

наступлению периода нерентабельной эксплуатации экскаватора соответствует снижение величины $R_f = \sigma_{-1}^T / \sigma_{-1}^H$ ниже определенного значения. Это позволяет использовать величину R_f в качестве критерия списания металлоконструкций экскаватора. Косвенным свидетельством накопления дефектов до критического уровня служит число зон, в которых к рассматриваемому моменту времени в данной металлоконструкции начал происходит процесс трещинообразования. Выявлены корреляционные зависимости между числом этих зон и степенью поврежденности металла (рис. 8)

На основе сопоставления сроков, когда эксплуатация экскаваторов становится нерентабельной, с результатами определения величины R_f была получена зависимость, позволяющая с приемлемой точностью определять срок списания экс-

каваторов (рис. 9).

Процесс накопления повреждений в материале металлоконструкций экскаваторов и снижение предела выносливости определяется качеством взрывной подготовки, которая характеризуется диаметром среднего куска в развале породы. Поэтому именно этот параметр используется в качестве аргумента представленной функции.

Использование приведенных зависимостей для металлоконструкций экскаватора позволяет на основании данных о фактическом состоянии материала металлоконструкций оперативно установить срок, когда их списание целесообразно, и тем самым избежать нерентабельной эксплуатации, обусловленной повышением затрат на поддержание надлежащего технического состояния экскаваторов и снижением их производительности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Паначев И.А. Управление процессом взрывной подготовки пород при открытой разработке свиты угольных пластов. – Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – КузПИ, Кемерово. 1992.
2. Паначев И.А., Насонов М.Ю., Беленко М.В. Трещинообразование в металлоконструкциях экскаваторов. Известия ВУЗов. Горный журнал. 2000, № 5, с. 117-122.
3. Д. Коллинз. Повреждение материалов в конструкциях: Анализ, предсказание, предотвращение. – М.: Мир, 1984. 624 с.

□ Авторы статьи:

Паначев
Иван Андреевич
- докт. техн. наук, проф., зав. каф.
сопротивления материалов

Насонов
Михаил Юрьевич
- канд. техн. наук, доц. каф. сопро-
тивления материалов

Антонов
Кирилл Викторович
- старший преподаватель каф. сопро-
тивления материалов

УДК 622.002.5

Р.В. Вачугов, Л.Л. Моисеев

О РЕЖИМАХ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АТМОСФЕРНЫХ ТЕМПЕРАТУРЫ И ДАВЛЕНИЯ

Компрессорное оборудование не эксплуатируется без постоянного присутствия обслуживающего персонала. Особенность эта проблема важна в настоящее время в горной промышленности для компрессоров небольшой производительности ($3...6 \text{ м}^3/\text{мин}$). Если ввести в эксплуатацию 5 компрессоров, то это уже более десяти человек обслуживающего персонала. Для принятия нужных мер по устранению той или иной внешней ситуации необходима правильная идентификация неисправности в компрессоре. Только в этом случае можно

надеяться на создание системы управления компрессором без персонала.

Наиболее сложным является процесс идентификации вибрационных отклонений от нормального режима работы. Неисправности клапанов приводят к перераспределению давлений по ступеням и, как следствие, изменению температур при сжатии воздуха в ступенях компрессора. Данная картина усугубляется изменением температур и давлений при регулировании производительности компрессора, например отжимом всасывающих клапанов, под-

ключением дополнительных "вредных" объемов, байпасированием, перекрытием всасывания и разгрузкой до атмосферного давления второй ступени и т.д. В определенных условиях указанная картина существенно меняется при наличии утечек в регулирующих системах и нарушении степени отжима всасывающих клапанов. Следует также отметить, что температура, давление и влажность всасываемого воздуха меняются в течение суток, что также усложняет задачу идентификации состояния компрессора. При работе компрессора могут воз-

никнуть аварийные ситуации, связанные с поломкой клапаных пластин и колец, нарушением герметичности воздушного тракта.

В конечном счете, информация о параметрах работающего компрессора должна свидетельствовать о нормальной его работе, либо об определенных отклонениях.

Из выше сказанного следует, что показатели давления и температуры при нештатных режимах носят размытый характер, так как заранее нельзя предсказать величину утечек через возникшую неплотность, масштабы повреждения клапана. При существенном количестве размытых параметров, характеризующих работу компрессора, для его управления в этих условиях целесообразно привлечение методов нечетких множеств [1].

