

УДК 621.165

## Влияние диффузора на окружную неравномерность давления газа в выходном патрубке турбины

А.А. Сидоров, А.С. Голиков, Т.В. Полникова

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4

## Diffuser effect on circumferential gas pressure non-uniformity in the exhaust manifold of a steam turbine

A.A. Sidorov, A.S. Golikov, T.V. Polnikova

Kaluga branch of BMSTU, 248000, Kaluga, Russian Federation, Bazhenov St. Bldg. 4



e-mail: sidpoll@rambler.ru, gas\_83@mail.ru, polnikova\_t@rambler.ru



Выходной патрубок — важный элемент конструкции паровых и газовых турбин, влияющий на эффективность как турбины, так и всей турбоустановки. В настоящее время в паровых турбинах применяют выходные патрубки осерадиального типа, в которых из-за поворота потока создается окружная неравномерность давления в области за последней ступенью турбины, что ухудшает вибрационное состояние лопаток последней ступени, вызывая вынужденные колебания и процессы старения материала лопаток. Один из способов защиты лопаток от вибрации — уменьшение окружной неравномерности давления. Поэтому актуальным является исследование влияния на нее диффузорных элементов. Однако в научной литературе практически отсутствуют сведения о влиянии диффузоров на входную неравномерность давления. Авторами предлагаемой работы аналитически (с использованием коэффициентов восстановления давления) показано, что диффузор влияет на окружную неравномерность давления. Обоснованность данного вывода проверена с помощью численных экспериментов. Для этого в программной среде SolidWorks построены модели трех одинаковых выходных патрубков, отличающихся тем, что первый не имел диффузора, во втором использовался полный кольцевой диффузор, а в третьем — срезанный кольцевой диффузор. Аэродинамический анализ патрубков проведен с помощью модуля SolidWorks программы FlowWorks. Для каждой модели расчеты проводились для двух рабочих тел — воздуха и водяного пара. Результаты расчетов, представленные в графической форме, подтвердили аналитические выводы. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании турбин и для оценки вибрационной надежности лопаток последней ступени турбины.

**Ключевые слова:** паровая турбина, выходной патрубок, окружная неравномерность давления, диффузор, коэффициенты восстановления давления, численный эксперимент.



Exhaust manifold is an important part of steam and gas turbines, and it affects the efficiency of both the turbine and the turbo-installation. Currently, axial-to-radial type of the exhaust manifold is used in steam turbines, which causes circumferential gas pressure non-uniformity in the area after the last row of blades due to the gas flow turn. It worsens the vibration condition of the last row of blades and causes forced vibrations and ageing of the blade material. The decrease of circumferential pressure non-uniformity is a way to protect the blades from vibration. Therefore, it is essential to consider the effect of diffuser parts on

the non-uniformity. However, there is insufficient published information about the diffuser effect on the entrance circumferential non-uniformity. The authors of this work show analytically the decrease of circumferential pressure non-uniformity by the diffuser using pressure recovery factor. The validity of the conclusions was proved by numerical experiments. For this purpose three similar exhaust manifold models were created in SolidWorks. The only difference between them was that the first model did not have a diffuser, the second one had a completely circular diffuser and the third model had a shoe-noise circular diffuser. The aerodynamic analysis was carried out using the SolidWorks module of the FlowWorks software. Calculations were performed for two working substance (water steam and air) for each model. The results of these calculations, shown in diagrams, confirmed the analytical conclusions. The findings can be used in turbine design and estimation of vibration reliability of the last row of blades.

**Keywords:** steam turbine, exhaust manifold, circumferential gas pressure non-uniformity, diffuser, pressure recovery factor, numerical experiment.

