мм Cylinder diameter D, mm	300
Диаметр штока d, мм Poston rod diameter d, mm	50
Ход поршня S_h, мм Stroke S_h, mm	150
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$ Crankshaft, rpm	735
Эквивалентная площадь всасывающего клапана $F_{вс}$, м^2 Suction valve equivalent area $F_{вс}$, m^2	$14{,}7\cdot10^{-4}$
Эквивалентная площадь нагнетательного клапана $F_{наг}$, м^2 Discharge valve equivalent area $F_{наг}$, m^2	$14{,}7\cdot10^{-4}$
Относительный мертвый объем камеры, % Relative dead volume, %	6
Давление всасывания $P_{вс}$, МПа Suction pressure $P_{вс}$, MPa	0,1
Давление нагнетания $P_н$, МПа Discharge pressure $P_н$, MPa	0,33
Температура всасывания $T_{вс}$, К Suction temperature $T_{вс}$, K	293

Схема ступени компрессора, соответствующая принятым допущениям, показана на рис. 1. Все параметры с цифрой 1 относятся к бесштоковой камере, а с цифрой 2 – к штоковой.

Состояние газа в каждой рабочей камере в любой момент времени характеризуется текущими значениями объема, массы, давления и температуры. Для нахождения этих параметров в математической модели используются следующие основные зависимости:

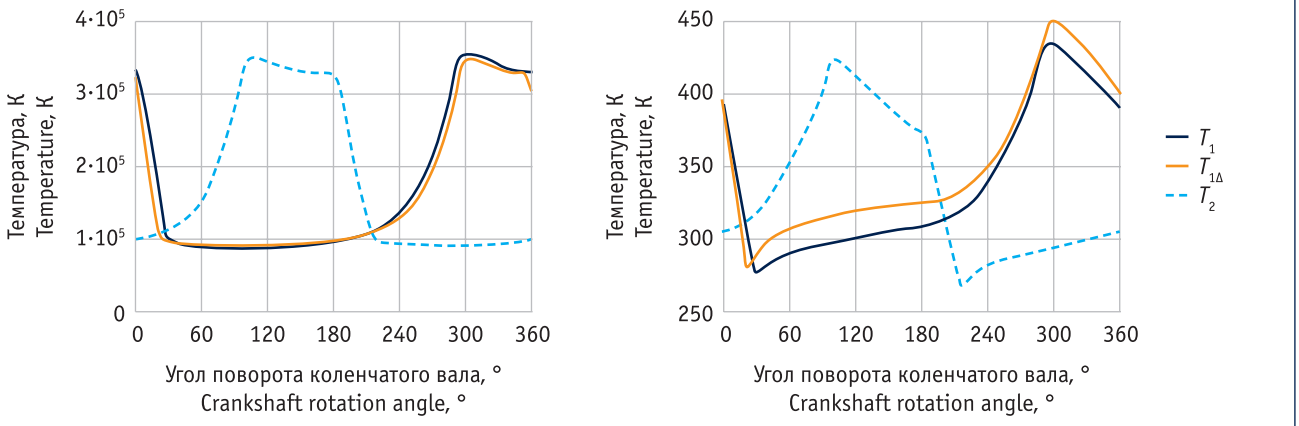
- уравнение первого начала термодинамики тела переменной массы;
- уравнение состояния;
- уравнение истечения газа (через клапаны и неплотности);
- уравнение Ньютона – Рихмана для теплообмена;
- зависимости Пластинина – Федоренко для коэффициента теплоотдачи [1, 3].

Кроме того, используются известные зависимости для описания кинематики кривошипно-шатунного механизма, объема камеры и текущей площади поверхности теплообмена [3, 4].

Из первого начала термодинамики тела переменной массы аналогично работам [2, 7] получено основное уравнение, описывающее изменение температуры газа в результате внешнего воздействия в любой из четырех стадий рабочего процесса компрессора (всасывание, сжатие, нагнетание и расширение) в течение малого промежутка времени dt:

$$dt = \frac{1}{m\cdot C_v}\Big[dQ - P\cdot dV + R\cdot T_{вх}\cdot dm_{вх} + \\ + \left(C_p\cdot T_{вх} - C_v\cdot T\right)\cdot dm_{вх} - R\cdot T\cdot dm_{вых} + \\ + C_v\left(T_{вх} - T\right)\cdot dm_{вх}\Big], \qquad (1)$$