На первом этапе рассмотрим нормальный режим работы компрессора при изменении наружных температуры и давления воздуха, без воздействия на него системы регулирования и аварийных режимов.

Расчет производим на примере воздушного поршневого двухступенчатого компрессора производительностью 6 м³/с с кожухотрубным водяным промежуточным холодильником. Такие компрессоры получили широкое распространение при анкерном креплении горных выработок.

Сначала выполняем расчет промежуточного холодильника, по методике [2] для вычисления значения функции тепловой эффективности (Φ).

Определяем число переноса единиц тепла

$$S = \frac{F \cdot k_d}{G_0 \cdot c p_o} = 2,5304,$$

где F – площадь теплообмена, для данного компрессора принимаем промежуточный холодильник с площадью теплообмена, $F = 1 \text{ м}^2$;

k_e – коэффициент теплопередачи, $k_e = 240 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$;

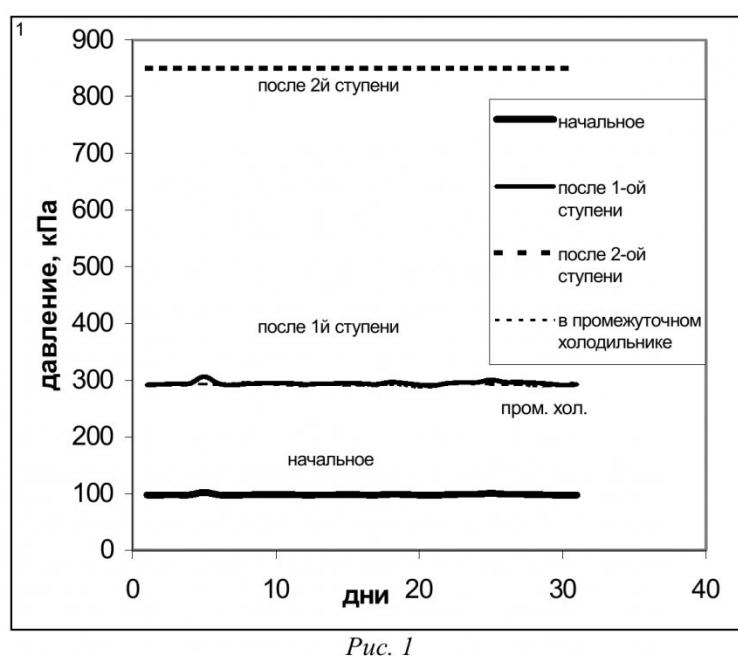


Рис. 1

G_o – производительность компрессора, $G_o = 0,094 \text{ кг}/\text{с}$;

C_{P_o} – теплоемкость воздуха, $C_{P_o} = 1009 \text{ Дж}/\text{кг К}$;

Определяем значение функции тепловой эффективности

$$A = \frac{G_o \cdot c p_o}{G_b \cdot c p_B} = 0,0451,$$

где G_b – расход воды, $G_b = 0,5 \text{ кг}/\text{с}$;

C_{P_b} – теплоемкость воды, $C_{P_b} = 4202 \text{ Дж}/\text{кг К}$.

Определяем

$$z = \sqrt{(A+1)^2 - 4 \cdot p \cdot A} = 1,001$$

где $p = 0,5$ – индекс противоподвижности.

Наконец, значение функции тепловой эффективности

$$\Phi = \left(\frac{z + A + 1}{2} + \frac{z}{\exp(S \cdot z - 1)} \right)^{-1} = 0,807.$$

Расчет параметров работы компрессора выполнен на основе ежедневных данных по температуре и давлению воздуха в г. Кемерово за июль 2002 г. Здесь, для примера, приводим значения начальной температуры и начального давления за первый день месяца.

