

ВЕСТНИК

**МОРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА**

**Серия
Судостроение и судоремонт**

Вып. 69/2015

УДК 629.5.083.5(06)

Вестник Морского государственного университета. Серия : Судостроение и судоремонт [Текст] : сб. науч. тр. – Вып. 69/2015. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – 72 с.

ISBN 978-5-8343-0948-2

Настоящий выпуск научных трудов Морского государственного университета имени адмирала Г. И. Невельского представляет собой сборник статей преподавателей, научных сотрудников и аспирантов по результатам научных исследований, связанных с

– моделированием интенсивности старения моторного масла в судовых тронковых дизелях при форсировании их наддувом

– анализом наиболее перспективного метода очистки выпускных газов в атмосфере из судовых дизелей от токсичных компонентов

– повышением эффективности топливо- и маслоиспользования в судовых дизелях;

– инженерными методами расчёта эффективности очистки горюче-смазочных материалов сепарированием;

– детерминированной капиллярной моделью очистки смазочных материалов комбинированным фильтрованием.

Рассмотренные вопросы представляют научный и практический интерес для инженерно-технических работников судоремонтных предприятий, парокhodств, проектно-конструкторских организаций, баз технического обслуживания, а также для преподавателей, аспирантов, курсантов и студентов университета.

Редакционная коллегия:

В. М. Ходаковский, к.т.н., доцент (отв. ред.);

А. В. Арон, к.т.н., доцент;

Г. П. Кича, д.т.н., профессор;

Л. Б. Леонтьев, д.т.н., профессор;

В. В. Тарасов, к.т.н., профессор;

Е. П. Патенкова, к.т.н., доцент (отв. секретарь).

ISBN 978-5-8343-0948-2

© Морской государственный университет
имени адмирала Г. И. Невельского, 2015

Г.П. Кича, Н.Н. Таращан

ДЕТЕРМИНИРОВАННАЯ КАПИЛЛЯРНАЯ МОДЕЛЬ ОЧИСТКИ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ КОМБИНИРОВАННЫМ ФИЛЬТРОВАНИЕМ

Разрабатываемая капиллярная модель очистки коллоидно-дисперсных систем фильтрованием, в отличие от существующих моделей, комплексно учитывает на основе ситового и адгезионного захвата, инерционного эффекта, седиментации, диффузии и других задерживающих механизмов взаимодействие полидисперсной нерастворимой фазы загрязнений с фильтрующей перегородкой полипористой структуры. Новизна подхода состоит в установлении связи гидродинамических процессов с задерживающей способностью загрязнённых продуктами отсева фильтровальных структур с учётом накопления в их порах отложений и закупорки отдельных из них крупными частицами.

Уточнение известных моделей фильтрования состоит в рассмотрении совместного действия всех задерживающих механизмов введением обобщённой координаты отсева ε_d , которая является вероятностной характеристикой смещения траектории движения дисперсной фазы (ДФ) от линий тока дисперсионной среды в капиллярах.

Предположив равномерное распределение ДФ во всем объёме суспензии по фронту капиллярной поры диаметром D (рис. 1), принимаем фракционный коэффициент отсева φ_{dD} для частиц диаметром d пропорциональным отношению потоков Q_{sd} через периферийную зону на расстоянии $\varepsilon_d d/2$ от поверхности капилляра ко всему потоку Q_s через пору заданного размера. В этом случае геометрическая интерпретация вероятности задержания частицы загрязнения представляется относительной долей потока суспензии, из которого она будет удалена при прохождении капилляра.

Для ламинарного установившегося движения вязкой жидкости с малыми скоростями через тонкие капилляры справедливо уравнение Стокса в частных производных второго порядка [1, 2]:

$$\nabla^2 v = \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = -\frac{\Delta p_\phi}{\mu_m h_{\phi m}}, \quad (1)$$

где v – скорость жидкости, м/с;

Δp_ϕ – перепад давлений на фильтрующей перегородке, Па;

μ_m – динамическая вязкость масла, Па·с;

$h_{\phi m}$ – толщина ФМ, м.

Уравнение (1) может быть решено при граничном условии – обращении в ноль скорости v на контуре S нормального к оси капилляра сечения и дополнительном условии, определяющем по заданному перепаду давления

Δp_ϕ при толщине $h_{\phi M}$ фильтрующей перегородки расход суспензии через капилляр. Согласно (1) распределение скорости в сечении капилляра соответствует:

$$v = - \frac{\Delta p_\phi S(x, y)}{\mu_M h_{\phi M} \left(\frac{\partial^2 S}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 S}{\partial y^2} \right)}. \quad (2)$$

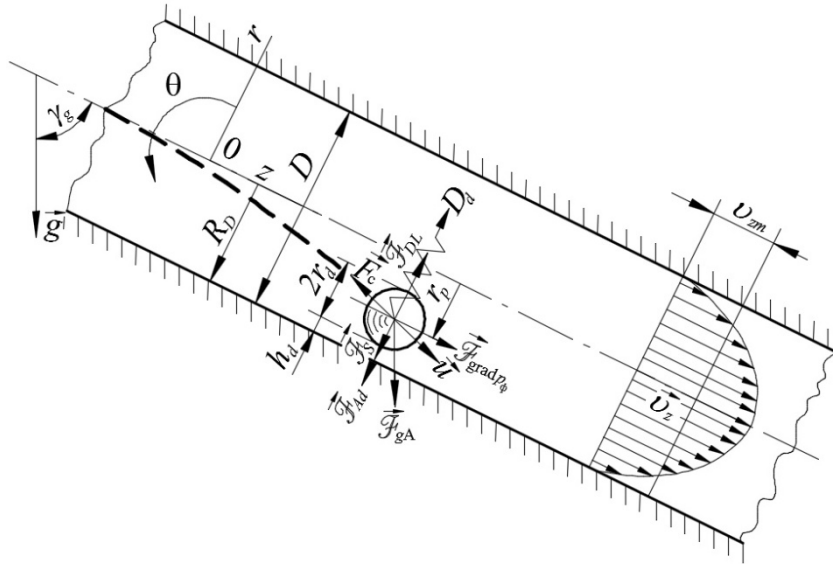


Рис. 1. Схема действия сил на отфильтровываемую частицу ДФ при движении суспензии в капилляре

Поток жидкости Q_S сквозь сечение капилляра формы S составит:

$$Q_S = \iint_S v(x, y) dx dy = \iint_S - \frac{\Delta p_\phi S(x, y) dx dy}{\mu_M h_{\phi M} \left(\frac{\partial^2 S}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 S}{\partial y^2} \right)}. \quad (3)$$

Фракционный коэффициент отсева ϕ_{dD} для фильтровального материала (ФМ), состоящего из монокапилляров с одинаковой формой сечения канала, запишется в виде [1]:

$$\phi_{dD} = \frac{Q_{S-S_d}}{Q_S} = 1 - \frac{Q_{S_d}}{Q_S} = 1 - \frac{\iint_{S_d} (x, y) dx dy}{\iint_S (x, y) dx dy}. \quad (4)$$

Определение Q_S и Q_{S_d} осуществлялось интегрированием по площади, ограниченной контуром S и S_d . Контур, ограничивающий зону отсева, эквидистантен основному контуру и располагается внутри его с удалением по нормали на расстояние $\varepsilon_{dD}/2$. Учёт ослабления действия вандерваальсовых сил и усиления диспергирующе-стабилизирующих свойств масла

(действия химмотологической группы отсева) осуществляется изменением пределов интегрирования числителя и может быть выражен показателем ε_d . Указанные факторы уменьшают его значение.

Косвенно координата отсева может учитывать вторичный унос частиц, вызываемый отрывом осажденных в капилляре частиц под действием гидродинамических факторов и появлением подъёмной силы. Показатель ε_d увеличивается при усилении коагуляционных контактов в дисперсионной среде из-за накопления в моторном масле (ММ) смол и асфальтенов, срабатывании моюще-диспергирующих присадок.

