

УДК 621.438:622.691.4.052.006

УТОЧНЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В ИХ АНАЛИТИЧЕСКОМ ВИДЕ

REFINEMENT OF THE REDUCED CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL
BLOWERS IN THEIR ANALYTICAL FORM

С. И. Перевощиков

S. I. Perevoschikov

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

Ключевые слова: центробежные нагнетатели; приведенные характеристики;
параметрическая диагностика

Key words: centrifugal blowers; reduced characteristic; parametric diagnostics

Приведенные характеристики центробежных нагнетателей (рисунок): $Q_{пр}$ и $\left[\frac{n_n}{n_{но}}\right]_{пр}$ — приведенные параметры (производительность и приведенное число оборотов ротора) нагнетателя; ε и $\eta_{пол}$ — степень сжатия и политропический КПД нагнетателя; $[N_i/\rho_0]_{пр}$ — приведенная внутренняя мощность нагнетателя. Они отражают основные свойства компрессорных машин и в первую очередь их технологические возможности. Поэтому подобные характеристики широко используются при соответствующих расчетах.

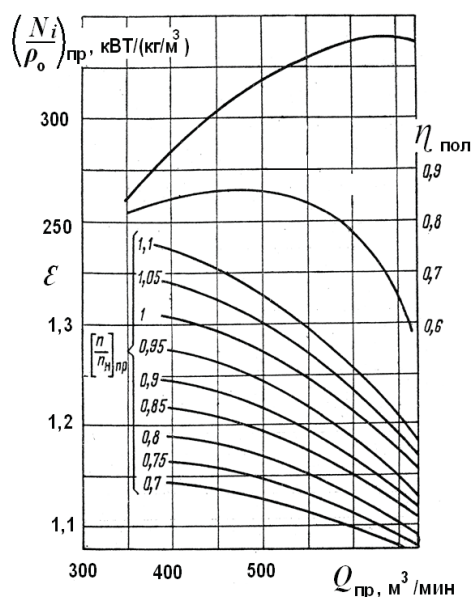


Рисунок. Приведенная характеристика
центробежного нагнетателя
(520-12-1)

С автоматизацией трубопроводного транспорта газа, в котором нагнетателям отводится ведущая роль, приведенные характеристики могут использоваться не только в технологических расчетах. На их основе может осуществляться и управление режимами работы газоперекачивающих агрегатов, содержащих нагнетатели. Причем автоматически, с учетом реального технического состояния компрессорных машин. Для этого характеристики необходимо перевести из их начального графического вида в аналитический. Это позволит вводить характеристики в АСУ ТП (системы автоматического управления технологическими процессами) газотранспортных систем.

Из всех присутствующих на приведенных характеристиках зависимостей сложнее всего поддаются такому переводу кривые $\varepsilon_n = f(Q_{пр}; \bar{n}_{пр})$

так как в отличие от других они являются функциями не одной, а двух переменных — приведенной производительности Q_{np} и приведенных оборотов ротора нагнетателя $\bar{n}_{np} = \left[\frac{n_n}{n_{но}} \right]_{np}$.

В некоторой степени сложности перевода зависимостей $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ в аналитический вид преодолены в работе [1], в которой получено выражение (1)

$$\varepsilon_n = \left\{ \frac{1 + (A + B \cdot Q_{np}) \cdot \bar{n}_{np}^2}{1 + \frac{(C + D \cdot Q_{np}) \cdot \bar{n}_{np}^2}{[1 + a_o \cdot (Z_{н1} \cdot R_{н1} \cdot T_{н1}) \cdot \bar{n}_{np}^2]^\theta}} \right\}^\theta, \quad (1)$$

где

$$a_o = \frac{1}{Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np}} \cdot (\varepsilon_{но}^{k \cdot \eta_{пол}} - 1); \quad \theta = \frac{k \cdot \eta_{пол}}{(k-1)},$$

Q_{np} — приведенная производительность нагнетателя, м³/с; \bar{n}_{np} — приведенное число оборотов ротора нагнетателя, равное

$$\bar{n}_{np} = \left[\frac{n_n}{n_{но}} \right]_{np} = \frac{n_n}{n_{но}} \cdot \sqrt{\frac{Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np}}{Z_{н1} \cdot R_{н1} \cdot T_{н1}}},$$

n_n и $n_{но}$ — число оборотов ротора нагнетателя, текущее и при номинальном режиме работы, 1/мин; $R_{н1}$ — 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; 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; $\eta_{пол}$ — политропический КПД нагнетателя; k — показатель адиабаты компримируемого газа; ε_n — степень сжатия нагнетателя;

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

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

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

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; μ_1 и μ_2 — коэффициент стеснения проходного сечения лопатками на входе и выходе рабочего колеса; β_1 и β_2 — углы между векторами относительных скоростей газового потока w_1 и w_2 и векторами окружных скоростей u_1 и u_2 , град.; γ — угол закрутки газового потока на входе рабочего колеса нагнетателя, град.

