

# СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И МАШИННО-ДВИЖИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

УДК 621.436.12:62-222:620.179

*А. Ф. Дорохов, А. Г. Проватар*

## ЗАДАЧИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЗЕРКАЛА ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Анализ научно-исследовательских работ по прогнозированию интенсивности изнашивания позволяет утверждать, что на основе результатов фундаментальных трудов и последних научных разработок возможна формализация описания процессов изнашивания и представление уравнений и математических моделей, которые позволяют рассчитывать величины предельных износов и в процессе проектирования машин назначать обоснованные ресурсы работы. Проанализированы основные факторы, влияющие на скорость изнашивания зеркала цилиндра в процессе эксплуатации. На основании анализа предложено трансцендентное уравнение, связывающее скорость изнашивания и факторы, преобладающие влияющие на износ. Отсюда вытекает ряд задач по оптимизации сочетания различных факторов в зависимости от заявленных требований к проектируемой машине.

**Ключевые слова:** износ, изнашивание, скорость, износостойкость, твердость, трансцендентное уравнение.

### **Введение**

Соединения «цилиндр – поршневое кольцо – поршень ДВС» работают в экстремальных условиях, не имеющих аналогов в других машинах. Работа этих соединений зависит от ряда факторов: материалов, размеров деталей, величины зазоров между цилиндром и поршнем, толщины и радиального давления поршневых колец, конструктивных особенностей цилиндров и систем охлаждения, точности обработки и шероховатости поверхностей трущихся деталей, вязкости и стабильности состава смазки, а также температуры масла и пр. Такое разнообразие факторов, влияющих на характеристики работы цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и, в свою очередь, на процессы изнашивания в ней, создает определенные трудности в выявлении наиболее важных, действие которых наиболее эффективно проявляется в тех или иных условиях работы двигателей.

В этом плане представляют интерес работы профессоров А. Ф. Дорохова [1], Н. Я. Яхьяева [2], Ю. Г. Шнейдера [3], М. Н. Гребенюка [4], В. П. Булатова [5] и др. В них рассмотрены принципы повышения качественного уровня ДВС за счет сокращения потерь мощности на преодоление сил трения в ЦПГ и уменьшения интенсивности изнашивания его элементов. Так, в работе [6] утверждается, что к числу наиболее эффективных средств повышения износостойкости оборудования следует отнести различные методы поверхностного упрочнения, обеспечивающие значительное снижение износа поверхностных слоев в узлах трения. В. Н. Половинкин [7] отмечает, что фуллерены в составе конструктивных материалов существенно (в несколько раз) повышают износостойкость и снижают потери мощности на преодоление сил трения. Ю. Г. Шнейдер считает, что проблема обеспечения оптимального качества поверхностного слоя деталей машин с точки зрения износостойкости и трибологических свойств осуществляется холодной обработкой давлением с образованием на поверхности деталей регулярных микрорельефов.

О связи величин износа цилиндрических поверхностей деталей машин с их исходной макро- и микрогеометрией говорится в работах В. П. Булатова, Ш. М. Билика [8], Д. Г. Точильникова [9], Л. И. Погодаева и др.

Факторы, определяющие интенсивность изнашивания деталей судовых ДВС:

- условия эксплуатации трибосопряжений – нагрузка и температура на поверхностях трения, скорость относительного перемещения, частота пусков и реверсов судовых ДВС;
- среда в области трения: масляная, коррозионная, абразивная;

- характеристики материалов – микроструктура, химический состав; прочность поверхностных слоев, усталостная и объемная прочность, твердость, коррозионная стойкость;
- условия работы сопряжения – величина эксплуатационных зазоров, геометрическая форма и состояние рабочих поверхностей трения, взаимное положение деталей;
- прочие факторы – конструкция, параметры двигателя и пр.

По данным многих исследований, приведенных в литературе, установлено:

- что с увеличением частоты вращения среднее давление трения растет, следовательно, усиливается изнашивание;
- с повышением нагрузки двигателя *износ* растет не столь значительно;
- максимальное значение износа наблюдается при высокой частоте вращения вала и низких температурах охлаждающей воды;
- с повышением температуры охлаждающей воды изнашивание уменьшается.

