

ВЛИЯНИЕ УТИЛИЗАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ ПРИВОДА КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ГТУ

Магистр техн. наук АБРАЗОВСКИЙ А. А.

ГИПК «ГАЗ-ИНСТИТУТ»

E-mail: abrazovsky@tut.by

На сегодняшний день явно видна необходимость более рационального использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), имеющихся в газотранспортной системе страны. В данной системе ВЭР в первую очередь представлены дымовыми газами газоперекачивающих агрегатов с газотурбинными приводными установками.

Для использования ВЭР газотурбинных приводов независимо от утилизационной схемы необходимо предусматривать установку теплообменного оборудования, которое является причиной увеличения аэродинамического сопротивления выпускного тракта. Это, в свою очередь, оказывает влияние практически на все параметры газотурбинной установки (ГТУ) и в результате сказывается на режиме работы установки в целом. Экспериментальным путем было определено, что использование утилизационного оборудования – причина снижения эффективных мощности и КПД. Для определения количественного влияния аэродинамического сопротивления на параметры ГТУ использован метод малых отклонений, позволяющий найти коэффициенты влияния, зная которые можно достаточно точно пересчитать выходные характеристики ГТУ при изменении сопротивления выпускного тракта вследствие установки утилизационного теплообменника. Удобство метода состоит в том, что независимо от поставленной задачи, числа переменных и характера связи между ними решение может быть получено в виде явной аналитической зависимости.

Используя метод малых отклонений, получены коэффициенты влияния изменения сопротивления выпускного тракта на эффективные мощность и КПД установки конкретного типа. Кроме того, графическим образом представлена зависимость коэффициентов влияния от начальных параметров цикла: температуры продуктов сгорания перед турбиной и степени сжатия воздуха в компрессоре.

Ключевые слова: утилизационная нагрузка привода, теплообменное оборудование, параметры ГТУ.

Ил. 3. Библиогр.: 10 назв.

INFLUENCE OF UTILIZED LOAD OF DRIVE OF COMPRESSING STATION UPON PARAMETERS OF GTP

ABRAZOVSKI A. A.

State Institute of Staff Retraining (SISR) "GAS-INSTITUT"

Today it is required to use secondary energy resources (STR), which we have in gas-transport system of the country, more efficiently. In this system (STR) smoke gases of gas transforming aggregates with turbogas drive installations are presented primarily.

For using STR of turbogas drives it is necessary to forecast heat exchange equipment installation, this causes the growth of aerodynamic resistance of ex-

haust channel. This influences on all plant's work. It was experimentally proved that the usage of utilized equipment influences upon increasing of power efficiency. For this reason the perturbation method was used, which allow to determine rate of influence. Convenience of this method is that the solution can be obtained in the form of evident analytical dependence and it does not depend on formulated problem, number of variable and definite relations between them.

Using the perturbation method influence efficiency was obtained, which influences on exhaust channel resistance changes and as a result changes power efficiency and in the whole plant's efficiency. Besides, in this article the dependence of influence efficiency from stating parameters of cycle was presented in graphs: temperature of burning products before turbine and air compression.

Keywords: utilized load of drive, heat-exchange equipment, turbo-gas plants characteristics.

Fig. 3. Ref.: 10 titles.

Принципы более рационального использования ВЭР газоперекачивающих агрегатов, установленных на линейных компрессорных станциях газотранспортной системы, были сформулированы в работах [1–3]. При этом следует понимать, что для использования ВЭР газотурбинных приводов независимо от утилизационной схемы необходимо предусматривать установку теплообменного оборудования, которое является причиной увеличения аэродинамического сопротивления выхлопного тракта [4]. Это, в свою очередь, оказывает влияние практически на все параметры газотурбинной установки (ГТУ) и в результате сказывается на режиме работы установки в целом. Наличие утилизатора приводит к тому, что процесс расширения в турбине идет не до атмосферного давления, а заканчивается на давлении несколько большем, но достаточном для того, чтобы продукты сгорания могли преодолеть аэродинамическое сопротивление утилизационных установок [5]. Именно по этой причине основное требование, предъявляемое к утилизационным теплообменникам, – это минимальное сопротивление газового тракта.

