

С. И. Перевощников

S. I. Perevoschikov

*Тюменский государственный нефтегазовый университет, г. Тюмень**Ключевые слова: газотурбинные двигатели; диагностика параметрическая**Key words: gas turbine engines; parametric diagnostics*

Газотурбинные двигатели (ГТД) входят в состав газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций газовых промыслов и магистральных газопроводов. Они составляют основу энергетической базы современных газотранспортных систем и являются одним из основных объектов, техническое состояние которых постоянно контролируется. В том числе методами параметрической диагностики.

Существующие методы параметрической диагностики газотурбинных двигателей достаточно разнообразны, но всем им присущи определенные недостатки. Это вызывает потребность в их постоянном совершенствовании. К числу вновь предложенных относится методика, представленная в работах [1] и [2]. Ее основу составляет теоретическое выражение (1) для расчета эффективной мощности двигателей

$$N_e = n_c \cdot q_n^2 \cdot T_4 \cdot \left[A \cdot \frac{n_c}{q_n \cdot T_4} + B \cdot \left(\frac{z_4 \cdot T_4}{z_3 \cdot T_3} \right)^{\frac{1}{n-1}} - a \right], \quad (1)$$

где n_c — число оборотов вала силовой (свободной) турбины, приводящей в действие центробежный нагнетатель природного газа, 1/мин; q_n — расход продуктов сгорания через турбину, кг/с; T_4 — температура продуктов сгорания после силовой турбины, К; T_3^* — эффективная температура продуктов сгорания перед силовой турбиной, К; Z_3^* и Z_4 — коэффициенты сжимаемости газа при условиях на входе в силовую турбину и на выходе из нее, которые, согласно проведенному анализу, можно принимать равными 1,01 и 1,00 соответственно; A , B и a — постоянные для данного двигателя величины; $\frac{1}{n-1}$ — комплексный показатель политропы расширения продуктов сгорания в силовой турбине.

Входящие в (1) параметры A , B и a включают в себя физические постоянные, характерные для ГТД газовой промышленности, и индивидуально зависят от геометрической конфигурации проточной части силовых турбин. Для каждого двигателя они имеют свои численные значения, которые, согласно [1], могут находиться по формулам (2) в зависимости от эффективного значения базового геометрического параметра силовых турбин двигателей Ω (в [1] и [2] ошибочно приведены неуточненные значения содержащихся в (2) численных коэффициентов).

$$A = 6,830 \cdot 10^{-3} \cdot \Omega^2; \quad B = 1,891 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{\Omega}; \quad a = 1,861 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1}{\Omega}. \quad (2)$$

Значения A , B и a для исследованных в [1] и [2] двигателей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения постоянных для каждого двигателя параметров A , B и a

Тип ГПА	$A \cdot 10^3, \text{ м}^2$	$B \cdot 10^4, \text{ м}^2/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$a \cdot 10^5, \text{ м}^2/(\text{кг} \cdot \text{К})$
ГТ 750-6	0,50533	6,9529	6,8419
ГТН - 6	2,9035	2,9006	2,8543
ГТК-10-4	0,75739	5,6793	5,5886
ГТК-16	6,1513	1,9928	1,9610
ГТН-25	7,0783	1,8578	1,8281
ГПА-Ц-16	4,2843	2,3879	2,3498
ГПА-10	4,1449	2,4277	2,3890
Коберра-182	5,7434	2,0624	2,0294

Для других двигателей, не указанных в табл. 1, значения A , B и a могут быть определены подстановкой выражений (2) в (1) и решением полученного уравнения относительно Ω . Последующая подстановка полученного значения Ω в соответствующие выражения (2) позволит найти искомые A , B и a .

При получении основной расчетной зависимости (1) ориентировались на создание методики определения N_e по текущим эксплуатационным данным, получаемым по штатным приборам двигателей. В число штатных приборов не всегда входят измерительные средства, позволяющие определять такие входящие в (1) параметры, как: давление продуктов сгорания до силовой турбины и после нее (используется для определения $\frac{1}{n-1}$); температура продуктов сгорания на выходе силовых турбин T_4 ; расход продуктов сгорания через турбины q_n . В принципе отсутствуют приборы для определения эффективной температуры продуктов сгорания перед силовой турбиной T_3^* .