где T – температура газа, К; P – давление газа, Па; V – объем газа, м^3; m – масса газа, кг; dQ – элементарное количество подведенной теплоты от стенок к газу, Дж; C_p и C_V – изобарная и изохорная теплоемкости газа соответственно,



а) a) б) b)

Рис. 2. Развернутые индикаторные и температурные диаграммы рабочих процессов бесштоковой и штоковой камер: а) давления; б) температуры: P_1, $P_{1\Delta}$, P_2 – давление в исправной и неисправной бесштоковой камерах, а также в штоковой камере соответственно, Па; T_1, $T_{1\Delta}$, T_2 – температура в исправной и неисправной бесштоковой камерах, а также в штоковой камере соответственно, К

Fig 2. Indicator and temperature diagrams operation process of crankshaft end and head end chambers: a) pressure; b) temperature: P_1, $P_{1\Delta}$, P_2 – pressure in serviceable and defected head end chambers as well as in the rod chamber respectfully, Pa; T_1, $T_{1\Delta}$, T_2 – temperature in serviceable and defected head end chambers as well as in the rod chamber respectfully, K

Дж/(кг·К); R – газовая постоянная компримируемого газа; $dm_{вх}$ – масса порции газа, поступившая в рабочую камеру (через открытый всасывающий клапан, через неплотности в нагнетательном клапане или в уплотнении поршня), кг; $dm_{вых}$ – масса порции газа, вышедшая через открытый нагнетательный клапан или через неплотности во всасывающем клапане, в уплотнении поршня или штока, кг.

Как видно из уравнения, температура газа в рабочей камере изменяется вследствие теплообмена со стенками, совершения работы изменения объема газа, вследствие притока и выхода газа через клапаны и неплотности, а также из-за того, что входящий в рабочую камеру газ имеет температуру, отличную от температуры газа, который уже находится в ней. Остальные уравнения модели являются общеизвестными [3, 4].

Моделирование в целях диагностики должно предусматривать воспроизведение рабочих процессов двух технических состояний компрессоров: исправного (без дефектов) и неисправного с теми или иными дефектами. В качестве неисправностей компрессора в математической модели могут учитываться:

- утечки газа через неплотности всасывающего клапана в полость всасывания, в результате чего повышается температура всасывания конкретной камеры;
- приток газа через неплотности нагнетательного клапана из полости нагнетания;
- перетечки газа из одной рабочей камеры в другую через уплотнения поршня;
- утечки газа через сальниковое уплотнение;
- уменьшение проходного сечения всасывающего клапана;
- уменьшение проходного сечения нагнетательного клапана.

Особенностью разработанной модели, реализованной в виде программы расчета в среде MathCAD, является то, что для учета перетечек через уплотнение поршня одновременно (параллельно) вычисляются значения всех параметров в обеих рабочих камерах – бесштоковой и штоковой. При этом основной координатой является угол поворота и связанное с ним перемещение поршня первой (бесштоковой) камеры.

Расчет начинается с момента, когда перемещение поршня первой камеры равно нулю, а ее объем равен объему мертвого пространства, при этом перемещение и объем второй камеры имеют максимальное значение. При первой половине двойного хода поршня сначала вычисляются параметры процесса расширения в первой камере параллельно с процессом сжатия второй камеры, затем всасывания первой камеры параллельно со сжатием второй и, наконец, всасывания первой камеры параллельно с нагнетанием второй. Аналогично попарно проводится расчет и для второй половины двойного хода.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ НЕИСПРАВНОСТЯХ

Объектом исследования является ступень воздушного поршневого компрессора, имеющего цилиндр двойного действия, каждая рабочая камера которого имеет по два всасывающих и два нагнетательных клапана, при значениях параметров, представленных в табл. 1. Результаты моделирования работы ступени компрессора при наличии различных неисправностей в бесштоковой камере представлены на рис. 2 и 3 и в табл. 2. На рисунках синим цветом отображены параметры исправной бесштоковой камеры, а оранжевым –

