

Таким образом, все вышесказанное говорит о том, что структура вакуумно-плазменных покрытий очень далека от требований режущих пластин на инструментах резания.

#### **Библиографический список**

1. Парфёнов В. Д. Совершенствование процесса резания покрытием инструмента. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2014. – 112 с.
2. Парфёнов В. Д., Толмачева Е. К. Износоразрушение покрытия инструмента в процессе резания // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015. – № 4. – С. 121–124.
3. Разработка математической модели и ввод коррекций в работу оборудования с ЧПУ / У. С. Путилова [и др.] // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2017 – № 3. – С. 128–134.
4. Путилова У. С., Стариков А. И., Проскуряков Н. А. Диагностика деформирования срезаемого слоя и рациональное нагружение режущего инструмента при точении на станках с ЧПУ. – М.: СТИН, 2016. – С. 2–5.
5. Моделирование технологических процессов диагностики и управления обработкой на станках с ЧПУ/ У. С. Путилова [и др.] // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015 – № 3. – С. 98–103.
6. Парфёнов В. Д., Юсупова Э. М., Басова Г. Д. Разрушение покрытия поверхности режущих пластин // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2016 – № 2. – С. 103–107.

#### **Сведения об авторах**

**Парфёнов Владимир Дмитриевич**, к. т. н., доцент кафедры технологии машиностроения, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, тел. 8(3452)965238

**Закиров Никита Васильевич**, студент кафедры технологии машиностроения, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, тел. 89821304591, e-mail: nikita.zakirov@icloud.com

#### **Information about the authors**

**Parfenov V. D.**, Candidate of Engineering, Associate Professor at the Department of Technology of Mechanical Engineering, Industrial University of Tyumen, phone: 8(3452)965238

**Zakirov N. V.**, Student at the Department of Technology of Mechanical Engineering, Industrial University of Tyumen, phone: 89821304591, e-mail: nikita.zakirov@icloud.com

УДК 621.438:622.691.4.052.006

### **АДАПТАЦИЯ ПРИВЕДЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАГНЕТАТЕЛЕЙ ПРИРОДНОГО ГАЗА К ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ МАШИН ADAPTATION OF THE GIVEN CHARACTERISTICS OF NATURAL GAS BLOWERS TO THE TECHNICAL STATE OF MACHINES**

**С. И. Перевощиков**

S. I. Perevoschikov

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

*Ключевые слова: центробежные нагнетатели; параметрическая диагностика*

*Key words: centrifugal blowers; parametric diagnostics*

Центробежные нагнетатели природного газа являются основными средствами транспорта газа и главными потребителями энергии в газотранспортных системах. Поэтому надежность доставки газа, а также стоимость конечных продуктов, получаемых с использованием природного газа, во многом зависят от эффективности использования данных машин. Эффективность достигается различными средствами, в том числе адекватной загрузкой машин по производительности и по мощности в соответствии с их текущим техническим состоянием, своевременным выведением нагнетателей в очередной ремонт и т. д.

Все действия, связанные с получением от нагнетателей большей отдачи с меньшими затратами того или иного вида, базируются на характеристиках машин, которые в наиболее компактном и почти приемлемом виде представляют приведенные характеристики нагнетателей (рис. 1):  $Q_{при} \left[ \frac{n_n}{n_{но}} \right]_{np}$  — приведенная производительность ( $м^3/мин$ ) и приведенное число оборотов ротора нагнетателя;  $\varepsilon$  — степень сжатия нагнетателя;  $\eta_{пол}$  — политропический КПД;  $[N_i/\rho_0]_{np}$  — приведенная внутренняя мощность нагнетателя, кВт ( $кг/м^3$ ).

Приведенные характеристики достаточно полно отражают эксплуатационные качества нагнетателей, но только на момент их получения, так как в результате износа машин многие их показатели изменяются, и изменения происходят в худшую сторону. По этой причине приведенные характеристики, полученные для не испытывавших износ нагнетателей — единственные характеристики, которыми располагают газотранспортные организации, — не способны отражать реальные качества машин. Это ограничивает их применение и делает непригодными для решения текущих эксплуатационных задач.