Отсутствие таких данных, как давление и температура продуктов сгорания перед отдельными турбинами и после них, делает невозможным определение показателя политропы расширения продуктов сгорания в турбинах, в частности в силовой турбине. Это существенно осложняет использование зависимости (1) для диагностирования ГПА по их эффективной мощности.

Выйти из создавшегося положения позволяют особенности термодинамического процесса в газотурбинных двигателях. В частности тот факт, что передача энергии рабочему телу двигателей производится при постоянном давлении, создаваемом осевыми компрессорами (ОК). Последние сжимают воздух, находящийся под атмосферным давлением, и подают его в камеры сгорания двигателей. Из камер образовавшие-

ся в них продукты сгорания под давлением, созданным компрессорами, поступают в турбины, затем в атмосферу. Таким образом, турбины и осевые компрессоры двигателей находятся (в идеале) под одним и тем же перепадом давления.

Если учесть потери давления в соответствующих газо-воздушных трактах осевых компрессоров и турбин, то степень расширения продуктов сгорания во всех турбинах двигателя ε_T можно, с приемлемой достоверностью, находить через степень сжатия осевых компрессоров:

$$\varepsilon_T = \sigma_{тр} \cdot \varepsilon_{ок},$$

где $\varepsilon_{ок}$ — степень сжатия осевого компрессора; $\sigma_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери давления в соответствующих газо-воздушных трактах.

С учетом отмеченного, комплексный показатель политропы расширения продуктов сгорания для турбин в целом можно найти следующим образом:

$$\frac{1}{n_T - 1} = \frac{\ln(\sigma_{тр} \cdot \varepsilon_{ок})}{\ln\left(\frac{Z_3 T_3}{Z_4 T_4}\right)} - 1,$$

где n_T — среднее значение показателя политропы расширения продуктов сгорания во всем турбинном комплексе двигателя; T_3 и Z_3 — абсолютная температура продуктов сгорания перед турбинным комплексом (на входе турбины высокого давления ТВД) и коэффициент сжимаемости продуктов сгорания в условиях перед ТВД.

При эксплуатации ГПА не всегда существует возможность оценивать $\sigma_{тр}$ для текущих режимов работы двигателей. Это вынуждает для определения n_T использовать еще одно допущение и находить значение этого параметра по данным для номинального режима работы двигателей, то есть через значения соответствующих параметров при номинальном режиме работы двигателей: $\sigma_{тро}$, $\varepsilon_{око}$, $Z_{3о}$, $T_{3о}$, $Z_{4о}$ и $T_{4о}$.

Такой подход к определению n_T для текущих режимов допускает небольшое изменение данного параметра при смене режимов работы двигателей, а также эксплуатация ГПА в достаточно узком режимном диапазоне, включающем, как правило, номинальный режим работы двигателей.

С учетом отмеченного и того обстоятельства, что по рассматриваемой зависимости определяется среднее значение комплексного показателя политропы для всех турбин двигателя, с некоторым приближением можно записать

$$\frac{1}{n-1} = \frac{\ln(\sigma_{тро} \varepsilon_{око})}{\ln\left(\frac{Z_{3о} T_{3о}}{Z_{4о} T_{4о}}\right)} - 1, \quad (3)$$

При отсутствии для рассматриваемого двигателя сведений по $\sigma_{тро}$, руководствуясь данными [3], можно принимать $\sigma_{тро} = 0,96$; значения коэффициентов сжимаемости $Z_{3о}$ и $Z_{4о}$ — равными 1,01 и 1,0 соответственно, что следует из результатов анализа физических характеристик продуктов сгорания перед ТВД и после силовых турбин двигателей при различных режимах их работы.

Температура T_3^* является производной от температуры продуктов сгорания на входе в турбинный комплекс двигателей T_3 и ряда термодинамических процессов, сопровождающих продвижение продуктов сгорания через турбины. В ходе термодинамических процессов часть исходной энергии продуктов сгорания расходуется на создание двигателями мощности, другая — рассеивается в пространстве в виде тепловых потерь. При этом некоторое количество тепла, отданного в окружающую среду в первых ступенях турбин, аккумулируется продуктами сгорания и участвует в создании мощности в последующих ступенях [3]. Таким образом, температура T_3^* отражает энергетические потери в турбинах и частичный возврат первоначально утраченной энергии в рабочий термодинамический цикл двигателей.