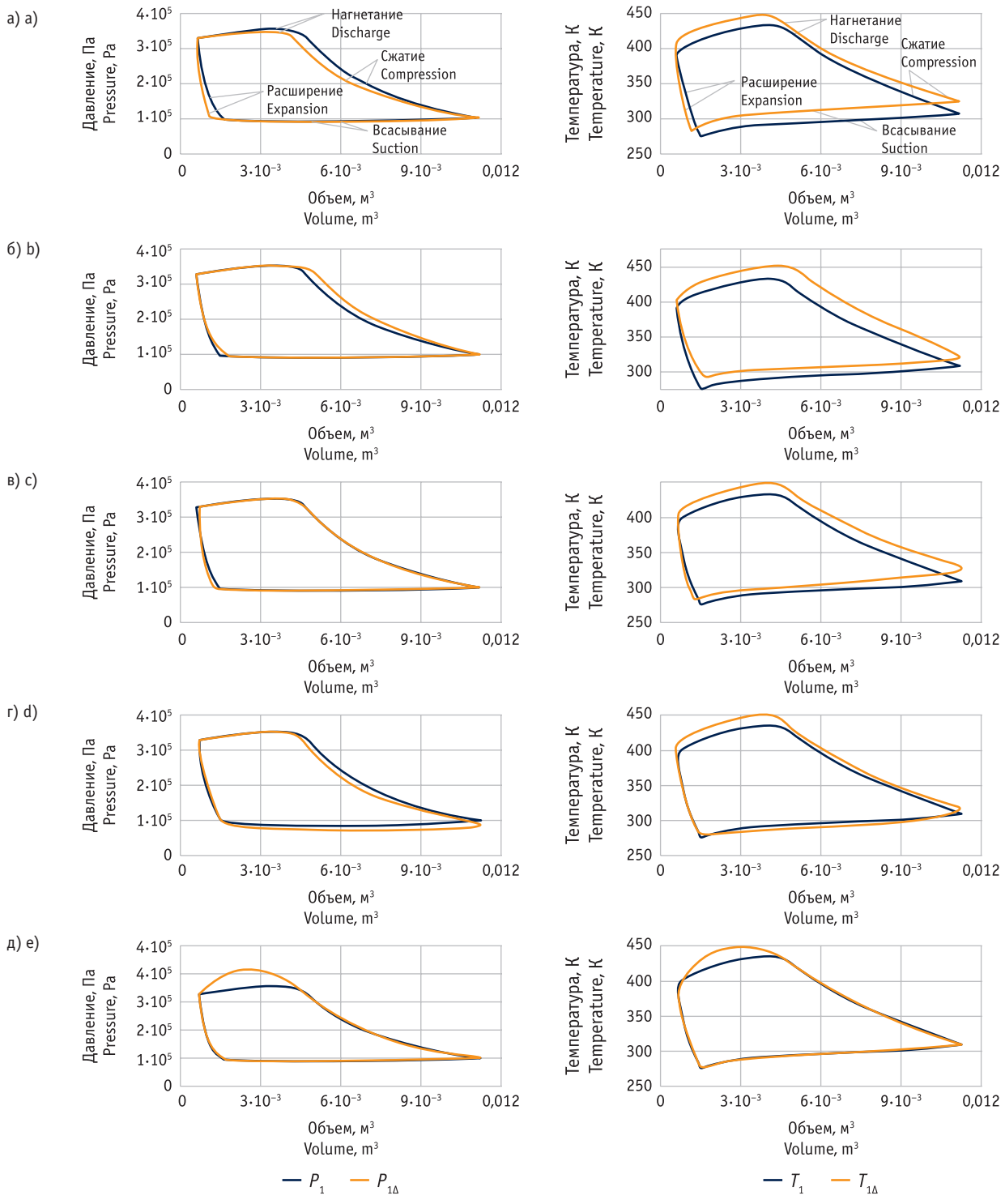


Рис. 3. Индикаторная и температурная диаграммы бесштоковой камеры исправной и при наличии следующих неисправностей: а) неплотность всасывающего клапана; б) неплотность нагнетательного клапана; в) неплотность поршневого уплотнения; г) засорение одного всасывающего клапана; д) засорение одного нагнетательного клапана

P_1, $P_{1\Delta}$ – давление в исправной и неисправной камере соответственно, Па; T_1, $T_{1\Delta}$ – температура в исправной и неисправной камере соответственно, К

Fig. 3. The indicator and temperature diagrams of the head end chamber: operational and in the presence of following defects:
a) suction valve leakage; b) discharge valve leakage; c) piston rod packing leakage; d) suction valve clogging; e) discharge valve clogging

P_1, $P_{1\Delta}$ – pressure in operative and defected chamber respectfully, Pa; T_1, $T_{1\Delta}$ – temperature in operative and defected chamber respectfully, K

