

УДК. 629.33.02

МЕТОДИКА РАСЧЕТА, ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ПЕРЕПУСКА ГАЗА АГРЕГАТА НАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ

Ю.П. Макушев¹, А.В. Древель¹, Т.А. Макушева²

¹ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россий, г. Омск;

²Омский государственный технический университет (ОмГТУ), Россия, г. Омск.

Аннотация. В данной статье рассмотрены вопросы выбора конструктивных и регулировочных параметров системы автоматического регулирования энергией отработавших газов двигателя, поступающей на лопатки колеса турбины. Управление величиной давления воздуха на выходе из компрессора и ограничение максимальных частот вращения вала турбокомпрессора осуществляется путем перепуска отработавших газов. Приведена методика расчета системы перепуска газа в турбине агрегата наддува двигателя, учитывающая баланс сил, действующих на мембранные пружины, шток и заслонку. Рассмотрены способы диагностирования и регулирования системы перепуска газа мимо турбины.

Ключевые слова: агрегат наддува, турбина, система перепуска газа.

Введение

Для повышения мощности двигателей, снижения удельного расхода топлива и токсичности отработавших газов применяют систему наддува воздуха. Наибольшее применение получил газотурбинный наддув, в котором центробежный компрессор и турбина (агрегат наддува) имеет с двигателем газовую связь.

Требуемое массовое количество воздуха для работы дизеля определяется из выражения [1]

$$M_d = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \varphi}{3600} \text{ кг/с}, \quad (1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха (1,6 – 2,0); L_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1кг топлива (14,8 кг); g_e – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч) (0,18 – 0,22); N_e – мощность двигателя, кВт; φ – коэффициент продувки (1,1–1,2). Для бензиновых двигателей $\alpha = 1$, $g_e = 0,26 – 0,3$ кг/(кВт·ч).

Для рядных двигателей обычно устанавливают один компрессор, для V – образных – два. С учетом выбранного числа компрессоров i_k необходимая подача воздуха одним компрессором находится по формуле

$$M_K = \frac{M_d}{i_k}. \quad (2)$$

Для двигателя КамАЗ-740.71-320 (8ЧН 12/13) мощностью 235 кВт и $\alpha = 1,8$, $g_e = 0,21$ кг/(кВт·ч), величина $M_d = 0,4$ кг/с, а $M_K = 0,2$ кг/с.

Для обеспечения расхода $M_K = 0,2$ кг/с абсолютное давление воздуха на выходе из компрессора для четырехтактного двигателя должно быть равно

$$P_k = (0,15 – 0,18)P_e, \quad (3)$$

где P_e – среднее эффективное давление в цилиндре дизеля, МПа.

Величину P_e определяют по формуле

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n}. \quad (4)$$

При мощности дизеля $N_e = 235$ кВт, рабочем объеме цилиндра $V_h = 1,47$ л, числе цилиндров $i = 8$, частоте вращения коленчатого вала $n = 1900$ мин⁻¹ величина $P_e = 1,26$ МПа. Из формулы (3) следует, что величина полного давления на выходе из компрессора $P_k = 0,2$ МПа. Избыточное (манометрическое) давление меньше полного на величину атмосферного давления.

Расход газа через турбину примерно на 3% больше расхода воздуха через компрессор в результате сгорания топлива в цилиндрах двигателя.

$$M_T = 1,03 M_k. \quad (5)$$

Для согласования протекания рабочего процесса в камере сгорания двигателя и количества подаваемого компрессором воздуха применяют следующие способы автоматического регулирования [2,3,4]:

- перепуск части отработавших газов мимо турбины;

- поворот соплового лопаточного аппарата в компрессоре или турбине;
- изменение проходного сечения на входе в турбину.

Расчет перепускного устройства

Исполнительные механизмы указанных способов регулирования могут быть механические (мембранные с пружиной) или электронные. Для привода в движение заслонки или соплового аппарата механизм поворота имеет шток, по анализу движения которого можно выполнить диагностику и определить неисправности. Ход штока определяется при помощи индикатора или измерительной аппаратуры с использованием индуктивного датчика перемещения.

Наибольшее применение в практике получила система автоматического регулирования с перепуском газа мимо турбины. Она позволяет обеспечить двигатель требуемым количеством воздуха на всех режимах работы и ограничить максимальную частоту вращения вала турбокомпрессора. Мощность турбины согласуется с нагрузкой двигателя.

