

Ю. А. ОЛЕЙНИК, А. В. ПРАСКО, Е. Г. ОСМАНОВА, С. П. НАУМЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО И ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Получена формула коэффициента полезного действия (КПД) привода центробежного и поршневого компрессора, учитывающая адиабатную работу сжатия газа, потери на трение в подшипниках компрессора и потери давления газа в компрессоре. Показано, как учет потерь давления газа в компрессоре увеличивает КПД привода компрессора. На практических расчетах показано, что КПД привода, зависящее от потерь давления газа в компрессоре, может достигать значений порядка 0,01 в центробежном компрессоре и порядка 0,02 в поршневом компрессоре.

Ключевые слова: компрессор, привод компрессора, коэффициент полезного действия.

Ю. А. ОЛІЙНИК, А. В. ПРАСКО О. Г. ОСМАНОВА, С. П. НАУМЕНКО

ВИЗНАЧЕННЯ ККД ПРИВОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО І ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРУ

Отримано формулу коефіцієнту корисної дії (ККД) приводу відцентрового та поршневого компресора, яка враховує адиабатну роботу стиснення газу, втрати на тертя в підшипниках компресора та втрати тиску газу в компресорі. Показано, як врахування втрат тиску газу в компресорі збільшує ККД приводу компресора. На практичних розрахунках показано, що ККД приводу, яке залежить від втрат тиску газу в компресорі, можуть досягати значень порядку 0,01 в відцентровому компресорі та порядку 0,02 в поршневому компресорі.

Ключові слова: компресор, привід компресору, коефіцієнту корисної дії.

YU. OLEYNIK, A. PRASKO, E. OSMANOVA, S. NAUMENKO

DETERMINING THE COEFFICIENT OF EFFICIENCY FOR THE DRIVES OF CENTRIFUGAL AND PISTON COMPRESSORS

A formula of the coefficient of efficiency for the drives of centrifugal and piston compressors was derived. It takes into consideration the adiabatic work of gas compression, friction losses in compressor bearings and gas pressure losses in the compressor. In the past, gas pressure losses in the compressor were not taken into account and these arise due to the friction of compressed gas flows, and due to the fact that the gas needs to overcome local resistances and the bends in compressor cavities. The computation formula of the coefficient of efficiency of the compressor was converted and it is used for a separate computation of the two coefficients of efficiency of the drive, in particular the coefficient of efficiency that takes into account the adiabatic work of gas compression and the friction losses in the bearings and the coefficient of efficiency that takes into account only gas pressure losses in the compressor. The plots for the coefficient of efficiency of the drive that takes into consideration only gas pressure losses in the compressor were constructed for centrifugal and piston compressors. Practical computations of the coefficient of efficiency of the drive that depends only on gas pressure losses in the compressor were done for centrifugal and piston compressors. For the centrifugal compressor this coefficient of efficiency can reach the value of 0.01 and for the piston compressor this value can be equal to 0.02. The values of the second order should be taken into account when calculating and estimating the coefficient of efficiency of the drive of centrifugal and piston compressors.

Key words: the compressor, the compressor drive and the coefficient of efficiency.

Введение

Для оценки технического состояния центробежного или поршневого компрессорного агрегата необходимо определять коэффициент полезного действия привода компрессора (компрессорной части). Для этого нужно найти мощность, развиваемую валом привода с учетом потерь мощности (энергии) в компрессоре.

Обычно учитываются только потери тепла перекачиваемого газа и потери на трение в подшипниках компрессора. Но имеются дополнительные потери, вызываемые потерями давления перекачиваемого компрессором газа, вызванные трением газа, преодолением местных сопротивлений и поворотов проточной части компрессора. В статье будет рассмотрено, как дополнительные потери давления влияют на КПД привода центробежного и поршневого компрессора.

Цель работы

Определить формулу и практические значения КПД привода центробежного и поршневого компрессора с учетом потерь давления сжимаемого компрессором газа.

