

Научная статья
УДК: 629.01
DOI 10.18101/2306-2363-2025-4-36-40

Методика диагностирования поршневых колец виброакустическим методом

© **Болоев Петр Антонович**
доктор технических наук, профессор
pboloev@mail.ru

© **Миронов Геннадий Доржиевич**
аспирант
box.gmirr@gmail.com

© **Нечкин Вадим Николаевич**
аспирант
nvofficialpro@mail.ru

© **Занаева Галина Бимбаевна**
студентка
zanaevag@bk.ru

Бурятский государственный университет имени Доржи Банзарова
Россия, 670000, г. Улан-Удэ, ул. Смолина, 24а

Аннотация. В статье представлена методика диагностирования технического состояния поршневых колец дизельного двигателя Д-240 виброакустическим методом на пусковых оборотах. Рассмотрены физические основы перекадки поршня, обусловленной изменением боковой силы под действием осевых и поперечных компонентов сил инерции, трения и давления в цилиндре. Показано, что износ поршневых колец приводит к снижению силы трения о зеркало цилиндра и как следствие к уменьшению пороговой частоты вращения коленчатого вала, при которой становится возможной перекадка поршня и регистрация сопутствующих виброимпульсов. На основе теоретического анализа выведено аналитическое выражение для минимальной диагностической частоты вращения, подтвержденное экспериментально. Установлено, что при частоте около 90 об/мин перекадка поршня сопровождается достаточной интенсивностью вибросигналов для их надежной регистрации и диагностики состояния поршневых колец.

Ключевые слова: поршневые кольца, виброакустическая диагностика, перекадка поршня, боковая сила, дизель Д-240, пусковые обороты, техническое состояние, виброимпульсы.

Для цитирования

Болоев П. А., Миронов Г. Д., Нечкин В. Н., Занаева Г. Б. Методика диагностирования поршневых колец виброакустическим методом // Вестник Бурятского государственного университета. Химия. Физика. 2025. Вып. 4. С. 36–40.

На пусковых оборотах дизеля Д-240 возможно диагностирование коршневых колец посредством регистрации перекадки поршня двигателя [1].

Из теории двигателей внутреннего сгорания известно, что в переход пере­кладки поршня формируются виброимпульсы с учетом основных сил кинемати­ки цилиндрико-поршневой группы.

Пере­кладка поршня при пере­кручивании двигателя происходит при опреде­ленном соотношении боковой (перпендикулярной к оси цилиндра) силы N , зави­сящей от осевых сил (силы инерции P и трения колец $F_{\text{ко}}$ о гильзу, массы порш­невого компонента G , давления воздуха P_v в цилиндре), с одной стороны, и попе­речных сил трения поршневых колец в канавках $F_{\text{кп}}$, трения в верхней и нижней головках шатуна — с другой. По мере изнашивания и скольжения упругости поршневых колец их сила трения о зеркало цилиндра уменьшается и соответст­венно уменьшается поперечная сила трения в поршневых канавках. Вследствие этого пере­кладка поршня и удар его о стенку цилиндра будут проходить при меньшем значении боковой силы, то есть при меньшей частоте пере­ключения двигателем, чем при кольцах начального технического состояния.

Осевая сила, приложенная к поршневому кольцу:

$$P = F_{\text{ко}} + P_v + G + P_j. \quad (1)$$

Если сила направлена к оси коленвала, знак отрицательный, от нее — поло­жительный.

На основе кинематики двигателя [2]:

$$N = P * \pi * \sin\varphi, \quad (2)$$

$$P_j = m_n r \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (3)$$

$$F_{\text{ко}} = \pi D f P_{y_k} (h_k i_k + \xi h_m + i_m), \quad (4)$$

где π — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

φ — угол поворота коленчатого вала;

r — радиус кривошипа;

m_n — масса деталей, участвующих в поперечном движении поршня, и частота шатуна;

D — диаметр цилиндра;

f — динамический коэффициент трения колец о зеркало цилиндра;

h_k, h_m — высота компрессионного и маслосъемного колец соответственно;

i_k, i_m — число компрессионных и маслосъемных колец;

P_{y_k} — давление компрессионного кольца на стенку цилиндра от сил упругости;

ξ — отклонение давления маслосъемных колец к давлению компрессионных.

Давление в цилиндре при движении поршня вверх и вниз определяем:

$$P_v = \frac{\pi D^2}{4} (1 - P_a), \quad (5)$$

$$P_v = \frac{\pi D^2}{4} (P_2 - 1), \quad (6)$$

где P_v и P_v — средняя величина давления в цилиндре за такты впуска и выпуска.

Все рассмотренные составляющие осевой силы меняют свое направление. По величине изменяется только сила инерции.

Боковая сила пере­кладки поршня определяется следующей формулой:

$$N = N_v + N_F + N_G + N_j, \quad (7)$$

где N_v, N_F, N_G, N_j — составляющие боковой силы оси соответствующих осевых сил.

У дизеля Д-240 на пусковых оборотах $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ для диагностирования были вывернуты форсунки, характер изменения этих сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала, суммарная сила определялась:

$$N_{\Sigma} = N_G + N_F + N_v \geq 0. \quad (8)$$

При этом условии поршень соударяется с цилиндром, а при условии $N_{\Sigma} < N_j$ перекладка поршня отсутствует, а при условии

$$|N_j| - |N_{\Sigma}| > F_{\text{кп}}. \quad (9)$$

Перекладка поршня появляется, если сила меняет направление на противоположное по отношению к суммарной силе.