Реализация уравнения (2) применительно для поры в форме цилиндра даёт следующее выражение для распределения скорости потока в сечении капилляра круглой формы радиуса R_D в зависимости от расстояния r от его центра:

$$v = \frac{\Delta p_\phi R_D^2}{4\mu_m h_{\phi M}} \left(1 - \frac{r^2}{R_D^2}\right) = 2v_m \left(1 - \frac{r^2}{R_D^2}\right), \quad (5)$$

где $v_m = \frac{\Delta p_\phi R_D^2}{8\mu_m h_{\phi M}}$ – средняя скорость потока через капилляр, м/с.

При параболическом распределении скорости потока по сечению капилляра согласно зависимости (5) потоки жидкости через капилляр и зону отсева в соответствии (3) равны

$$Q_S = \frac{\pi \Delta p_\phi R_D^4}{8\mu_m h_{\phi M}} \text{ и } Q_{S-sd} = \frac{\pi \Delta p_\phi R_D^4}{8\mu_m h_{\phi M}} \left[1 - 2\left(1 - \frac{r_d}{R_D}\right)^2 + \left(1 - \frac{r_d}{R_D}\right)^4\right],$$

где r_d – радиус частицы ДФ, м.

Фракционный коэффициент отсева частиц размера d капиллярами диаметром D в соответствии с (4) запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} \varphi_{dD} &= \frac{Q_{S-sd}}{Q_S} = 1 - 2\left(1 - \frac{\varepsilon_d d}{D}\right)^2 + \left(1 - \frac{\varepsilon_d d}{D}\right)^4 = \\ &= 4\left(\frac{\varepsilon_d d}{D}\right)^2 - 4\left(\frac{\varepsilon_d d}{D}\right)^3 + \left(\frac{\varepsilon_d d}{D}\right)^4. \end{aligned} \quad (6)$$

Зависимость (6) справедлива для материалов с монопоровой структурой ($D = \text{const}$). Для материалов, у которых распределение пор по размерам (диаметру) подчинено закону $f(D)$, выражение для $\varphi_{d\phi}$ примет вид:

$$\varphi_{d\phi} = \frac{\int_0^{D_{\max}} \varphi_{dD} D^4 f(D) dD}{\int_0^{D_{\max}} D^4 f(D) dD}. \quad (7)$$

Если принять распределение D пор по экспоненциальному закону Рея, что допустимо для большинства ФМ [1], то фракционный коэффициент отсева для него может рассчитываться по зависимости:

$$\varphi_{db_D} = 2 \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^2 - \sqrt{\pi} \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^3 + \frac{1}{2} \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^4, \quad (8)$$

где b_D – параметр масштаба распределения пор, мкм.

Выражение (8) хорошо согласуется с экспериментальными данными при расчёте отсева загрязнителя с мелким размером фракций ($d \leq b_D$). Если же фильтруется суспензия, частицы ДФ которой имеют крупные размеры, то интегрирование числителя выражения (7) ведётся при ограничении $\varphi_{dD} = 1$ при $D \leq d$. В таком случае зависимость (8) трансформируется в уравнение:

$$\begin{aligned} \varphi_{db_D} = & 1 - \sqrt{\pi} \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^3 \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{d}{b_D} \right) \right] - \left[1 + \left(\frac{d}{b_D} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^2 - \right. \\ & \left. - 2\varepsilon_d^2 \left(\frac{d}{b_D} \right)^4 + 2\varepsilon_d^3 \left(\frac{d}{b_D} \right)^4 + \frac{1}{2} \left(\frac{d}{b_D} \right)^4 - \frac{1}{2} \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^4 \right] \exp \left[- \left(\frac{d}{b_D} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

где $\operatorname{erf}(x)$ – интеграл вероятности [3].

Зависимость (9) может быть представлена в более упрощенном виде:

$$\begin{aligned} \varphi_{db_D} = & 1 - \sqrt{\pi} \left(\frac{\varepsilon_d d}{b_D} \right)^3 \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{d}{b_D} \right) \right] - \left[1 + (1 + 2\varepsilon_d) \left(\frac{d}{b_D} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \frac{1}{2} (1 - 4\varepsilon_d^2 + 4\varepsilon_d^3 - \varepsilon_d^4) \left(\frac{d}{b_D} \right)^4 \right] \exp \left[- \left(\frac{d}{b_D} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (10)$$

Идентификация поровой структуры ФМ показала, что распределение пор по размерам большинства их подчинено закону Вейбулла [1]. В этом случае фракционный коэффициент отсева для полипоровой структуры в соответствии с (6) и (7) рассчитывается интегрированием выражения:

$$\varphi_{d\Phi} = \frac{\int_{D_{\min}}^{D_{\max}} \left[4(\varepsilon_d d)^2 D - 4(\varepsilon_d d)^3 + \frac{(\varepsilon_d d)^4}{D} \right] D^{p_D} \exp \left[- \left(\frac{D}{b_D} \right)^{p_D} \right] dD}{\int_{D_{\min}}^{D_{\max}} D^{p_D+3} \exp \left[- \left(\frac{D}{b_D} \right)^{p_D} \right] dD}, \quad (11)$$

где b_D, p_D – параметры масштаба и формы распределения пор по размерам.

Зависимости (8) и (10) являются частными случаями выражения (11), полученными при параметре формы распределения $p_D = 2$. Для распределений $p_D = 1, 2-3$ решение (11) осуществляется численным интегрированием.

Расчёт полноты отсева фильтровальных материалов с нерегулярной поровой структурой (ФМНПС) модели осуществляется по (1) при задании закона массового распределения частиц по размерам (диаметру) $F(d)$. В этом случае полнота отсева определялась интегрированием выражения:

$$\Phi_{\phi} = \int_0^{d_{\max}} \Phi_{d\phi} F(d) dd. \quad (12)$$

Так как большинство распределений нерастворимых загрязнений в моторном масле, как уже отмечалось, аппроксимируется законом Вейбулла

$$F(d) = \frac{p_d d^{p_d-1}}{b_d^{p_d}} \exp\left[-\left(\frac{d}{b_d}\right)^{p_d}\right],$$

то при $p_d = 1,7-2,3$ для расчёта полноты отсева мелкодисперсной фазы капиллярами диаметра D можно использовать формулу:

$$\Phi_D = 4\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^2 - 3\sqrt{\pi}\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^3 + 2\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^4. \quad (13)$$

Зависимость (13) получена интегрированием выражения (12) при принятии $p_d = 2$ и $\varepsilon_d = \text{const}$ для частиц всех размеров. Фракционный коэффициент отсева для поровой структуры ФМ, идентифицированной распределением Релея, задавался формулой (6).

Для полипоровой структуры ФМ и мелкой ДФ загрязнителя соответственно с параметрами b_D и b_d при $p_D = p_d = 2$ полнота отсева может рассчитываться по выражению:

$$\Phi_{b_D} = 2\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D}\right)^2 - \frac{3}{4}\pi\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D}\right)^3 + \left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D}\right)^4. \quad (14)$$

Зависимости (13) и (14) справедливы при расчёте полноты отсева мелкодисперсного загрязнителя, т. е. при соотношениях b_d/D и $b_d/b_D \leq 0,3$. При очистке масла от крупнопористого загрязнителя эти расчётные зависимости дают погрешность, обусловленную отсутствием ограничений по фракционному коэффициенту отсева при интегрировании выражения (12) для соотношений $d/D > 1$.