Ряд исследователей экспериментально изучали влияние дополнительного аэродинамического сопротивления выхлопного тракта газовой турбины на отдельные характеристики ГТУ. В качестве объекта исследования выступала ГТУ с разрезанным валом и регенерацией. Сопротивление изменялось за счет положения шиберов, установленных в газоходах. Основными параметрами, испытывающими влияние сопротивления выхлопного тракта и определяющими режим работы ГТУ, являются эффективная мощность ГТУ N_e , температура рабочего тела перед газовой турбиной T_3 , эффективный КПД ГТУ η_e . Анализ изменения противодавления за турбиной Δp удобно проводить, когда один из основных параметров, а именно мощность ГТУ или температура газов перед турбиной, неизменен. Изменение того или иного параметра вследствие варьирования Δp можно определить как

$$\bar{x} = \frac{x_1}{x_0},$$

где x_0, x_1 – исследуемый параметр при $\Delta p = 0$ и $\Delta p \neq 0$ соответственно.

Как видно из рис. 1, эффективные мощность и КПД установки понижаются с ростом дополнительного сопротивления за турбиной. При фиксированном значении Δp наиболее интенсивное падение \bar{N}_e и $\bar{\varphi}_e$ наблюдается при частичных нагрузках ГТУ.

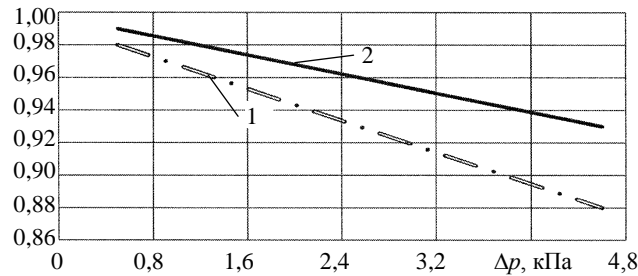


Рис. 1. Влияние дополнительного сопротивления за турбиной на параметры ГТУ:
1 – изменение мощности; 2 – изменение КПД

Данный результат отражает влияние аэродинамического сопротивления на эффективные мощность и КПД ГТУ конкретного типа. Для определения количественного влияния Δp на параметры ГТУ воспользуемся методом малых отклонений, позволяющим определить коэффициенты влияния, используя которые можно достаточно точно пересчитать выходные характеристики ГТУ при изменении сопротивления выхлопного тракта вследствие установки утилизационного теплообменника. Сущность данного метода заключается в том, что для нахождения зависимости между небольшими приращениями величин используется линейное соотношение [6]

$$\Delta y = f'(a)\Delta x.$$

Это соотношение является приближенным, так как точное выражение для приращения функции $y = f(x)$ может быть представлено в виде ряда Тейлора

$$\Delta y = f'(a)\Delta x + \frac{1}{2!}f''(a)\Delta x^2 + \frac{1}{3!}f'''(a)\Delta x^3 + \dots$$

Пренебрегая величиной второго и последующих членов ряда, принимаем приращение функции равным первому члену разложения в ряд Тейлора – дифференциалу функции. Относительное изменение интересующего нас параметра можно выразить с помощью формулы

$$\delta x = \frac{x - x_0}{x_0},$$

где x_0 , x – значение параметра в начальный момент времени и после прерывания влияния соответственно.

Относительное изменение параметра, выраженное через относительное изменение давления за газовой турбиной, имеет следующий вид:

$$\delta x = K \delta \sigma,$$

где K – коэффициент влияния; $\delta \sigma$ – относительное изменение давления.

И как результат

$$x = x_0 (1 + K \delta \sigma).$$

Как было указано ранее, основное влияние изменение сопротивления выхлопного тракта оказывает на эффективные мощность и КПД. Далее, используя известные соотношения характеристик ГТУ с разрезанным валом и зная значения параметров на определенном режиме, необходимо определить коэффициенты влияния изменения сопротивления на эффективные мощность и КПД.

Потери давления приводят к тому, что степень понижения его в турбине $\pi_T = p_3/p_4$ оказывается ниже степени понижения давления в компрессоре $\pi_K = p_2/p_1$ [7]. Основные потери давления имеют место на входе воздуха в компрессор, между компрессором и турбиной и на выходе турбины. Тогда уравнение баланса степеней сжатия и гидравлических сопротивлений по трактам турбины примет вид

$$\pi_T = \sigma_K \sigma_{K-T} \sigma_T \pi_K,$$

где $\sigma_K, \sigma_{K-T}, \sigma_T$ – коэффициент потери давления на входе воздуха в компрессор, между компрессором и турбиной и на выходе турбины соответственно.