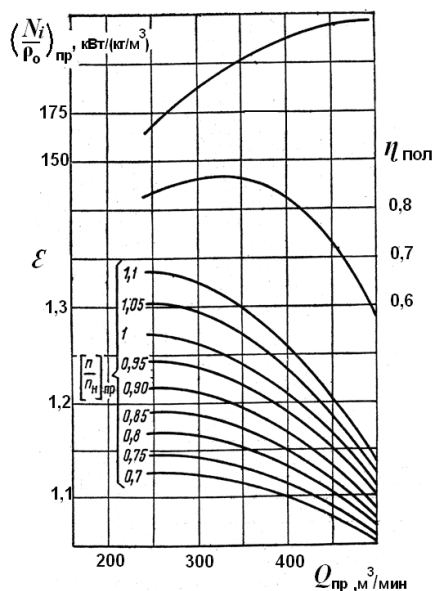


Рис. 1. Приведенная характеристика центробежного нагнетателя (370-14-1/370-15-1)

Выход из создавшейся ситуации предоставляет коррекция приведенных характеристик по результатам очередных диагностик машин. Необходимые для этого зависимости предлагаются в работе [1], в частности зависимости (1) и (3) для коррекции политропического КПД и степени сжатия нагнетателей

$$\eta'_{пол} = \eta_u - \Delta\eta^*_{пол}, \quad (1)$$

где

$$\Delta\eta^*_{пол} = \eta_{пол.о} - \eta^*_{пол}; \quad (2)$$

$\eta_u$  — исходное значение политропического КПД нагнетателя  $\eta_{пол}$  по паспортной характеристике машины;  $\eta'_{пол}$  — новое значение  $\eta_{пол}$  у подвергшейся износу машины;  $\eta_{пол.о}$  — паспортный КПД нагнетателя, соответствующий номинальному режиму работы машины;  $\eta^*_{пол}$  — значение политропического КПД, полученное по результатам параметрической диагностики нагнетателя по методике [2]

$$\varepsilon'_n = \varepsilon_u \left( \frac{\eta_u - \Delta\eta^*_{пол}}{\eta_u} \right), \quad (3)$$

где  $\varepsilon_u$  и  $\varepsilon'_n$  — исходное (соответствующее новому состоянию нагнетателя) и текущее (соответствующее последней диагностике) значения степени сжатия нагнетателя.

Коррекция предполагает периодическое исправление исходных характеристик, что не отвечает современному уровню автоматизации технологических процессов. Для автоматизации управления работой нагнетателей необходимо располагать текущими характеристиками машин в каждый момент времени. Для этого приведенные характеристики необходимо не корректировать, а придавать им постоянно изменяющийся характер в соответствии с техническим состоянием машин. Это возможно только с помощью характеристик, имеющих не графический, а аналитический вид.

Приведенные характеристики (см. рис. 1) содержат три вида кривых —  $[N_i/\rho_0]_{пр} = f(Q_{пр})$ ,  $\eta_{пол} = f(Q_{пр})$  и  $\varepsilon_n = f(Q_{пр})$ . Первая из них представляет функцию одного аргумента  $Q_{пр}$  и, согласно данным ВНИИГаз [3], а также исследованиям [1], от износа нагнетателей не зависит, вторая — от износа зависит и также является функцией одной переменной  $Q_{пр}$ . Ключевым моментом является зависимость  $[N_i/\rho_0]_{пр}$  и  $\eta_{пол}$  от одного аргумента. Это существенно упрощает перевод кривых  $[N_i/\rho_0]_{пр} = f(Q_{пр})$  и  $\eta_{пол} = f(Q_{пр})$  в аналитический вид. Для этого достаточно аппроксимировать данные по координатам нескольких точек этих кривых с использованием, например, программного продукта Microsoft Excel.

Аппроксимирование необходимо проводить полиномами второй степени, руководствуясь характером рассматриваемых кривых. В результате получаются следующие аналитические выражения:

$$[N_i/\rho_{\text{зо}}]_{np} = a_N \cdot Q_{np}^2 + b_N \cdot Q_{np} + c_N; \quad (4)$$

$$\eta_{пол} = a_\eta \cdot Q_{np}^2 + b_\eta \cdot Q_{np} + c_\eta, \quad (5)$$

где  $a_N$ ,  $b_N$ ,  $c_N$ ,  $a_\eta$ ,  $b_\eta$  и  $c_\eta$  — постоянные для данного типа нагнетателей коэффициенты аппроксимации, не зависящие от износа машин.