Потеря энергии и вовлечение части утраченной энергии в последующие энергетические процессы происходят одновременно, на протяжении всего пути следования продуктов сгорания по проточной части двигателей. Это не позволяет измерением температуры в какой-либо точке проточной части установить величину утраченной и в какой-то мере возобновленной энергии. В частности определить величину T_3^* . Значение T_3^* может быть найдено только косвенно, на основе сведений о термодинамическом состоянии продуктов сгорания перед турбинами и после них.

На основе физического представления о природе T_3'' в рамках настоящей работы получены выражения (4), (5) и (6), позволяющие находить численное значение этой температуры по ряду доступных в определении параметров ГТД.

$$T_3'' = T_3 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{T_{30}''}{T_{20}''} \right) \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}''} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot \left(\frac{n_4}{n_{40}} \right)^2 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right], \quad (4)$$

где

$$T_{30}'' = \frac{N_{eo}}{q_{no} \cdot C_{pno}} + T_{40};$$

n_e — число оборотов ротора турбины высокого давления, 1/мин; C_{pno} — теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении в условиях турбины, Дж/(кг·К); индекс «0» — обозначение принадлежности параметра к номинальному режиму работы двигателя.

Согласно проведенному анализу, можно принимать $C_{pno} = 1161$ Дж/(кг·К).

$$I_3'' = \frac{T_4}{\left[1 - K_n \cdot n_c^2 \cdot (1 - K_n \cdot n_c)^{n-1} \right]^{\frac{n}{n-1}}}, \quad (5)$$

$$K_n = \left(1 - \frac{T_{40}''}{T_{30}''} \right) \cdot \frac{1}{n_{co}}; \quad \bar{K}_n = \frac{K_n}{n_{co}} \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}''} \right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

где

$$T_2'' = T_3 \cdot \left[\frac{T_{30}''}{T_{30}} + K_3 \cdot (1 - \bar{n}_c)^{0,25} \right], \quad (6)$$

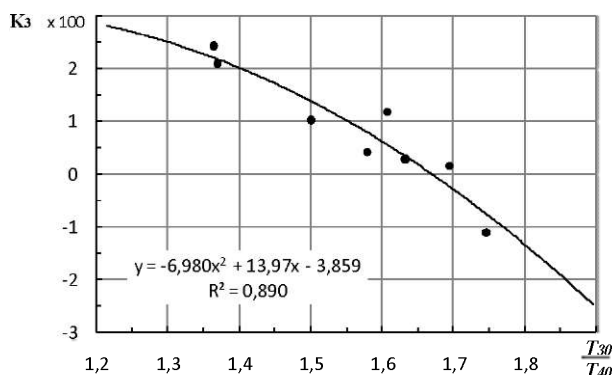
где

$$K_3 = -6,980 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}''} \right)^2 + 0,1397 \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}''} \right) - 3,859 \cdot 10^{-2};$$

$\bar{n}_c = n_c/n_{co}$ — относительное число оборотов ротора силовой турбины; n_{co} — число оборотов силовой турбины при номинальном режиме работы двигателя, 1/мин; K_3 — эмпирический коэффициент.

Выражение (6) является эмпирическим, полученным на основе данных по ряду исследованных в работе двигателей (см. табл. 1). Достоверность численного значения содержащегося в нем эмпирического коэффициента K_3 представлена на рис. 1.

Рис. 1. Зависимость коэффициента K_3 от определяющих его факторов



Достаточно высокая достоверность $R^2 = 0,890$ зависимости K_3 от T_{30}/T_{40} свидетельствует о правомерности использования (6) для определения температуры T_3'' .

Представленные выражения для расчета температуры T_3'' базируются на различных исходных данных. Так, (4) дает возможность рассчитывать T_3'' по трем рабочим параметрам двигателей: по температурам T_3 и T_4 и по числу оборотов ротора турбины высокого давления n_e . По формуле (5) T_3'' можно определять на основе данных по двум

параметрам — по температуре продуктов сгорания после силовой турбины T_4 и по числу оборотов ротора силовой турбины n_c .

