

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ И КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА

Молодан А.А., к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Предложена методика определения процентной доли газов, проходящих в картер из надпоршневого пространства, приходящихся на узел головки цилиндра «стержень клапана – направляющая втулка» на примере двигателя КамАЗ-740.

Введение. Одним из важнейших элементов двигателя является цилиндро-поршневая группа (ЦПГ), на ее долю приходится около 34-43% отказов (прорыв газов в картер двигателя). Для предупреждения возникновения отказов ЦПГ необходимо периодически проверять ее техническое состояние. Техническое состояние ЦПГ наиболее эффективно может оцениваться методом измерения утечки картерных газов [4].

Суть метода заключается в следующем: при износе деталей цилиндро-поршневой группы (цилиндров, поршневых колец, поршней) или при появлении другой неисправности (поломка колец, закоксовывание колец, задиры цилиндров) нарушается герметичность надпоршневого пространства цилиндров двигателя. Поскольку функцию герметичности надпоршневого пространства обеспечивает не только ЦПГ, но и клапанная группа, необходимо учитывать в процессе диагностирования двигателя и такой структурный параметр, как зазор между клапаном и седлом, то есть герметичность клапана.

По мере того как часть газов из надпоршневого пространства может проходить во впускной или в выпускной тракт через вышеуказанные зазоры, и в зависимости от степени износа манжетных уплотнений и самого узла головки цилиндра «стержень клапана – направляющая втулка», газы попадают в картер двигателя на различных этапах работы двигателя, особенно при такте выпуска отработавших газов.

Анализ последних достижений и публикаций. Обзор литературы [1-5] показал, что для диагностирования цилиндро-поршневой группы применяют различные методы и разнообразные, диагностические средства, которые, непрерывно совершенствуются благодаря новейшим достижениям науки и техники.

В настоящее время методы и средства технической диагностики позволяют определить техническое состояние механизмов автомобиля на момент диагностирования и не позволяют сразу же получить сведения об их безотказной работе. Тогда как измерение такого диагностического параметра, как «прорыв газа в картер», позволяет достаточно верно судить о мощности двигателя (основной рабочий параметр), о расходе топлива и масла (экономический параметр), о пусковых качествах двигателя и о техническом

состоянии всех деталей цилиндрико-поршневой группы.

Техническое состояние же головки цилиндров, а именно клапанов и установочных мест под клапана, которые непосредственно влияют на определение количества газов в картере, определить сложно. В литературе [1] пренебрегают этим параметром и считают, что клапана идеально уплотняют надпоршневое пространство. И когда определяется количество газа [2, 4], прорывающегося в картер двигателя через зазоры в цилиндрико-поршневой группе, никогда не учитывается та доля газов, попадающих в картер двигателя через зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка». Газы из надпоршневого пространства прорываются через клапанный механизм во время тактов сжатия и рабочего хода через зазоры между клапаном и седлом или во время выпуска отработавших газов через зазор между стержнем клапана и направляющей втулкой.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является повышение точности оценки технического состояния цилиндрико-поршневой группы путем разделения потоков газов, проходящих в картер и определения процентной доли газов, приходящих на клапанный механизм головки цилиндра. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

- определить рабочие параметры при тактах сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов из цилиндра;
- определение скорости и количества газов, проходящих сквозь зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» на всех режимах работы дизельного двигателя;
- определение процентной доли картерных газов, приходящихся на клапанный механизм головки цилиндра на примере двигателя КамАЗ-740;
- определить влияние погрешности измерения количества картерных газов на прогнозирование технического состояния цилиндрико-поршневой группы дизельного двигателя.

Постановка вопроса повышения точности оценки технического состояния ЦПГ двигателя. При определении доли газов, прорывающихся из надпоршневого пространства, сквозь зазоры в клапанном механизме головки цилиндра в картер двигателя необходимо рассмотреть возможные случаи, когда газы могут проходить через вышеуказанные зазоры.