Параметры, содержащиеся на приведенных характеристиках, отражают термодинамические процессы в проточной части нагнетателей. Поэтому характеристики зависят от состояния и износа этой части машин. Согласно ВНИИГаз [3], износ нагнетателей в первую очередь сказывается на политропическом КПД и сопровождается эквидистантным смещением кривых  $\eta_{пол} = f(Q_{np})$  по оси ординат вниз на величину, соответствующую износу. Величина смещения  $\eta_{пол}$  может определяться по (2) [1]. Таким образом, адаптируемый к износу нагнетателей вариант характеристики  $\eta_{пол} = f(Q_{np})$  имеет следующий вид:

$$\eta_{пол} = a_\eta \cdot Q_{np}^2 + b_\eta \cdot Q_{np} + c_\eta - (\eta_{пол.о} - \eta_{пол}^*). \quad (6)$$

Получение аналогичной зависимости для характеристики  $\varepsilon_H = f(Q_{np})$  значительно сложнее, так как степень сжатия является функцией не одной, а двух независимых переменных —  $Q_{np}$  и  $\left[\frac{n_H}{n_{но}}\right]_{np}$  (см. рис. 1). В этом случае необходимо исходить из теории лопастных компрессорных машин.

Степень сжатия лопастных компрессорных машин, к которым относятся нагнетатели, определяется развиваемым машинами напором. Теоретическое значение его находится по уравнению Эйлера

$$h = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}, \quad (7)$$

где  $u_1$  и  $u_2$  — окружные скорости на входе и выходе рабочего колеса компрессорной машины;  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$  — проекции абсолютных скоростей газового потока на входе и выходе рабочего колеса ( $c_1$  и  $c_2$ ) на векторы  $u_1$  и  $u_2$  (рис. 2).

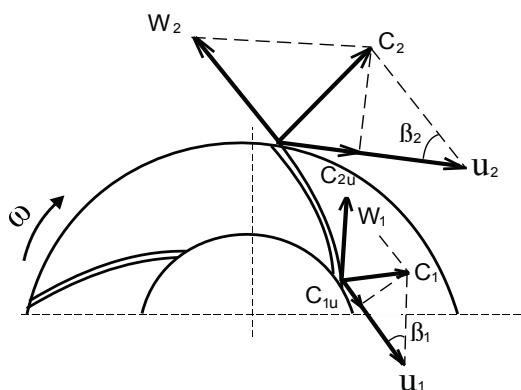


Рис. 2. Треугольники скоростей на входе и выходе рабочего колеса центробежного нагнетателя

После раскрытия всех содержащихся в (7) параметров через определяющие их величины с использованием известных соотношений получим

$$h = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot n_H^2 + \quad (8)$$

$$+ \frac{\text{ctg } \beta_1}{60 \cdot \mu_1 \cdot b_1 \cdot n_{но}} \cdot n_H^2 \cdot Q_{np} \cdot \left(1 - \frac{\mu_1 \cdot b_1}{\mu_2 \cdot b_2} \cdot \frac{\text{ctg } \beta_2}{\text{ctg } \beta_1} \cdot \frac{P_{H1}}{P_{H2}} \cdot \varepsilon_H^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}}\right),$$

где  $r_1$  и  $r_2$  — радиус рабочего колеса на его входе и выходе, м;  $b_1$  и  $b_2$  — ширина лопаток рабочего колеса на его входе и выходе, м;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициент стеснения проходного сечения лопатками на входе и выходе рабочего колеса;  $n_n$  и  $n_{но}$  — число оборотов ротора компрессорной машины при текущем и номинальном режимах работы, 1/мин;  $P_{н1}$  и  $P_{н2}$  — давление на входе и выходе нагнетателя, Н/м<sup>2</sup>.

При выводе (8) использовалось уравнение состояния реального газа; полученное в результате его применения отношение температуры газа на выходе рабочего колеса к температуре газа на входе рабочего колеса заменено на  $\varepsilon_n^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}}$ , где  $k$  — показатель адиабаты компримируемого газа,  $\varepsilon_n$  — степень сжатия нагнетателя. При этом в связи с незначительными тепловыми потерями в подводе и отводе нагнетателей температура газа на входе и выходе рабочего колеса принималась равной температуре газа на входе и выходе нагнетателя.

Напор  $h$  определяется также и по термодинамическим параметрам компрессорных машин по известному выражению

$$h = Z_{н1} \cdot R_n \cdot T_{н1} \cdot (\varepsilon_n^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}} - 1), \quad (9)$$

где  $R_{н1}$  — газовая постоянная компримируемого газа, Дж/(кг·К);  $T_{н1}$  — температура газа на входе нагнетателя, К;  $Z_{н1}$  — коэффициент сжимаемости газа при условиях на входе нагнетателя.