На рисунке 1 показан агрегат наддува с компрессором, турбиной и устройством для перепуска газа мимо турбины [5].



Рис. 1. Турбокомпрессор с перепускным устройством: 1 – рычаги управления заслонкой; 2 – пневматическая камера управления; 3 – заслонка

Пневматическая (воздушная) камера 2 герметично сообщена с выходом компрессора. Перепускной канал, закрываемый заслонкой 3, соединен каналом с входом в турбину. Давление наддува передается на мембрану, поджатую пружиной. При величине давления больше оптимального значения мембрана, преодолевая усилие пружины, перемещает шток, который через систему рычагов открывает заслонку 3. При этом уменьшается количество газа, направляемое на колесо турбины, и снижается частота вращения вала.

На рисунке 2 приведена схема устройства для перепуска газа мимо турбины с установкой индикатора 7, при помощи которого выполняются процессы диагностирования и регулирования.

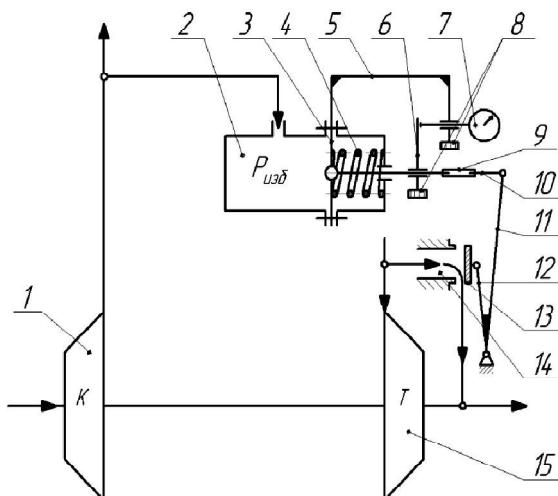


Рис. 2. Установка для диагностики и регулирования системы перепуска газа: 1 – компрессор; 2 – камера управления; 3 – мембра; 4 – пружина; 5 – стойка крепления индикатора; 6 – планка привода индикатора 7; 8 – винты зажимные; 9 – муфта регулирования длины штока 10; 11 – рычаг штока; 12 – рычаг заслонки; 13 – заслонка; 14 – перепускное отверстие; 15 – турбина

Система перепуска работает следующим образом. Воздух под определенным избыточным давлением $P_{изб}$ из компрессора 1 поступает в камеру управления 2, действуя на мембрану 3 площадью S_m , создавая силу F_m со стороны мембранны [6]

$$F_m = S_m \cdot P_{изб} . \quad (6)$$

На рисунке 3 показано изменение силы F_m в зависимости от S_m и $P_{изб}$. Диаметр мембранны 3 выполнен размером 40 мм (1), 50 мм (2), 60 мм (3). Так, например, для мембранны диаметром равным $4 \cdot 10^{-2}$ м и перепаде давления воздуха 0,1 МПа сила со стороны мем-

бранны будет равна 125 Н. При давлении более 0,1 МПа (для нашего примера) шток 10 должен начать движение и при помощи рычагов 11 и 12 открыть заслонку 13.

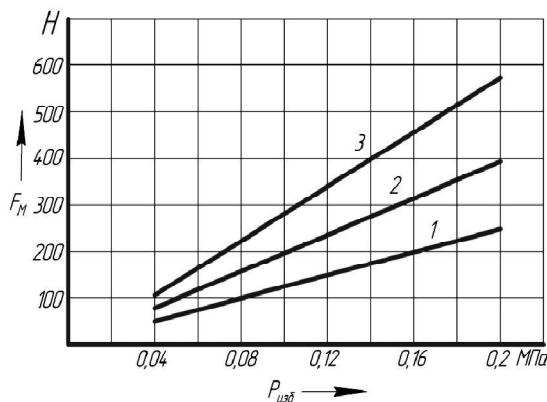


Рис. 3. Изменение силы на мемbrane в зависимости от диаметра и избыточного давления в камере управления

Винтовая цилиндрическая пружина 4 (см. рис. 2) имеет определенную жесткость C (Н/мм) и предварительно сжата на величину ΔX . Сила со стороны пружины $F_{ПР}$ определяется выражением

$$F_{ПР} = C \cdot \Delta X. \quad (7)$$

На рисунке 4 показаны расчетные значения усилия на пружинах $F_{ПР}$ жесткостью 20 Н/мм (1), 30 Н/мм (2), 40 Н/мм (3) при различной величине предварительного сжатия ΔX . Для пружины с жесткостью 20 Н/мм при ее сжатии на 6 мм сила $F_{ПР}$ составит 125 Н. Следует отметить, что сжатие пружин не превышает 1 см, по этой причине изменение силы пружины принято линейной.