Выходные патрубки — важный элемент конструкции паровых и газовых турбин, существенно влияющий на их эффективность [1]. В настоящее время в конденсационных паровых турбинах используют осерадиальные выходные патрубки, в которых поток, выходящий из последней ступени турбины, поворачивается на  $90^\circ$  по отношению к горизонтальному разьему корпуса. Поворот потока обуславливает неравномерность статического давления по периметру патрубка (окружную неравномерность) в области за последней ступенью турбины. Движение рабочих лопаток последней ступени в неравномерном поле давлений порождает нестационарные аэродинамические силы, которые могут привести к вибрации лопаток и отрицательным последствиям: образованию микротрещин в материале лопаток (старению), резонансам и разрушению лопаток. Одним из способов борьбы с возбуждающими силами является уменьшение неравномерности давления за последней ступенью. В этой связи целесообразно рассмотреть влияние на окружную

неравномерность давления диффузорного элемента, установленного на выходе потока из проточной части.

Аэродинамические характеристики диффузоров исследованы во многих работах [2–7]. Однако в научной литературе отсутствуют описания исследований, в которых рассмотрено влияние диффузора на уровень окружной неравномерности давления в выходных патрубках турбин.

Цель работы — показать аналитически (с помощью коэффициентов восстановления давления) и экспериментально влияние диффузора на неравномерность давления по периметру патрубка.

Рассмотрим изменение состояния газа в диффузоре в тепловой диаграмме (рис. 1). В точке 1 (состояние потока на входе в диффузор) известны статическое давление  $p_1$ , температура  $t_1$ , скорость  $c_1$  ( $H_0 = c_1^2/2$ ). Состояние потока за диффузором (точка 2) характеризуется давлением  $p_2$ , температурой  $t_2$  и скоростью  $c_2$  ( $h_{12} = c_2^2/2$ ). Параметрам полного торможения на входе и выходе из диффузора  $p_{01}^*$ ,  $t_{01}^*$ ,  $p_{02}^*$ ,  $t_{02}^*$  соответствуют точки  $O_1$ ,  $O_2$ .

Предположим, что влияние диффузора на поток протекающего в патрубке газа в основном обусловлено двумя параметрами: величиной приращения потенциальной энергии  $h_{12}$  в процессе сжатия и кинетической энергией  $H_0$  потока на входе, эквивалентной разности энтальпий. Поэтому для дальнейшего анализа удобно применить коэффициент восстановления энергии  $\xi$ , используемый при аэродинамических расчетах диффузоров [2]:

$$\xi = h_{12} / H_0.$$

Для потока газа с умеренными скоростями, когда можно пренебречь сжимаемостью, коэффициент  $\xi$  представляют через давления:

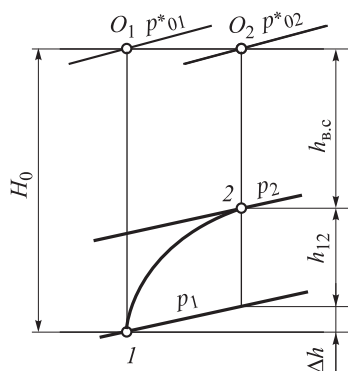


Рис. 1. Тепловая диаграмма процесса в диффузоре: 1 — состояние потока на входе в диффузор; 2 — состояние потока за диффузором;  $\Delta h$  — потери в диффузоре;  $h_{12}$  — приращение потенциальной энергии;  $h_{в.с}$  — перепад, эквивалентный потере с выходной скоростью

$$\xi = \frac{p_2 - p_1}{p_{01}^* - p_1},$$

и называют коэффициентом восстановления давления.

Неравномерное давление на входе в диффузор можно представить в виде

$$p_1 = p_{10} + \Delta p_1(\varphi).$$

Здесь  $p_{10}$  — номинальное (расчетное) давление на входе;  $\Delta p_1(\varphi)$  — отклонение давления от расчетного значения (зависит от угла  $\varphi$ ).