Из равенства левых частей (8) и (9) следует равенство правых частей этих выражений. После приравнивания их и последующих алгебраических преобразований с использованием известных в термодинамике и в теории компрессорных машин соотношений получаем зависимость

$$1 + A \cdot \bar{n}_{np}^2 - B \cdot Q_{np} \cdot \bar{n}_{np}^2 - C \cdot \frac{\bar{n}_{np}^2}{[1 + a_o \cdot (Z_{н1} \cdot R_{н1} \cdot T_{н1}) \cdot \bar{n}_{np}^2]^{\frac{k \cdot \eta_{пол}}{(k-1)}}} \cdot \varepsilon_n^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}} + \\ + D \cdot \frac{Q_{np} \cdot \bar{n}_{np}^2}{[1 + a_o \cdot (Z_{н1} \cdot R_{н1} \cdot T_{н1}) \cdot \bar{n}_{np}^2]^{\frac{k \cdot \eta_{пол}}{(k-1)}}} \cdot \varepsilon_n^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}} - \varepsilon_n^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}} = 0, \quad (10)$$

$$\text{где} \quad A = \left( \frac{\pi \cdot n_{но} \cdot r_2}{30} \right)^2 \cdot (Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np})^{-1}; \quad B = \frac{n_{но} \cdot \text{ctg} \gamma}{60 \cdot \mu_1 \cdot b_1 \cdot (Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np})};$$

$$C = \left( \frac{\pi \cdot n_{но} \cdot r_1}{30} \right)^2 \cdot \frac{\mu_1 \cdot b_1}{\mu_2 \cdot b_2} \cdot \frac{\text{ctg} \beta_2}{\text{ctg} \beta_1} \cdot (Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np})^{-1};$$

$$D = \frac{n_{но} \cdot \text{ctg} \gamma}{60 \cdot \mu_2 \cdot b_2 \cdot (Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np})} \cdot \frac{\text{ctg} \beta_2}{\text{ctg} \beta_1};$$

$R_{np}$ ,  $T_{np}$  и  $Z_{np}$  — приведенные значения газовой постоянной (Дж/(кг·К)), температуры (К) и коэффициента сжимаемости газа на входе нагнетателя, соответствующие условиям получения приведенных характеристик;  $\gamma$  — угол закрутки газового потока на входе в рабочее колесо, град;

$$a_o = \frac{1}{Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np}} \cdot (\varepsilon_{но}^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}} - 1); \quad \bar{n}_{np} = \left[ \frac{n_n}{n_{но}} \right]_{np}.$$

Решение (10) относительно степени сжатия  $\varepsilon_n$  дает выражение (11), являющееся аналитическим вариантом семейства кривых  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$  на приведенной характеристике.

$$\varepsilon_n = \left\{ \frac{1 + (A + B \cdot Q_{np}) \cdot \bar{n}_{np}^2}{1 + \frac{(C + D \cdot Q_{np}) \cdot \bar{n}_{np}^2}{[1 + a_o \cdot (Z_{n1} \cdot R_{n1} \cdot T_{n1}) \cdot \bar{n}_{np}^2]^\theta}} \right\}^\theta, \quad (11)$$

$$\theta = \frac{k \cdot \eta_{нол}}{(k-1)}.$$

где

Полученная зависимость содержит большое количество параметров, численное значение которых в условиях эксплуатации нагнетателей трудноопределимо, особенно это касается таких составляющих, как  $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$  и  $ctg\gamma$ . Это осложняет практическое использование выражения (11).

Значения  $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$  и  $ctg\gamma$  могут быть найдены двумя расчетными способами: один основывается на теоретических зависимостях, другой — эмпирический. В условиях эксплуатации нагнетателей последний способ предпочтительней. Возможность его реализации обеспечивается независимостью  $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$  и  $ctg\gamma$  от режимов работы нагнетателей, что следует из теории центробежных компрессорных машин.

Эмпирический способ заключается в составлении на базе (10) системы из четырех уравнений с четырьмя неизвестными  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  с использованием координат  $\varepsilon_n$  и  $Q_{np}$  четырех точек на одной из кривых  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$  рассматриваемой приведенной характеристики.

При таком подходе находятся численные значения не только  $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$  и  $ctg\gamma$ , но и всех постоянных, присутствующих в (10) и (11).

Для получения искоемых неизвестных с достаточной точностью и обеспечения таким образом приемлемого качества последующего перевода характеристик в аналитический вид отмеченные действия предпочтительно производить на основе кривых  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$ , соответствующих  $\left[ \frac{n_n}{n_{нол}} \right]_{np} = 1$ . При этом необходимо обязательно использовать координаты  $\varepsilon_n$  и  $Q_{np}$  крайних и средних точек этих кривых, но ими не ограничиваться, а вовлекать в расчеты возможно большее количество данных, кратных четырем, по числу искоемых неизвестных  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$ .