### Прогнозирование изнашивания

Работы по прогнозированию интенсивности изнашивания являются важными и актуальными научными исследованиями, т. к. на основе результатов фундаментальных трудов и последних научных разработок возможна формализация описания процессов изнашивания и представление уравнений и математических моделей, которые позволяют рассчитывать величины предельных износов и в процессе проектирования машин назначать обоснованные ресурсы работы. У вышеуказанных авторов и в приведенных литературных источниках имеется множество аналитических и эмпирических формул и выражений, описывающих скорости изнашивания и величины износов в зависимости от тех или иных параметров и показателей работы двигателей. Некоторые из них рекомендуются только для определенных типов двигателей, другие представляются как универсальные модели. С нашей точки зрения, рациональным будет представление процесса изнашивания (его скорости), в виде трансцендентного уравнения.

Выясним, какие факторы наибольшим образом влияют на скорость изнашивания цилиндровой втулки судового дизельного двигателя.

*Боковая сила*  $N$ , Н (в виде ее среднеинтегрального значения за цикл на каждом эксплуатационном режиме работы двигателя (рис. 1)):

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

где  $P_{\Sigma} = |P_r + P_j|$ .

Здесь  $P_r$  – сила давления газов в каждый момент цикла, согласно индикаторной диаграммы, Н;  $P_j$  – сила инерции поступательно движущихся масс (поршня, колец, поршневого пальца и верхней трети шатуна), Н;  $\beta$  – угол наклона стержня шатуна к оси цилиндра.

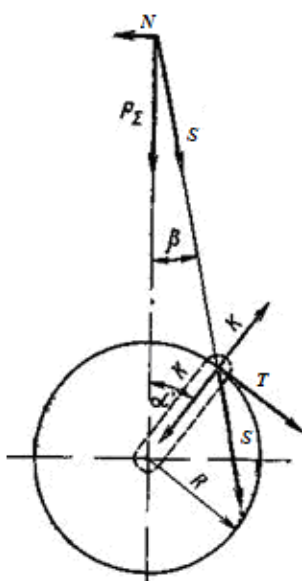


Рис. 1. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме

Сумма (1) алгебраическая, т. к. сила инерции направлена противоположно силе давления газов. На рис. 2 представлены графики сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме 4-тактного двигателя. Сила  $P_r$  берется по индикаторной диаграмме, а сила  $P_j$  рассчитывается следующим образом [5]:

$$P_j = -G r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где  $G$  – суммарная масса поступательно движущихся деталей ЦПГ (поршня, поршневых колец, поршневого пальца, 1/3 массы шатуна – согласно чертежам данных деталей), кг;  $r$  – радиус кривошипа, м;  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала,  $c^{-1}$ ;  $\lambda$  – постоянная механизма,  $\lambda = r/l$  ( $l$  – длина шатуна между центрами поршневой и кривошипной головок, м).

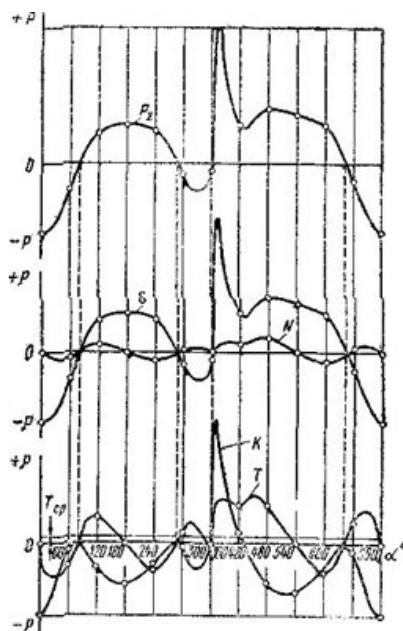


Рис. 2. Графики сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Таким образом определяют силы инерции через определенный промежуток по углу поворота коленчатого вала (например, через  $5^\circ$ ) с соответствующим знаком и, принимая силы давления газов по индикаторной диаграмме, находят значения силы  $P_\Sigma$  как функции от угла  $\alpha$ . Отсюда находятся значения боковой силы  $N$  по формуле (1). Однако оперировать в расчетах значениями  $\beta$  неудобно, т. к. их надо дополнительно рассчитывать в зависимости от  $\alpha$ . В этом случае используются формулы выражения  $\beta$  через  $\alpha$  [10]:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha; \quad \cos \beta = 1 - 0,5 \lambda^2 \sin^2 \alpha.$$

В результате расчетов получают функцию значений силы  $N$  за цикл от угла поворота коленчатого вала (аналогично графику на рис. 2). Планиметрирование этого графика даст суммарное значение силы  $N$  за цикл или  $N_\Sigma$ .

Средняя скорость поршня  $C_m$ , м/с (при работе двигателя по винтовой характеристике – для каждого рабочего режима):

$$C_m = S n / 30,$$

где  $S$  – ход поршня, м;  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $мин^{-1}$ .