Полагая, что при изменении сопротивления выходного тракта потери давления на входе в компрессор, а также между компрессором и турбиной являются неизменными, представим записанный баланс в виде уравнения в малых отклонениях посредством последовательного логарифмирования и дифференцирования

$$\delta \bar{\pi}_T = \delta \bar{\sigma}_T + \delta \bar{\pi}_K,$$

где $\delta \bar{\pi}_T, \delta \bar{\sigma}_T, \delta \bar{\pi}_K$ – относительные значения соответствующих параметров.

С учетом уравнений, предложенных в [7] для расчета расхода и давления рабочего тела перед турбиной, получаем уравнение в малых отклонениях, определяющее зависимость между расходом рабочего тела, степенью сжатия в компрессоре и температурой рабочего тела перед турбиной:

$$\delta \bar{G}_{pr} = \delta \bar{\pi}_K - \frac{1}{2} \delta \bar{T}_3.$$

Имея ГТУ с разрезанным валом, мощность турбины в целом можно представить через мощность компрессора и мощность силовой турбины

$$N_T = N_K + N_{ст}.$$

При этом надо понимать, что выражение может быть записано в данном виде при условии исключения потерь в компрессоре и турбине [8].

Вводя коэффициент полезной работы, переходим к уравнению в малых отклонениях

$$\frac{\Psi}{1-\Psi} \delta\bar{\psi} = \delta\bar{T}_3 - K_k \delta\bar{\pi}_k + K_T \delta\bar{\pi}_T,$$

где Ψ – коэффициент полезной работы; $K_k = \frac{m\pi_k^m}{\pi_k^m - 1}$; $K_T = \frac{n}{\pi_T^n - 1}$.

При известном коэффициенте полезной работы эффективная мощность составит

$$N_e = N_{ct} = \Psi N_T = \Psi G_{рт} c_{рт} T_3 (1 - \pi_T^{-n}) \eta_T.$$

В малых отклонениях это выражение имеет вид

$$\delta\bar{N}_e = \delta\bar{\psi} + \delta\bar{G}_{рт} + \delta\bar{T}_3 + K_T \delta\bar{\pi}_T.$$

Таким образом, имеется система из четырех уравнений:

$$\begin{cases} \delta\bar{\pi}_T = \delta\bar{\sigma}_T + \delta\bar{\pi}_k; \\ \delta\bar{G}_{рт} = \delta\bar{\pi}_k - \frac{1}{2} \delta\bar{T}_3; \\ \frac{\Psi}{1-\Psi} \delta\bar{\psi} = \delta\bar{T}_3 - K_k \delta\bar{\pi}_k + K_T \delta\bar{\pi}_T; \\ \delta\bar{N}_e = \delta\bar{\psi} + \delta\bar{G}_{рт} + \delta\bar{T}_3 + K_T \delta\bar{\pi}_T. \end{cases}$$

Для решения данной системы и нахождения зависимости между $\delta\bar{N}_e$ и $\delta\bar{\sigma}_T$ принимаем режим работы ГТУ при $T_3 = \text{const}$, а также задаемся еще одной зависимостью между имеющимися переменными. Для этого можно использовать соотношение между коэффициентом полезной работы и степенью сжатия воздуха в компрессоре

$$\Psi = 1 - \frac{\pi_k^m}{\theta},$$

где θ – соотношение граничных абсолютных температур в цикле.

Однако более рациональным видится ввод функции $\pi_T = f(\Psi)$, т. е. появление еще одного уравнения с коэффициентом влияния

$$\bar{\pi}_T = K_\Psi \bar{\psi}.$$

Таким образом, система имеет вид:

$$\begin{cases} \delta\bar{\pi}_T = \delta\bar{\sigma}_T + \delta\bar{\pi}_K; \\ \delta\bar{G}_{pr} = \delta\bar{\pi}_K - \frac{1}{2}\delta\bar{T}_3; \\ \frac{\Psi}{1-\Psi}\delta\bar{\psi} = \delta\bar{T}_3 - K_K\delta\bar{\pi}_K + K_T\delta\bar{\pi}_T; \\ \delta\bar{N}_e = \delta\bar{\psi} + \delta\bar{G}_{pr} + \delta\bar{T}_3 + K_T\delta\bar{\pi}_T; \\ \bar{\pi}_T = K_\Psi\bar{\psi}. \end{cases}$$