Представим коэффициент  $\xi$  с помощью неравномерного давления  $p_1$  во входном сечении диффузора и расчетного давления  $p_{10}$ . При этом считаем, что выходной патрубок работает на расчетном режиме, т. е. с постоянной осевой скоростью на выходе из последней ступени (на входе в диффузор). Следовательно, параметр  $H_0 = c_1^2/2$  и разность  $(p_{01}^* - p_{10})$  должны быть постоянными величинами:

$$\xi_1 = \frac{p_2 - p_1}{p_{01}^* - p_{10}}; \quad (1)$$

$$\xi_2 = \frac{p_2 - p_{10}}{p_{01}^* - p_{10}}. \quad (2)$$

Представление коэффициентов по формулам (1), (2) показывает, что при учете неравномерности давления на входе  $\xi_1 < \xi_2$ . Вычтя из большей величины меньшую, получим

$$\begin{aligned} \Delta \xi &= \xi_2 - \xi_1 = \frac{p_2 - p_{10} - p_2 + p_1}{p_{01}^* - p_{10}} = \\ &= \frac{p_1 - p_{10}}{p_{01}^* - p_{10}} = \frac{\Delta p_1(\varphi)}{p_{01}^* - p_{10}}. \end{aligned}$$

Таким образом, отклонение давления можно представить в следующем виде:

$$\Delta p_1(\varphi) = (p_{01}^* - p_{10}) \Delta \xi.$$

Учитывая, что давление заторможенного потока и статическое давление перед диффузором определяются зависимостью

$$p_{01}^* \approx p_{10} + \rho_1 c_1^2 / 2,$$

где  $\rho_1$  — плотность среды в расчетном сечении, неравномерное давление на входе в диффузор

$$p_1 = p_{10} + \Delta \xi \rho_1 \frac{c_1^2}{2}, \quad (3)$$

а окружная неравномерность давления

$$\Delta p_1(\varphi) = \Delta \xi \rho_1 \frac{c_1^2}{2}. \quad (4)$$

Правая часть уравнения (4) описывает состав параметров, от которых зависит  $\Delta p_1(\varphi)$ . Перечень этих параметров может быть расширен, если учесть, что (см. рис. 1)

$$H_0 = h_{12} + \Delta h + h_{в.с.}$$

Тогда

$$\xi = \frac{h_{12}}{H_0} = 1 - \frac{\Delta h}{H_0} - \frac{h_{в.с.}}{H_0} = 1 - \zeta - \zeta_{в.с.}$$

Здесь  $\zeta$ ,  $\zeta_{в.с.}$  — потери в диффузоре и потери с выходной скоростью соответственно.

Если сомножитель  $\Delta \xi$  в уравнении (4) рассматривать как относительную величину приращения потенциальной энергии, то окружная неравномерность определяется потенциальной и кинетической энергией потока и зависит также от уровня потерь в диффузоре. При фиксированных степени сжатия в диффузоре, температуре  $t_2$  и уровне потерь окружная неравномерность зависит только от кинетической энергии потока на входе. При постоянных кинетической энергии перед диффузором, температуре  $t_1$  и уровне потерь окружная неравномерность зависит только от восстановительной способности (или степени сжатия) диффузора.

Для проверки предварительных выводов авторами настоящей работы выполнен численный эксперимент. В качестве объекта расчета была выбрана модель выходного осерадиально-го патрубка турбины, геометрические размеры которой показаны на рис. 2 [8].

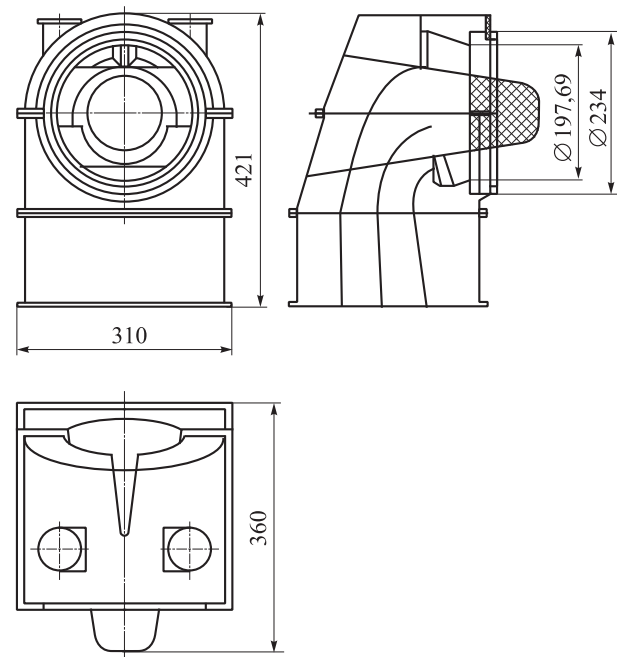


Рис. 2. Модель патрубка

В программной среде SolidWorks были построены три одинаковые модели выходного патрубка турбины:

- 1) без диффузора;
- 2) с полным кольцевым диффузором;
- 3) со срезанным кольцевым диффузором.