При рассмотрении вариантов, когда газы могут проходить сквозь зазоры в клапанном механизме головки цилиндров надо учитывать пробег и возраст двигателя, т.к. при определенном пробеге у различных двигателей происходит в результате износа в паре трения «стержень клапана – направляющая втулка» увеличивается зазор и в зависимости от того, установлена ли манжета в этом узле газы начинают проходить в картер двигателя. Газы из надпоршневого пространства сквозь зазоры в клапанном механизме могут попадать в картер как минимум в двух случаях. Первый случай, когда газы выходят из надпоршневого пространства сквозь зазоры между клапаном и седлом, попадая соответственно во впускной и выпускной коллекторы и далее через узел трения «стержень клапана – направляющая втулка» и затем в картер двигателя. Второй

случай, когда во время такта выпуска отработавших газов, газы из надпоршневого пространства попадая в выпускной коллектор, испытывая силу сопротивления выпускной системы, проходят через узел трения «стержень клапана – направляющая втулка» и затем в картер двигателя.

Необходимо разобрать оба случая и оценить количество газов, проходящих через зазоры в клапанном механизме в картер двигателя. В своей статье мы будем рассматривать дизельный двигатель КамАЗ-740.

Принятая система заключается в следующем:

1. В течение бесконечно малого промежутка времени dt вследствие движения поршня происходит изменение dV объема цилиндра. Это изменение, как известно [6], независимо от протекания других процессов.

2. За тот же промежуток времени происходят изменения давления и температуры в цилиндре, связанные между собой адиабатической зависимостью $P^{1-K} \cdot T^K = const$ (рис. 1).

3. За тот же промежуток времени, и цилиндр входит газ, объем которого $\partial_g V$ измеряется при давлении в цилиндре и при фактической температуре, которую этот газ имеет после входа в цилиндр, без учета смешивания и теплообмена с газом, ранее находившимся в цилиндре.

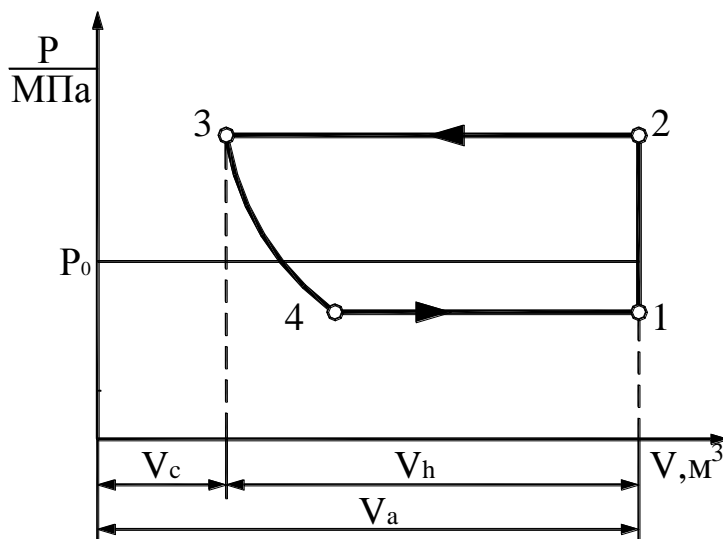


Рис. 1. – Теоретический цикл заряда на выпуске:

P_0 – давление окружающей среды; P_1 – абсолютное давление на изобарном впуске; P_2 – абсолютное давление на выпуске

4. За тот же промежуток времени из цилиндра выходит газ, объем которого $\partial_g V$ также измеряется при давлении в цилиндре и при температуре, которую выходящий газ имел до выхода.

Выражение для элементарного объема $\partial_g V$ выходящего газа получим следующим образом. Предположим [6], что протекание газа через выходное отверстие происходит адиабатически. Отклонения от этого допущения действительных процессов истечения газов в двигателях ничтожны. Если

потребуется учесть теплообмен при истечении, а также сообщение тепла газу, вследствие трения (внутреннего и внешнего), то это может быть выполнено выбором численного значения коэффициента расхода.