Определение формулы для КПД привода компрессора

Для мощности, которую вал привода компрессора передает непосредственно компрессору (ротору центробежного компрессора, коленчатому валу поршневого компрессора), запишем выражение [1]:

$$N_{\text{вал}} = N_{\text{ад}} + N_{\text{тр}} + N_{\Delta p}, \quad (1)$$

где $N_{\text{вал}}$ – мощность на валу привода компрессора, Вт;

$N_{\text{ад}}$ – мощность, затрачиваемая на адиабатное сжатие газа в компрессоре, Вт;

$N_{\text{тр}}$ – мощность, теряемая в компрессоре на

трение в подшипниках, Вт;

$N_{\Delta p}$ – мощность, теряемая в компрессоре из-за потерь давления газа при преодолении газом трения, местных сопротивлений, поворотов, Вт.

Обычно $N_{\Delta p}$ не учитывают, но эта мощность может быть больше $N_{тр}$.

Для $N_{ад}$ запишем формулу [1, 2]:

$$N_{ад} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}}, \quad (2)$$

где $N_{пол}$ – мощность политропного сжатия газа, Вт;

$\eta_{пол}$ – политропный КПД компрессора.

В конструкциях привод-компрессор $N_{тр}$ оценивается с помощью величины $\eta_{мех}$ – механического КПД на валу привода, которая показывает сколько процентов $N_{вал}$ передается компрессору без учета $N_{тр}$ [1, 2]:

$$N_{вал} - N_{тр} = \eta_{мех} N_{вал},$$

откуда для $N_{тр}$ получим:

$$N_{тр} = (1 - \eta_{мех}) N_{вал}. \quad (3)$$

Для $N_{\Delta p}$ запишем формулу [1]:

$$N_{\Delta p} = \Delta p Q, \quad (4)$$

где Δp – давление газа, теряемое в компрессоре (трение газа, преодоление газом местных сопротивлений, потери при поворотах потока газа), Па;

Q – объемный расход газа, который перекачивает компрессор, м³/с.

Подставим формулы (2)–(4) в уравнение (1) и получим:

$$N_{вал} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + (1 - \eta_{мех}) N_{вал} + \Delta p Q;$$

$$N_{вал} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + N_{вал} - \eta_{мех} N_{вал} + \Delta p Q;$$

$$N_{вал} = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + \frac{1}{\eta_{мех}} \Delta p Q. \quad (5)$$

Для $N_{вал}$ запишем выражение с учетом КПД привода [1]:

$$N_{вал} = \eta_{пр} N_{пр}, \quad (6)$$

где $\eta_{пр}$ – КПД привода;

$N_{пр}$ – мощность, затрачиваемая в приводе для получения $N_{вал}$, Вт.

Величина $N_{пр}$ показывает мощность, которую получают в камере сгорания газотурбинного привода или в силовых цилиндрах поршневого привода.

Подставим формулу (6) в уравнение (5) и получим:

$$\eta_{пр} N_{пр} = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + \frac{1}{\eta_{мех}} \Delta p Q;$$

$$\eta_{пр} = \frac{1}{\eta_{мех} N_{пр}} \left(\frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} + \Delta p Q \right). \quad (7)$$

Запишем выражение (7) в следующем виде:

$$\eta_{пр} = \eta_{пр1} + \eta_{пр2}; \quad (8)$$

$$\eta_{пр1} = \frac{1}{\eta_{мех} N_{пр}} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}} = \frac{1}{\eta_{мех} \eta_{пол}} \frac{N_{пол}}{N_{пр}}; \quad (9)$$

$$\eta_{пр2} = \frac{1}{\eta_{мех} N_{пр}} \Delta p Q = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{\Delta p Q}{N_{пр}}. \quad (10)$$

Величина $\eta_{пр1}$ характеризует работу привода по сжатию газа в компрессоре с учетом следующих потерь энергии: трение деталей компрессора, отдача тепла от газа в компрессоре во внешнюю среду. Величина $\eta_{пр2}$ характеризует работу привода по обеспечению движения газа в компрессоре. Можно сказать, что $\eta_{пр1}$ характеризует работу привода по сжатию газа в компрессоре, а $\eta_{пр2}$ характеризует работу привода по перемещению газа в компрессоре. При расчетах $\eta_{пр}$ обычно не определяют $\eta_{пр2}$ и рассчитывают только $\eta_{пр1}$ (принимая $\eta_{пр2} \approx 0$), т. к. работа по сжатию газа намного больше, чем по перемещению. Но при больших объемных расходах газа Q может возникнуть ситуация, когда $\eta_{пр2}$ будет достигать значений до тысячных и сотых единиц, что необходимо учитывать.