В качестве примера на рис. 3 показана модель осередиального патрубка с полным кольцевым диффузором. Во входном сечении каждого патрубка выделялись три окружности с диаметрами  $d_1 = 100$  мм,  $d_2 = 125$  мм,  $d_3 = 150$  мм, на которых определялись статические давления газа. Плоскость расположения окружностей в масштабе чертежа рис. 2 проходила на расстоянии 10 мм от входных кромок диффузора. Расчет давлений проводился с помощью подключаемого модуля SolidWorks программы FlowWorks. Для каждой модели был проведен расчет двух рабочих тел: воздуха и водяного пара.

Исходные данные для воздуха:

- $G = 1,25$  кг/с — расход;
- $p_2 = 98\ 000$  Па — давление на выходе.

Исходные данные для пара:

- $G = 5$  кг/с — расход;
- $p_1 = 7\ 220$  Па — давление на входе;
- $p_2 = 6\ 860$  Па — давление на выходе;
- $T_1 = 310$  К — температура на входе.

В результате расчета для всех вариантов моделей получено распределение статических давлений по окружностям. Для наглядности на каждой окружности все относительные давления вариантов приведены к одной общей точке. В качестве примера на рис. 4 показаны кривые относительных давлений на среднем диаметре для воздуха и пара. По оси ординат на этом рисунке отложена величина

$$\frac{p_1}{p_{1\max}} = \frac{p_{01} + \Delta p_1}{(p_{01} + \Delta p_1)_{\max}}$$

Результаты расчета, представленные на рис. 4, дают четкое понятие о влиянии диффузора на окружную неравномерность давления.

Учитывая, что численный эксперимент проводили с разными рабочими телами при различных исходных данных, целесообразно проанализировать его результаты отдельно для воздуха и водяного пара:

воздух — наибольшая окружная неравномерность давления имела место в патрубке без диффузора. Патрубки с диффузорами уменьшают неравномерность, но в разной степени. Наиболее эффективным оказался патрубок со срезанным диффузором. Разброс результатов расчетов незначителен, скачков давлений нет;

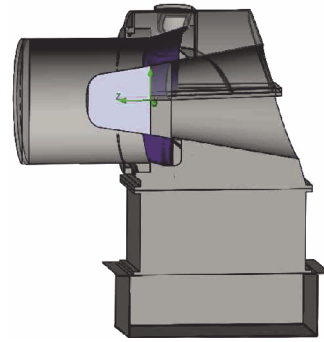


Рис. 3. Модель выходного осередиального патрубка с полным кольцевым диффузором (полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

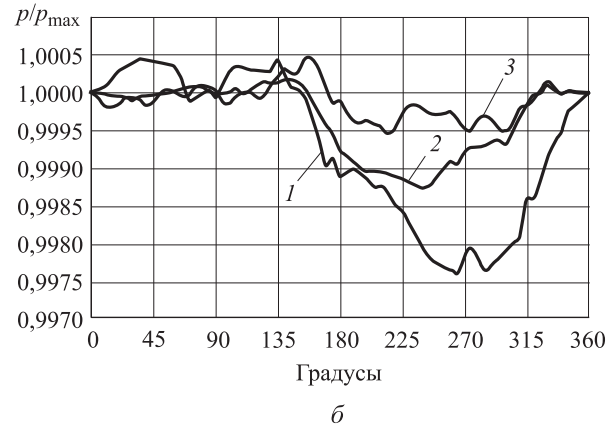
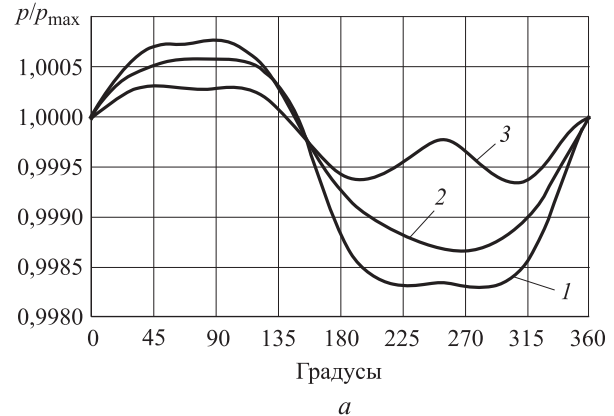