Решая систему, при условии, что $\delta\bar{T}_3 = 0$, получаем коэффициент влияния $\delta\bar{\sigma}_T$ на $\delta\bar{N}_e$:

$$K_N = \frac{AK_K - 1}{B};$$

$$A = \frac{1}{K_\Psi} + K_T + 1; \quad B = \frac{\Psi}{\Psi - 1} \frac{1}{K_\Psi} + K_K - K_T.$$

Используя данную методику, определим коэффициент влияния аэродинамического сопротивления выпускного тракта на эффективный КПД установки

$$K_\eta = \frac{A + D}{B} K_K - K'_K.$$

Вспомогательные коэффициенты определяются по следующим формулам:

$$D = K'_K - K'_T - 1;$$

$$K'_K = \frac{0,286(1-\mu)\pi_K^{0,286}}{\eta_K} \frac{T_1}{T_3 - T_8}; \quad K'_T = \frac{0,25\mu\eta_T}{\pi_T^{0,25}} \frac{T_3}{T_3 - T_8},$$

где T_1 – температура воздуха на входе осевого компрессора; T_3 – температура продуктов сгорания на входе газовой турбины; T_8 – температура воздуха на выходе из регенеративного подогревателя.

Используя метод малых отклонений, были получены коэффициенты влияния изменения сопротивления выпускного тракта на эффективные мощность и КПД установки конкретного типа. При этом необходимо учитывать, что коэффициенты влияния существенно зависят от начальных параметров цикла: температуры продуктов сгорания перед турбиной, степени сжатия воздуха в компрессоре [9, 10]. Изменения коэффициентов влияния, обусловленные изменением температуры газов перед турбиной для ГТУ различных циклов, отобразены на рис. 2, 3.

Таким образом, зная тип и эксплуатационные характеристики ГТУ и используя предложенную методологию, можно определить степень влияния теплообменного оборудования на основные параметры установки.

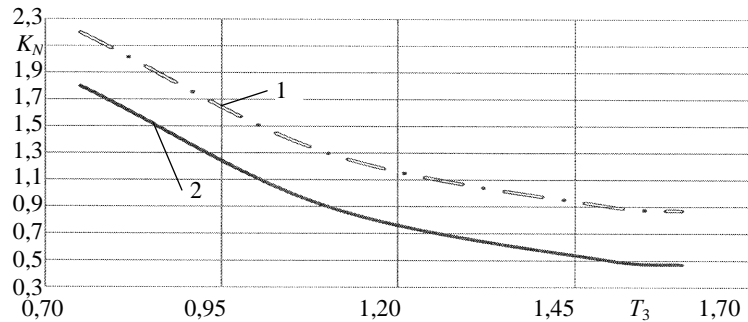


Рис. 2. Изменение коэффициента влияния сопротивления выпускного тракта на эффективную мощность ГТУ: 1 – простой цикл; 2 – цикл с утилизацией теплоты

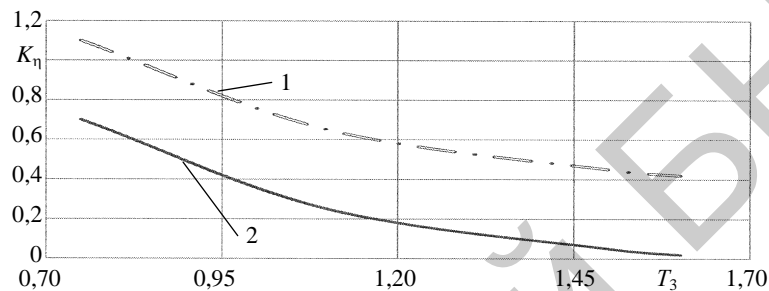


Рис. 3. Изменение коэффициента влияния сопротивления выпускного тракта на эффективный КПД ГТУ: 1 – простой цикл; 2 – цикл с утилизацией теплоты