Номинальное относительное повышение давления ε_{CT} во всех ступенях принимаем одинаковым:

$$\varepsilon_{CT1} = \varepsilon_{CT2} = 3.$$

Давление после первой ступени, таким образом, составит

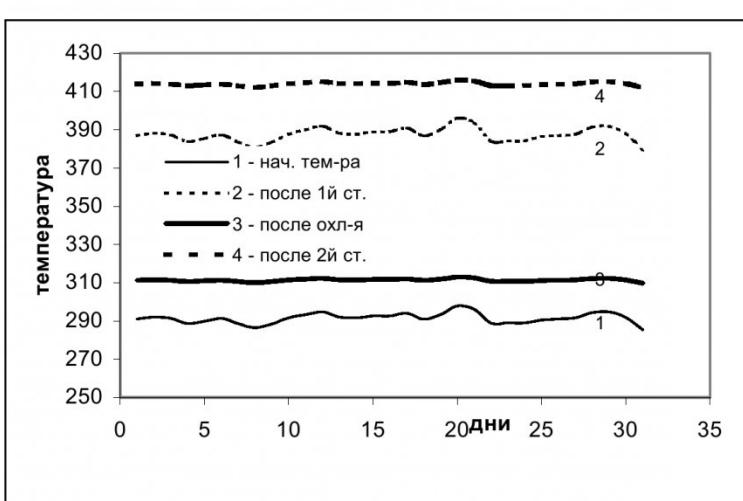


Рис. 2

$P_{H1} = P_{BC1} \cdot \varepsilon_{CTI} = 291,78$ кПа, где P_{BC1} – начальное давление, $P_{BC1} = 97,26$ кПа.

Температура воздуха после первой ступени компрессора при адиабатном сжатии [3]

$$T_{H1} = T_{BC1} \cdot \left(\frac{P_{H1}}{P_{BC1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 386,96 \text{ К},$$

где T_{ac1} – начальная температура воздуха, $T_{ac1} = 291,05$ К;

n – показатель политропы, $n = 1,35$.

Температура воздуха после охлаждения [2]

$$T_X = T_1 - \Phi \cdot (T_{H1} - T_B) = 311,26 \text{ К},$$

где T_b – температура охлаждающей воды, $T_b = 293,15$ К.

Давление воздуха в промежуточном холодильнике[3]

$$P_X = \frac{\mu_{y2} \cdot T_X \cdot \lambda_{p1} \cdot V_{h1}}{\mu_{y1} \cdot T_{BC1} \cdot \lambda_{p2} \cdot V_{h2}} \cdot P_{BC1} = 292,44 \text{ кПа},$$

где μ_{y1} и μ_{y2} – коэффициенты утечек первой и второй ступеней соответственно, $\mu_{y1} = 0,98$; $\mu_{y2} = 0,97$ [4];

λ_{p1} и λ_{p2} – коэффициенты давления первой и второй ступеней соответственно, $\lambda_{p1} = 0,96$; $\lambda_{p2} = 0,98$ [4];

V_{h1} и V_{h2} – объемы, описываемые поршнем первой и второй ступеней соответственно[4]

$$V_{h1} = V_e / \lambda_1 = 0,1244 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{h2} = \frac{V_e \cdot P_{BC1} \cdot T_{BC2}}{\lambda_2 \cdot P_{H2} \cdot T_{BC1}} = 0,0429 \text{ м}^3/\text{с},$$

где V_e – производительность компрессора, $V_e = 6 \text{ м}^3/\text{мин}$ (100л/с);

$$T_{ac2} = T_x;$$

λ_1 и λ_2 – коэффициенты подачи первой и второй ступеней компрессора соответственно [4]

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \mu_y,$$

где λ_v – объемный коэффициент, $\lambda_{v1} = 0,89$; $\lambda_{v2} = 0,9$;

λ_p – коэффициент давления, $\lambda_{p1} = 0,96$; $\lambda_{p2} = 0,98$;