Рис. 4. Результаты расчета статических давлений по окружности для  $d_2 = 125$  мм:

- a* — на воздухе (1 — патрубок без диффузора; 2 — патрубок с полным диффузором; 3 — патрубок со срезанным диффузором);
- б* — на водяном пару (1 — патрубок без диффузора; 2 — патрубок со срезанным диффузором; 3 — патрубок с полным кольцевым диффузором)

водяной пар — наибольшая окружная неравномерность давления наблюдалась в патрубке без диффузора. Минимальная неравномерность получена на диаметрах  $d_1 = 100$  мм и  $d_2 = 125$  мм в патрубке с полным кольцевым диффузором и на  $d_3 = 150$  мм в патрубке со срезанным диффузором. Есть скачки давлений.

Объяснить полученные результаты достаточно сложно. Можно предположить, что это происходит вследствие отличия физических свойств воздуха и пара, поскольку они по-разному реагируют на рассмотренные выше факторы: кинетическую энергию на входе, восстановительную способность и потери диффузора.

Воздух в качестве рабочего тела в большей степени зависит от потерь в диффузоре. В среднем диффузоре потери меньше. При этом обеспечивается более свободный выход в патрубок. Водяной пар реагирует больше на восстановительную способность диффузора (степень сжатия), которая проявляется значительно в полном кольцевом диффузоре. Такие

конструктивные изменения способствуют более эффективной работе диффузора, следовательно, уменьшению окружной неравномерности давления.

## Выводы

1. Наличие диффузора в выходном осерадиальном патрубке уменьшает окружную неравномерность давления в области за последней ступенью турбины.

2. Выходной осерадиальный патрубок диффузорного типа повышает вибрационную надежность рабочих лопаток последней ступени турбины.

## Литература

- [1] Костюк А.Г., Фролов В.В., ред. *Турбины тепловых и атомных электрических станций*. Москва, МЭИ, 2001. 488 с.
- [2] Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. *Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин*. Москва, МЭИ, 2002. 274 с.
- [3] Зарянкин А.Е., Грибин В.Г., Парамонов А.Н., Носков В.В., Митрохова О.Н. Влияние угла раскрытия плоских диффузоров на их вибрационное состояние и пути снижения этих вибраций. *Теплоэнергетика*, 2012, № 9, с. 27–33.
- [4] Касилов В.Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин. *Теплоэнергетика*, 2000, № 11, с. 28–33.
- [5] Рис В.В., Симою Л.Л., Галаев С.А., Гудков Н.Н., Кириллов В.И., Смирнов Е.М., Кириллов А.И., Ермолаев В.В. Численное моделирование процессов течения в выхлопном патрубке паровой турбины: сопоставление результатов расчета с данными натурного эксперимента. *Теплоэнергетика*, 2009, № 4, с. 11–17.
- [6] Волков Н.Н., Волкова Л.И., Гурина И.Н., Козлов А.Ш. Экспериментальная установка и методика исследования характеристик выхлопного диффузора с центральным телом для отработки ракетных двигателей. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 4(89), с. 51–60.
- [7] Волков Н.Н., Волкова Л.И., Гурина И.Н., Козлов А.Ш. Исследование характеристик выхлопного диффузора с центральным телом на продуктах сгорания твердого топлива. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2014, № 1(94), с. 36–45.
- [8] Сидоров А.А., Голиков А.С. Оценка степени неоднородности давления во входном сечении осерадиального патрубка паровой турбины. *Аспирант и соискатель*, 2010, № 3, с. 74–77.