Содержащиеся в (1) параметры A , B , C и D — постоянные для данного типа нагнетателя (данной приведенной характеристики) величины. Это следует из теории центробежных компрессорных машин, согласно которой при смене режимов работы нагнетателей треугольники скоростей на входе и выходе рабочих колес машин

изменяются, сохраняя свое подобие, и отношение $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$ постоянно, а угол закрутки γ неизменен.

Постоянство $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$ и γ упрощает определение численных значений A , B , C и D . Их можно находить не по приведенным выше формулам, а из системы четырех уравнений с четырьмя неизвестными A , B , C и D . Система составляется на основе (1) и минимум четырех пар значений Q_{np} и ε_n , взятых с кривой $\varepsilon_n = f(Q_{np})$ при $\left[\frac{n_n}{n_{no-np}}\right] = 1$ [1]. Такое нахождение данных параметров позволяет обходиться без трудноопределимых значений β_1 , β_2 и γ и рассчитывать A , B , C и D с большей точностью, соответствующей погрешности исходной приведенной характеристики.

Сложность функциональной зависимости степени сжатия нагнетателей ε_n от определяющих ее величин Q_{np} и \bar{n}_{np} не позволяет при аналитическом описании этой зависимости обходиться без опоры на теорию центробежных компрессорных машин. Поэтому выражение (1) получено с использованием положений этой теории и по этой причине обладает специфической погрешностью, свойственной современному состоянию теории в отмеченной области: для неполнонапорных нагнетателей — до 1,5 %, для пононапорных — до 2,0 %, что установлено по результатам соответствующих расчетов для таких нагнетателей, как 370-14-1/370-15-1, 520-12-1, PCL-1002 и 235-21-1.

Отмеченные погрешности приемлемы для технологических расчетов, в которых используются приведенные характеристики, и для АСУ ТП, в которых их предполагается применять. Тем не менее для повышения качества расчетов и управления технологическими процессами погрешности целесообразно снижать. Такую возможность предоставляют допущения, на основе которых (1) получено.

Основное допущение состоит в использовании при выводе (1) из теории центробежных компрессорных машин зависимости (2).

$$\varepsilon_n = \left[1 + \left(\frac{n_n}{n_{no}} \right)^2 \cdot \left(\varepsilon_{no}^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{но}}} - 1 \right) \right]^{\frac{k \cdot \eta_{но}}{(k-1)}}. \quad (2)$$

Эта зависимость получается на основе упрощенного варианта уравнения (3).

$$u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = C_p \cdot T_1 \cdot (\varepsilon_n^{\frac{k-1}{\eta_{но} \cdot k}} - 1), \quad (3)$$

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 .

Левая часть (3) представляет затраты энергии на сжатие 1 кг газа, выраженные через кинематические параметры газового потока, а правая — ту же величину, но представленную через термодинамические параметры того же потока. Уравнение (3) приводится к более простому виду на основе двух допущений. Одно из них состоит в принятии входа газового потока в рабочие колеса нагнетателей без закрутки, то есть строго радиально, когда $c_{1u} = 0$, другое — в предположении, что векторы c_{2u} пропорциональны числу оборотов роторов нагнетателей n_n , то есть $c_{2u} \sim n_n$. С учетом этих допущений (3) придается вид (4)

$$A \cdot n_n^2 = C_p \cdot T_1 \cdot (\varepsilon_n^{\frac{k-1}{\eta_{но} \cdot k}} - 1), \quad (4)$$

где A — некоторая постоянная.

Выражение (2), используемое при выводе (1), получается из (4) после ряда алгебраических преобразований, включающих запись (4) для номинального режима работы нагнетателя, когда $n_n = n_{но}$ и $\varepsilon_n = \varepsilon_{но}$, и для некоторого текущего режима, которому соответствуют n_n и ε_n .