ВЫВОДЫ

1. Показано, что использование утилизационного оборудования является причиной снижения эффективных мощности и КПД газотурбинной установки.
2. Используя метод малых отклонений, возможно аналитическим путем оценить влияние аэродинамического сопротивления утилизационных теплообменных аппаратов на параметры работы газотурбинной установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. В л и я н и е теплоутилизационного «хвоста» компрессорной станции на эффективность работы газотурбинного привода с изобарным подводом теплоты и регенеративным теплоиспользованием / А. П. Несенчук [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2013. – № 4. – С. 37–46.
2. Н е с е н ч у к, А. П. Энергоснабжение предприятия мясоперерабатывающей отрасли за счет утилизационной теплоты ВЭР компрессорной станции магистрального газопровода / А. П. Несенчук, А. А. Абрамовский, Т. В. Рыжова // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2013. – № 6. – С. 32–36.
3. А б р а з о в с к и й, А. А. Влияние технологических параметров магистрального газопровода на показатели работы компрессорной станции / А. А. Абрамовский // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2014. – № 3. – С. 87–92.
4. Х р у с т а л е в, Б. М. Техническая термодинамика: учеб. в 2 ч. / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – Ч. 2 – 560 с.
5. П о р ш а к о в, Б. П. Газотурбинные установки на газопроводах / Б. П. Поршаков, А. А. Апостолов, В. И. Никишин. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ», 2003. – 240 с.

6. Черкез, А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений / А. Я. Черкез. – М.: Машиностроение, 1965. – 354 с.
7. Стационарные газотурбинные установки / Л. В. Арсеньев [и др.]; под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с.
8. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие для вузов / Под ред. С. В. Цанаева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с.
9. Щуровский, В. А. Обобщенные характеристики газотурбинных установок с разрезанным валом, используемых для привода нагнетателя природного газа / В. А. Щуровский, В. И. Карнеев // Транспорт и хранение газа. – 1974. – № 2. – С. 8–19.
10. Зюзьков, В. В. Методы повышения энергоэффективности компрессорных станций при реконструкции магистральных газопроводов: дис. ... канд. техн. наук: 12.00.01 / В. В. Зюзьков. – М., 2011. – 128 л.

REFERENCES

1. Nesenchuk, A. P., Romaniuk, V. N., Abrazovskii, A. A., Begliak, A. V., Ryzhova, T. V., Begliak, V. V., & Kuz'min, R. O. (2013) Influence of Heat-Utilized "Tail End" of Compressing Station Upon Work Efficiency of Turbo-Gas Drive with Isobaric Heat Supply and Regenerative Heat Utilization. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii – Energetika*. [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Power Engineering], 4, 37–46 (in Russian).
2. Nesenchuk, A. P., Abrazovskii, A. A., & Ryzhova, T. V. (2013) Electric Power Supply of Meat-Packing Plant Using Utilized Heat of SER of Compressing Station of Main Gas-Line. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii – Energetika*. [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Power Engineering], 6, 32–36 (in Russian).
3. Abrazovskii, A. A. (2014) Influence of Technological Characteristics of the Main Gas-line on Compressing Station Work. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii – Energetika* [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Power Engineering], 3, 27–32 (in Russian).
4. Khrustalev, B. M., Nesenchuk, A. P. & Romanuk, V. N. (2004) *Engineering Thermodynamics*. Minsk, Tehnoprnt, Part 2. 560 p. (in Russian).
5. Porshakov, B. P., Apostolov, A. A. & Nikishin, V. I. (2003) *Turbo-Gas Installations on Gas-Lines*. Moscow, Publisher "Oil and Gas". 240 p. (in Russian).
6. Черкез, А. Я. (1965) *Engineering Calculations of Turbo-Gas Engines by Perturbation Method*. Moscow, Mashinostroenie. 354 p. (in Russian).
7. Arsenyev, L. V., & Tirishtina V. G. (1989) *Stationary Turbo-Gas Installations*. Leningrad, Mashinostroenie, Leningrad Department. 543 p. (in Russian).
8. Tsanaev, S. V., Buron, V. D., & Remezov, A. N. (2002) *Turbo-Gas and Steam Installations of Heat Power Stations*. Moscow, Publishing House of Moscow Power Engineering Institute. 584 p. (in Russian).
9. Shurovskii, V. A., & Karneev, V. I. (1974) Combined Characteristics of Turbo-Gas Installations With cut Shaft, Used for Blower Drive of Natural Gas. *Transport i Khranenie Gaza* [Transport and Storage of Gas], 2, 8–19 (in Russian).
10. Zюзьков, В. В. (2011) *Metody Povysheniia Energoeffektivnosti Kompessornykh Stantsii pri Rekonstruktsii Magistral'nykh Gazoprovodov*. *Dissertatsiia Kandidata Tekhnicheskikh Nauk* [Methods of Energy Efficiency Increasing of Compressing Stations During Reconstruction of Main Gas-Lines. Dissertation of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 128 p. (in Russian).

Представлена кафедрой ПТ и ТТ

Поступила 05.05.2014