## References

- [1] *Turbiny teplovykh i atomnykh elektricheskikh stantsii* [Turbine thermal and nuclear power stations]. Ed. Kostiuk A.G., Frolov V.V. Moscow, MEI publ., 2001. 488 p.
- [2] Zaryankin A.E., Simonov B.P. *Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin* [Exhaust pipes of steam and gas turbines]. Moscow, MEI publ., 2002. 274 p.
- [3] Zaryankin A.E., Gribin V.G., Paramonov A.N., Noskov V.V., Mitrokhova O.M. The effect the aperture angle of flat diffusers has on their vibration state and ways for reducing this vibration. *Thermal Engineering*, 2012, vol. 59, no. 9, pp. 674–682.
- [4] Kasilov V.F. Issledovanie sredstv aktivnogo vozdeistviia na zakruchennoe techenie v sbornoj kamere vykhodnykh patrubkov tsilindrov nizkogo davleniia parovykh turbin [Study means of active influence on the swirling flow in the collection chamber outlet fittings low pres-

- sure cylinders of steam turbines]. *Teploenergetika* [Thermal Engineering]. 2000, no. 11, pp. 28–33.
- [5] Ris V.V., Smirnov E.M., Kirillov A.I., Galaev S.A., Simoyu L.L., Gudkov N.N., Kirillov V.I., Ermolaev V.V. Numerical simulation of flow in a steam-turbine exhaust hood: Comparison results of calculations and data from a full-scale experiment. *Thermal Engineering*, 2009, vol. 56, no. 4, c. 277–283.
- [6] Volkov N.N., Volkova L.I., Gurina I.N., Kozlov A.Sh. Eksperimental'naya ustanovka i metodika issledovaniia kharakteristik vykhlopного diffuzora s tsentral'nym telom dlia otrabotki raketnykh dvigatelei [Experimental setup and technique for investigating characteristics of exhaust spike diffuser for try-out of rocket engines]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2012, no. 4(89), pp. 51–60.
- [7] Volkov N.N., Volkova L.I., Gurina I.N., Kozlov A.Sh. Issledovanie kharakteristik vykhlopного diffuzora s tsentral'nym telom na produktakh sgoraniia tverdogo topliva [Investigating Characteristics of an Exhaust Diffuser with Central Body on Products of Solid Fuel Combustion]. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2014, no. 1(94), pp. 36–45.
- [8] Sidorov A.A., Golikov A.S. Otsenka stepeni neodnorodnosti davleniia vo vkhodnom sechenii oseradial'nogo patrubka parovoi turbiny [Assessment of the degree of heterogeneity of pressure in the inlet section axial-radial pipe steam turbine]. *Aspirant i soiskatel'* [Graduate students and applicants]. 2010, no. 3, pp. 74–77.

Статья поступила в редакцию 17.03.2015

## Информация об авторах

**СИДОРОВ Альберт Александрович** (Калуга) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика». Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана (248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4, e-mail: sidpoll@rambler.ru).

**ГОЛИКОВ Андрей Сергеевич** (Калуга) — ассистент кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика». Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана (248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4, e-mail: gas\_83@mail.ru).

**ПОЛНИКОВА Татьяна Владимировна** (Калуга) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерная графика». Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана (248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4, e-mail: polnikova\_t@rambler.ru).

## Information about the authors

**SIDOROV Al'bert Aleksandrovich** (Kaluga) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Thermal Engines and Thermal Physics. Kaluga Branch of BMSTU (248000, Kaluga, Russian Federation, Bazhenov St. Bldg. 4, e-mail: sidpoll@rambler.ru).

**GOLIKOV Andrey Sergeevich** (Kaluga) — Assistant Lecturer, Department of Heat Engines and Thermal Physics. Kaluga Branch of BMSTU (248000, Kaluga, Russian Federation, Bazhenov St. Bldg. 4, e-mail: gas\_83@mail.ru).

**POLNIKOVA Tatiana Vladimirovna** (Kaluga) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Engineering Graphics. Kaluga branch of BMSTU (248000, Kaluga, Russian Federation, Bazhenov St. Bldg. 4, e-mail: polnikova\_t@rambler.ru).