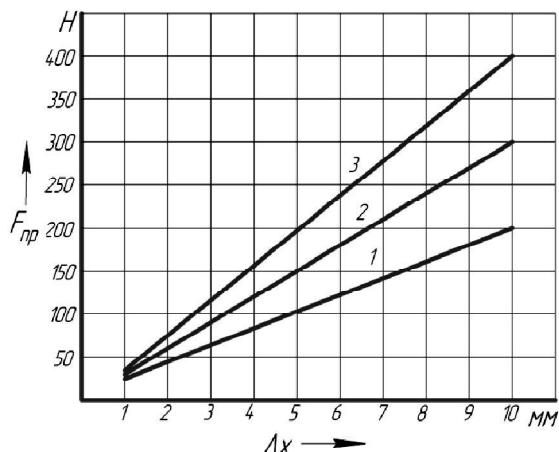


Рис. 4. Изменение усилия на пружинах разной жесткостью при их сжатии

На рисунке 5 представлена зависимость силы на заслонке в закрытом состоянии от избыточного давления $P_{изб}$. Диаметр перепускного отверстия 10 мм (1), 20 мм (2), 30 мм (3). При закрытой заслонке 13 (рис. 2) площадью S_3 и давлении газов перед турбиной $P_{изб}$ на нее действует сила F_3 равная

$$F_3 = S_3 \cdot P_{изб}. \quad (8)$$

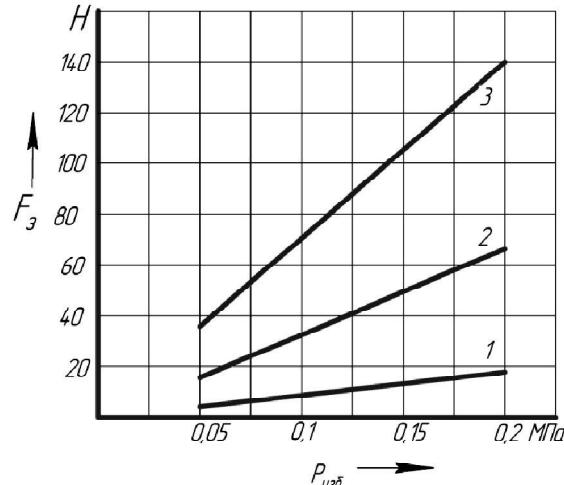


Рис. 5. Зависимость усилия на заслонке от диаметра перепускного отверстия и избыточного давления

При диаметре перепускного отверстия 20 мм и избыточном давлении отработавших газов 0,1 МПа усилие на заслонке составит 35 Н.

При равенстве длины рычагов 11 и 12 (см. рис. 2) баланс сил на штоке 10 определяется выражением

$$F_{ПР} = F_M + F_3. \quad (9)$$

Например, для камеры управления с диаметром мембранны 40 мм и избыточного давления наддува и давления отработавших газов 0,1 МПа величина $F_{ПР}$ в момент начала открытия заслонки составит 125 Н (см. рис. 3). Сила со стороны мембранны и сила на заслонке (31 Н см. рис. 4), действуют в одном направлении, что в сумме составит 156 Н. Для обеспечения баланса сил предварительное сжатие пружины должно составить не 6 мм, а 7,8 мм с учетом усилия на заслонке.

Определив силы, действующие на шток 10, для заданного оптимального давления начала открытия клапана (например, избыточного давления $1 \cdot 10^5$ МПа) определяют величину $F_{ПР}$, при необходимости ее корректируют муфтой 9, изменяя длину штока 10. Площадь мембранны и перепускного отверстия диаметром D определяют по формуле $\pi D^2/4$.

Площадь щели при открытии заслонки на величину ΔK определяют из выражения

$$S_{\text{щ}} = \pi \cdot D_0 \cdot \Delta K, \quad (10)$$

где D_0 – диаметр перепускного отверстия.

На рисунке 6 показано изменение площади сечения щели $S_{\text{щ}}$ на выходе из перепускного отверстия диаметром 10 мм (1), 20 мм (2), 30 мм (3) в зависимости от величины открытия заслонки (клапана) ΔK .