Периоды газообмена различают, руководствуясь величиной и направлением скорости в выпускных клапанах и направлением движения поршня на два вида: свободный и принудительный выпуски.

Свободный выпуск начинается от начала открытия выпускного клапана до НМТ (нижняя мертвая точка) продолжается свободный выпуск. Истечение газов из цилиндра при увеличении его объема происходит вследствие того, что давление в начале выпуска p_b и давление вплоть до НМТ выше давления в выпускном патрубке. В начале открытия выпускного клапана давление $p_b = 0,3 \div 0,8$ МПа и перепад давления в выпускном клапане меньше критического $p_6/p < (p_6/p)_{kp} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$.

В надкритической области истечение из цилиндра через отверстие происходит с критической скоростью, равной местной скорости звука в минимальном сечении потока выпускного клапана и в критическом сечении узла трения «стержень клапана – направляющая втулка», которое располагается на небольшом расстоянии от входа в канал за минимальным сечением клапанной щели. Приблизительно критическую скорость можно вычислить, принимая течение на участке выпускного канала до критического сечения квазистационарным, одномерным и изоэнтропным

$$W_{kp} = \sqrt{[2k/(k+1)]RT}. \quad (1)$$

Вследствие расширения газов в цилиндре их температура понижается, а следовательно, уменьшается и критическая скорость. Истечение с критической скоростью продолжается, пока перепад давления не сравняется с критическим. Если принять показатель адиабаты для продуктов сгорания $k = 1,3$, то получим $(p_6/p)_{kp} = 0,5457$. Температура газов в цилиндре в начале свободного выпуска $T_b = 1600 \div 1000$ К, и, следовательно, критическая скорость будет равна 720-550 м/с [7].

Принудительный выпуск продолжается от нижней до верхней мертвой точки. Скорость истечения газов и перепад давления в выпускном клапане определяются в основном скоростью движения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Эта скорость существенно зависит также от характера нестационарного потока газов в выпускном трубопроводе. Средняя скорость в клапанной щели составляет 80-250 м/с [7]. Температура газов в цилиндре во время второй части выпуска, когда давление изменяется мало, остается приблизительно постоянной.

Выпуск продуктов сгорания и их заброс во впускной трубопровод продолжают и после ВМТ (верхняя мертвая точка), пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускными клапанами. Поэтому наполнение цилиндра в поршневых двигателях начинается с запозданием – после ВМТ.

Расчет расхода газа в выпускных клапанах и окнах (каналах) выполняют в рамках одномерной теории. Подобные методы расчетов сложных трехмерных течений на ограниченных участках трубопроводов со сложной конфигурацией широко применяют в гидравлике благодаря их простоте и доступности.

Течение в выпускном канале имеет явно выраженный нестационарный и трехмерный характер, тем не менее, в расчетах используют уравнения одномерного стационарного течения газа, основываясь на предположении, что на коротком участке канала в пределах конечного достаточно малого интервала времени течение можно считать квазистационарным. Для уточнения расчетов вводят опытные коэффициенты.

Рассматривается дизельный двигатель КамАЗ-740. Схема прохода газа из надпоршневого пространства через зазоры в ЦПГ и в клапанном механизме показана на рис. 2.