Представленная методика перевода графических зависимостей  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$  в аналитический вид была апробирована на характеристиках нагнетателей 370-14-1/370-15-1, 520-12-1, PCL-1002 и 235-21-1 [4], которые являются характерными представителями наиболее распространенных типов подобных машин: 370-14-1/370-15-1 и 520-12-1 — неполнонапорные с одним рабочим колесом; PCL-1002 и 235-21-1 — полнонапорные с двумя рабочими колесами, PCL-1002 импортного производства.

Определенные вышеотмеченным способом значения параметров  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  для рассматриваемых нагнетателей приведены в таблице.

*Значения параметров  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$*

| Тип нагнетателя   | Значение постоянных параметров |                   |                   |                   |
|-------------------|--------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
|                   | $A \cdot 10^{-2}$              | $B \cdot 10^{-5}$ | $C \cdot 10^{-2}$ | $D \cdot 10^{-4}$ |
| 370-14-1/370-15-1 | −5,604082                      | 19,4864           | −17,22976         | 3,306582          |
| 520-12-1          | 11,0933                        | −18,28745         | 0,104046          | −1,205117         |
| PCL-1002          | 6,380913                       | 3,196995          | −17,14075         | 1,91755996        |
| 235-21-1          | 30,7939                        | −73,63574         | 18,3462           | −6,204816         |

Результаты перевода показали, что полученные аналитические выражения имеют погрешность: для неполнонапорных нагнетателей — в пределах  $0 \div 1,48$  % с преобладанием погрешности менее 0,33 %, для полнонапорных —  $0 \div 2,00$  % с преобладанием погрешности менее 0,33 %.

Полученные результаты дают основание заключить, что теоретическое выражение (11) в целом адекватно отражает реальные термодинамические процессы — наблюдаемые погрешности находятся на уровне, характерном для большинства инженерных расчетов приемлемого качества.

Отмеченные погрешности получены на основе  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$ , рассчитанных по координатам четырех точек на кривых  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$  при  $\left[\frac{n_n}{n_{no}}\right]_{np} = 1$  — минимальному количеству точек, необходимому для составления системы из четырех уравнений для определения  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$ . Выполняя расчет  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  по большему количеству исходных данных, погрешность перевода можно существенно снизить.

Применение рассмотренного способа дает возможность одновременно решить две принципиально важные задачи — перевести графические зависимости  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$  в их аналитический аналог и придать аналитическому варианту способность видоизменяться в зависимости от износа нагнетателей. Последнее обеспечивается присутствием в параметре  $\theta = \frac{k \cdot \eta_{пол}}{(k-1)}$  зависимости (11) политропического КПД. Замена его на значение КПД по (6), то есть на фактический КПД, полученный по результатам диагностики машины, адаптирует (11) к текущему техническому состоянию нагнетателя.

Таким образом, адаптация приведенных характеристик нагнетателей к текущему техническому состоянию машин осуществляется следующими действиями:

- получением аналитических аналогов характеристик  $[N_i/\rho_0]_{np} = f(Q_{np})$ ,  $\eta_{пол} = f(Q_{np})$  и  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$  в виде зависимостей (4), (6) и (11) соответственно;
- проведением параметрической диагностики нагнетателей по их политропическому КПД по методике [2];
- введением полученных по результатам диагностик значений политропического КПД нагнетателей в аналитические варианты зависимостей  $\eta_{пол} = f(Q_{np})$  и  $\varepsilon_n = f(Q_{np})$ .

Использование приведенных характеристик в их адаптивном аналитическом варианте в рамках автоматической системы управления технологическими процессами (АСУ ТП) придает газоперекачивающим агрегатам свойства саморегулируемых систем, способных автоматически выбирать наиболее рациональные для них режимы работы, соответствующие текущему техническому состоянию машин.

#### *Библиографический список*

1. Перевощиков С. И. Коррекция приведенных центробежных нагнетателей по результатам параметрической диагностики машин // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015. – № 6. – С. 78–83.
2. Перевощиков С. И. Параметрическая диагностика технического состояния центробежных нагнетателей природного газа // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2011. – № 3. – С. 97–104.
3. Эксплуатация газопроводов Западной Сибири / Г. В. Крылов [и др.] – Л.: Недра, 1985. – 288 с.
4. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. Справочник работника газовой промышленности. – М.: Недра, 1989. – 287 с.

#### *Сведения об авторе*

**Перевощиков Сергей Иванович**, д. т. н., консультант кафедры прикладной механики, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, тел. 8(3452)467480, e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru

#### *Information about the author*

**Perevoschikov S. I.**, Doctor of Engineering, Consultant at the Department of Applied Mechanics, Industrial University of Tyumen, phone: 8(3452)467480, e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru