



## АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ИЗНАШИВАНИЯ В СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.С. Зубаков, старший механик,  
соискатель ученой степени канд. техн. наук,  
zubakov.alexander@gmail.com

В.И. Одинцов, д-р техн. наук, профессор,  
seu@bga.gazinter.net

ФГБОУ ВО «Балтийская государственная академия  
рыбопромышленного флота»

Проведен анализ особенностей процесса изнашивания судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и методов его моделирования. Представлены зависимости для расчета коэффициента трения с дальнейшим его применением для вычисления скорости изнашивания по методу профессора Л.И. Погодаева.

*судовые среднеоборотные дизели, расчет скорости изнашивания*

В классической теории процесса трения, изложенной, например, в [1, 2], принимается, что поверхности твердых тел шероховаты и волнисты, что является следствием неточности изготовления деталей и их деформации под действием механических и тепловых нагрузок. Поэтому две поверхности находятся в контакте на небольших площадках. Количество контактов определяется действующей нагрузкой, волнистостью и шероховатостью поверхностей [1, 2]. Их взаимодействие заключается в образовании контактных пятен не только с выступами и покрывающими их пленками, но и с прилегающими микроразностями. Пятна касания называются фрикционными связями вследствие действия нормальных и тангенциальных сил. Трение сопровождается объемным деформированием и преодолением межмолекулярных связей. При этом более жесткие элементы поверхностей внедряются в более мягкие. В процессе трения происходит адгезионное взаимодействие поверхностей, сопровождающееся межмолекулярным взаимодействием, так как атомы на поверхностях твердых тел находятся в неравновесном состоянии и при сближении возникают силы межмолекулярного взаимодействия.

Под воздействием сжимающих нагрузок контактирующие поверхности вначале деформируются упруго, а затем упругая деформация сменяется пластической. В процессах трения и износа различают три последовательных этапа: взаимодействие поверхностей, изменение, происходящее в них при трении, а затем – разрушение поверхностей [1, 2].

Профессор Л.И. Погодаев развил структурно-энергетическую модель теории изнашивания, в которой трущиеся материалы рассматриваются как каналы, по которым извне подводится энергия. Распространение энергии от контактов происходит волнами упругих и пластических деформаций. Каждый канал имеет свою энергоемкость (энергопроводимость), и через него может пройти определенное количество энергии. Если плотность потока энергии деформации превышает энергоемкость канала, то она называется критической, а ее превышение приводит к разрушению материала. Величина внешней нагрузки определяет не только размер зон упругопластических деформаций, но и напряженное состояние материалов в пределах этих зон.

В связи с различными величинами внешней нагрузки изменяется глубина распространения упругопластических деформаций. Для большинства типов изнашивания принимается допущение о поверхностной усталости трущихся материалов. Она отличается от объемной

усталости, которая приводит к образованию крупномасштабных трещин и разрушению деталей [1].

Особенностями процесса трения в ДВС являются условия его протекания:

– Давление рабочего тела в цилиндре изменяется в широких пределах от давления в момент начала сжатия (близкого к давлению наддува) до максимального давления сгорания, составляющего в современных мало- и среднеоборотных ДВС от 130 до 230 бар. В результате в широких пределах изменяется давление поршневых колец на втулку цилиндра. Наибольшее давление соответствует нахождению поршня в районе ВМТ в конце процесса сжатия и в начале процесса расширения.

– Неравномерная скорость движения поршня между нижней и верхней мертвыми точками. При этом скорость движения поршня изменяется от нулевой в мертвых точках до максимальной около середины хода поршня с дальнейшим убыванием на пути к очередной мертвой точке. Это приводит к различным тангенциальным усилиям;

– Перекладка поршня в мертвых точках ведет к дополнительным усилиям и вибрации втулки;

– Наличие тангенциальных усилий при возвратно-поступательном движении поршня и боковых усилий от поршня через поршневые кольца в стенки цилиндра, обусловленные разложением сил от давления газов в кривошипно-шатунном механизме;

– Неравномерное поступление и испарение масла с отдельных участков поверхности деталей цилиндра-поршневой группы, исследованные рядом авторов, например профессором Б.О. Лебедевым [3] и др. В результате в наихудших условиях находится верхний пояс цилиндрической втулки в районе положения верхнего поршневого кольца в ВМТ;

– Неравномерный нагрев цилиндрических втулок, поскольку каждый макроучасток цилиндрических втулок находится под воздействием тепловых потоков различной величины. Наибольший тепловой поток подводится к верхнему поясу втулки, который не перекрывается головкой поршня. Поверхность втулки, соответствующая положению первого поршневого кольца в ВМТ, нагревается в результате теплоподвода через поршневое кольцо и от газов, находящихся между головкой поршня и втулкой, а затем, после открытия головкой поршня, при его движении к НМТ. Большое влияние на нагрев оказывают горячие газы с высокими мгновенными температурами (до 2800–2900 К).