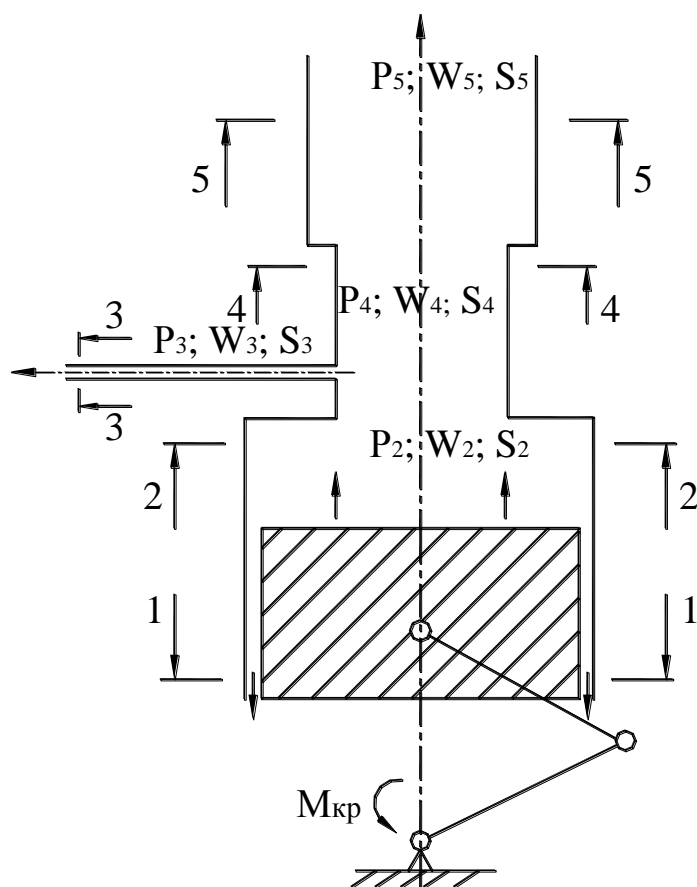


Рис. 2 – Исходная расчетная модель выпускного тракта двигателя КамАЗ-740

P_i, W_i, S_i – соответственно давление, скорость и площадь i -го сечения, где сечения 1-1 та 2-2 – соответственно сечение цилиндра и выход из него; 3-3 соответствует площади зазора в узле «стержень клапана – направляющая втулка»; 4-4 сечение отверстия над клапанном пространством; 5-5 – сечение отверстия выпускной системы

Прорыв газов происходит в двух местах. Для определения количества газов, проходящих через отверстия, будем руководствоваться следующими

соображениями. Определить общее количество газов, находящихся в картере намного проще, чем определить каким путем они туда проходят. Для этого в показанной схеме (рис. 2) разобьем на пять сечений путь выхода отработавших газов через тракт выпускного клапана, в которой сечение 3-3, показано как площадь зазора в сопряжении «направляющая втулка – стержень клапана».

При этом предположении скорость газа в минимальном сечении струи определяется по формуле, известной из термодинамики [6]

$$W_t = -\mu_s \sqrt{2gR_s T_s \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_s}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \left(\frac{p_s}{p} \right)^{\frac{1}{k}} S_s}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

при

$$\frac{p_s}{p} > \beta_s = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3)$$

или

$$W_t = -\mu_s \sqrt{2g \frac{k}{k+1} R_s T_s \beta_s^{\frac{1}{k}} S_s}, \text{ м/с}, \quad (4)$$

при

$$\frac{p_s}{p} \leq \beta_s, \quad (5)$$

где: $k = \frac{c_p}{c_v}$ – показатель адиабаты;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

R_s – характеристическая постоянная выходящего газа, $\text{м}^2/\text{с}^2 \cdot \text{К}$;

T_s – температура выходящего газа до выхода его из цилиндра, К ;

p_s – давление после выходного отверстия, Па ;

β_s – критическое отношение давлений;

p – давление в цилиндре, Па ;

μ_s – коэффициент расхода при выходе газа.

В действительности скорости будут отличаться от теоретических значений. Для простоты вычислений обозначим произведение постоянных величин

$$\mu \rho W_t = \xi, \quad (6)$$

получим

$$\Delta G = \xi \int_{t_1}^{t_2} S dt. \quad (7)$$

Поскольку на выходе газ разделяется в двух направлениях, необходимо составить уравнение неразрывности и сохранения энергии газового потока.

Таким образом, по полученным соотношениям можно теоретически рассчитать расход газа через сечения.