Введение ограничения $\Phi_{dD} = 1$ при $d \geq D$ в зависимость (6) при интегрировании уравнения (12) для монопоровой структуры ($D = \text{const}$) даёт следующую зависимость для расчёта полноты отсева при отфильтровывании крупнопористого загрязнителя:

$$\Phi_D = 4\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^2 - 3\sqrt{\pi}\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^3 \operatorname{erf}\left(\frac{D}{b_d}\right) + 2\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^4 + \left[1 - 4\varepsilon_d^2 + 4\varepsilon_d^3 - \varepsilon_d^4 - \right. \\ \left. - (4 - 6\varepsilon_d + 2\varepsilon_d^2)\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^2 - 2\left(\frac{\varepsilon_d b_d}{D}\right)^4\right] \exp\left[-\left(\frac{D}{b_d}\right)^2\right]. \quad (15)$$

При использовании полипоровых структур, аппроксимированных распределением Вейбулла с параметрами формы p_D , близкими к 2, допустимо для расчёта полноты отсева крупнодисперсного загрязнителя использовать следующую формулу, полученную на предпосылках к выводу (15)

$$\Phi_{b_D} = 2 \left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D} \right)^2 - \frac{3}{4} \pi \left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D} \right)^3 \operatorname{erf} \left(\frac{3 b_D}{2 b_d} \right) + \left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D} \right)^4 + \left[1 - \frac{9}{2} \varepsilon_d^2 + \sqrt{\pi} \left(\frac{3}{2} \varepsilon_d \right)^3 - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{3}{2} \varepsilon_d \right)^4 - (2 - \sqrt{\pi} \varepsilon_d + \varepsilon_d^2) \left(\frac{3 \varepsilon_d b_d}{2 b_D} \right)^2 - \left(\frac{\varepsilon_d b_d}{b_D} \right)^4 \right] \exp \left[- \left(\frac{3 b_D}{2 b_d} \right)^2 \right]. \quad (16)$$

Предполагается, что координата отсева ε_d может рассчитываться по предлагаемым зависимостям, полученным статистической обработкой экспериментальных данных. Идентификация их осуществлена планированием и проведением активных экспериментов, уточняющих зависимость безразмерной координаты отсева от эксплуатационных параметров, отражающих специфику комбинированного фильтрования ММ в судовых дизелях.

Предварительно проведенными исследованиями [1] было выявлено, что на ε_d влияют следующие факторы: относительный диаметр капилляра \bar{D} , толщина ФМ $\bar{h}_{\text{фм}}$, диспергирующе-стабилизирующие свойства масла $M_{\text{дсс}}$; величина Re_D (критерия Рейнольдса); загрязненность ФМ отложениями $\bar{g}_{\text{фм}}$. Значения выбранных уровней варьируемых факторов при планировании экспериментов по определению ε_d приведены в табл. 1.

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов

Фактор	Обозначение		Уровень			Интервал
	натуральное	кодированное	-1	0	+1	
Относительный размер капилляра	\bar{D}	x_1	2	6	10	4
Толщина ФМ	$\bar{h}_{\text{фм}}$	x_2	10^{-1}	1,5	3	1,5
Диспергирующе-стабилизирующие свойства масла	$M_{\text{дсс}}$	x_3	6	20	34	14
Критерий Рейнольдса	Re_D	x_4	10^{-3}	1	2	1
Загрязненность ФМ	$\bar{g}_{\text{фм}}$	x_5	10^{-2}	0,4	0,8	0,4

В кодированном виде рассматриваемые факторы представлены через логарифм их натуральных значений согласно методике [4]. Так как аппроксимацию экспериментальных данных при оценке ε_d планировали осу-

шестивить показательно-степенной зависимостью (позиномом), то факторы кодировали по формуле

$$x_i = \frac{2(\ln \tilde{x}_i - \ln \tilde{x}_{i \max})}{\ln \tilde{x}_{i \max} - \ln \tilde{x}_{i \min}} + 1. \quad (17)$$

Фактор \bar{D} представлен диаметром капилляра относительно размера частиц d . Через этот же параметр d задавалась относительная толщина ФМ – $\bar{h}_{\text{фм}} = h_{\text{фм}}/100d$. Диспергирующе-стабилизирующие свойства ММ определялись по методике, приведенной в работе [1].

Критерий Рейнольдса рассчитывался по определяющему параметру D (диаметру) и средней скорости потока v_m дисперсионной среды в капилляре. Диапазон вязкости ММ при определении Re_D выбран в пределах её значений на рабочих режимах функционирования системы смазки судовых дизелей.

Показатель загрязнённости капилляров $\bar{g}_{\text{фм}}$ задавался через отношение массы отложений на ФМ к его грязеёмкости, характерной для стандартных условий испытаний с естественным загрязнителем [1]. При варьировании $\bar{g}_{\text{фм}}$ на уровнях $-1, 0, +1$ функция отклика β_ε определялась через фракционный коэффициент отсева φ_d , рассчитываемый для загрязнённого капилляра \bar{D}_g следующих правил:

$$\bar{D}_{g(-1)} = \bar{D}(\bar{g}_{\text{фм}} = 0); \quad \bar{D}_{g(0)} = 0,8\bar{D}(\bar{g}_{\text{фм}} = 0,4); \quad \bar{D}_{g(+1)} = 0,5\bar{D}(\bar{g}_{\text{фм}} = 0,8).$$

Поставленная задача исследования процесса фильтрации ММ с целью корректировки задерживающей способности поверхностных ФМ, идентифицируемой по разрабатываемой капиллярной модели (6), решалась с использованием теории планирования экспериментов на основе рекомендаций [4]. Матрица планирования опытов с ФМ приведена в табл. 2.

В эксперименте использовалась 1/4-реплика 2^{5-2} от полного факторного эксперимента, заданная генерирующими соотношениями $x_4 = x_1x_2x_3$, $x_5 = x_2x_3$. Полная характеристика разрешающей способности принятой реплики характеризуется обобщающим контрастом, имеющим вид

$$1 = x_1x_2x_3x_4 = x_2x_3x_5 = x_1x_4x_5.$$

Функцию отклика определяли по результатам микрофотографирования проб масла, загрязнённого кварцем ($S_{\text{уд}} = 0,56 \text{ м}^2/\text{г}$). Количество частиц разных размерных групп определяли в исходном состоянии масла и в прошедшем фильтровании при заданном сочетании действующих на их отсев факторов. Счёт кварцевых частиц осуществлялся в автоматизированном режиме с использованием установки АОТИК-2 [1]. По данным микрофотографирования рассчитывали экспериментальное значение фракционного коэффициента отсева, полученного в заданном сочетании варьируемых факторов. Далее, сопоставлением $\varphi_{d\text{д}}$ с расчётным коэффициентом φ_d , находи-

ли величину обобщенного показателя отсева $\beta_\varepsilon = -\ln(1-\varphi_{дД}/\varphi_d)$ которой являлся искомой функцией отклика. От показателя β_ε переходим к определению координаты отсева ε_d посредством формулы $\varepsilon_d = 1 - \exp(-\beta_\varepsilon)$.

Таблица 2

Матрица планирования и результаты эксперимента

№ опыта	-	\bar{D} x_1	$\bar{h}_{\text{фм}}$ x_2	$M_{\text{ДСС}}$ x_3	Re_D x_4	$\bar{g}_{\text{фм}}$ x_5	y_j	$\ln y_j$	$\ln \hat{y}_j$	$(\ln y_j - \ln \hat{y}_j)^2 \cdot 10^4$
1	+	+	+	-	-	-	4,2576	1,4487	1,4365	1,464
2	+	-	+	-	+	-	1,7249	0,5452	0,5574	1,488
3	+	+	-	-	+	+	0,8735	-0,1352	-0,1658	9,364
4	+	-	-	-	-	+	0,7686	-0,2632	-0,2326	9,364
5	+	+	+	+	+	+	0,5113	-0,6708	-0,6402	9,302
6	+	-	+	+	-	+	0,5083	-0,6767	-0,7070	9,242
7	+	+	-	+	-	-	0,4429	-0,8144	0,8022	1,488
8	+	-	-	+	+	-	0,1884	-1,6692	-1,6814	1,488
b_i	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	$S_E = \sum_{u=1}^{n_0=5} (\ln y_u - \ln \hat{y}_u)^2 = 34,8 \cdot 10^{-4};$ $S_R = \sum_{j=1}^{n=8} (\ln y_j - \ln \hat{y}_j)^2 = 43,2 \cdot 10^{-4}$			
	-0,2794	0,2365	0,4411	-0,6783	-0,2031	-0,1570				

Значения коэффициентов модели находили по результатам эксперимента (см. табл. 2) с использованием формулы [4]

$$b_i = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ij} \ln y_j}{N}$$

где x_{ij} – кодирование значения i -го фактора в j -ом опыте;

$\ln y_j$ – значение функции отклика в j -ом опыте;

N – число опытов в матрице планирования.