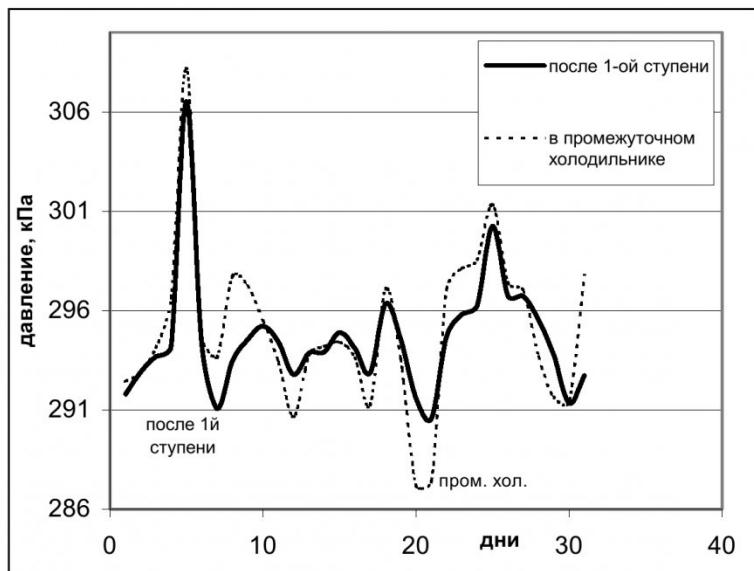


Рис.3

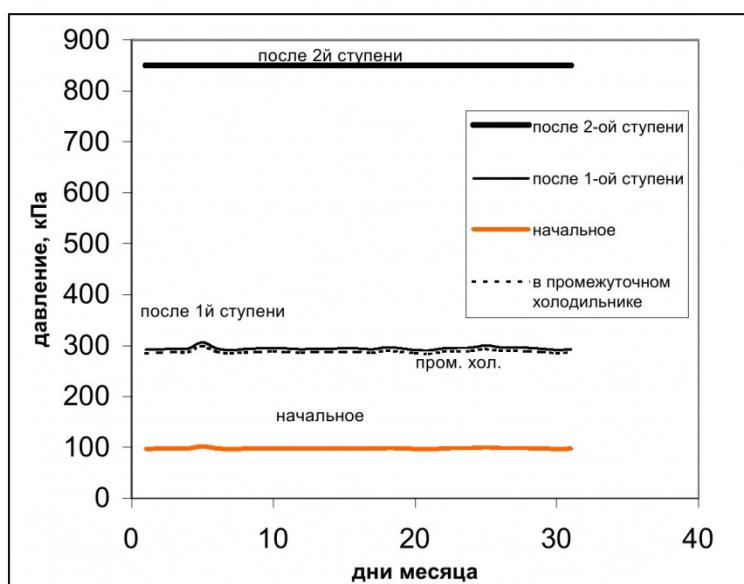


Рис.4

λ_m – коэффициент подогрева, $\lambda_{m1} = 0,96$; $\lambda_{m2} = 0,97$; $\lambda_1 = 0,89 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,804$, $\lambda_2 = 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,83$.

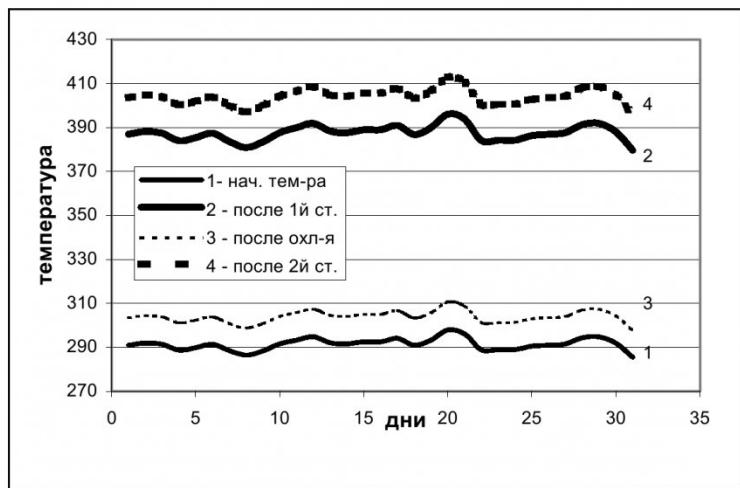


Рис. 5

Температура воздуха после второй ступени сжатия

$$T_{H2} = T_{BC2} \cdot \left(\frac{P_X}{P_{BC1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \\ = 413,82 \text{ К.}$$

Давление воздуха P_{n2} после второй ступени сжатия - 850 кПа.

Аналогично производим расчет для всех значений начальной температуры и давления воздуха в течение месяца. Результаты расчета приведены на рис. 1 и 2. На рис. 3 показаны кривые давлений после первой ступени и в промежуточном холодильнике в укрупненном масштабе.