Полученное таким образом выражение (1) достаточно точно описывает зависимость $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ только в узком диапазоне n_n вблизи $n_{но}$, так как не во всех случаях (не для всех нагнетателей и не во всех режимах их работы) $c_{1u} = 0$ и $c_{2u} \sim n_n$. Об этом свидетельствуют приведенные выше погрешности (1), а также сравнение результатов расчетов по (2) с реальными данными.

Исходя из отмеченного, с удалением значений \bar{n}_{np} от «1», то есть от номинальных режимов работы нагнетателей, следует ожидать увеличения погрешности (1). Ожидание в достаточной мере оправдывается. Однако не в явном, а в несколько «размытом» виде.

«Размытость» вносится присутствием других факторов искажения, среди которых, как наиболее значимый, может рассматриваться отношение $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$, содержащееся в параметрах C и D . Оно при выводе (1) принималось как постоянное, исходя из подобия треугольников скоростей газовых потоков на входе и выходе рабочих колес при смене режимов работы нагнетателей, что следует из теории. Это постоянство так же условно, как и отмеченное подобие. Оно нарушается рядом второстепенных факторов, в качестве которых выступают различные виды движения газа во вращающихся рабочих колесах машин — инерционное циркуляционное движение в межлопаточных каналах, циркуляционное движение вокруг лопаток, вторичные вихри и т. д.

Погрешность (1) порождается и другими обстоятельствами, в том числе достигнутым, объективно недостаточным, уровнем развития теории в рассматриваемой области.

Выявление основных причин погрешности (1) создает возможности для коррекции результатов расчетов по этому выражению. Коррекцию можно осуществлять введением в (1) коэффициентов коррекции в виде множителей при тех параметрах, которые появляются в (1) в результате использования некорректной зависимости (2) — это параметры C и D [1]. Эти же параметры C и D содержат отношение $(ctg\beta_2/ctg\beta_1)$, ранее принимаемое постоянным, но фактически в той или иной степени подвергающееся изменению. Таким образом, коррекцию (1) удобнее проводить посредством коэффициента коррекции K , являющегося множителем C и D . Скорректированное выражение (1) имеет вид (5)

$$\varepsilon_n = \left\{ \frac{1 + (A + B \cdot Q_{np}) \cdot n_{np}^2}{1 + \frac{K \cdot (C + D \cdot Q_{np}) \cdot n_{np}^2}{[1 + a_o \cdot (Z_{n1} \cdot R_{n1} \cdot T_{n1}) \cdot n_{np}^2]^\theta}} \right\}^\theta. \quad (5)$$

Проведенные исследования показывают, что численные значения коэффициента коррекции K можно найти двумя способами. Каждый из них реализуется по определенной методике. Перед обращением к этим методикам следует удостовериться в необходимости коррекции (1) для рассматриваемого нагнетателя (его приведенной характеристики). Это осуществляется следующим образом.

1. Из семейства кривых $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ на приведенной характеристике выбирается та, которая соответствует $\left[\frac{n_n}{n_{но}} \right]_{np} = \bar{n}_{np} = 1$. На ней выбирается максимальное количество точек, координаты которых достаточно точно определяются визуально. По координатам этих точек аппроксимированием полиномом второй степени получают зависимость (6).

$$\varepsilon_n = a_\varepsilon \cdot Q_{np}^2 + b_\varepsilon \cdot Q_{np} + c_\varepsilon. \quad (6)$$

Аппроксимирование производится с использованием программного продукта Microsoft Excel.

2. На кривой $\eta_{пол} = f(Q_{np})$ приведенной характеристики выбирается максимальное количество точек, координаты которых достаточно точно определяются визуально. По координатам этих точек аппроксимированием полиномом второй степени получают зависимость (7).

$$\eta_{пол} = a_\eta \cdot Q_{np}^2 + b_\eta \cdot Q_{np} + c_\eta. \quad (7)$$

3. По (6) находят четыре значения ε_n , из которых два должны соответствовать максимальной и минимальной Q_{np} на приведенной характеристике, два — средним значениям Q_{np} на характеристике, примерно в равной степени отстоящим друг от друга и от крайних значений Q_{np} .

Рассматриваемые Q_{np} и соответствующие им ε_n и $\eta_{пол}$, рассчитанные по (6) и (7), подставляются в четырежды записанную зависимость (1), предварительно развернутую в виде уравнения с четырьмя неизвестными A, B, C и D . Таким образом, формируется система четырех уравнений с четырьмя неизвестными A, B, C и D . Решение данной системы дает численные значения постоянных A, B, C и D .