Динамическая вязкость масла  $\eta$ , Па с (при рабочей температуре).

Температура выходящей из дизеля воды  $t$ ,  $^\circ C$ .

Эксплуатационный зазор в ЦПГ  $\delta$ , м.

Твердость поверхностного слоя  $HR_c$ .

Таким образом, скорость изнашивания цилиндровой втулки  $U$ , мм/1000 ч, можно представить в виде следующего трансцендентного уравнения:

$$U = K (N_\Sigma^x C_m^y \delta^n \eta^z) / (t^m HR_c^k), \quad (2)$$

где  $x, y, z, m, n, k$  – показатели степени, характеризующие уровень влияния соответствующего фактора на скорость изнашивания;  $K$  – коэффициент пропорциональности. Уравнение (2) дает возможность найти значения  $U$  для одного определенного режима работы двигателя. Следует отметить, что в течение срока службы двигатель работает на различных рабочих режимах, от холостого хода до перегрузки, и определяющим фактором в этом случае будет являться значение  $N_{\Sigma}$  для каждого рабочего режима. Для того, чтобы не производить расчеты значений  $U$  для каждого рабочего режима в зависимости от значений  $N_{\Sigma}$ , рациональным будет определить какое-то среднее значение этой величины за период (ресурс) до переборки. Среднее значение  $N_{\Sigma}$ , как  $N_{\Sigma \text{ ср}}$ , можно представить в виде

$$N_{\Sigma \text{ ср}} = \sum_{i=1}^n N_{\Sigma i} t_i / P, \quad (3)$$

где  $N_{\Sigma i}$  – значения  $N_{\Sigma}$  на  $i$ -м режиме работы двигателя;  $t_i$  – время работы двигателя на  $i$ -м режиме работы;  $P$  – период работы (ресурс) двигателя, за который оценивается скорость изнашивания  $U$ . Центральным научно-исследовательским дизельным институтом было рекомендовано принимать при проектных расчетах следующие значения времени работы двигателя на различных режимах [11]:

- время работы на режиме 100 %-й мощности – 30 % от  $P$ ;
- время работы на режиме 75 %-й мощности – 40 % от  $P$ ;
- время работы на режиме 50 %-й мощности – 20 % от  $P$ ;
- время работы на режиме 25 %-й мощности – 10 % от  $P$ .

Таким образом, формула (3) примет следующий вид:

$$N_{\Sigma \text{ ср}} = (N_{\Sigma}^{100} t^{100} + N_{\Sigma}^{75} t^{75} + N_{\Sigma}^{50} t^{50} + N_{\Sigma}^{25} t^{25})/P.$$

Данное выражение  $N_{\Sigma \text{ ср}}$  необходимо вставить в формулу (2) для определения значения средней скорости изнашивания  $U_{\text{ср}}$  за ресурс  $P$  до переборки.

Для главного двигателя в составе СЭУ в формуле (2) необходимо будет учитывать и изменения  $C_m$ , как функции  $n$ . Тогда необходимо определять значение средней скорости поршня  $C_{m \text{ ср}}$  за период до переборки двигателя в виде

$$C_{m \text{ ср}} = S n_{\text{ср}}/30,$$

где  $n_{\text{ср}}$  – среднее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя на всех эксплуатационных режимах за период до переборки. Тогда

$$n_{\text{ср}} = (n^{100} t^{100} + n^{75} t^{75} + n^{50} t^{50} + n^{25} t^{25})/P,$$

здесь  $t_i$  и  $P$  те же, что и для вспомогательного двигателя, а значения  $n_i$  должны приниматься согласно [10], а именно:  $n^{100} = 1,00 n_{\text{ном}}$ ;  $n^{75} = 0,908 n_{\text{ном}}$ ;  $n^{50} = 0,793 n_{\text{ном}}$ ;  $n^{25} = 0,629 n_{\text{ном}}$ , где  $n_{\text{ном}}$  – номинальная частота вращения коленчатого вала каждого конкретного двигателя.