Из рис. 2 видно, что температура нагнетания после первой ступени «следует» за температурой нагретого воздуха, но подвергается нелинейному преобразованию в соответствии с формулой политропного сжатия:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Воздушное охлаждение накладывает особенности на характер температур, т.к. температуры всасываемого воздуха и поступающего на охлаждение – одинаковые, в силу того, что охлаждение осуществляется тем же воздухом, что подается на всасывание первой ступени. Дисперсия температуры после второй ступени выше, чем на всасывании первой ступени, в силу недоохлаждения воздуха в промежуточном холодильнике, что следует из рис. 5. Теплообменник, использующий в виде охлаждающей среды атмосферный воздух и обеспечивающий одинаковые значения дисперсий температуры на всасывании первой и второй ступеней, теоретически, должен иметь бесконечно большие размеры. На рис. 4 и 5 приведены изменения кривых температур и давлений компрессора при воздушном охлаждении в течение месяца. Мы видим, что при нормальном режиме компрессора (не ава-

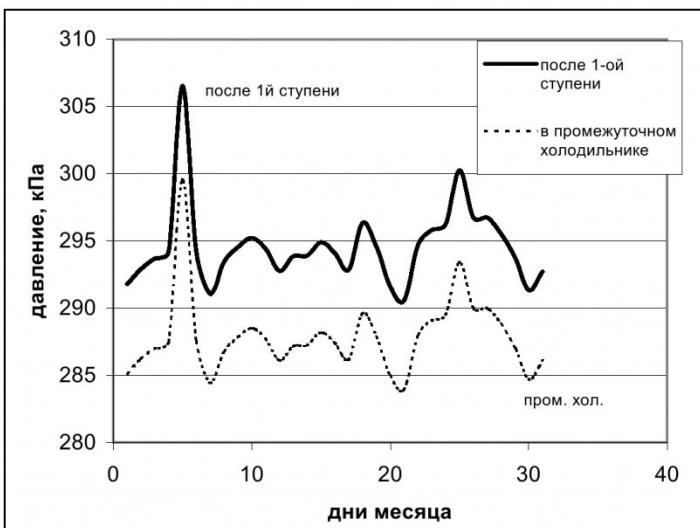


Рис. 6.

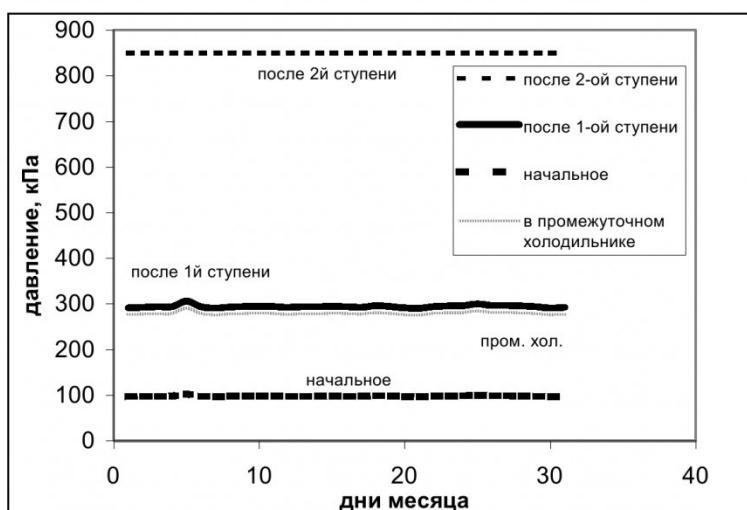


Рис. 7

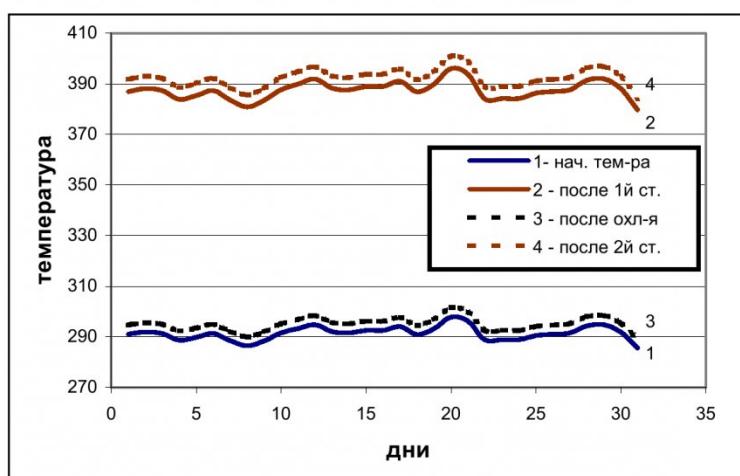


Рис. 8

рийном) температура всасываемого воздуха в течении месяца менялась от 13,3 °C до 24,7 °C. Это необходимо учитывать при

управлении компрессором. На рис. 6 показаны кривые давлений после первой ступени и в промежуточном холодильнике в

укрупненном масштабе. При расчете воздушного охлаждения приняты следующие исходные данные:

F – площадь теплообмена, 10 м^2 ;

k_b – коэффициент теплопередачи, $30 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$;

$G_{o.b.}$ – расход охлаждающего воздуха, $1,41 \text{ кг}/\text{с}$;

$C_{o.b.}$ – теплоемкость охлаждающего воздуха, $1005 \text{ Дж}/\text{кг К}$;

Оптимальный проект промежуточного холодильника приводит к повышению температуры всасывания второй ступени по сравнению с начальной температурой воздуха. Все во многом определяется температурой охлаждающей воды.