Оценка величины $\eta_{пр2}$

Запишем формулу (10) в виде функции:

$$\eta_{пр2}(\Delta p) = \frac{1}{\eta_{мех}} \frac{Q}{N_{пр}} \Delta p,$$

которую будем рассчитывать для различных значений $\eta_{мех}$, Q , $N_{пр}$.

Величины $\eta_{мех}$, Q , $N_{пр}$ будем задавать для конкретного типа компрессорного агрегата.

Обычно объемный расход перекачиваемого газа измеряют в нормальных метрах кубических [3]:

$$Q = \frac{\rho_n}{\rho_{ср}} Q_n, \quad (11)$$

где ρ_n – плотность газа при нормальных условиях (0 °С, 101325 Па), кг/м³;

Q_n – расход газа в компрессоре при его плотности ρ_n , м³/с;

$\rho_{ср}$ – средняя плотность газа в компрессоре, кг/м³.

Величину $\rho_{ср}$ определим с помощью уравнений состояния газа [2, 3]:

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{1}{2R} \left(\frac{p_1}{Z_1 T_1} + \frac{p_2}{Z_2 T_2} \right), \quad (12)$$

где ρ_1, ρ_2 – плотность газа на входе и выходе компрессора, кг/м³;

p_1, p_2 – абсолютное давление газа на входе и выходе компрессора, Па;

T_1, T_2 – температура газа на входе и выходе компрессора, К;

Z_1, Z_2 – коэффициенты сжатия газа на входе и выходе компрессора;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Для привода, использующего природный газ в качестве топлива, запишем [1–3]:

$$N_{\text{пр}} = H_{\text{T}} \rho_{\text{тн}} Q_{\text{тн}}, \quad (13)$$

где H_{T} – низшая теплота сгорания топливного газа, Дж/кг;

$\rho_{\text{тн}}$ – плотность топливного газа при нормальных условиях (0 °С, 101325 Па), кг/м³;

$Q_{\text{тн}}$ – расход топливного газа при его плотности $\rho_{\text{тн}}$, м³/с.

Для определения $N_{\text{пол}}$ будем использовать величину $A_{\text{пол}}$ (Дж/кг) – удельную политропную работу по сжатию газа в компрессоре [1–3]:

$$N_{\text{пол}} = A_{\text{пол}} \rho_{\text{н}} Q_{\text{н}}; \quad (14)$$

$$A_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} R (Z_2 T_2 - Z_1 T_1); \quad (15)$$

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1} \frac{Z_1 T_1}{Z_2 T_2}\right)}. \quad (16)$$

Проведем оценку $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ (формулы (10)–(16)) для центробежного компрессора с газотурбинным приводом (ГТП) и мощностью порядка 6 МВт, который перекачивает природный газ (рис. 1).

На рис. 1 принято, что ГТП может работать в пределах 4...6 МВт и обеспечивать $Q_{\text{н}} = 80\,000$ – $160\,000$ нм³/час со значением следующих величин: $Q_{\text{тн}} = 2\,000$ нм³/час; $\eta_{\text{мех}} = 0,980$; $\eta_{\text{пол}} = 0,720$; $\rho_{\text{н}} = 0,7835$ кг/м³; $H_{\text{T}} = 47,26$ МДж/кг; $R = 474$ Дж/(кг·К); $p_1 = 1,8$ МПа; $p_2 = 3,9$ МПа; $T_1 = 35$ °С; $T_2 = 111$ °С (рис. 1).

На рис. 1 показаны графики изменения $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ в зависимости от $Q_{\text{н}}$, а так же даны значения величин $N_{\text{вал}} = N_{\text{пол}} / (\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{пол}})$ (формулы (5), (14)–(16)) и $\eta_{\text{пр}1}$ (формула (9)).