Анализируя процесс изнашивания деталей ЦПГ ДВС при трении, профессор Л.И. Погодаев [1] использует энергетический подход, в соответствии с которым одним из наиболее важных факторов, влияющих на условия контактирования поверхностей трения и скорость изнашивания, являются затраты энергии на процесс трения.

Для объемного износа цилиндрических втулок профессором Л.И. Погодаевым предложено уравнение [1, с. 281]:

$$\Delta V = const_1 \cdot \frac{w_{тр}}{w_{вн}} \cdot \frac{w_i}{W_{кр}^*} \cdot N, \quad (1)$$

где  $\Delta V$  – величина объемного износа;

$const_1 \cdot w_{тр}/w_{вн}$  – коэффициент пропорциональности, учитывающий относительные затраты индикаторной мощности двигателя  $w_i \sim w_{вн}$  на трение;

$w_{тр}$  – мощность трения;

$N$  – число внешних воздействий;

$W_{кр}^*$  – критическая мощность.

Таким образом, в энергетическом подходе Л.И. Погодаева к процессу трения принято учитывать взаимодействие потока внешней энергии с деформируемым металлом деталей ЦПГ.

Для доказательства своей теории Л.И. Погодаев провел [1] эксплуатационные исследования с 36 двигателями типа 8НФД36У.

Для определения величины износа применялся метод лунок, двигатели работали на различных сортах масла и топлива. Для удобства анализа статистических данных подконтрольные двигатели разделены по убыванию скорости изнашивания ( $v_{изн}$ ) цилиндрических

втулок на три группы – 1-я группа ( $v_{изн} = 29,5 \dots 55,0$  мкм), 2-я группа ( $v_{изн} = 14,6 \dots 25,0$  мкм), 3-я группа ( $v_{изн} = 6,6 \dots 12,0$  мкм). Установлены критические температуры для охлаждающей воды 68 и 72 °С. В то же время в данной работе отсутствует объяснение различного значения критических температур.

Исследовано влияние температуры охлаждающей жидкости и содержания серы в топливе на процесс изнашивания применительно к двигателям типа 8НФД36У. Влияние температуры охлаждающей воды представлено на рис. 1.

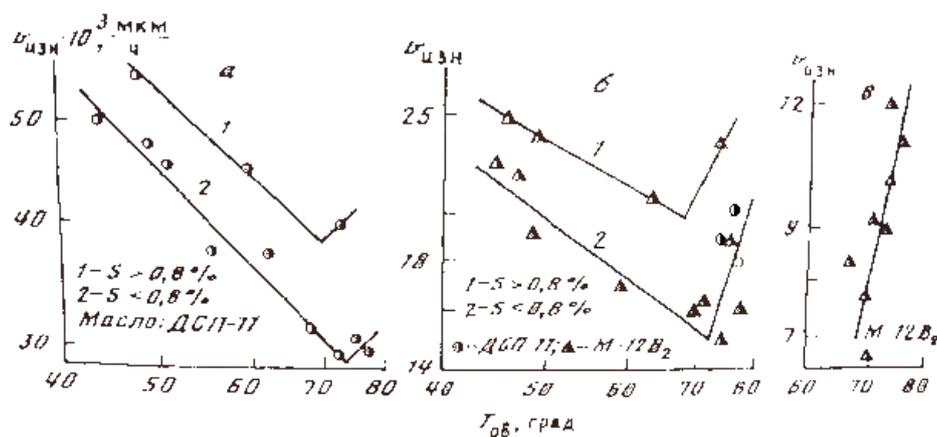


Рисунок 1 – Зависимость скорости изнашивания цилиндрических втулок двигателей 1, 2 и 3 групп от температуры охлаждающей воды

По заключению профессора Л.И. Погодаева расслоение опытных данных, представленных на графиках, объясняется различным содержанием серы в топливе, влиянием качества масла и недостатками в технологии изготовления деталей ЦПГ.

В исследованиях профессора В.Г. Кузькина установлена зависимость изменения скорости изнашивания при работе ДВС на режимах винтовой и нагрузочной характеристик. Очевидно, что скорость изнашивания по винтовой характеристике изменяется круче, так как при работе по винтовой характеристике цикловая подача изменяется пропорционально квадрату частоты вращения коленчатого вала. В то время как на режимах нагрузочной характеристики изменяется только цикловая подача топлива и, следовательно, влияние частоты вращения коленчатого вала постоянное.

Однако он не указал пределы изменения среднего эффективного давления. В то время как, например, в работах Санкт-Петербургского морского технического университета установлено, что мощность механических потерь остается постоянной до некоторой величины среднего эффективного давления. Для 2-тактных МОД граничным значением является 12 бар, для 4-тактных СОД – 15 бар [4].

На величину механических потерь в ЦПГ влияют: геометрические характеристики трущихся пар, свойства применяемых материалов, технология их изготовления, условия работы (характеристики процесса сгорания, среднее эффективное давление, частота вращения коленчатого вала, качество применяемых топлив и масел, эффективность охлаждения).