Дисперсию воспроизводимости эксперимента вычисляли по результатам пяти опытов в центре плана

$$s_y^2 = \frac{S_E}{n-1} = \frac{34,8 \cdot 10^{-4}}{5-1} = 8,7 \cdot 10^{-4}.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии

$$s^2 \{b_i\} = \frac{s_y^2}{N} = \frac{8,7 \cdot 10^{-4}}{8} = 1,09 \cdot 10^{-4}.$$

Доверительный интервал коэффициентов

$$\Delta b_i = \pm t_s \{b_i\} = 2,78 \cdot 1,043 \cdot 10^{-2} = \pm 2,8 \cdot 10^{-2}.$$

где t_s – табличное значение критерия Стьюденса, равное 2,78 [4] при 5 %-ном уровне значимости и числе степеней свободы $f=4$.

Так как абсолютные величины коэффициентов регрессии больше доверительного интервала, то они являются статистически значимыми.

Уравнение регрессии с кодированными переменными имеет вид (см. табл. 2):

$$\ln \hat{y}_j = -0,2794 + 0,2365x_1 + 0,4411x_2 - 0,6783x_3 - 0,2031x_4 - 0,157x_5. \quad (18)$$

Для проверки гипотезы адекватности модели, представленной уравнением (18), находим дисперсию адекватности:

$$s_{ад}^2 = \frac{s_R}{N - (k + 1)} = \frac{43,2 \cdot 10^{-4}}{8 - (5 + 1)} = 21,6 \cdot 10^{-4},$$

где k – число факторов.

Проверку гипотезы адекватности модели производили на F-критерию Фишера. Для этого находили расчетное значение этого критерия

$$F_p = \frac{s_{ад}^2}{s_y^2} = \frac{21,6 \cdot 10^{-4}}{8,7 \cdot 10^{-4}} = 2,5.$$

При 5 %-ном уровне значимости и степенях свободы для числителя $f_1 = 2$ и для знаменателя $f_2 = 4$ табличное значение критерия $F_T = 6,9$ [4]. Так как $F_p < F_T$, то модель, представленная уравнением (18), адекватна.

Анализ коэффициентов уравнения (18) показывает, что наибольшее влияние на показатель β_ε , а, следовательно, и на координату отсева ε_d , оказывает фактор $M_{дсс}$. С повышением моюще-диспергирующих и стабилизирующих свойств ММ эффективность отсева уменьшается, так как присадки этого назначения препятствуют сближению и контакту частиц ДФ с поверхностью капилляров.

Такое же действие на β_ε оказывают факторы Re_D и $\bar{g}_{фм}$. С увеличением скорости потока в капиллярах и снижением вязкости дисперсионной среды ε_d уменьшается. Такое же направление действия $\bar{g}_{фм}$ на β_ε обусловлено ослаблением адгезионного захвата частиц стенкой капилляра, покрытой отложениями. Общий итог взаимодействия частиц ДФ с поверхностью капилляра, покрытой отложением, при учёте уменьшения его размера D_g выражается повышением ε_d .

Вторым, после $M_{дсс}$, по величине действия на показатель β_ε является фактор $\bar{h}_{фм}$. Его влияние на ε_d проявляется в росте β_ε по мере увеличения толщины ФМ. Вероятность отрыва частицы от ложа капилляра и её вторичный унос с фильтратом по мере возрастания $\bar{h}_{фм}$ уменьшается. Увеличение времени нахождения ДФ в капиллярном пространстве при совмест-

ном действии на частицы нерастворимых продуктов различных групп отсева чаще всего сопровождается повышением β_ε и, следовательно, ε_d .

Отклонение траектории движения частиц ДФ от линии тока дисперсионной среды увеличивается с ростом относительного размера \bar{D} . Это указывает на действие пристенных эффектов, которое проявляется в большей мере при отфильтровывании из масла мелкодисперсной фазы загрязнений. По величине действия на β_ε из всех рассматриваемых факторов \bar{D} занимает третью позицию (см. ф. (18)).

В результате перехода от кодированных значений факторов к натуральным в соответствии с выражением (17) после потенцирования уравнение (18) примет следующий вид:

$$\beta_\varepsilon = \frac{\bar{D}^{0,294} \bar{h}_{\text{фм}}^{0,462}}{M_{\text{ДСС}}^{0,782} \text{Re}_D^{0,0534} \bar{g}_{\text{фм}}^{0,0716}} \cdot \quad (19)$$

Работоспособность модели (19) проверена на широкой гамме ФМ, используемых в комбинированных системах тонкой очистки масла судовых дизелей фильтрованием. Кроме того, её возможности оценены при лабораторных испытаниях различных ФМ путём введения в фильтруемую жидкость искусственного загрязнителя.

Зависимость (19) позволяет использовать уточнённую капиллярную модель фильтрования при оценке разделительной способности различных ФМ, поровая структура которых может идентифицироваться капиллярами как одного, так и разных размеров. Законы распределения их диаметров могут быть любые.

Сопоставление рассчитываемых по (13)–(16) результатов с данными эксперимента (рис. 2) показало их хорошую сходимость. Если учитывать ограничения, для которых предложены эти формулы, то расхождения между расчётными экспериментальными значениями полноты отсева для современных ФМ не превышает 12 %. Наиболее полное соответствие между ними наблюдается при отфильтровывании мелкодисперсного материала с «узким» распределением капилляров по D .

Использование параметра ε_d в детерминированной капиллярной модели, идентифицируемой формулой (12), даёт возможность получить довольно точные результаты не только по φ_{dD} , но и φ_{db_D} , рассчитываемого для полипоровой структуры ФМ. Одна из зависимостей на рис. 2 иллюстрирует это утверждение. Здесь размер d частиц ДФ задан относительно параметра b_D (масштаба распределения капилляров по Вейбуллу ($p_D = 2$)). Расчётная зависимость $\varphi_d(b_D)$ при идентификации её по выражению (12) лежит в поле рассеивания экспериментальных данных (см. рис. 2), определённых с доверительной вероятностью 95 %. Экспериментальные результаты измерения $\varphi_d(b_D)$ приведены с указанием среднего квадратичного отклонения этого параметра в каждой экспериментальной точке.

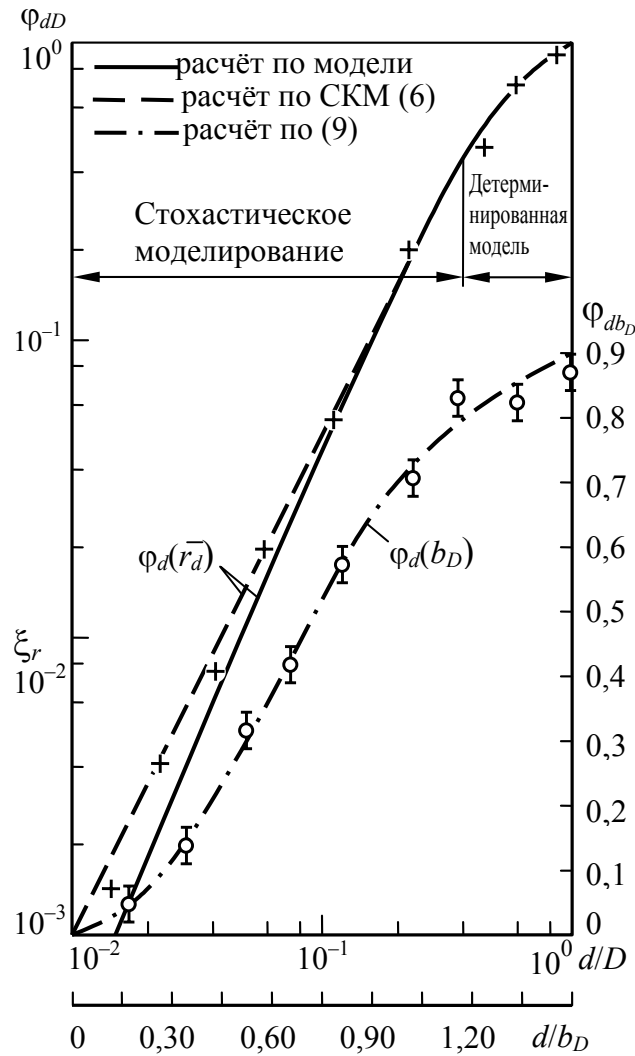


Рис. 2. Результаты моделирования задерживающей способности ФМ по капиллярной модели

Выводы

1. Детерминированная модель фильтрования получена рассмотрением на основе уравнения Стокса в частных производных установившегося движения вязкой жидкости в капилляре при граничном условии обращения в ноль скорости ДС по контуру поры. Зона отсева определяется путем идентификации движения частиц и корректирования её траектории посредством показателя ε_d . По соотношению потоков суспензии через зону отсева и в целом через капилляр находим значение фракционного коэффициента отсева. Безразмерная координата отсева показывает насколько отклоняется под действием внешних сил траектория движения ДФ от линий тока ДС.