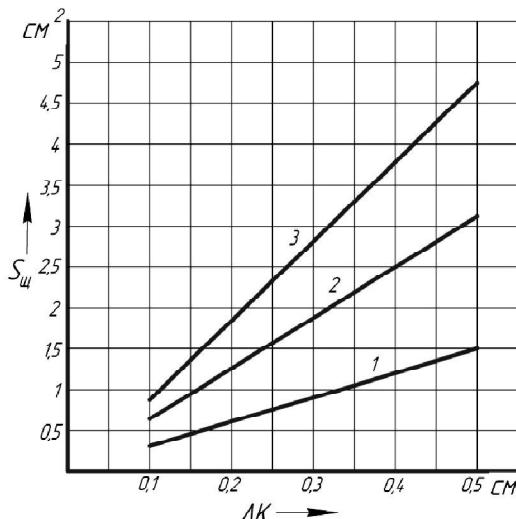


Рис. 6. Зависимость площади сечения на выходе из перепускного отверстия от величины открытия заслонки

Определив значение $S_{\text{щ}}$, для различных положений штока и открытия заслонки (клапана), оценивают количество перепускаемого газа. Масса газа, перепускаемая мимо турбины $M_{\text{п}}$, зависит от величины открытия заслонки, давления газа перед турбиной, скорости течения газа, его плотности, числа Маха, сопротивления перепускного канала с заслонкой.

При расчете турбины важно знать число Маха, которое характеризует отношение скорости потока к местной скорости звука ($M = \vartheta/a$). При нормальных атмосферных условиях скорость звука равна 340 м/с. С повышением температуры скорость звука увеличивается. При $M < 1$ течение газа называют дозвуковым и сжимаемость не учитывается. Плотность газа в конкретном сечении принимается постоянной величиной. При $M > 1$ течение называют сверхзвуковым, газ способен сжиматься и его параметры определяются с использованием газодинамических функций.

При адиабатном процессе скорость звука зависит от температуры и определяется выражением [7,8]

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}. \quad (11)$$

Для выпускных газов двигателя при $\kappa = 1,34$ (показатель адиабаты), $R = 286,4 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ (газовая постоянная) и температуре газов перед турбиной $T = 1000 \text{ К}$ местная скорость звука $a = 620 \text{ м/с}$.

Плотность отработавших газов определяется из выражения

$$\rho = P / (R \cdot T), \quad (12)$$

где P – абсолютное (полное) давление перед турбиной, $\text{Н}/\text{м}^2$; T – температура, $850 - 1000 \text{ К}$. Для $P = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}^2$, $R = 286,4 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $T = 1000 \text{ К}$ плотность газа будет равна $0,7 \text{ кг}/\text{м}^3$. При данных параметрах скорость потока (истечения) газа $\vartheta = 534 \text{ м/с}$ и $M < 1$ (текущее газа дозвуковое).

Для дозвуковых течений секундное объемное количество газа ($\text{м}^3/\text{с}$) перепускаемое через открытую заслонку определим из выражения

$$Q = \mu \cdot S_{\text{щ}} \cdot \vartheta = \mu \cdot S_{\text{щ}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}, \quad (13)$$

где ϑ – скорость истечения газа, м/с ; ΔP – перепад давления газа перед заслонкой, $\text{Н}/\text{м}^2$; ρ – плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – коэффициент расхода, равный 0,6 – 0,8.

Массовый секундный расход газа (кг/с), перепускаемый мимо турбины, находим по формуле

$$M_{\text{п}} = Q \cdot \rho. \quad (14)$$

На рисунке 7 приведена зависимость расхода перепускаемого газа $M_{\text{п}}$ в кг/с и в % от величины открытия (хода) заслонки ΔK . Характеристика построена для перепускного канала с диаметром 20 мм и перепада давления перед заслонкой $\Delta P = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. При открытии заслонки на 0,5 см площадь перепускного отверстия равна площади щели. Дальнейшее открытие заслонки не влияет на количество перепускаемого газа.

При открытии заслонки на 0,5 см величина $S_{\text{щ}} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Для полного давления $P = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}^2$, плотности газа $\rho = 0,7 \text{ кг}/\text{м}^3$, коэффициенте расхода $\mu = 0,6$ величина перепуска газа $M_{\text{п}}$ составит 0,07 кг/с . Если к турбине при закрытой заслонке подводилось 0,2 кг/с (100 %) отработавших газов, то перепуск 0,07 кг/с составит 35 %. Например, колесо турбины имело частоту вращения $100\ 000 \text{ мин}^{-1}$, то перепуск 35 % газа позволит снизить его частоту вращения примерно до $65\ 000 \text{ мин}^{-1}$.