Графики рис. 1 показывают, что при $\Delta p = 0 \dots 2$ бар ($0 \dots 2 \cdot 10^5$ Па), величина $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ изменяется от 0 до 0,01. Потеря значения $\eta_{\text{пр}}$ на

величину 0,01 ($\eta_{\text{пр}2} = 0,01$ в формуле (8)) может быть при значениях $\Delta p = 1 \dots 2$ бар (рис. 1). При потерях давления $\Delta p = 2 \dots 5$ бар, получили, что $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p) = 0,02 \dots 0,05$ (рис. 1), что очень существенно для $\eta_{\text{пр}}$.

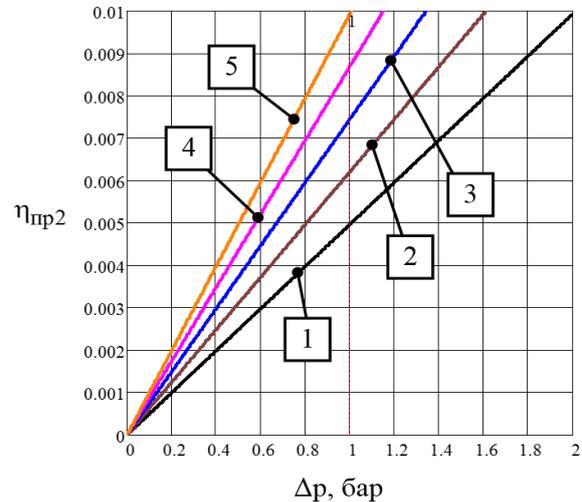


Рис. 1 – Графики $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ для центробежного компрессора с ГТП при $\eta_{\text{мех}} = 0,98$, $\eta_{\text{пол}} = 0,72$,

$$Q_{\text{тн}} = 2000 \text{ нм}^3/\text{час};$$

$$1 - Q_{\text{н}} = 80000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 3,019 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,176;$$

$$2 - Q_{\text{н}} = 100000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 3,774 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,182;$$

$$3 - Q_{\text{н}} = 120000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 4,529 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,219;$$

$$4 - Q_{\text{н}} = 140000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 5,284 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,255;$$

$$5 - Q_{\text{н}} = 160000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{\text{вал}} = 6,039 \text{ МВт}, \eta_{\text{пр}1} = 0,292$$

Проведем оценку $\eta_{\text{пр}2}(\Delta p)$ для поршневого компрессора с поршневым приводом мощностью порядка 1,0 МВт. Примем, что компрессор может работать в пределах 0,7...1,1 МВт и обеспечивать $Q_{\text{н}} = 16\,000$ – $24\,000$ нм³/час (рис. 2).

Для поршневого компрессора приняты значения следующих величин (рис. 2): $Q_{\text{тн}} = 400$ нм³/час; $\eta_{\text{мех}} = 0,930$; $\eta_{\text{пол}} = 0,800$; $\rho_{\text{н}} = 0,7835$ кг/м³; $H_{\text{T}} = 47,26$ МДж/кг; $R = 474$ Дж/(кг·К); $p_1 = 0,67$ МПа; $p_2 = 1,63$ МПа; $T_1 = 17$ °С; $T_2 = 83$ °С.

Из рис. 2 следует, что потеря значения $\eta_{\text{пр}}$ на величину 0,01...0,02 ($\eta_{\text{пр}2}$ в формуле (8)) может быть при значениях $\Delta p = 0,5 \dots 1,5$ бар. При поте-

рях давления $\Delta p = 2 \dots 4$ бар, получим, что $\eta_{пр2}(\Delta p) = 0,02 \dots 0,05$ (рис. 2).

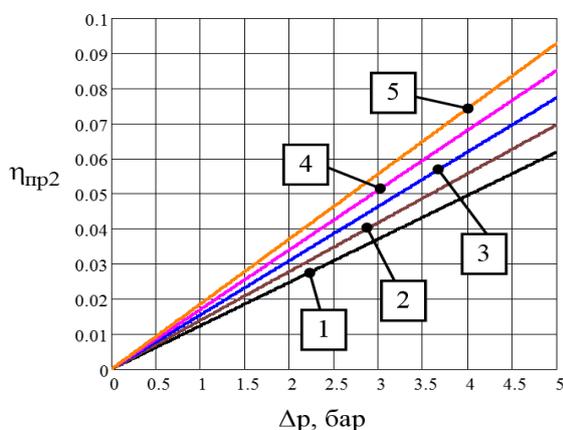


Рис. 2 – Графики $\eta_{пр2}(\Delta p)$ для компрессора с поршневым приводом при $\eta_{мех} = 0,930$,