Искомые значения абсолютных давлений на выпуске, p_2 , соответствующие установленным в табл. 1. значениям частоты вращения двигателя, могут быть вычислены из уравнения Бернулли для одномерного энергоизолированного изоэнтропного стационарного потока газа [6, 7], с учетом значений параметров дизеля КамАЗ ($\varepsilon = 17, k_s = 1,3$ [9-11]) и результатов теплового расчета ($p_1 = p_2 = 0,089$ МПа).

В данном конкретном случае решение имеет один корень. Погрешность вычисления устанавливаем равной $\Delta = 10^{-5}$, исходя из требований ГОСТ 18509-88 [11], согласно которому погрешности при вычислении p не должны превышать 0,5%.

Скорости и объемы газа в проходных сечениях выпускного тракта и в клапанном механизме определяются при совместном решении уравнений неразрывности и сохранения энергии газового потока, которые применяются в теории ДВС [6, 8]

$$S_1 W_1 \rho_1 = S_n W_n \rho_n \quad (8)$$

и

$$\frac{W_n^2}{2g} - \frac{W_1^2}{2g} + Z_n - Z_1 + \frac{n}{\rho_n} - \frac{1}{\rho_1} = 0, \quad (9)$$

где: S_1 и S_n – площади первого и n -ного сечений выпускного тракта дизеля КамАЗ-740;

W_1 и W_n – скорости потока в первом и n -ном сечении выпускного тракта;

ρ_1 и ρ_n – плотности газового потока в первом и n -ном сечении выпускного тракта;

Z_1 и $Z_n = 0$ – принято в теории ДВС [6];

P_1 и P_n – давления в первом и n -ном сечении выпускного тракта.

Погрешность вычислений из-за пренебрежения нестационарностью и неадиабатичностью истечения, как подтвердила расчетная оценка, не превышает 1%, что приемлемо.

Решив совместно зависимости (8) и (9) относительно площади проходного сечения в узле «стержень клапана – направляющая втулка», получим расчетное уравнение, для определения W_3 , м/с и G , л/мин

$$W_3 = \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{k_s}} \frac{W_2 S_2}{S_3} - \left(\frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{1}{k_s}} \frac{W_5 S_5}{S_3}, \quad (10)$$

где: S_2 и S_4 – соответственно площадь сечения зазоров в сопряжениях ЦПГ и узла стержень выпускного клапана – направляющая втулка, м^2 ;

p_2 , p_3 и p_5 – соответственно абсолютное давление на выпуске из цилиндра, давление в картере двигателя и давление в выпускном коллекторе (противодавление), Па;

W_2 , W_5 – соответственно скорости потоков газа в цилиндре и в выпускном

коллекторе, определяется из уравнения $W_i = \sqrt{\frac{np_i}{d}}$, м/с [14];

n – показатель политропы;

p_i – давление на выходе;

$d = \frac{\gamma}{g}$ – плотность газов при прорыве в картер;

g – ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

γ – удельный вес газа (воздуха) в цилиндре двигателя при нормальных условиях, $\gamma = 11,814 \text{ Н/м}^3$;

μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,65$ [6].

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения площадей проходного сечения клапанного механизма головки цилиндра

Частота вращения кол. вала, n , мин ⁻¹	Давление в выпускном коллекторе [8], P_5 , Па	Скорость газа в цилиндре [8], W_2 , м/с	Площадь сечения цилиндра [8], S_2 , м^2	Площадь сеч. вып. канала [8], S_4 , м^2	Площадь сеч. зазора в узле стержня клапана, S_3 , м^2	Скорость газа в проходном сечении клапана, W_3 , м/с	Расход газа, проходящ. через клапанный механизм, G , л/мин
Для новых и отремонтированных двигателей							
1800	103991	7,2	0,01131	0,00138	0,15·10 ⁻⁵	140	1,08
2000		8,0				145	1,24
2200		8,8				152	1,59
2400		9,6				165	1,73
2600		10,4				172	1,93
Для изношенных двигателей							
1800	103991	7,2	0,01131	0,00138	0,41·10 ⁻⁵	140	43,6
2000		8,0				145	45,8
2200		8,8				152	47,09
2400		9,6				165	49,18
2600		10,4				172	52,23