После установления средней скорости изнашивания цилиндровой втулки  $U_{\text{ср}}$  по формуле (2) путем подстановки значений  $N_{\Sigma \text{ ср}}$  и, при необходимости,  $C_{m \text{ ср}}$  возможно определение абсолютной величины износа  $\dot{I}$ , как

$$\dot{I} = U_{\text{ср}} P^*, \quad (4)$$

где  $P^*$  – назначенный ресурс до переборки в тыс. ед., т. е. при  $P = 5000$  ч  $P^*$  будет равен 5. И в данном случае следует исходить из сравнения расчетного износа, полученного по формуле (4), и предельного износа  $[\dot{I}]$ , при достижении которого эксплуатация двигателя должна быть остановлена, при этом должна решаться оптимизационная задача – обеспечение достигнутого износа, равного предельному, при заданном ресурсе или достижение максимального ресурса путем варьирования аргументами скорости изнашивания в уравнении (2). В уравнении (2) аргументы  $N_{\Sigma}$ ,  $C_m$ ,  $\eta$ ,  $t$ ,  $\delta$  не являются факторами воздействия на функцию  $U$  в правильно сконструированном двигателе при заданных значениях мощности и частоты вращения коленчатого вала. И только аргумент  $HR_c$  – твердость зеркала цилиндровой втулки – является конструктивно-технологическим фактором, позволяющим регулировать скорость изнашивания.

В обычной практике двигателестроения этим фактором активно пользуются для повышения износостойкости (и, соответственно, ресурса), энергетической эффективности, экологической безопасности, топливной и масляной экономичности. Так, твердость зеркала цилиндра чугунных втулок повышают путем термической обработки (поверхностной закалки ТВЧ) до зна-

чений  $HR_c = 37-50$ , для стальных втулок применяют химико-термические виды обработки (преимущественно азотирование) с достижением показателя  $HR_c = 47-55$ . Эти методы хорошо освоены в производстве ДВС, дают приемлемые результаты, однако им сопутствуют большая трудоемкость и экологически небезопасные условия производства. Важным шагом в направлении обеспечения высокой твердости поверхности, не приводящим к искажению формы и взаимного расположения поверхностей, сравнительно экологически безопасным, является внедрение в поверхностный слой поверхностей трения высокоорганизованных углеродных образований – фуллеренов и углеродных нано-трубок, на что уже указывалось выше.

### **Заключение**

Таким образом, для определения значения  $HR_c$ , при принятых остальных факторах, можно воспользоваться уравнением (2) и получить результат в виде

$$HR_c = [K(N_\Sigma^x C_m^y \delta^n \eta^z) t^m]^{1/y}.$$

И здесь необходимо искать определенный консенсус, а именно: для принятых значений факторов  $N_\Sigma$ ,  $C_m$ ,  $\eta$ ,  $t$ ,  $\delta$  достигать установленного значения твердости, либо по реально достижимому значению твердости ( $HR_c$ ), варьируя принятыми факторами, добиваться приемлемого значения ресурса.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. *Дорохов А. Ф.* Разработка методологии, принципов проектирования и модернизации производства судовых малоразмерных дизелей: дис. ... д-ра техн. наук. СПб.: ГУВК, 1997. 361 с.
2. *Яхьяев Н. Я.* Прогнозирование работоспособности судовых двигателей внутреннего сгорания по износу деталей в узлах трения: дис. ... д-ра техн. наук. СПб.: ИПМаш РАН, 2003, 304 с.
3. *Шнейдер Г. Ю.* Технология финишной обработки давлением: справочник. СПб.: Политехника, 1998. 414 с.
4. *Гребенюк М. Н., Терегеря В. В.* Повышение эффективности приработки двигателей путем применения металлоорганических соединений // Повышение долговечности деталей машин. Вып. 4. М.: Машиностроение, 1990. С. 97–106.
5. *Булатов В. П.* Исследование и оптимизация параметров точности и технологических методов формирования поверхностей трения деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Л.: ЛКИ, 1982. 46 с.
6. *Сорокин Г. М.* Повышение износостойкости машин – важнейшая проблема технического прогресса // Нефть и газ. 1980. № 2. С. 71–74.
7. *Половинкин В. Н.* Наука наноразмерного состояния. Нанотехнологии. СПб.: СПбГМТУ., 2010. 325 с.
8. *Билик Ш. М.* Макрогеометрия деталей машин. М.: Машиностроение, 1973. 344 с.
9. *Точильников Д. Г.* Радиоиндикаторные методы определения износа деталей двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1988. 159 с.
10. *Дизели: справочник.* Под общ. ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.
11. *Отраслевая инструкция по определению экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений дизелестроения.* Л.: ЦНИДИ, 1980. 75 с.

Статья поступила в редакцию 09.06.2016

### **ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ**

**Дорохов Александр Фёдорович** – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; г-р техн. наук, профессор; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; dorokhovaf@rambler.ru.

**Проватар Алексей Геннадиевич** – Россия, 414024, Астрахань; Астраханский филиал Волжского государственного университета водного транспорта (г. Нижний Новгород); начальник центра практики и содействия трудоустройству; provatar@mail.ru.