4. Найденные A, B, C и D подставляются в (1), рассчитываются ε_n при различных Q_{np}, \bar{n}_{np} с подстановкой в (1) соответствующих значений $\eta_{пол}$, определенных по (7).

Расчет ε_n выполняется для рабочего диапазона нагнетателя по производительности Q_{np} и \bar{n}_{np} : для Q_{np} он ограничен зоной помпажа (минимально допустимое Q_{np}) и приемлемым минимальным значением $\eta_{пол}$ (максимальное значение Q_{np}), для \bar{n}_{np} — допустимым диапазоном изменения числа оборотов ротора силовой турбины газотурбинной установки (ГТУ), приводящей нагнетатель.

Расчет ε_n выполняется минимум для пяти-семи значений Q_{np} для каждого принятого к рассмотрению значения \bar{n}_{np} .

5. Все полученные ε_n проверяются на их соответствие ε_n по исходной характеристике. В качестве исходных ε_n используются значения, рассчитанные по зависимостям, аналогичным (6), полученным для каждого рассматриваемого приведенного числа оборотов \bar{n}_{np} .

6. Если расхождение между ε_n , определенным по (1), и ε_n , рассчитанным по аппроксимирующим зависимостям вида (6), превышает приемлемую величину (например 0,5 %), то перевод характеристики $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ в аналитический вид на основе (1) считается неприемлемым. Требуется использование корректирующего коэффициента K .

Корректирующий коэффициент K может находиться упрощенным или уточненным способом. В первом случае принимаются во внимание только общие для всех нагнетателей технические черты, во втором случае учитываются индивидуальные особенности каждого типоразмера машин. При обоих подходах к определению K первоначально находятся значения данного параметра по формуле (8), являющейся (5), решенной относительно K .

$$K = \left\{ \left[1 + (A + B \cdot Q_{np}) \cdot n_{np}^2 \right] \cdot \varepsilon_n^{-\frac{1}{\theta}} - 1 \right\} \times \frac{([1 + a_o \cdot (Z_{n1} \cdot R_{n1} \cdot T_{n1}) \cdot n_{np}^2])^\theta}{(C + D \cdot Q_{np}) \cdot n_{np}^2}. \quad (8)$$

По (8) для каждого рассматриваемого \bar{n}_{np} рассчитывается не менее пяти-семи значений K при различных Q_{np} с использованием $\eta_{пол}$ по (7).

При упрощенном варианте определения K с достаточным основанием (установлено соответствующими расчетами для выше отмеченных нагнетателей) принимается, что K определяется значениями Q_{np} и \bar{n}_{np} и их связывает функциональная зависимость (9)

$$K = a \cdot e^{b \cdot Q}, \quad (9)$$

где
$$a = a_a \cdot n_{np}^2 + b_a \cdot n_{np} + c_a; \quad b = a_b \cdot n_{np}^2 + b_b \cdot n_{np} + c_b; \quad (10)$$

a_a, b_a, c_a и a_b, b_b, c_b — постоянные для данного типоразмера нагнетателя коэффициенты; $Q = Q_{np}/100$.

Численные значения коэффициентов a_a, b_a, c_a и a_b, b_b, c_b находятся в два этапа. Первоначально производится аппроксимирование степенной функцией ранее полученных данных по коэффициентам K и соответствующим им Q_{np} для каждого рассматриваемого \bar{n}_{np} с определением коэффициентов a и b в (9) для каждого \bar{n}_{np} . Затем аппроксимируются ряды a и b в функции от \bar{n}_{np} полиномом второй степени, в соответствии с (10) получаются численные значения коэффициентов a_a, b_a, c_a и a_b, b_b, c_b .

В результате приведенных действий выводится формула для расчета коэффициента коррекции K . Ею является выражение вида (9). Подстановка его вместо K в (5) дает скорректированный аналитической вариант зависимости $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$. Возможность ее применения по допускаемой ею погрешности проверяется вышеприведенным способом. Если по данному показателю она не удовлетворяет, следует обращаться к уточненному определению коэффициента K .