Выводы: В результате исследования определены параметры в двигателе при тактах сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов из цилиндра;

Определены скорости и количество газов, проходящих сквозь зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» на всех режимах работы отремонтированных и изношенных дизельного двигателя ;

Процентная доля картерных газов [12, 13], приходящихся на клапанный механизм головки цилиндра на примере двигателя КамАЗ-740 составляет для новых и качественно отремонтированных двигателей составляет 5-7%, для изношенных 15-20%, а иногда достигает 25-30% в зависимости от степени износа;

При измерения количества картерных газов необходимо учитывать поправку на износ клапанного механизма, который влечет за собой относительную ошибку при прогнозировании технического состояния цилиндро-поршневой группы дизельного двигателя, которая может составлять до 20%.

Список использованных источников

1. Сараева И.Ю. Усовершенствование процесса диагностирования цилиндропоршневой группы и герметичности клапанов бензинового двигателя автомобиля: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.20 / Ирина Юрьевна Сараева. – Х., 2006. – 262 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Номенклатура диагностических параметров: ГОСТ 23435-79. – [Введен в действие с 1980-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 8 с. – (Стандарт СССР).
3. Практика діагностування автомобілів: навч. посіб. / [Юрченко А.М., Бажинов О.В., Варфоломєєв В.М. и др.]; за ред. А.М. Юрченка. – К: НМК ВО, 1993. – 216 с. – (Рос. мовою).
4. Спичкин Г.Я. Диагностика технического состояния автомобиля: учеб. пособие для сельск. проф.-техн. училищ / Спичкин Г.Я. – М.: Высшая школа, 1975. – 304 с.
5. Диагностика автотракторных двигателей / под ред. Н.С. Ждановского. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Л.: Колос, 1977. – 264 с.
6. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / Николай Матвеевич Глаголев. – М.: К.: Машгиз, 1950. – 179 с.
7. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: [Учебник] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов. – М.: Машиностроение, 1983. – 95 с.
8. Тимченко А.И. Методика бестормозной приработки двигателя: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.10 / Алексей Игоревич Тимченко. – Х., 1997. – 164 с.
9. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: [Учеб. пособие для ВУЗов] / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971. – 127 с.
10. Автомобильные двигатели / [В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.]; под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машгиз, 1958. – 287 с.

11. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88. – [Введен в действие с 1990-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 70 с. – (Стандарт СССР).
12. Полянский А.С. Совершенствование средств диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя / А.С. Полянский, В.М. Третьяк, А.А. Молодан, А.С. Жижирий // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. – 2007. – Вип. 51. – С. 55-62.
13. Полянский А.С. Совершенствование методов измерения количества картерных газов двигателя / А.С. Полянский, А.А. Молодан // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2009. – Т.1, Вип. 9, – С. 109-113.
14. Молодан А.А. Оценка технического состояния цилиндро-поршневой группы двигателя с учетом разделения потоков газов, проходящих в картер: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.20 / Молодан Андрей Александрович. – Х., 2011. – 184 с.

Анотація

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ТА КЛАПАННОГО МЕХАНІЗМУ

Молодан А.

Запропонована методика визначення процентної доли газів, що проходять в картер з надпоршневого простору та доводяться на вузол голівки циліндра «стрижень клапану – напрямна втулка» на прикладі двигуна КамАЗ-740.

Abstract

IMPROVING OF THE ASSESSMENT ACCURACY OF TECHNICAL CYLINDER-PISTON AND VALVE TRAIN

A. Molodan

The method of determination of percent stake of gases, passing in a crankcase from over piston space, being on the knot of head of cylinder a «bar of valve is a sending hob» on the example of engine of KamAZ-740 is offered.