

А. А. Шуаиров

**РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВНУТРЕННИХ ПОТЕРЬ
В СУДОВОМ ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

A. A. Shuaipov

**CALCULATION AND ANALYTICAL METHOD
FOR DETERMINING INTERNAL LOSSES
IN SHIP INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

Рассмотрен аналитический расчет механических потерь в цилиндропоршневой группе, расчет потерь мощности на трение в подшипниках коленчатого вала, насосные потери, потери на привод агрегатов и вспомогательных механизмов при различных скоростных режимах. Графически показаны зависимости мощности трения от линейной скорости и давления газов в цилиндре, а также линейной скорости поршня от давления газов в цилиндре. Подсчитаны общие потери мощности на трение в ДВС дизеля 2Ч 9,5/11. Предложен экспериментальный метод их проверки.

Ключевые слова: дизель, мощность, линейная скорость, давление газов, сила трения, насосные потери, штанга.

An analytical calculation of mechanical losses in the piston-cylinder-group, the calculation of power losses due to the friction in the bearings of the crankshaft, pumping losses, losses of the drive units and support mechanisms are considered at different speed modes. The dependence of the friction power on the line speed and gas pressure in the cylinder is graphically shown, as well as the linear velocity of the piston on the gas pressure in the cylinder. Total power losses due to the friction in the internal combustion engine of the diesel 2CH 9.5/11 are calculated. An experimental method of their verification is offered.

Key words: diesel, power, linear speed, gas pressure, friction, pumping loss, bar.

Одним из важнейших путей улучшения характеристик поршневых ДВС являются работы по уменьшению уровня механических потерь, позволяющие повысить топливную экономичность и увеличить эффективную мощность двигателя.

Известно, что из общих механических потерь в ДВС потери на трение составляют около 70 %, при этом потери в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) составляют приблизительно 50 %. Именно поэтому уменьшение потерь на трение в ЦПГ – один из путей повышения технического уровня ДВС.

Поскольку судовые малоразмерные дизели (СМД) Ч 8,5/11 и Ч 9,5/11 являются единственными в РФ, обеспечивающими мощностный ряд в пределах 10÷45 кВт, проблемы, связанные с достижением ими высокого технического уровня (отвечающего мировому) и качества изготовления, соответствующего выполняемым функциям, являются перманентно актуальными, требующими необходимых и достаточных научно-технических и технологических решений.

Всё это предопределяет необходимость исследований по разработке и внедрению в практику проектирования и производства СМД научных принципов обоснования качественных показателей с учетом специфики их эксплуатации.

Объектом исследования являлся судовой малоразмерный дизельный двигатель 2Ч 9,5/11 номинальной мощностью $N = 11$ кВт.

Мощность ДВС, затрачиваемая на преодоление сил трения в ЦПГ

Мощность ДВС, затрачиваемая на преодоление сил трения в ЦПГ в ходе его работы, зависит от следующих основных факторов:

- 1) давление газов в цилиндре P ;
- 2) скорость движения поршня (линейная) C ;
- 3) качество смазочного слоя (динамический коэффициент вязкости смазки) η_m ;

- 4) качество обработки деталей ДВС (величина шероховатостей поверхностей трения) R_z ;
 5) геометрические параметры деталей (площади поверхностей) $F_p, F_{ю}$.

Очевидно, что в процессе работы конкретного двигателя на различных режимах изменяются только первые три фактора. При этом динамическая вязкость смазки изменяется в значительно меньшей степени, чем скорость и давление, а геометрические параметры остаются неизменными.

Выведем функциональную зависимость между мощностью, затрачиваемой на трение ДВС, и параметрами давления и скорости.

$$N_{тр. ЦПГ} = K \cdot (F(P) \cdot F(C)). \quad (1)$$

Для определения давления воспользуемся формулой [1, 2]:

$$P_e = \frac{N_e \cdot 30\tau}{V_h \cdot i \cdot n}, \quad (2)$$

где N_e – эффективная мощность; τ – тактность двигателя; i – число цилиндров; n – число оборотов ДВС; V_h – рабочий объем цилиндра.

При этом значение N_e будем принимать для расчета при работе на различных режимах (110, 100, 75, 50, 25 %).