Таблица 2. Изменение параметров компрессора при наличии дефектов в бесштоковой камере
Table 2. Change of compressor parameters in the presence of defects in the head end chamber

Параметр Parameter	Изменение производительности, % Flow changes, %		Изменение индикаторной мощности, % Indicator power changes, %		Изменение температуры нагнетания, °С Discharge temperature changes, °С		Изменение температуры всасывания, °С Suction temperature changes, °С
	Бесштоковая камера Head end chamber	Ступень Stage	Бесштоковая камера Head end chamber	Ступень Stage	Бесштоковая камера Head end chamber	Ступень Stage	Бесштоковая камера Head end chamber
Неплотность всасывающего клапана (10 %) Suction valve leaks (10 %)	–33,2	–16,8	–6,0	–3,1	16,3	5,1	25,6
Неплотность нагнетательного клапана (3 %) Discharge valve leaks (3 %)	–16,8	–8,5	4,8	2,4	16,3	8,6	–
Неплотность поршневого уплотнения (зазор = 0,1 мм) Piston ring leaks (slit = 0,1 mm)	–1,9	–2,1	–0,5	–1,2	14,8	13,6	–
Засорение всасывающего клапана Suction valve clogged	–8,7	–4,4	3,9	2,0	13,3	6,1	–
Засорение нагнетательного клапана Discharge valve clogged	–0,07	–0,04	10,6	5,4	11,6	5,8	–
Неплотность сальника штока (зазор = 0,2 мм) Piston rod packing leaks (slit = 0.2 mm)	–7,3*	–3,6	–0,3*	–0,2	6,3*	3,3	–

Примечание: Данные, помеченные *, относятся к штоковой камере.
Note: The data marked with * refers to the crankshaft chamber.

параметры при наличии различных неисправностей.

Неплотность всасывающего клапана

На рис. 2 представлены развернутые (то есть по углу поворота коленчатого вала) индикаторные и температурные диаграммы рабочих процессов бесштоковой (сплошные линии) и штоковой (пунктирные линии) камер. В данном случае проиллюстрировано влияние неплотности одного из двух всасывающих клапанов (10 % эквивалентной площади). Как выглядит эта же неисправность на свернутой индикаторной и температурной диаграммах, показано на рис. 3а.

Результаты моделирования свидетельствуют о том, что при неплотности всасывающего клапана процесс расширения происходит быстрее (линия идет круче, выходя за контуры диаграммы исправного компрессора), линия всасывания на индикаторной диаграмме не изменяется, а на температурной диаграмме проходит гораздо выше, чем у исправного компрессора. Линии сжатия и нагнетания проходят ниже исправной индикаторной диаграммы, уменьшая ее площадь, а следовательно, индикаторную работу и мощность. Температура газа во время стадий сжатия и нагнетания имеет более высокие значения, чем у исправного компрессора.

Существенное повышение температуры всасываемого в бесштоковую камеру газа (в рассматриваемом примере – на 25,6 °С) объясняется тем, что негерметичность всасывающего клапана приводит к поступлению горячего газа из цилиндра в полость всасывания в ходе процессов сжатия, нагнетания и расширения, что вызывает подогрев и уменьшение плотности новой порции газа, поступающей в цилиндр в процессе всасывания следующего цикла. С этой новой порцией всасывается и газ перетечек предыдущего цикла, уменьшающий поступление свежего газа. Это согласуется с анализом рабочего процесса компрессора с подобной неисправностью, данным в работе [4].

В результате перетечек газа из рабочей камеры во всасывающую полость при наличии неплотности всасывающего клапана существенно уменьшается производительность (табл. 2), снижается индикаторная мощность, растут температуры нагнетания и всасывания. Отметим, что повышение температуры газа в полости всасывающих клапанов является чувствительным диагностическим признаком рассматриваемой неисправности.

Неплотность нагнетательного клапана

Перетечки из полости нагнетания в рабочую камеру в процессах расширения и всасывания, обусловленные неплотностью нагнетательного клапана, уменьшают объем для заполнения свежим газом, так как занимают некий объем камеры и подогревают свежий всасываемый газ. Характер изменения индикаторной и температурной диаграмм при появлении неплотности нагнетательного клапана можно проследить по рис. 3б (принято, что в одном клапане имеется щель с площадью проходного сечения, составляющей 3 % его эквивалентной площади). В этом случае линии давления в процессах расшире-

ния и сжатия смещены вправо, линии давления при всасывании и нагнетании не изменены, а линии температурной диаграммы неисправного компрессора располагаются выше на всех стадиях рабочего процесса.