2. Для упрощения расчета фракционного коэффициента отсева по капиллярной модели при комбинированном фильтровании получено выражение для безразмерной координаты ε_d , позволяющее учитывать влияние на эффективность очистки ММ конструктивных и эксплуатационных параметров фильтров. По убывающему влиянию на $\Phi_{d\phi}$ их можно располо-

жить в ряд $M_{ДСС}$, $\bar{h}_{фм}$, \bar{D} , Re_D , $\bar{g}_{фм}$. При этом фактор $\bar{g}_{фм}$ в полученной модели фиксирует ослабляющее действие на $\Delta\varphi_{df}$ уменьшения параметра \bar{D} вследствие зарастания капилляра полярноактивными отложениями.

Список литературы

1. Кича, Г. П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г. П. Кича, Б. Н. Перминов, А. В. Надежкин. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2011. – 372 с.
2. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газов / Л. Г. Лойцянский. – М.: Высшая школа, 1982. – 685 с.
3. Справочник по специальным функциям / Под. ред. М. Абрамовича, И. Стиган. – М. : Наука, 1979. – 832 с.
5. Спиридонов, А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

УДК 621.892.096

Г.Б. Горелик, В.В. Маницын, Е.И. Кончаков

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОПЛИВО- И МАСЛОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ – РАЦИОНАЛЬНЫЙ МЕТОД ЭКОНОМИИ ГОРЮЧЕ-СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА МОРСКОМ ТРАНСПОРТЕ

Важнейшую роль в энергетическом потенциале страны принадлежит нефти, природные запасы которой ограничены. Поэтому, в условиях возрастающего потребления и увеличения стоимости продуктов из неё исключительно важное значение приобретают экономия и рациональное использование в технике горюче-смазочных материалов (ГСМ). Сокращение расхода моторного масла (ММ) в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) тесно связано с улучшением его качества и повышением эффективности очистки при использовании. Углубление переработки нефти неизбежно сопровождается увеличением концентрации в топливах продуктов вторичных процессов. В последних содержится значительное количество нежелательных соединений, ухудшающих эксплуатацию дизельных двигателей. Этот же недостаток характерен и для топлив, получаемых из альтернативного сырья. Приспособление дизелей к работе на топливах низкого качества с одновременным повышением надёжности и экономичности их – важная народнохозяйственная задача. Решаться она должна с учётом экологических последствий.

Большую роль в рациональном использовании энергоресурсов, повышении надёжности и долговечности транспортной техники, увеличении ресурса ДВС, экономии металла, топлив и масел, снижении трудозатрат на техническое обслуживание играет новое научное направление – химмотология (на-

звание предложено К.К. Папок, образовано сочетанием слов «химия – мотор – логия»).

В ближайшие годы в связи с необходимостью экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов, широким применением продуктов глубокой переработки нефти и альтернативного сырья роль химмотологии в повышении эффективности функционирования ДВС возрастёт.

В условиях перехода страны к высокоэффективной экономике необходимо решать многие проблемы народного хозяйства на основе обобщения отечественного и мирового опыта. Отрицательно сказывается на разработке перспективных методов сокращения расхода ГСМ и повышении ресурсных показателей ДВС отсутствие долгосрочного межотраслевого планирования, должной координации исследований и слабая специализация в области топливоиспользования и очистки масел.

Потери из-за недооценки роли смазки, недостаточного качества ММ и низкой эффективности его очистки ежегодно составляют 10 млрд. руб. [1]. В результате изнашивания ДВС из-за плохой смазки суммарная потеря их мощности достигается 10...15 % или более 100 млн. кВт. Многообразие процессов изнашивания и их тесная взаимосвязь с эффективностью системы маслоочистки и в целом ДВС обуславливает необходимость комплексного подхода к борьбе с трением, коррозией и износом. Подсчитано, что каждый вложенный в эти направления рубль даёт экономический эффект до 100 руб. [2]. В области применения триботехнических знаний, как отмечено в докладе П. Джоста [3] возможна ежегодная экономия в размере 468...700 млн. фунтов стерлингов, причём на транспорт приходится 56 % от этой суммы.

Прямым и косвенным потерям энергии, вызываемым трением и износом, а также экономии материалов пока ещё не уделялось должного внимания, по крайней мере, до 1977 г., когда в США был финансируван план, обеспечивающий ежегодную экономию в размере 16...25 млрд. долларов при использовании накопленных знаний в области химмотологии [3]. При общих мировых потерях от коррозии и коррозионно-механического изнашивания порядка 200...250 млрд. долларов в год более 25 % приходится на ДВС [2].

Значительный ущерб технике, особенно в условиях эксплуатации при низких температурах, наносит водородное изнашивание [2, 4]. Оно происходит в результате проникновения в металл водорода при разложении воды и окисления топлив и смазочных материалов. Наличие в ММ воды не только усиливает водородное изнашивание, но и значительно интенсифицирует электрохимическую коррозию вкладышей подшипников, способствует развитию усталостного изнашивания, питтинга и фреттинг-коррозии.

Трение и коррозия наносят огромный материальный ущерб. Потери от них доходят до 10 % совокупного национального дохода развитых стран [2]. Технические проблемы уменьшения износа сложны и многогранны. Эти проблемы должны рассматриваться на всех стадиях разработки транспортной техники, её эксплуатации, техническом обслуживании и ремон-

тах. Необходимость комплексного решения проблемы уменьшения трения, коррозии и изнашивания обусловлена развитием двигателестроения, повышением экономичности и ресурса транспортных средств.

Важнейшие задачи химмотологии на ближайшие годы связаны с углублением переработки нефти, получением синтетических топлив и повышением качества ГСМ. Решение поставленных проблем должно способствовать сокращению расхода топлив и масел, повышению надёжности эксплуатации тепловых двигателей на альтернативных и нефтяных топливах, включающих компоненты вторичных процессов.

Дизелезация транспортного парка требует увеличения ресурсов дизельного топлива (ДТ), что достигается расширением фракционного состава товарных топлив и использованием при их производстве продуктов вторичной переработки нефти. Утяжеление ДТ за счёт высококипящих фракций позволяет увеличить ресурсы этого топлива на 5...8 % [1]. Расширение его ресурсов возможно также путём вовлечения легких фракций. Такое топливо, выкипающее в пределах 60...400 °С, позволяет увеличить выработку ДТ на 30 % [1].

Менее эффективно увеличение выхода ДТ добавками продуктов вторичной переработки нефти: легкого газойля каталитического крекинга и других продуктов термокatalитических процессов. Последние более приемлемы для получения моторного топлива ДМ (ГОСТ 1667–68), так как содержат непредельные и ароматические углеводороды, химическая стабильность которых невысока. Они склонны к образованию отложений в камере сгорания ДВС.

Современные нефтяные топлива для судовых энергетических установок (СЭУ) представляют, как правило, смеси дистиллятных (дизельных) фракций с остаточными продуктами (мазутами) нефтепереработки. Для удовлетворения потребностей флот вынужден переходить на продукты глубокой переработки нефти, получаемые при каталитическом и термическом крекинге. Углубление переработки нефти вызывает, в свою очередь, ухудшение качества мазутов из-за увеличения содержания асфальтосмолистых веществ, агрессивных металлов и золы.

В настоящее время ведутся работы по созданию альтернативных топлив. Это природный газ, продукты переработки каменного и бурого углей, горючих сланцев и битуминозных песков, попутных нефтяных газов. Планируется использование в качестве топлива водорода, метанола, эфиров и смесей последних с нефтяными топливами. Планируется товарное производство синтетических жидких топлив, не уступающих по качеству продуктам нефтяного происхождения. Возможность варьирования их качеством выгодно отличает топлива, получаемые сжижением угля от других нетрадиционных видов горючего. Большие перспективы имеют водотопливные эмульсии. Их применение в ДВС позволяет экономить до 6 % топлива [5].