Минимальное значение частоты вращения коленчатого вала прокручиваемого двигателя, при которой возможны перекладка поршня и сопутствующие ей возрастание энергии вибрации, определяется выражением:

$$N_F + N_v - N_G - N_j = -F_{\text{кп}}. \quad (10)$$

Анализ диаграммы изменения боковой силы и ее составляющих показывает, что при диагностических частотах вращения перекладка поршня в соответствии с уравнением (10) при 120° п.к.в от в.м.т. автоматически вызывает перекладку поршня до 220° п.к.в с достаточной для регистрации интенсивностью виброимпульсов. При других положениях коленчатого вала формирования перекладок, несмотря на изменения направления N_j , не происходит, поршень снова будет менять направления, хотя и равной нулю при $\varphi = 360^\circ \text{ п.к.в}$.

Поперечная сила трения колец в канавках препятствует перекладке поршня:

$$F_{\text{кп}} = F_{\text{ко}} \cdot \mu, \quad (11)$$

где μ — статический коэффициент трения колец в канавках поршня.

Подставив в выражение (10) значение выходящих в него величины и произведя преобразования, получим значение для минимальной частоты вращения для диагностирования:

$$n_{\min} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\pi D f P_{\text{ук}} (h_k i_k + \xi h_m) (\lambda \sin \varphi + \mu)}{m_r r \pi \sin \varphi (\cos \varphi + \pi \cos 2 \varphi)} - \frac{G - \frac{\pi D^2}{4} (1 - P_a)}{m_{\text{п}} r (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi)}} \quad (12)$$

Как показали исследования и расчеты по выражению (12), для двигателя Д-240 $n_{\min} \cong 90 \text{ мин}^{-1}$.

Диагностирование поршневых колец виброакустическим методом на пусковых оборотах (около 90 об/мин) позволяет надежно выявлять их износ по наличию и интенсивности виброимпульсов, возникающих при перекладке поршня. Снижение упругости и трения колец приводят к уменьшению пороговой частоты перекладки, что делает метод чувствительным к изменению технического состояния поршневой группы. Таким образом, регистрация виброимпульсов на указанных оборотах является эффективным диагностическим признаком износа поршневых колец.

Литература

1. Гриценко А. В., Глемба К. В. Надежность современной цилиндропоршневой группы и тестовые методы ее диагностирования: учебное пособие для студентов очного и заочного форм обучения. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2022. 45 с. Текст: непосредственный.

П. А. Болоев, Г. Д. Миронов, В. Н. Нечкин, Г. Б. Занаева. Методика диагностирования поршневых колец виброакустическим методом

2. Суркин В. И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей. Курс лекций. Издание 2. Санкт-Петербург: Лань, 2013. 304 с. Текст: непосредственный.

3. Авторское свидетельство № 444962 А1 СССР, МПК G01M 15/12, G01M 15/00. Способ оценки технического состояния поршневой машины: № 1844585/24-6: заявл. 09.11.1972; опубл. 30.09.1974 / В. А. Аллилуев, В. А. Горанчаровский, Н. С. Ждановский [и др.]; заявитель Ленинградский ордена Трудового Красного Знамени сельскохозяйственный институт.

4. Терских И. П. Функциональная диагностика машинно-тракторных агрегатов. Иркутск: Изд-во Иркут. гос. ун-та, 1987. 312 с.

Статья поступила в редакцию 01.12.2025; одобрена после рецензирования 09.12.2025; принята к публикации 10.12.2025.

Diagnostic Methodology for Piston Rings Using the Vibroacoustic Method

Petr A. Boloev
Dr. Sci. (Technology), Prof.
pboloev@mail.ru

Gennadii D. Mironov
Research Assistant
box.gmirr@gmail.com

Vadim N. Nechkin
Research Assistant
nvofficialpro@mail.ru

Galina B. Zanaeva
Student
zanaeva@bk.ru

Dorzhi Banzarov Buryat State University
24a Smolina St., 670000 Ulan-Ude, Russia

Abstract. The article is devoted to a methodology for diagnosing the technical condition of piston rings in the D-240 diesel engine using a vibroacoustic method at cranking speed. The physical basis of piston skewing caused by changes in lateral force due to axial and transverse components of inertia, friction, and cylinder pressure is analyzed. It is shown that wear of the piston rings leads to a reduction in friction against the cylinder wall, which in turn lowers the threshold crankshaft rotational speed at which piston skewing occurs and the associated vibroimpulses can be detected. Based on theoretical analysis, an analytical expression for the minimum diagnostic rotational speed is derived and experimentally validated. It has been established that at approximately 90 rpm, piston skewing generates vibrosignals of sufficient intensity for reliable detection and diagnosis of the piston rings' condition.

Keywords: piston rings, vibroacoustic diagnostics, piston skewing, lateral force, D-240 diesel engine, cranking speed, technical condition, vibroimpulses.

For citation

Boloev P. A., Mironov G. D., Nechkin V. N., Zanaeva G. B. Diagnostic Methodology for Piston Rings Using the Vibroacoustic Method. *Bulletin of Buryat State University. Chemistry. Physics.* 2025; 4: 36–40 (in Russ).

The article was submitted 01.12.2025; approved after reviewing 09.12.2025; accepted for publication 10.12.2025.