В результате перетечек газа из полости нагнетания в рабочую камеру при наличии неплотности нагнетательного клапана существенно уменьшается производительность, растут индикаторная мощность и температура нагнетания.

Сравнивая влияние появления неплотности всасывающего и нагнетательного клапанов (табл. 2), можно отметить, что при выбранных размерах щелей (10 и 3 %) эти неисправности приводят к одинаковому повышению температуры нагнетания бесштоковой камеры. При этом неплотность нагнетательного клапана вызывает большее изменение температуры нагнетания ступени в целом, меньшее снижение производительности и приводит к росту индикаторной мощности вместо ее снижения, отмечаемого при неплотности всасывающего клапана.

Неплотность поршневого уплотнения

Наличие зазора в поршневом уплотнении цилиндра компрессора двойного действия приводит к перетечкам газа из полости с бóльшим в полость с меньшим давлением (в данный момент). По рис. 3в можно проследить характер изменения индикаторной и температурной диаграмм при появлении зазора в поршневом уплотнении, равного 0,1 мм, что в два раза больше допустимого радиального зазора между поршневым кольцом и стенкой цилиндра диаметром 300 мм, установленного Общими техническими условиями по ремонту поршневых компрессоров [8]. Видно, что при такой неисправности происходит более резкое падение давления на стадии расширения аналогично неисправности типа «неплотность всасывающего клапана». Деформация линии сжатия на индикаторной диаграмме имеет характерную особенность в виде пересечения диаграмм исправного и неисправного компрессоров. Искажение температурной диаграммы в данном случае похоже на изменение при неисправности типа «неплотность нагнетательного клапана».

Влияние неплотности поршневого уплотнения на производительность и мощность несущественно по сравнению с рассмотренными ранее неисправностями. Вместе с тем температура нагнетания при ней также заметно повышается, причем обеих рабочих камер, а следовательно, и ступени в целом, что отличает эту неисправность от неплотности клапанов. Таким образом, рост температуры нагнетания обеих рабочих камер без заметного изменения производительности и индикаторной мощности может являться диагностическим признаком, характеризующим рассматриваемую неисправность.

Засорение всасывающего клапана

Эта неисправность легко идентифицируется по индикаторной диаграмме компрессоров низкого давления (рис. 3д). У компрессоров среднего и высокого давления дополнительный перепад давления, возникающий при этой неис-

PRC : RUSSIA & CIS

ORGANIZER BGS group

ЕЖЕГОДНЫЙ ЗАКРЫТЫЙ КОНГРЕСС ПО НЕФТЕХИМИИ И НЕФТЕПЕРЕРАБОТКЕ: РОССИЯ И СНГ

КАТАЛИЗАТОР ИНДУСТРИИ

ДЕЛАЕМ ОБЩЕНИЕ В МИРЕ B2B ПРОСТЫМ И ЭФФЕКТИВНЫМ

на правах рекламы

РЕГИСТРАЦИЯ
PRCRUSSIA.COM
+7(495) 204-14-65

Март 30-31 , 2020 | Санкт-Петербург

правности, будет небольшим по сравнению с абсолютным значением давления всасывания и поэтому малозаметным. Искажение температурной диаграммы также имеет характерные особенности – линия всасывания неисправного компрессора ниже, чем у исправного. Засорение всасывающего клапана оказывает на производительность, индикаторную мощность и температуру нагнетания влияние, схожее с неплотностью нагнетательного клапана (табл. 2): снижается производительность, а мощность и температура нагнетания повышаются. Однако еще раз подчеркнем, что это справедливо в первую очередь для первой ступени компрессоров низкого давления.

Засорение нагнетательного клапана

При такой неисправности на диаграммах давления и температуры изменяется только участок нагнетания (рис. 3е). При этом производительность не изменяется, а индикаторная мощность при полном засорении одного нагнетательного клапана может вырасти на 5–10 %. Температура нагнетания неисправной камеры также возрастает, в рассматриваемом примере – на 11,6 °С.