$$\eta_{пол} = 0,80, Q_{тн} = 400 \text{ нм}^3/\text{час};$$

$$1 - Q_{н} = 16000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,698 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,153;$$

$$2 - Q_{н} = 18000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,785 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,172;$$

$$3 - Q_{н} = 20000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,873 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,191;$$

$$4 - Q_{н} = 22000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 0,960 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,210;$$

$$5 - Q_{н} = 24000 \text{ нм}^3/\text{час},$$

$$N_{вал} = 1,047 \text{ МВт}, \eta_{пр1} = 0,229$$

Оценка величины Δp для центробежного и поршневого компрессора

Для центробежного компрессора запишем произведение $\Delta p Q$ (теряемая мощность):

$$\Delta p Q = \delta N_{ад} = \delta \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}},$$

откуда для Δp получим:

$$\Delta p = \delta \frac{1}{Q} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}}, \quad (17)$$

где δ – коэффициент потерь [1, 4].

Для величины δ запишем:

$$\delta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3,$$

где β_1 – потери от трения рабочего колеса центробежного компрессора о сжимаемый газ;

β_2 – потери от перетекания газа через уплотнения в рабочем колесе центробежного компрессора;

β_3 – потери при перемещении газа в обрат-

ном направляющем аппарате и каналах (проточных частях) центробежного компрессора.

Для величин β_1 и β_2 запишем следующие значения: $\beta_1 = 0 \dots 0,02$; $\beta_2 = 0 \dots 0,02$ [4]. Для β_3 примем, что $\beta_3 \approx \beta_1$, а значит $\beta_3 = 0 \dots 0,02$.

Так как часть потерь переходит в нагрев газа, т. е. повышает температуру и давление газа, то будем учитывать средние значения потерь:

$$\delta = 0,01 + 0,01 + 0,01 = 0,03$$

и перепишем формулу (17) с учетом, что $\delta = 0,03$:

$$\Delta p = 0,03 \frac{1}{Q} \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}}. \quad (18)$$

Подставим формулы (11) и (14) в выражение (18) и получим:

$$\Delta p = \frac{0,03}{\eta_{пол}} \frac{A_{пол} \rho_{н} Q_{н}}{\rho_{н} Q_{н}} \rho_{ср};$$

$$\Delta p = \frac{0,03}{\eta_{пол}} \rho_{ср} A_{пол}. \quad (19)$$

Для оценки формулы (19) примем значения, схожие значениями параметров на рис. 1: $\eta_{пол} = 0,720$; $\rho_{н} = 0,7835 \text{ кг/м}^3$; $R = 474 \text{ Дж/(кг·К)}$; $p_1 = 1,8 \text{ МПа}$; $p_2 = 3,9 \text{ МПа}$; $T_1 = 35 \text{ °C}$; $T_2 = 111 \text{ °C}$. После расчетов получены следующие результаты: $\rho_{ср} = 17,41 \text{ кг/м}^3$; $A_{пол} = 122393 \text{ Дж/кг}$; $\Delta p = 0,888 \text{ бар}$. Значение $\Delta p = 0,888 \text{ бар}$ подставляем в график рис. 1 и получаем $\eta_{пр2} \approx 0,004 \dots 0,009$, т. е. $\eta_{пр2}$ может достигать максимальной величины порядка 0,01, что существенно для КПД привода.

Для поршневых компрессоров будем оценивать Δp как потери давления при прохождении газа из поршня компрессора через выпускной клапан в газотранспортную систему. Потери на трение газа и изменение направления потока газа не будем учитывать. Для потерь давлений в выпускном клапане поршневого компрессора используем данные, полученные в литературе [5]:

– для кольцевых, дисковых грибовых клапанов $\Delta p = 0 \dots 0,1 p_2$;

– для прямооточных клапанов $\Delta p = 0 \dots 0,03 p_2$.