Эмпирическое выражение (6) позволяет находить T_3'' так же, как (5), по двум, но уже другим, параметрам: по температуре продуктов сгорания перед турбиной высокого давления T_3 и по числу оборотов ротора силовой турбины n_c .

Расчеты показывают, что значения температуры T_3'' , полученные по теоретическим выражениям (4) и (5), отличаются от значений T_3'' по эмпирическому выражению (6) не более, чем на 3,5 %, что свидетельствует о достаточной адекватности (4) и (5).

Все входящие в (4), (5) и (6) физические величины, на основе которых находится T_3'' , относятся к числу постоянно измеряемых и регистрируемых рабочих параметров ГПА. Это делает определение T_3'' в условиях эксплуатации ГПА доступным.

Температура продуктов сгорания после силовой турбины T_4 во многом определяется температурой T_3'' , что следует из природы термодинамических процессов, происходящих в газотурбинных двигателях. Поэтому для определения T_4 можно воспользоваться представленными выше зависимостями (4) и (5), связывающими между собой эти температуры. Решение (4) и (5) относительно T_4 приводит к следующим выражениям:

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{T_{40}}{T_{30}} \cdot \left(1 - \frac{T_{30}}{T_{30}'}\right)^{\frac{1-n}{n}} \cdot \left[\frac{\left(1 - \frac{T_{30}}{T_{30}'}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{\kappa_0^2} \right]^{\frac{n-1}{n}}, \quad (7)$$

$$T_4 = T_3'' \cdot \left\{ 1 - \bar{K}_n \cdot n_c^2 \cdot [1 - K_n \cdot n_c]^{\frac{n}{n-1}} \right\}. \quad (8)$$

Для практических расчетов по (7) и (8) необходимо располагать численными значениями входящих в данные зависимости параметров. Требуемые для этого значения T_3'' могут быть получены по (6).

Кроме (7) и (8), вытекающих из (4) и (5), для определения T_4 может быть использовано более простое выражение (9), которое получается так же, как (8), но при меньшем количестве допущений:

$$T_4 = T_3'' \cdot [1 - (1 - \frac{T_{40}}{T_{30}}) \cdot n_c]. \quad (9)$$

Для проверки приемлемости формул (7), (8) и (9) для практических расчетов найденные по ним T_4 сравнивались с фактическими данными по T_4 для газотурбинного двигателя ГПА ГТК-10-4, работающего в различных режимах загрузки по мощности. Характерная часть полученного в результате сравнения материала представлена в табл. 2.

Таблица 2

Погрешность расчета T_4 по (7), (8) и (9)

Режим работы ГПА	1	2	3	4	5
Погрешность расчета T_4 по зависимостям					
(7)	+4,24	+1,72	+1,78	-2,52	+3,54
(8)	0,00	-0,45	-1,02	-2,72	+2,19
(9)	0,00	-0,80	-0,92	-3,08	+2,23
Режим работы ГПА	6	7	8	9	10
Погрешность расчета T_4 по зависимостям					
(7)	-3,19	-3,43	-3,24	-2,76	+0,83
(8)	-1,85	-3,06	-3,57	-1,36	-0,15
(9)	-2,32	-3,54	-3,58	-1,50	0,00

При определении T_4 по (7), (8) и (9) использовались значения T_3'' , рассчитанные по (6). При этом в (7) и (8) подставлялись показатели политропы n , найденные по (3). Таким образом, в представленных в табл. 2 погрешностях присутствуют погрешности всех используемых для расчета T_4 зависимостей.

Данная погрешность, учитывая ее совокупный характер, может оцениваться как высокая, так как при изменении фактических значений T_4 во всех рассмотренных режимах работы двигателя на 18,6 % погрешность определения T_4 по рассматриваемым

зависимостям составляет не более 3,6 %. Отдельные значения погрешности, выходящие за указанный предел, являются единичными и случайными.

Наименьшую погрешность расчету T_4 обеспечивают зависимости (8) и (9). Их отличает и меньшая потребность в исходной информации. Для определения T_4 по ним требуются сведения только по двум (с учетом расчета T_3'') рабочим параметрам двигателей — T_3 и n_c , тогда как расчет по (7) связан с использованием данных по дополнительному, третьему параметру n_e .

Проведенный сравнительный анализ показывает, что выражения (3), (6), (7), (8) и (9) могут быть использованы для практических расчетов. При этом для нахождения T_4 предпочтительнее применять (8) и (9).

Продукты сгорания топлива газотурбинных двигателей на 98 % и более состоят из атмосферного воздуха, подаваемого в камеры сгорания осевыми компрессорами. При смене режимов работы двигателей процент массового содержания воздуха в продуктах сгорания изменяется незначительно [4]. В реально практикуемых диапазонах режимов работы ГПА данное изменение еще меньше. С учетом этого на основе известных положений теории лопастных компрессорных машин, к которым относятся осевые компрессоры ГТД, получены выражения (10) и (11), позволяющие находить расход продуктов сгорания двигателей ГПА при различных режимах их работы.

$$q_n = \Delta \cdot K_q \cdot T, \quad (10)$$

где Δ — эмпирическая поправка, корректирующая допущения и вызванные ими неточности, принятые при выводе зависимости (10); при $\bar{T} < \bar{T}_0$

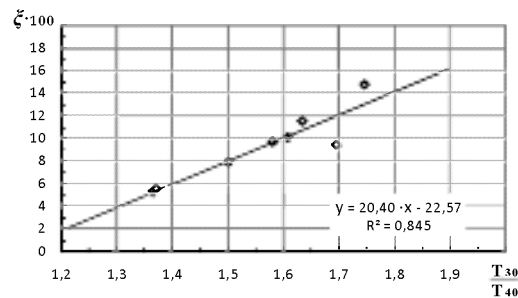
$$\Delta = 1 + \xi \cdot (\bar{T}_0 - \bar{T})^{0,5}, \quad \text{где} \quad \xi = 0,2040 \cdot \frac{\bar{T}_{30}}{T_{40}} - 0,2257;$$

при $\bar{T} > \bar{T}_0$, $\Delta = 1$;

$$\bar{T} = \left[\left(1 - \frac{T_4}{T_2''} \right) \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]^{0,5}; \quad \bar{T}_0 = \left[\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{20}''} \right) \cdot \left(\frac{T_{30}}{T_{40}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]^{0,5};$$

$$K_q = q_{n0} \cdot \left[\frac{\left(\frac{T_{40}}{T_{30}} \right)^{\frac{n}{n-1}}}{\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}} \right)} \right]^{0,5}.$$

Рис. 2. Зависимость эмпирического коэффициента ξ от определяющих его факторов



$$q_n = K_Q \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \cdot \frac{1}{n_c}, \quad (11)$$

где

$$K_Q = n_{c0} \cdot q_{n0} \cdot \left(\frac{T_{40}}{T_{30}} \right)^{\frac{n}{n-1}} / \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}} \right).$$

Зависимость (11) получена с минимальными допущениями. Она имеет более простой вид, но для расчета по ней требуется располагать дополнительной информацией по числу оборотов ротора силовой турбины n_c .

Расхождение между результатами расчета по (10) и (11) составляет до 3,5 %.

Правомомерность применения полученных зависимостей для определения недостающих для диагностики ГПА параметров проверялась по эксплуатационным данным ряда

газоперекачивающих агрегатов. В качестве таковых были выбраны наиболее характерные для газовой промышленности их представители — ГТК-10-4, ГПА-Ц-16 и Коберра-182. То есть представитель стационарных агрегатов, производимых специально для газовой промышленности (ГТК-10-4), представитель агрегатов на базе конвертированных двигателей иного первоначального назначения (ГПА-Ц-16) и представитель агрегатов импортного производства (Коберра-182).

Проверка выполнялась на основе методики [2] и состояла в сравнении диагностических значений приведенных относительных мощностей двигателей $\bar{N}_{епр}^*$, полученных на базе полных и неполных исходных данных. Параметры $\bar{N}_{епр}^*$ при этом находились по аппроксимирующим зависимостям вида $\bar{N}_{епр} = f(\bar{n}_{спр})$. Им соответствуют $\bar{N}_{епр}$ при $\bar{n}_{спр} = 1$. Значения $\bar{N}_{епр}$ при неполных исходных данных находились по различным формулам, представленным выше. По результатам такой проверки оказалось возможным вынести суждение не только о приемлемости полученных зависимостей для практических расчетов, но и о приоритетности использования каждой из них.

Результаты расчетов частично представлены на рис. 3 и рис. 4, а также в табл. 3, на которых приведены соответствующие аппроксимирующие зависимости $\bar{N}_{епр} = f(\bar{n}_{спр})$ для ГТК-10-4, полученные по методике [2], и определенные по ним $\bar{N}_{епр}$.

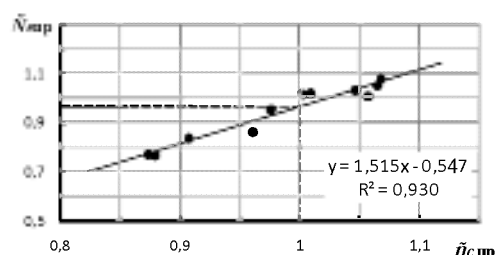


Рис. 3. Определение $\bar{N}_{епр}^*$ для ГТК-10-4 на основе полных исходных данных

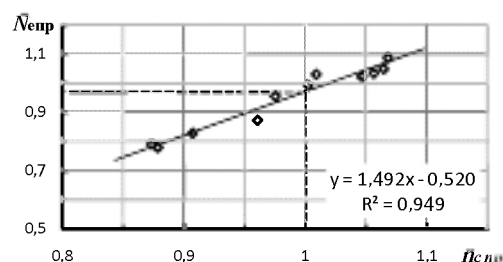


Рис. 4. Определение $\bar{N}_{епр}^*$ для ГТК-10-4 на основе неполных исходных данных

Таблица 3

Значения приведенной относительной мощности $\bar{N}_{епр}^*$ ГТК-10-4, полученные по различным формулам

Расчет параметров, определяющих значение $\bar{N}_{епр}^*$	Полные исходные данные	Неполные исходные данные
1. $q_{и}$ по (10):	0,968	—
1.1. T_4 по (8)	—	0,961
1.2. T_4 по (9)	—	0,972
2. $q_{п}$ по (11):	0,954	—
2.1. T_4 по (8)	—	0,948
2.2. T_4 по (9)	—	0,977
Абсолютное максимальное расхождение между $\bar{N}_{епр}^*$, полученными по всем анализируемым формулам	0,014	0,029

Анализ всех полученных в ходе проверки данных по всем рассмотренным двигателям приводит к следующим выводам:

1. При любом варианте определения $\bar{N}_{\text{епр}}^*$ на базе неполной исходной информации расхождение с результатами расчетов $\bar{N}_{\text{епр}}^*$ по полным исходным данным составляет не более $0,014 \div 0,031$, что существенно ниже минимального порогового снижения $\bar{N}_{\text{епр}}^*$ на 0,15, при котором ГПА предписывается выводить в средний ремонт. Это позволяет сделать вывод о приемлемости полученных выражений для расчета T_3'', T_4 и $q_{\text{п}}$ для диагностических оценок.

2. Предпочтительными для использования являются формулы (8) и (11), так как на их основе получаются наименьшие из всех наблюдаемых значений $\bar{N}_{\text{епр}}^*$. При недостаточно надежном диагностировании по косвенным признакам, которыми оперирует параметрическая диагностика, такой выбор в пользу (8) и (11) снижает нежелательные последствия от возможных ошибочных решений по результатам диагностики.

Список литературы

1. Перевощиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. – № 3. – С. 112-121.
2. Перевощиков С. И. Развернутая диагностика технического состояния газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Нефть и газ. – 2014. – № 5. – С. 92-98.
3. Ревзин Б. С., Ларионов И. Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа. Справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 303 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., профессор кафедры «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности», Тюменский государственный нефтегазовый университет, г. Тюмень, тел. 8(3452)467480

Information about the author

Perevoschikov S. I., Doctor of Engineering, professor of the chair «Machines and equipment of oil and gas industry», Tyumen State Oil and Gas University, phone: 8(3452)467480