Значительные успехи достигнуты в использовании смазочных материалов. Создаются новые присадки, долгорботающие масла, осуществляется

их унификация, что упрощает обслуживание техники, удешевляет эксплуатацию транспортных средств. Долгорботающие и топливосберегающие масла имеют высокие эксплуатационные (моторные) свойства, что способствует увеличению срока их службы, снижению износа деталей трибосопряжений и затрат энергии на преодоление трения.

Для создания перспективных ММ необходимы высококачественные базовые углеводородные или синтетические основы, новые присадки и их композиции. Необходимо значительно улучшить вязкостно-температурные характеристики масел, чтобы повысить их пусковые свойства. Предстоит расширить ассортимент присадок, повысить их термическую стабильность, детергентные свойства. Для топливосберегающих масел важна способность кратковременно снизить вязкость при повышенной температуре и высоких скоростях сдвига. Эти свойства желательны для ММ, включающих антифрикционные присадки в виде беззольных органических соединений и маслорастворимых ПАВ, содержащих молибден, медь, никель, кобальт, хром. При использовании модификаторов трения, благодаря малому усилию тангенциального сдвига в плёнке, имеющей структуру «сэндвича», экономится 3...8 % топлива.

С помощью теории избирательного переноса и металлоплакирования созданы смазочные масла, реализующие эффект безизносности. Для ММ последнего поколения разработаны присадки, значительно улучшающие их функциональные свойства: вязкостно-температурные, моюще-диспергирующие, стабилизирующие, антиокислительные, противопенные, противоизносные, противозадирные, антифрикционные, защитные, противокоррозийные.

Авторами статьи проведен цикл исследований по совершенствованию смазочных систем ДВС при конвертировании судовых дизелей на низкосортные топлива. Проведённые мероприятия позволили полностью нейтрализовать последствия сжигания топлив глубокой переработки нефти и альтернативных. При этом были обеспечены высокая экономичность и ресурс конвертируемых на них ДВС. Комплексное повышение эффективности смазочных и топливных систем СЭУ предусматривало гомогенизацию и фильтрование топлив, комбинированную очистку ММ, применение унифицированных судовых масел с многофункциональными присадками с добавками дисульфида молибдена. Композиции присадок позволили достичь синергетического эффекта и были составлены с превалированием антикоррозийного и моюще-диспергирующего действия за счёт использования присадок МАСК и ПМС.

В большинстве двигателей сжигали водотопливные эмульсии с добавками воды 12...15 %. В отдельных случаях модернизации подвергались поршневая группа, системы топливоподготовки и смазки. Использовались маслосъёмные кольца новых модификаций [6], обеспечивающие в дизелях

средней и повышенной оборотности угар масла 1,2...1,8 г (кВт·ч). Для комбинированных систем тонкой очистки ММ дизелей были разработаны полнопоточные фильтры со сменными фильтрующими элементами (ФЭ) и самоочищающегося типа [6]. Для глубокой очистки масла от продуктов, катализирующих окисление ММ использовали центрифуги и центробежные сепараторы.

На основе системного подхода осуществлено имитационное моделирование комплекса «дизель – эксплуатация – топливо – масло – очистка» (ДЭТМО), дающее возможность сбалансировать работу его звеньев и повысить эффективность ДЭТМО в целом. Результаты моделирования и моторный эксперимент показали, что комбинированная очистка ММ за счёт полнопоточного фильтрования надёжно защищает пары трения ДВС от частиц загрязнения, вызывающих изнашивание и задир. Дополнительное центрифугирование или частичнопоточное фильтрование обеспечивает очистку масла от продуктов, интенсифицирующих его старение и срабатывание присадок [6].

Комбинированная очистка стабилизирует моюще-диспергирующие свойства ММ на высоком уровне, длительно сохраняет его солубилизирующую способность, ускоряет перевод промежуточных продуктов окисления в карбены и карбоиды, которые легко отфильтровываются и отфуговываются. Применение комбинированных маслоочистительных комплексов в 1,2...1,7 раза замедляет старение масла по основным направлениям и в среднем на 45 % уменьшает загрязнение двигателя углеродистыми отложениями.

Применение в ДВС моторного масла последнего поколения, новых маслоочистительных комплексов и эффективных систем топливоподготовки позволило [5, 6]:

- полностью нейтрализовать отрицательные последствия сжигания низкосортных топлив и обеспечить экономичную ресурсосохраняющую эксплуатацию ДВС;

- увеличить ресурс двигателей между моточистками и до капитального ремонта не менее чем на 20 %;

- сократить в сочетании с конструктивными мероприятиями расход топлив на 2...6 % и ММ на 15...60 %;

- уменьшить затраты на сменно-запасные части и трудоёмкость обслуживания ДВС на 10...30 %, увеличить срок службы ФЭ в 1,5...2 раза;

- понизить трудоёмкость обслуживания системы очистки масла в 7...30 раз и довести до уровня 0,5...4 чел.·ч на 1000 ч работы

Проблемы качества и рационального использования ГСМ приобрели межотраслевое значение, поскольку возросла роль их качества в вопросах увеличения надёжности, долговечности и экономичности техники, в том числе транспорта. Прикладной отраслью науки, призванной решать теоре-

тические и практические значения в области ГСМ, является химмотология – теория и практика рационального их использования в технике.

Возможности судовой химмотологии показаны на приведенных примерах [5, 6]. Сегодня все транспортные проблемы необходимо решать с учётом экологических последствий. Для охраны окружающей среды нужно строго ограничить в составе отработанных газов содержание токсичных и канцерогенных соединений, что в значительной степени связано с качеством применяемых ГСМ [1].

Роль химмотологии в решении важнейших практических задач на флоте в ближайшие годы будет возрастать в связи с необходимостью экономии и рационального использования горюче-смазочных материалов и с вовлечением продуктов глубокой переработки нефти и альтернативного сырья в товарные продукты. Большие перспективы в прогнозировании возможностей использования различных топлив и масел, комплексной оценки их эффективности на транспорте имеет разработанная модель ДЭТМО, позволяющая исследовать численными методами на ПЭВМ функционирование звеньев рассматриваемой системы. Основные разработки по комплексному повышению эффективности смазочных систем судовых дизелей включают унификацию моторных масел, создание комбинированных комплексов для очистки ГСМ, разработку мероприятия по сокращению расхода ММ на угар.

Список литературы

1. Гуреев, А.А. Состояние и перспективы развития химмотологии / А.А. Гуреев // Химия и технология топлив и масел. – 1988. – № 5. – С. 26–29.
2. Радченко, Е.Д. Роль химмотологии и триботехники в создании современных смазочных материалов и снижении износа металлоизделий / Е.Д. Радченко, Ю.Н. Шехтер // Химия и технология топлив и масел, 1987. – № 4. – С. 25–28.
3. Джост, П. Экономия энергии с помощью трибологии: технико-экономическое исследование / П. Джост, Дж. Шофилд // Трение и износ. – 1982. – Т. 3. – № 2. – С. 356–366.
4. Гаркунов, Д.Н. Триботехника / Д.Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.
5. Ефимов, К.Н. Совершенствование топливоподготовки для главных дизелей и вспомогательных паровых котлов / К.Н. Ефимов, В.В. Маницын // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 189–191.
6. Кича, Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г.П. Кича, Б.Н. Перминов, А.В. Надёжкин. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2011. – 372 с.

СУЩЕСТВУЮЩИЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

При исследовании напряжённо-деформированного состояния (НДС) судовых конструкций в районах концентрации напряжений пользуются следующими методами: *экспериментальными, приближёнными, численными, численно-аналитическими и смешанными*. В настоящей статье приводится обоснование выбора рационального метода с точки зрения достоверности, точности и практичности получаемых результатов.

При оценке напряжённого состояния конструкций судов ранее широко применялся *метод модельного эксперимента*, основанный на принципах теории подобия и методах тензометрирования [1]. В качестве материала, необходимого при изготовлении моделей, использовались оргстекло, эпоксидная смола и сталь [1–6]. Однако при экспериментальном решении задач концентрации напряжений указанным методом нельзя исключать возникновения погрешности получаемых результатов, так как в зонах больших градиентов напряжений с помощью датчиков невозможно получить истинные значения напряжений и их эпюры из-за большой базы этих датчиков (при замерах можно получить лишь средние по площади датчиков напряжения).