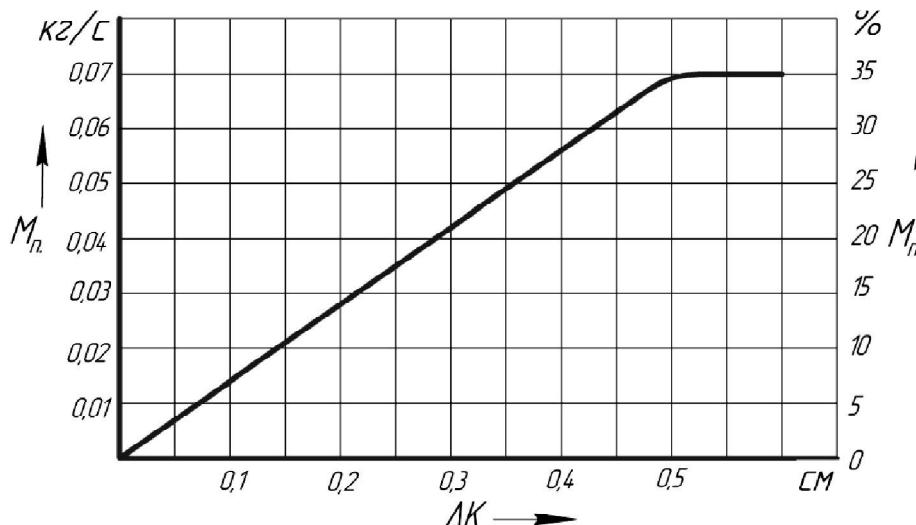


Рис. 7. Зависимость количества перепускаемого газа от величины открытия заслонки

В процессе диагностирования системы перепуска газа мимо турбины проверяют целостность мембранны 3 (см. рис. 2) пружины 4 и герметичность перепускной заслонки 13. Устанавливают упорную планку 6 на шток 10 и закрепляют ее. Планка 6 должен касаться штока индикатора часового типа 7, шкала которого устанавливается на 0 [5].

Для проверки и настройки перепускного устройства плавно повышают давление в камере 2 при помощи компрессора или насоса, наблюдают за началом движения штока 10 и открытием заслонки (клапана) 13. Записывают давление, при котором происходит начало движения штока, и сравнивают его с данными завода-изготовителя. При необходимости корректируют силу пружины 4, изменяя длину штока 10 при помощи муфты 9. Далее, повышая давление в камере 2, определяют зависимость перемещения штока и открытие заслонки от величины давления.

Заключение

1. Представлена методика расчета системы перепуска газа мимо турбины, приведены диаграммы для определения сил, действующих на мембранны, пружину, заслонку в зависимости от конструктивных и регулировочных параметров.

2. Приведены методики диагностирования и регулирования системы перепуска газа мимо турбины.

Библиографический список

1. Макушев, Ю.П. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами / Ю.П. Макушев, Т.А. Полякова, Л.Ю.

Михайлова и др.: учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2011. – 284 с.

2. Хак, Г. Турбодвигатели и компрессоры: Справ. пособие / Г. Хак. – М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. – 351 с.

3. Патрахальцев, Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 176 с.

4. Лашко, В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.А. Лашко. – Владивосток: Дальнаука, 2009. – 449 с.

5. Агрегаты наддува двигателей: методические указания к лабораторным и практическим работам по курсу «Агрегаты наддува двигателей» профиля подготовки «Двигатели внутреннего сгорания» / сост. Ю.П. Макушев, В.В. Рындин, Д.В. Худяков. – Омск: СибАДИ, 2013. – 84 с.

6. Чугаев, Р.Р. Гидравлика: учебник для вузов / Р.Р. Чугаев. Л.: «Энергия», 1975. – 600 с.

7. Рындин, В.В. Теплотехника: монография / В.В. Рындин. – Павлодар: Издательства «Кереку», 2007. – 460 с.

8. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука. – 1976. – 888 с.