Уточненный способ состоит в следующем. Первоначально (отдельно для каждого \bar{n}_{np}) аппроксимируются функциональные зависимости $K = f(Q_{np})$, значения K для которых находятся по (8). Аппроксимирование проводится полиномом и полиномом того порядка, который соответствует виду рассматриваемой зависимости. При этом для различных \bar{n}_{np} одного и того же нагнетателя зависимости $K = f(Q_{np})$ аппроксимируются полиномом одной и той же степени. Если эти зависимости имеют различный вид, степень полинома принимается такой, которая соответствует большинству зависимостей. В результате получается несколько полиномов $K = f(Q_{np})$ (равных числу рассматриваемых значений \bar{n}_{np}) с различными численными коэффициентами. На следующем этапе находят выражения для определения значений этих коэффициентов в зависимости от \bar{n}_{np} . Для этого численные коэффициенты полученных полиномов рассматриваются функциями аргумента \bar{n}_{np} , и зависимости каждого из коэффициентов от этого аргумента аппроксимируются. Аппроксимирование осуществляется полиномом и полиномом того порядка, который соответствует рассматриваемой зависимости. В результате получается выражение (11) для уточненного расчета коэффициента коррекции K .

$$K = a_1 \cdot Q_{np}^n + b_1 \cdot Q_{np}^{n-1} + \dots + c_1 \cdot Q_{np} + d_1, \quad (11)$$

где

$$a_1 = a_a \cdot n_{np}^n + b_a \cdot n_{np}^{n-1} + \dots + c_a \cdot n_{np} + a$$

$$b_1 = a_b \cdot n_{np}^n + b_b \cdot n_{np}^{n-1} + \dots + c_b \cdot n_{np} + d_b$$

.....

$$d_1 = a_d \cdot n_{np}^n + b_d \cdot n_{np}^{n-1} + \dots + c_d \cdot n_{np} + d_d$$

При недостаточности такого уточнения коэффициента K аппроксимирование зависимостей $K = f(Q_{np})$ для каждого значения \bar{n}_{np} может проводиться полиномами различной степени, соответствующей индивидуальному виду зависимостей.

Определение K по (9) и (11) и последующие расчеты ε_n по (5) с использованием полученных значений K показывают, что за счет коррекции исходного выражения (1) погрешность перевода зависимостей $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ из их графического вида в аналитический может быть снижена: при упрощенном определении K — до 0,9 % для неполнонапорных нагнетателей и до 1,5 % для полнонапорных машин; при уточненном, на основе (11) — до нескольких десятых процента.

Аналитические характеристики $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ адаптируются к техническому состоянию нагнетателей, что необходимо в первую очередь при использовании характеристик в АСУ ТП, посредством присутствующего в них политропического КПД нагнетателей $\eta_{пол}$. Достаточно в (1) или (5) использовать фактические значения $\eta_{пол}$, полученные по результатам параметрической диагностики машин в соответствии с работами [2, 3].

Трудоемкость уточнения характеристик $\varepsilon_n = f(Q_{np}; \bar{n}_{np})$ в их аналитическом виде компенсируется удобством и эффективностью использования характеристик в последующем. При этом такое уточнение для каждого типоразмера нагнетателей требуется только один раз, так как получаемые характеристики, как и исходные приведенные характеристики нагнетателей, универсальны.

Библиографический список

1. Перовщиков С. И. Адаптация приведенных характеристик нагнетателей природного газа к техническому состоянию машин // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2018. – № 1. – С. 100–105.
2. Перовщиков С. И. Параметрическая диагностика технического состояния центробежных нагнетателей природного газа // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2011. – № 3. – С. 97–104.
3. Перовщиков С. И. Коррекция приведенных характеристик центробежных нагнетателей по результатам параметрической диагностики машин // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015. – № 6. – С. 78–83.

Сведения об авторе

Перовщиков Сергей Иванович, д. т. н., консультант кафедры прикладной механики, Тюменский промышленный 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

УДК 621.317.353.018.3:621.67

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕИСПРАВНОГО СОСТОЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА И ОЦЕНКА ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ SIMULATION OF FAULT CONDITION OF CENTRIFUGAL PUMPING UNIT AND EVALUATION OF ELECTROMAGNETIC DIAGNOSTIC SIGNS

П. С. Шичёв

P. S. Shichev

Ухтинский государственный технический университет, г. Ухта

Ключевые слова: функциональная диагностика; техническое состояние; механическая неисправность; электромагнитный метод; информативные гармоники; спектр тока

Key words: functional diagnostics; technical condition; mechanical failure; electromagnetic method; informative harmonics; current spectrum

Современная стратегия повышения эффективности и обеспечения надежности функционирования наиболее ответственного оборудования предприятий топливно-энергетического комплекса, в том числе насосных агрегатов, предусматривает