При изучении концентрации напряжений на моделях из оргстекла и отвердевшей эпоксидной смолы используют также метод фотоупругости [6]. Однако применение этого метода ограничено лишь плоскими элементами, имеющими различного рода концентраторы (пластина с вырезом, пластина переменной ширины).

Следует отметить, что результаты экспериментальных исследований НДС моделей судовых конструкций существенно зависят от качества изготовления этих моделей. Поэтому стремление избежать высоких погрешностей экспериментов требует тщательности при подготовке моделей, а это приводит к увеличению времени процесса изучения их напряжённого состояния.

Кроме того, проведение модельных экспериментов связано с высокими материальными затратами, что в совокупности с вышеизложенным ограничивает широкое использование этого метода в последнее время.

Другой путь исследования концентрации напряжений в судовых конструкциях – это применение *приближённых методов*.

Существующие приближённые методы, как правило, основаны на теории прерывистых связей [7]. Позднее, с целью уточнения результатов решения таких задач, стали применяться методы, являющиеся синтезом теории прерывистых связей и некоторых положений теории упругости [8, 9].

Достоинство приближённых методов заключается в том, что они позволяют получить формулы по определению максимальных теоретических коэффициентов концентрации напряжений в прерывистых связях в зависимости от основных параметров концентратора.

Однако у приближенных методов имеется ряд недостатков:

– полученные решения требуют проверки их достоверности, которая может быть оценена, например, экспериментально на моделях или натуральных конструкциях;

– с помощью приближенных методов можно рассчитать только максимальные значения теоретических коэффициентов концентрации напряжений и только в районах типовых концентраторов (углы вырезов, концевые участки надстроек, рубок, продольных комингсов и др.), не имея возможности определять значения напряжений в окрестностях концентраторов.

Перечисленные недостатки требуют осторожности в применении этих методов.

В настоящее время наиболее широко используются численные методы. К ним относятся *метод конечных элементов* (МКЭ) [10] и *метод граничных элементов* (МГЭ) [11, 12] (или метод потенциала [13, 14]).

МКЭ является наиболее популярным и универсальным методом. Суть его заключается в разбиении тела на элементы конечных размеров. При деформировании тела поведение каждого элемента приближенно воспроизводит поведение малой области этого тела. Условие непрерывности между элементами налагается только в узлах. Сравнительная простота и доступность алгоритма расчётной программы МКЭ и его реализация на ЭВМ сделали этот метод пригодным для решения широкого круга задач концентрации напряжений в связях корпуса судна.

Слабой стороной МКЭ является то, что для повышения точности результатов решения задач требуется частая дискретизация областей элементов, а это приводит к увеличению времени расчётов.

Кроме этого, с помощью МКЭ можно определить напряжения только вблизи кромки концентратора. Чтобы получить напряжения непосредственно на кромке, например, выреза необходимо либо экстраполировать значения рассчитанных вблизи этой кромки напряжений на саму кромку, либо, используя результаты расчётов МКЭ, применить *метод конечных разностей* (МКР), а это усложняет процедуру получения решения задачи.

МГЭ в какой-то степени лишён характерных для МКЭ недостатков. При исследовании концентрации напряжений с помощью МГЭ дискретизируется только граница элементов конструкций, что упрощает решение задачи.

В основе МГЭ лежит применение задачи о действии в бесконечной изотропной плоскости единичной сосредоточенной силы, решение которой приведено, например, в справочнике [15]. Расчёт производится следующим образом. На бесконечную пластину мысленно накладывается исследуемая область. По границе контура объекта, которая разбивается на конечные участки, прикладываются нормальные и касательные усилия, чтобы граничные условия по этому контуру на бесконечной плоскости привести к граничным условиям заданного объекта. Помимо силовых граничных условий могут быть наложены кинематические условия, что возможно при

наличии различных заделок. Затем составляются граничные интегральные уравнения, которые решаются численно [11–14].

Решения граничных интегральных уравнений в замкнутом виде представляют собой точное решение поставленной задачи. Однако дискретизация границы, связанная с заменой интегралов их численными аналогами, может привести к существенной погрешности вычислений. Кроме того, при решении задач концентрации напряжений точность будет зависеть также от способа определения тангенциальных напряжений непосредственно на кромке концентратора.

Точность вычислений достигается увеличением числа конечных граничных участков. На тестовых примерах в работе [16] было показано, что погрешность результатов решения некоторых задач, связанных с определением концентрации напряжений на кромке вырезов различной формы в растянутой изотропной пластине при разбиении границы на 280–300 участков, составила не более 6 % по сравнению с имеющимися решениями аналогичных задач другими методами, что вполне приемлемо для инженерных расчётов.

Следует отметить, что чрезмерная дискретизация границы области может привести к повышению погрешности результатов. Такой эффект объясняется особенностями теоретических основ МГЭ. Поэтому при выполнении расчётов сначала следует исследовать влияние числа конечных граничных элементов на точность получаемых результатов с целью определения оптимального значения этого числа элементов.

Для исследования концентрации напряжений у вырезов в бесконечной пластине и в пластинах переменной ширины (односвязные области) при различных видах деформаций (растяжение, изгиб, сдвиг) можно использовать методы аналитических функций [3]. Напряжённое состояние в этих случаях определяется с помощью уравнений плоской теории упругости, приведенных в работе [3] и основанных на использовании некоторых основных свойств функций комплексного переменного (метод Колосова-Мусхелишвили). Решая эти уравнения численно, можно получить значения коэффициентов концентрации напряжений в районе рассматриваемых концентраторов с необходимой точностью [3].

При разработке прикладных методик по определению теоретического коэффициента концентрации напряжений в районах некоторых типовых прерывистых связей (углы палубных, бортовых и палубно-бортовых вырезов, концы надстроек) использовался *смешанный метод* [17, 18]. Суть этого метода заключается в применении нескольких ранее рассмотренных методов при решении задачи концентрации напряжений.

В основе такого метода лежит решение, полученное для некоторой простой стандартной конструкции, деформация которой близка к рассматриваемой конструкции. Теоретический коэффициент концентрации напряжений для стандартной конструкции можно получить с высокой степенью точности, используя МГЭ, МКЭ и др. Затем с помощью поправочных ко-

ээффициентов, учитывающих различные факторы и определяемые другими методами (расчётными или экспериментальными) получают выражение для расчёта напряженного состояния конкретной конструкции.

Такой подход даёт вполне приемлемые результаты, так как в его основе лежит практически точное решение, а поправочные коэффициенты носят сравнительный характер в рамках применяемого метода при их получении и не приносят существенной погрешности в конечный результат.

Формула для определения максимального теоретического коэффициента концентрации напряжений в конструкции при *смешанном методе* имеет следующий общий вид [17]:

$$\alpha_{тк} = k_1(1 + k_2(\alpha_0 - 1)), \quad (1)$$

- где α_0 – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определяемый для некоторой стандартной конструкции;
- k_1 – интегральный коэффициент, учитывающий влияние первой группы факторов на изменение номинальных напряжений в реальной конструкции;
- k_2 – интегральный коэффициент, учитывающий влияние второй группы факторов на изменение местных дополнительных напряжений непосредственно у концентратора реальной конструкции.

В некоторых работах, например [18], максимальный теоретический коэффициент концентрации напряжений в конструкции при смешанном методе находится иначе:

$$\alpha_{тк} = k\alpha_0, \quad (2)$$

- где k – интегральный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на величину максимального теоретического коэффициента концентрации напряжений в реальной конструкции.

В качестве стандартной конструкции при определении теоретического коэффициента концентрации напряжений в углах палубных, бортовых, палубно-бортовых вырезов и у концов надстроек была принята бесконечная пластина с прямоугольным вырезом, углы которого скруглены по дуге окружности или эллипса [17].

Пластина с вырезом подвержена растяжению вдоль длинной стороны этого выреза. Значение максимального теоретического коэффициента концентрации напряжений в углах выреза α_0 с высокой степенью точности можно найти в монографии [3].