A. F. Dorokhov, A. G. Provatar

## TASKS OF CONTROL OF WEAR RESISTANCE OF CYLINDER LINER SURFACE OF MARINE INTERNAL COMBUSTION ENGINES

**Abstract.** The analysis of the scientific works on forecasting of wear intensity states that on the basis of the results of the fundamental works and the last scientific developments it is possible to formalize the descriptions of the processes of wear and representation of the equations and mathematical models, which allow to calculate the extreme wear values and while designing the machines to appoint the reasonable resources of the operation. The major factors effecting the wear rate of the cylinder surface when operating. Based on the analysis, the transcendental equation connecting the wear rate and the factors significantly effecting depreciation is offered. Thus, a number of tasks on optimization of the combination of the diverse factors depending on the declared requirements to the designed machine is derived.

**Key words:** depreciation, wear, rate, wear resistance, hardness, transcendental equation.

### REFERENCES

1. Dorokhov A. F. *Razrabotka metodologii, printsipov proektirovaniia i modernizatsii proizvodstva sudovykh malorazmernykh dizelei: dis. d-ra tekhn. nauk* [Development of the methods, principles of designing and modernization of marine small-size diesel production: dis. doc. tech. sci.]. Saint-Petersburg, GUVK, 1997. 361 p.
2. Iakh'iaev N. Ia. *Prognozirovanie rabotosposobnosti sudovykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia po iznosu detalei v uzlakh treniia: dis. d-ra tekhn. nauk* [Forecasting of workability of marine internal combustion engines on the wear of the details in friction nodes: dis. doc. tech. sci.]. Saint-Petersburg, IPMash RAN, 2003. 304 p.
3. Shneider G. Iu. *Tekhnologiia finishnoi obrabotki davleniem* [Technology of finishing processing with pressure]. Saint-Petersburg, Politehnika Publ., 1998. 414 p.
4. Grebeniuk M. N., Teregeria V. V. *Povyshenie effektivnosti prirabotki dvigatelei putem primeniia metalloorganicheskikh soedinenii* [Increase in effectiveness of engine run-in by means of metal organic compounds]. *Povyshenie dolgovechnosti detalei mashin*, iss. 4. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990, pp. 97–106.
5. Bulatov V. P. *Issledovanie i optimizatsiia parametrov tochnosti i tekhnologicheskikh metodov formirovaniia poverkhnosti treniia detalei tsilindroporshnevoi gruppy sudovykh dizelei. Avtoreferat dis. d-ra tekhn. nauk* [Study and optimization of the parameters of accuracy and technological methods of formation of friction surfaces of the details of cylinder-piston marine diesels. Abstract of dis. doc. tech. sci.]. Leningrad, LKI, 1982. 46 p.
6. Sorokin G. M. *Povyshenie iznosostoikosti mashin – vazhneishaia problema tekhnicheskogo progressa* [Increase in machine wear resistance – the main problem of the technical progress]. *Neft' i gaz*, 1980, no. 2, pp. 71–74.
7. Polovinkin V. N. *Nauka nanorazmernogo sostoiianiia. Nanotekhnologii* [Science of nano-sized state. Nanotechnologies]. Saint-Petersburg, SPbGMTU, 2010. 325 p.
8. Bilik Sh. M. *Makrogeometriia detalei mashin* [Macrogeometry of machine details]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 344 p.
9. Tochil'nikov D. G. *Radioindikatornye metody opredeleniia iznosa detalei dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Radio indicating methods of determination of the wear of internal combustion engine details]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1988. 159 p.
10. *Dizeli: spravochnik* [Diesels: reference]. Pod obshechi redaktsiei V. A. Vansheidta, N. N. Ivanchenko, L. K. Kollerova. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977. 480 p.
11. *Otraslevaia instrukttsiia po opredeleniiu ekonomicheskoi effektivnosti ispol'zovaniia v narodnom khoziaistve novoi tekhniki, izobretanii i ratsionalizatorskikh predlozhenii dizelestroeniia* [Specific instruction on determination of economic efficiency of using new equipment, inventions and rational proposals of diesel production in state economy]. Leningrad, TsNIDI Publ., 1980. 75 p.

The article submitted to the editors 09.06.2016

### INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Dorokhov Alexander Fedorovich** – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Power Complexes of Marine Engineering Equipment; dorokhovaf@rambler.ru.

**Provatar Alexey Gennadievich** – Russia, 414024, Astrakhan; Astrakhan Branch of Volga State Academy of Water Transport; Chief of the Center of Practice and Assistance to Employment; provatar@mail.ru.