Практика расширения компрессорных станций без реконструкции градирен приводит к недоохлаждению воды, поступающей на охлаждение компрессора. Это учитывается при проектировании компрессоров, степень сжатия второй ступени которых несколько меньше чем первой. Увеличение теплообменной поверхности промежуточного холодильника может уменьшить недоохлаждение воздуха после промежуточного холодильника, однако за это нужно "платить" увеличением теплообменных поверхностей, что увеличивает металлоем-

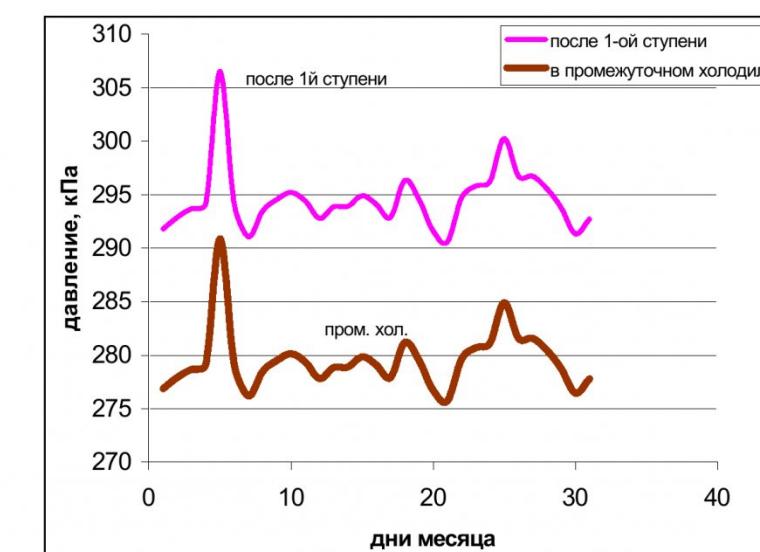


Рис.9

кость и стоимость. На рис. 7 и 8 приведены режимы работы компрессора с увеличенной в 2 раза поверхностью охлаждения. На рис. 9. показаны кривые давлений после первой ступени и в промежуточном холодильнике в укрупненном масштабе. Из рис. 8. следует существенное уменьшение напряженности работы компрессора и, как следствие, рост экономичности.

Выводы

Изменение наружной температуры и давления в зависимости от типа охлаждения (воздушное или водное) приводит к сопоставимым изменениям

этих параметров во второй ступени.

При нормальном режиме работы компрессора существуют определенные колебания температур и давлений в характерных точках компрессора.

Закономерности расчетных изменений температур и давлений в характерных точках компрессора могут служить основой идентификации нормально-го режима компрессора. Выход параметров работы компрессора за эти пределы характеризует режим регулирования или возникновение аварийного состояния.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.Н. Борисов, А.В. Алексеев, Г.В. Меркульева и др. Обработка нечеткой информации в системах принятия решений. – М.: «Радио и связь», 1989. – 304 с.: ил.
2. Парfenov B. P. Тепловые и гидравлические расчеты теплообменного оборудования компрессорных установок. Учебное пособие. – Омск.: «ОмПИ», 1994. – 50с.
3. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. -Ленинград.: «Машиностроение», 1969. – 744с.: ил.
4. Пластинин П. И. Теория и расчет поршневых компрессоров. –М.:ВО «Агропромиздат», 1987. – 271с.: ил.
5. Парfenov B. P. Расчет и проектирование теплообменных систем для компрессорных установок общего назначения. Учебное пособие. – Омск.: «ОмПИ», 1987. – 86с.

□ Авторы статьи:

Вачугов

Роман Викторович

- аспирант каф. стационарных и транспортных машин

Моисеев

Лев Львович

-докт. техн. наук, проф. каф. стационарных и транспортных машин