Обороты двигателя принимаем в соответствии к режимам мощности: $n = 1\,545, 1\,500, 1\,365, 1\,185, 945$ об/мин.

Таким образом, для скоростной характеристики работы двигателя получаем следующее:

$$P_e = 0,604 \quad (n = 1\,545 \text{ об/мин});$$

$$P_e = 0,566 \quad (n = 1\,500 \text{ об/мин});$$

$$P_e = 0,467 \quad (n = 1\,365 \text{ об/мин});$$

$$P_e = 0,358 \quad (n = 1\,185 \text{ об/мин});$$

$$P_e = 0,225 \quad (n = 945 \text{ об/мин}).$$

Мощность трения деталей поршневой группы 2-цилиндрового двигателя, кВт, может быть определена по формуле

$$N_{тр.ЦПГ} = 0,736zR_{тр.п}SnK_{п.п}/22500, \quad (3)$$

где z – число цилиндров; $K_{п.п} = 1,04$ – коэффициент, учитывающий потери в поршневых пальцах.

$$R_{тр.п} = N_6 \cdot K_{тр},$$

где N_6 – значение боковой силы поршня; $K_{тр}$ – коэффициент трения (чугун/алюминий).

$$N_6 = P \cdot \text{tg } \beta, \quad (4)$$

где β – угол наклона шатуна при угле коленчатого вала $\alpha = 380^\circ$ (на 20° после верхней мертвой точки – максимальное значение боковой силы); $\beta = 4,90^\circ$.

$$P = P_r + P_j, \quad (5)$$

где $P_j = \frac{-m_j \cdot R \cdot \omega^2}{\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi}$ – инерционная составляющая боковой силы; $m_j = m_{\text{поршня}} + m_{\text{шатуна}} = 2,914$ (для исполнения с камерой в поршне);

$$P_r = P - P_{\text{атм}}. \quad (6)$$

Исходя из вышепринятого ряда числа оборотов коленчатого вала, получаем значения мощности трения деталей ЦПГ (при общем режиме мощности в %):

$$N_{тр. ЦПГ} (110 \%) = 2,146 \text{ кВт};$$

$$N_{тр. ЦПГ} (100 \%) = 1,950 \text{ кВт};$$

$$N_{тр. ЦПГ} (75 \%) = 1,463 \text{ кВт};$$

$$N_{тр. ЦПГ} (50 \%) = 0,975 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{тр. ЦПГ}} (25 \%) = 0,488 \text{ кВт.}$$

Скорость движения поршня в соответствии с заданными оборотами составляет:

$$C_{1545 \text{ об/мин}} = 5,665 \text{ м/с};$$

$$C_{1500 \text{ об/мин}} = 5,500 \text{ м/с};$$

$$C_{1365 \text{ об/мин}} = 5,005 \text{ м/с};$$

$$C_{1185 \text{ об/мин}} = 4,345 \text{ м/с};$$

$$C_{945 \text{ об/мин}} = 3,458 \text{ м/с}.$$

Графически зависимости представлены на рис. 1, 2.

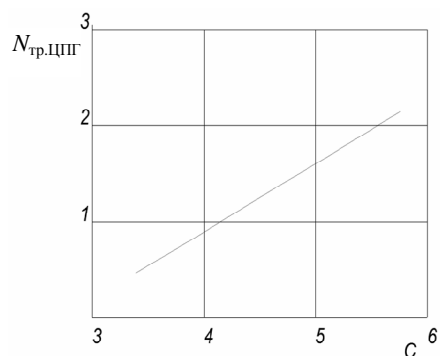


Рис. 1. Зависимость мощности трения от линейной скорости поршня

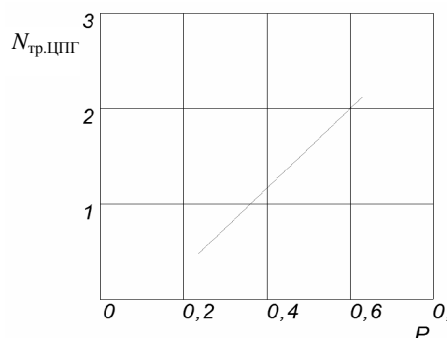


Рис. 2. Зависимость мощности трения от давления газов в цилиндре

Обработав при помощи методов математической статистики полученные данные, приходим к выводу уравнения (рис. 3):