Для прямооточных клапанов, используемых в современных поршневых компрессорах, примем среднее значение потерь давления:

$$\Delta p_{ср} = (0,03/2) p_2 = 0,015 p_2. \quad (20)$$

Поршень поршневого компрессора совершает цикл (движение из нижней мертвой точки в верхнюю и обратно) за полный поворот вала компрессорного агрегата. При этом газ дважды нагнетается поршнем в выпускные клапана, т. е. за один поворот вала в одном цилиндре теряется давление, равное $2\Delta p_{ср}$, а в N цилиндрах теряется давление Δp_N :

$$\Delta p_N = 2N \Delta p_{ср},$$

откуда, с учетом формулы (20), получим:

$$\Delta p_N = 2N 0,015 \Delta p_2 = 0,03 N \Delta p_2 . \quad (21)$$

При расчете по формуле (21) получено:

– при $N = 3$, $\Delta p_N = 0,147$ МПа = 1,47 бар (компрессоры Аякс);

– при $N = 5$, $\Delta p_N = 0,244$ МПа = 2,44 бар (компрессоры 10ГКН).

Для потерь давлений 1,47 бар из рис. 2 получим значения $\eta_{\text{пр}2} \approx 0,02 \dots 0,03$, а для потерь давлений 2,44 бар – $\eta_{\text{пр}2} \approx 0,03 \dots 0,045$. Допустим, что половина энергии от потерь давления в поршневом компрессоре переходит в температуру и давление газа, тогда получим, что $\eta_{\text{пр}2} \approx 0,01 \dots 0,02$.

Выводы

Получены практические максимальные значения величины $\eta_{\text{пр}2}$: для привода центробежного компрессора – 0,01, для привода поршневого компрессора – 0,02. Это существенные величины, которые необходимо учитывать при расчете КПД привода эксплуатируемого компрессора.

Список литературы

1. Михайлов А. К., Ворошилов В. П. *Компрессорные машины* : учеб. для вузов. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.
2. Архаров А. М., Исаев С. И., Кожин И. А. и др. *Теплотехника* : учеб. для студентов вузов. Под ред. В. И. Крутова. Москва: Машиностроение, 1986. 432 с.
3. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. *Справочник работника газовой промышленности*. Москва: Недра, 1989. 286 с.
4. Ивановский Н. Н., Криворотко В. Н. *Центробежные нагнетатели природного газа*: учеб. пособие для техникумов. Москва: Недра, 1994. 176 с.
5. Рахмилевич З. З., Золотаревский В. С. *Повышение экономичности и надежности газомоторных компрессоров типа 10ГК*. Москва: ВНИИОЭНГ, 1969. 87 с.

References (transliterated)

1. Mihailov A. K., Voroshilov V. P. (1989), *Kompressornye mashiny* [Compressor cars], Energoatomizdat, Moscow, 288 p.
2. Arharov A. M., Isaev S. I., Kozhinov I. A. et al (1986), *Teplootekhnika* [Heat engineering], V. I. Krutova (Ed.), Mashinostroyeniye, Moscow, 432 p.
3. Volkov M. M., Miheev A. L., Konev A. A. (1989), *Spravochnik rabotnika gazovoi promyshlennosti* [Reference book by the worker of the gas industry], Nedra, Moscow, 286 p.
4. Ivanovskiy N. N., Krivorotko V. N. (1994), *Zentrobеzhnyye nagnetateli prirodnoy gaza* [Centrifugal superchargers of natural gas], Nedra, Moscow, 176 p.
5. Rahmilevits Z. Z., Zolotarevskiy V. S. (1969), *Povysheniye ekonomichnosti i nadezhnosti gazomotornykh kompressorov tipa 10GK* [Increase in profitability and reliability of gas engine 10GK compressors], VNIIOENG [Russian Research Institute of the organization, management and economy of the oil and gas industry], Moscow, 87 p.

Поступила (received) 20.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Олійник Юрій Анатолійович (Олейник Юрий Анатольевич, Oleynik Yuriy Anatolyevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, член-кореспондент Інженерної академії України, старший науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна; e-mail: 12nauka12@gmail.com.

Праско Олександр Володимирович (Праско Александр Владимирович, Prasko Alexander Vladimirovich) – старший науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, г. Харків, Україна.

Османова Елена Георгіївна (Османова Елена Георгиевна, Osmanova Elena Georgievna) – інженер II категорії відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, г. Харків, Україна.

Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.