METHODS OF CALCULATION, DIAGNOSTICS AND REGULATION OF A SYSTEM OF GAS'S RECIRCULATION OF SUPERCHARGING ENGINE'S UNIT

Yu.P. Makushev, A.V. Drevel, T.A. Makusheva

Abstract. This article describes the problems of selecting structural and adjustment parameters of a system of automated control by energy of an engine's exhaust gases flowing to the blades of a turbine wheel. Controlling the air pressure's magnitude at the outlet of the compressor and limiting the maximum speed of the turbocompressor's shaft is carried out by

the exhausted gases' recirculation. There is presented a method of calculating system of the gas recirculation in the turbine of supercharging engine's unit, considering balance of forces influencing the membrane, spring, rod and screen. There are considered the ways of diagnosing and regulation of a system of gas recirculation past turbine.

Keywords: supercharged unit, turbine, system of gas recirculation.

References

1. Makushev Ju. P. Poljakova T.A., Mihajlova L.Ju. *Raschet sistem i mehanizmov dvigatelej vnutrennego sgoranija matemati-cheskimi metodami* [Calculation of systems and mechanisms of internal combustion engines by mathematical methods]. Omsk: SibADI, 2011. 284 p.
2. Hak G. *Turbodvigateli i kompressory: Sprav. posobie* [Turbo engines and compressors]. Moscow, ООО «Izdatel'stvo Astrel», 2003. 351 p.
3. Patrahal'cev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovanie dvigate-lej vnutrennego sgoranija naduvom* [Forcing internal combustion engines with supercharging]. Moscow, Legion-Avtodata, 2004. 176 p.
4. Lashko V.A. *Ispol'zovanie fundamental'-noj teorii upravlenija v praktike proektiro-vaniya protocnyh chastej kombinirovannyh dviga-telej vnutrennego sgoranija* [Using fundamental theory of management in practice of designing flowing parts of the combined internal combustion engines]. Vladivostok: Dal'nauka, 2009. 449 p.
5. Agregaty nadduva dvigatelej: metodicheskie ukazanija k laboratornym i prakticheskim rabotam po kursu «Agregaty nadduva dvigatelej» profilja podgotovki «Dvigateli vnutrennego sgo-ranija» / sost. Ju.P. Makushev, V.V. Ryndin, D.V. Hudjakov. [Supercharging engine's units: methodical instructions to laboratory and practical works on the preparation profile course "Units of Pressurization of Engines" "Engines of internal combustion"]. Omsk: SibADI, 2013. 84 p.
6. Chugaev R.R. *Gidravlika: uchebnik dlja vuzov* [Hydraulics]. Leningrad, «Jenergija», 1975. 600 p.
7. Ryndin V.V. *Teplofizika: monografija* [Heating engineering]. Pavlodar: Izdatel'stva «Kerek», 2007. 460 p.
8. Abramovich G.N. *Prikladnaja gazovaja dinamika* [Applied gas dynamics]. Moscow, Nauka. 1976. 888 p.

Макушев Юрий Петрович (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование» ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: makushev321@mail.ru).

Древель Александр Витальевич (Россия, г. Омск) – студент ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: aleksandr-806@inbox.ru).

Макушева Тамара Александровна (Россия, г. Омск) – старший преподаватель кафедры «Инженерная геометрия и САПР» Омского государственного технического университета (ОмГТУ). (644050, г. Омск, пр. Мира, 11 e-mail: makusheva654@mail.ru).

Makushev Yuriy Petrovich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, the associate professor of the department "Heat engines and autotractor electric equipment" of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: e-mail: makushev321@mail.ru).

Drevel Alexander Vitalyevich (Russian Federation, Omsk) – student of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI). (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: e-mail: aleksandr-806@inbox.ru).

Makusheva Tamara Aleksandrovna (Russian Federation, Omsk) – senior lecturer of the department "Engineering Geometry and SAPR" Omsk state technical university (OmGTU). (644050, Omsk, Mira Ave., 11 e-mail: makusheva654@mail.ru).

УДК 681.2.083

МЕТОД ОЦЕНКИ ОТКЛОНЕНИЯ ОТ КРУГЛОСТИ КАНАВКИ КАТАНИЯ ЛАПЫ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Б.С. Четвериков, Н.А. Табекина

ФГБОУ ВПО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова», Россия, г. Белгород.

Аннотация. В статье рассматривается вариант реализации оценки отклонения от формы профиля канавки катания лапы долота, описывается разработанный авторами метод оценки отклонения от круглости с помощью специально измерительного комплекса. Приводится обоснование выбора метода оценки, основанного на принципах бесконтактных измерений. В работе проводится анализ факторов, влияющих на достоверность оценки, выявляются размерные связи между элементами измерительного комплекса, определяются соответствующие им погрешности.