$$N_{\text{тр. ЦПГ}} = 0,626 \cdot C \cdot P. \quad (7)$$

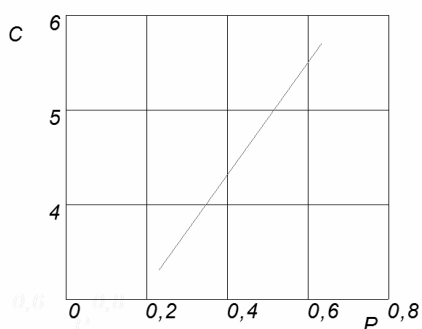


Рис. 3. Зависимость линейной скорости поршня от давления газов в цилиндре

Потери мощности на трение в подшипниках коленчатого вала

По результатам [3] установлено, что потери мощности на трение в подшипниках коленчатого вала $N_{тр.к.в} = 0,880$ кВт.

Насосные потери

Среднее давление насосных потерь, МПа, согласно [4], может быть определено по формуле

$$p_{н.п} = \mu_{вп} p_a - \mu_{вып} p_r \frac{p_r'}{p_r}, \quad (8)$$

где $\mu_{вп} = 0,9$; $\mu_{вып} = 1,08$ – коэффициент расхода воздуха и газов для умеренной быстроходной машины соответственно ($n = 1\,500$ об/мин);

$$\frac{p_r'}{p_r} = 0,94 - 0,96;$$

$p_a = 0,095$ МПа; $p_r = 0,115$ МПа – давление в конце впуска и в конце выпуска соответственно (из индикаторной рабочего процесса). Тогда, по формуле (8) получим $p_{н.п} = 0,031$ МПа.

Мощность насосных потерь, кВт, определится по формуле [3, 4]:

$$N_{н.п} = \frac{0,736 p_{н.п} n V_h z}{900}, \quad (9)$$

где $V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S = 0,779 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ – рабочий объём цилиндра,

$$N_{н.п} = 0,593 \text{ кВт.}$$

Потери на привод агрегатов и вспомогательных механизмов

Потери на привод масляного, водяного и топливного насосов и вспомогательного механизма приняты на базе результатов испытаний указанных агрегатов на безмоторных стендах, проведённых на заводе-изготовителе «Дагдизель»:

- потери мощности на привод масляного насоса, $N_{м.н} = 0,1472$ кВт;
- потери мощности на привод водяного насоса внутреннего контура охлаждения, $N_{в.н} = 0,2355$ кВт;
- потери мощности на привод топливного насоса, $N_{т.н} = 0,424$ кВт;
- потери мощности на привод механизма газораспределения, $N_{м.г} = 0,1944$ кВт;
- потери мощности на привод водяного насоса забортной воды, $N_{в.н.з} = 0,2355$ кВт.

Суммарная мощность, затрачиваемая на привод агрегатов и вспомогательных механизмов, $N_{всп.м} = 1,237$ кВт.

Общая мощность механических потерь

Общая мощность механических потерь серийного дизеля и его механический КПД:

$$N_m = N_{тр.ЦПГ} + N_{тр.к.в} + N_{н.п} + N_{всп.м},$$

$$N_m = 4,660 \text{ кВт},$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_m},$$

где $N_e = 11$ кВт; тогда $\eta_m = 0,702$.

Таким образом:

- потери мощности на трение в ДВС составляют:

$$\frac{N_{\text{тр.ЦПГ}} + N_{\text{тр.к.в}}}{N_m} 100 \% = \frac{1,95 + 0,880}{4,523} 100 \% = 63 \% ;$$

– потери мощности на преодоление сил трения в ЦПГ составляют:

$$\frac{N_{\text{тр.ЦПГ}}}{N_m} 100 \% = \frac{1,95}{4,660} 100 \% = 42 \%$$

от общих механических потерь в ДВС.