По результатам исследований Л.И. Погодаевым предложено уравнение для скорости изнашивания деталей ЦПГ.

$$v_{изн} = const_4 \left[ \frac{k_{тр}}{p_e n} \right]^3, \quad (3)$$

где  $k_{тр}$  – коэффициент трения;  
 $p_e$  – среднее эффективное давление;  
 $n$  – частота вращения коленчатого вала;  
 $const_4$  – константа.

Несмотря на большое количество работ, посвященных проблеме повышения долговечности деталей цилиндро-поршневой группы ДВС, до сих пор отсутствуют надежные математические зависимости, учитывающие влияние действующих факторов.

В настоящей работе для проведения вычислений принят энергетический подход Л.И. Погодаева. Наиболее сложным являлся расчет коэффициента трения. Нами использован метод профессора В.И. Одинцова для вычисления мощности механических потерь [5], в соответствии с которым мощность механических потерь представлена в виде суммы двух слагаемых:

$$N_m = f_1(kxД) + f_2(p_{me}), \quad (4)$$

где  $f_1(kxД)$  – функция, учитывающая влияние конструктивных характеристик двигателя и технологических факторов;

$f_2(p_{me})$  – функция, отражающая влияние удельного давления колец на втулку, пропорциональное среднему эффективному давлению.

Для двухтактных дизелей:

$$f_1(F \cdot n)_{2T} = 43,5 + 0,261 (\pi \cdot d \cdot S \cdot n - 250), \text{кВт}. \quad (5)$$

Для четырехтактных дизелей:

$$f_1(F \cdot n)_{4T} = 25 + 0,214 (\pi \cdot d \cdot S \cdot n - 250), \text{кВт}. \quad (6)$$

Среднее значение:

$$f_1(F \cdot n) = 35 + 0,257 (\pi \cdot d \cdot S \cdot n - 250), \text{кВт}. \quad (7)$$

$$f_2(p_{me}) = 1,4366 \cdot 10^{-3} \cdot d^2 \cdot S \cdot n (p_{me} - A), \text{кВт}, \quad (8)$$

где  $F$  – площадь рабочей поверхности цилиндрической втулки,  $\text{м}^2$ ;

$n$  – частота вращения коленчатого вала, 1/мин;

$d$  – диаметр цилиндра, м;

$S$  – ход поршня, м;

$p_{me}$  – среднее эффективное давление, кПа;

Расчет по вышеприведенным формулам для двигателя 12ЧН46/58 с механическим КПД = 0,91,  $B_{mp} = 0,5$  и  $K_{к,м} = 0,95$  показал, что коэффициент трения  $\kappa_{mp} = 0,095$ . Скорость изнашивания вычислялась по формуле Л.И. Погодаева (3). Ее расчетное значение для цилиндрической втулки равно 8,5 мкм/1000 ч, а экспериментальное значение – 8,2 мкм/1000 ч.

Расчетное значение коэффициента трения для двигателя 8НВД36У со средним эффективным давлением 0,662 МПа, механическим КПД 0,87 и  $B_{mp} = 0,5$ , использованного в экспериментах Л.И. Погодаева [1] –  $\kappa_{mp} = 0,11$ , а скорость изнашивания цилиндрической втулки – 9,0 мкм/1000 ч. Экспериментальное значение скорости изнашивания – 9,4 мкм/1000 ч.

Разница в значениях коэффициента трения в двигателях 8НВД36У и 12ЧН46/58, объясняется большей относительной величиной поверхности трения, отнесенной к объему цилиндров, худшей степенью технологического и конструктивного совершенства при меньшей форсировке двигателя 8НВД36У.

Таким образом, расчетные и экспериментальные данные по скоростям изнашивания имеют удовлетворительную сходимость и могут применяться для расчета продолжительности между очередными техническими обслуживаниями.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Погодаев, Л.И. Структурно-энергетические модели надежности материалов и деталей машин Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин / Санкт-Петербург: Академия транспорта Российской Федерации, 2006.

2. Крагельский, И.В. Трения и износ / И.В. Крагельский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1968. – 480 с.
3. Лебедев, Б.О. Теплофизические основы процесса угара масла в дизелях и разработка эксплуатационных мероприятий по его сокращению: автореф. дис.... д.т.н. ; Б.О. Лебедев. – Барнаул, 2001.
4. Ваншейдт, В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В.А. Ваншейдт. – Ленинград: Судостроение, 1977 .
5. Одинцов, В.И. Рабочий процесс судовых ДВС: монография / В.И. Одинцов. – Калининград: изд-во БГАРФ, 2010.

## ANALYSIS OF WEAR PROCESSES IN MARINE MRE ICE

A.S. Zubakov, postgraduate student, «BFFSA» FSBEI HE «KSTU»  
zubakov.alexander@gmail.com

V.I. Odinzov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, «BFFSA» FSBEI HE «KSTU»  
seu@bga.gazinter.net

The analysis of process of wear of ship internal combustion engine and methods of his modeling is carried out. The dependences for calculation of coefficient of friction with it's further application for calculation the speed of wear rate are presented, offered by professor L.I. Pogodaevym.

*marine medium-speed diesel engines, calculation of wear rate*