Неплотность сальника штока

Появление такой неисправности приводит к снижению производительности на 7–10 % и более при практически неизменной индикаторной мощности. Температура нагнетания рабочей камеры при этом возрастает лишь на несколько градусов, то есть в 2–3 раза меньше, чем при всех рассмотренных неисправностях. Искажения индикаторной диаграммы практически не заметно. Следовательно, по термогазодинамическим параметрам данную неисправность поршневого компрессора труднее всего обнаружить, поскольку для этого требуется точный контроль производительности ступени, что весьма затруднительно.

ВЫВОДЫ

Описанная математическая модель ступени поршневого компрессора двойного действия, основанная на фундаментальных физических зависимостях, включающих уравнение первого начала термодинамики тела переменной массы, позволяет исследовать влияние различных неисправностей на основные параметры компрессора и форму индикаторной диаграммы. Представленные результаты расчетов, индикаторные и температурные диаграммы рабочего процесса первой ступени воздушного компрессора позволяют выявить характерные изменения, происходящие при появлении неисправностей следующих типов: неплотность всасывающего или нагнетательного клапана, неплотность поршневого уплотнения, неплотность сальника штока, засорение всасывающего или нагнетательного клапана. Показано, что температура нагнетания повышается при появлении любой из рассмотренных неисправностей. Производительность снижается всегда, за исключением случая засорения нагнетательного клапана, а индикаторная мощность может как снижаться, так и повышаться.

Результаты моделирования могут быть применены в целях выявления причин ухудшения технического состояния реального поршневого компрессора при его диагностировании.

Литература:

1. Федоренко С.В. Исследование изменения температуры газа в цилиндрах поршневых компрессоров: дисс. … канд. техн. наук. М., 1977. 183 с.
2. Ходырев А.И. Повышение эффективности работы поршневых компрессоров путем испарительного охлаждения газа: дисс. … канд. техн. наук. М., 1984. 218 с.
3. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. М.: КолосС, 2006. 456 с.
4. Поршневые компрессоры / Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
5. Ходов Б.Н. Разработка методов технической диагностики поршневых газоперекачивающих агрегатов для компрессорных станций систем газоснабжения: дисс. … канд. техн. наук. М., 1983. 212 с.
6. Сарманаева А.Ф. Математическое моделирование рабочих процессов поршневых компрессоров с учетом действительной формы рабочих элементов кольцевых клапанов: дисс. … канд. техн. наук. Казань, 2015. 164 с.
7. Ходырев А.И., Мартынов В.Н. Математическое моделирование работы насосно-компрессорной установки для нагнетания газожидкостных смесей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2008. № 4. С. 19–22.
8. Общие технические условия по ремонту поршневых компрессоров / А.Е. Фолиянц, Н.В. Мартынов, А.С. Булыгин и др. Волгоград: Волгоградская правда, 1985. 362 с.

References:

1. Fedorenko S.V. The Study of Changes in Gas Temperature in the Cylinders of Reciprocating Compressors. Thesis for Candidate Degree in Engineering Sciences. Moscow; 1977. (In Russ.)
2. Khodyrev A.I. Increasing the Efficiency of Reciprocating Compressors by Evaporative Gas Cooling. Thesis for Candidate Degree in Engineering Sciences. Moscow; 1984. (In Russ.)
3. Plastinin P.I. Reciprocating Compressors. Vol. 1. Theory and Calculation. Moscow: KolosS; 2006. (In Russ.)
4. Fotin B.S., Pirumov I.B., Prilutsky I.K., Plastinin P.I. Reciprocating Compressors. Leningrad: Mashinostroeniye [Engineering]; 1987. (In Russ.)
5. Khodov B.N. Development of Methods for Technical Diagnostics of Reciprocating Gas Compressor Units for Compressor Stations of Gas Supply Systems. Thesis for Candidate Degree in Engineering Sciences. Moscow; 1983. (In Russ.)
6. Sarmanayeva A.F. Mathematical Modeling of Reciprocating Compressor Operation Processes taking into Account the Actual Shape of the Working Elements of Annular Valves. Thesis for Candidate Degree in Engineering Sciences. Kazan; 2015. (In Russ.)
7. Khodyrev A.I., Martynov V.N. Mathematical Simulation of Pump-Compressor Unit for Discharge of Liquid-Gas Mixture Operating Process. Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye [Chemical and Petroleum Engineering]. 2008;(4):19–22. (In Russ.)
8. Foliants A.E., Martynov N.V., Bulygin A.S., et al. General Specifications for the Repair of Reciprocating Compressors. Volgograd: Volgogradskaya Pravda; 1985. (In Russ.)