Процентные отношения, полученные расчетно-аналитическим методом, свидетельствуют о справедливости указанных в теоретической части зависимостей общей мощности ДВС и затрат мощности на преодоление внутренних потерь и потерь на трение в частности. Однако аналитические расчеты могут иметь достаточно большую погрешность в связи с множеством принятых допущений [5]. Для проверки правильности приведенных аналитических расчетов предлагается провести эксперимент по следующей методике на экспериментальной установке типового двигателя 2Ч 9,5/11 лаборатории кафедры «Судовые энергетические установки и комплексы», которая оборудована измерительным комплексом для индизирования рабочего процесса, а также необходимым комплектом приборов и устройств для измерения внешних показателей работы двигателя (N_e , g_e , n , G_{air} , G_w , T_g , T_w , T_{oil}). Имеются приборы для измерения состава отработавших газов и дымности.

Методика проведения эксперимента

Снимаем 1-ю индикаторную диаграмму рабочего цикла на холостом ходу двигателя. Так как $N_e = 0$, то площадь индикаторной диаграммы (умноженная на 2) будет определять мощность внутренних потерь двигателя – $N_{\text{вн.п.}}$.

$$N_{\text{вн.п.}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{го}} + N_{\text{пр}},$$

где $N_{\text{тр}}$ – мощность, расходуемая двигателем на преодоление сил трения во всех трибосоединениях; $N_{\text{го}}$ – мощность, расходуемая двигателем на осуществление процессов газообмена; $N_{\text{пр}}$ – мощность, расходуемая двигателем на привод вспомогательных механизмов (топливный насос высокого давления, топливopодкачивающий насос, насосы системы охлаждения, масляный насос, зарядный генератор).

1. Для определения $N_{\text{го}}$ необходимо:

а) отключить топливopодачу второго цилиндра (динамический датчик давления установлен в первом цилиндре) и поднять (или снять полностью) клапаны второго цилиндра и штанги толкателей;

б) запустить двигатель на одном цилиндре и снять 2-ю индикаторную диаграмму (разница в площадях 1-й и 2-й индикаторных диаграмм будет равна доле влияния рабочего процесса на работу внутренних потерь двигателя);

в) при отключённой топливopодаче второго цилиндра установить на место клапанов их стержни с ограничителями;

г) запустить двигатель на одном цилиндре и снять 3-ю индикаторную диаграмму (разница в площадях 2-й и 3-й индикаторных диаграмм будет равна работе двигателя по осуществлению газообмена в одном цилиндре).

2. Определение мощности, расходуемой на преодоление сил трения в ЦПГ – $N_{\text{тр.ЦПГ}}$:

а) демонтируем шатунно-поршневую группу 2-го цилиндра;

б) запускаем двигатель на одном цилиндре и снимаем 4-ю индикаторную диаграмму;

в) разность площадей 1-й и 4-й индикаторных диаграмм будет представлять собой работу трения ЦПГ и одного шатунного подшипника с учётом действия рабочего процесса;

г) вычитаем из результата 2в результат 1б, что будет соответствовать работе трения ЦПГ без учёта влияния рабочего процесса (например, при «холодной» обкатке).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дорухов А. Ф. Разработка методологии, принципов проектирования и модернизации производства судовых малоразмерных дизелей: дис. ... д-ра техн. наук. – СПб.: ГУВК, 1997. – 361 с.

2. *Двигатели* внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

3. *Двигатели* внутреннего сгорания: учеб.: в 3 т. / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – Т. 1. Теория рабочих процессов. – 368 с.

4. *Дьяченко Н. Х., Дашков С. Н.* Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания / под ред. Н. Х. Дьяченко. – М.; Л.: Машиз, 1962. – 359 с.

5. *Шуаипов А. А.* Аналитическое исследование внутренних потерь в судовом двигателе внутреннего сгорания // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. – 2011. – № 1. – С. 157–164.

Статья поступила в редакцию 12.07.2011

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Шуаипов Абу Авганович – Грозненский государственный нефтяной институт им. академика М. Д. Миллионщикова; доцент кафедры «Механика сплошных сред»; тел.: 8 (8712) 220-170.

Shuaipov Abu Avganovich – Grozny State Oil Institute Named after the Academician M. D. Millionshchikov; Assistant Professor of the Department "Mechanics of Continuous Systems"; tel. 8 (8712) 220-170.