При определении концентрации напряжений у вырезов сложной формы можно пользоваться приближённым способом, предложенным в работе [19] и усовершенствованным в монографии [20]. Суть этого способа заключается в условном разделении сложного выреза на простейшие, для

которых имеются решения, с последующим суммированием результатов этих решений.

Следует отметить, что этот способ позволяет получить приближенные выражения для расчёта напряжённого состояния листовых элементов в районах вырезов практически различной формы при независимом деформировании этих элементов (растяжение, изгиб, сдвиг) и любом сочетании этих типов деформаций.

Выводы

Анализ существующих методов расчёта показал, что при исследовании НДС нетиповых узлов корпусных конструкций в районах концентрации напряжений, для которых не разработана прикладная расчётная методика, целесообразно использовать МГЭ или МКЭ. В случае применения МГЭ, что предпочтительно, необходимо в результате предварительных вычислений определить оптимальное число конечных граничных участков всех элементов, входящих в состав узла.

При исследовании концентрации напряжений у вырезов в бесконечной пластине и в пластинах переменной ширины (односвязные области) при различных видах деформаций (растяжение, изгиб, сдвиг) можно пользоваться методом аналитических функций.

Для расчёта теоретического коэффициента концентрации напряжений в некоторых судовых конструкциях, деформация которых аналогична деформации типовых прерывистых связей, необходимо разработать приближённую прикладную методику, основанную на смешанном методе (формулы (1) или (2)). При этом для учёта некоторых факторов (особенности конструкций) можно использовать зависимости или графики, приведённые в работах [3–7, 17–19]. Такой подход предпочтителен, так как позволяет получить формулы по определению максимального теоретического коэффициента концентрации напряжений, на основании которой легко решать задачу проектирования конструкции из условия обеспечения её прочности.

Концентрацию напряжений в листовых элементах у вырезов сложной формы предложено также приближённо находить, используя способ условного разделения сложного выреза на простейшие, для которых имеются решения, с последующим суммированием результатов этих решений.

Следует отметить, что при ремонте с модернизацией корпусов судов в районах концентрации напряжений при наличии в них усталостных трещин целесообразно пользоваться приближёнными методиками, позволяющими оперативно решать задачи по устранению повреждений.

Список литературы

1. Архангородский, А. Г. Моделирование прочности судовых конструкций/ А. Г. Архангородский, Л. М. Беленький. – Л. : Судостроение, 1969.

2. Аникин, Е. П. Исследование концентрации напряжений в районе прямоугольных вырезов при скруглении углов по дуге окружности, эллипса и параболы / Е. П. Аникин // Труды ДВПИ. – Владивосток : ДВПИ, 1968. – Т. 70. – С. 91–100.
3. Барабанов, Н. В. Повреждения судовых конструкций / Н. В. Барабанов, Н. А. Иванов, В. В. Новиков, В. А. Окишев, И. М. Чибиряк. – Л. : Судостроение, 1977. – 400 с.
4. Гарбуз, В. С. Концентрация напряжений в прерывистых связях судового корпуса / В. С. Гарбуз. – Л. : Судостроение, 1967. – 186 с.
5. Сиверс, Н. Л. Расчёт и конструирование судовых надстроек / Н. Л. Сиверс. – Л. : Судостроение, 1966. – 300 с.
6. Турмов, Г. П. Расчёт прерывистых связей на прочность с учётом концентрации напряжений / Г. П. Турмов. – Владивосток : ДВГУ, 1984. – 152с.
7. Шиманский, Ю. А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса / Ю. А. Шиманский. – Л. : Судпромгиз, 1949. – 160 с.
8. Бойцов, Г. В. Прочность судовых конструкций из алюминиевых сплавов / Г. В. Бойцов, В. М. Небылов, Г. О. Таубин. – Л. : Судпромгиз, 1962. – 212 с.
9. Бойцов, Г. В. Методика определения коэффициентов концентрации напряжений у концов надстроек / Г. В. Бойцов, Г. В. Маркозов // Судостроение. – 1970. – № 8. – С. 9–11.
10. Постнов, В. А. Метод конечных элементов в расчётах судовых конструкций / В. А. Постнов, И. Я. Хархурим. – Л. : Судостроение, 1974. – 420 с.
11. Бенерджи, П. Методы граничных элементов в прикладных науках / П. Бенерджи, Р. Баттерфилд. – М. : Мир, 1984. – 494 с.
12. Крауч, С. Методы граничных элементов в механике твёрдого тела / С. Крауч, А. Старфилд. – М. : Мир, 1987. – 328 с.
13. Верюжский, Ю. В. Численные методы потенциала в некоторых задачах прикладной механики / Ю. В. Верюжский. – Киев : Вища школа, 1978. – 280 с.
14. Верюжский, Ю. В. Применение комплекса универсальных программ для расчёта напряженно-деформированного состояния машин и сооружений / Ю. В. Верюжский, М. К. Сисенгалиев, В. В. Ясько // Проблемы прочности. – 1984. – № 10. – С. 32–34.
15. Справочник по строительной механике корабля. В 3 т. / Под редакцией О.М. Палия. – Л. : Судостроение, 1982.
16. Чесноков, А. Г. Расчётное проектирование судовых конструкций в районах жёстких точек : автореф. дис. канд. техн. наук / А. Г. Чесноков. – Владивосток : Дальневост. политехн. ин-т, 1987. – 22 с.
17. Бойцов, Г. В. Прочность и работоспособность корпусных конструкций / Г. В. Бойцов, С. Д. Кноринг. – Л. : Судостроение, 1972. – 264 с.

18. Барабанов, Н. В. Повреждения и пути совершенствования судовых конструкций / Н. В. Барабанов, Н. А. Иванов, В. В. Новиков, Г. П. Шемендюк – Л. : Судостроение, 1989. – 256 с.

19. Казанов, Г. Т. Приближенный способ определения напряжений на кромках вырезов сложной формы / Г. Т. Казанов, Г. П. Шемендюк // Судостроение и судоремонт : сб. науч. тр. – Владивосток : ДВГУ, 1977. – Вып. 1. – С. 97–103.

20. Чесноков, А. Г. Расчётное проектирование судовых конструкций в районах жёстких точек, образованных пересечением плоских листовых элементов : монография / А. Г. Чесноков. – Владивосток : МГУ им. адм. Г. И. Невельского, 2003. – 100 с.

УДК 621.43

Г.В. Кузьменко, А.А. Панасенко

К ВОПРОСУ О ФОРМУЛЕ МОЩНОСТИ ДВС

Термин «мощность» используется для оценки количества энергии за секунду.

Необходимые сведения из механики и термодинамики:

I. Законы Ньютона – основа в классической механике, которая базируется на двух аксиомах:

а) Любое физическое тело обладает массой « m ». Масса – величина постоянная.

б) Любое тело обладает своим «количеством движения», которое определяется равенством $q=m \cdot v$ (v – скорость). Изменить «количество движения» возможно лишь за счёт изменения скорости.

1-й закон Ньютона – «Любое тело находится в состоянии покоя (когда $v=0$) или движется прямолинейно и равномерно, пока оно не будет побуждено изменить своё состояние».

Побудительной причиной может быть только взаимодействие этого тела с другим телом. Эффект взаимодействия тел, приводящий к изменению количества движения на величину Δq за время Δt можно представить как $\Delta q/\Delta t=F$.

2-й закон Ньютона – «Сила взаимодействия тел может быть оценена количественно как произведение массы тела m на ускорение a ».

Действительно,

$$\Delta q/\Delta t = F = \Delta(m \cdot v)/\Delta t = m \cdot v/\Delta t = m \cdot a \text{ (т. к. } \Delta v/\Delta t = a \text{ – ускорение в м/с}^2\text{)}.$$

2-й закон Ньютона $F=ma$ является основой любого движения массы m .

Взаимодействие тел на Земле выражается в том, что любая масса m притягивается к Земле силой, которую называют «силой гравитационного притяжения» массы m к Земле.

Доказано, что сила гравитационного притяжения на Земле вызывает падение (притяжение) этого тела с ускорением $g \cong 9,81 \text{ м/с}^2$. Но эта цифра средняя. Сила гравитации в различных районах Земли может быть разной.

Так на северном Полюсе $g \approx 9,83 \text{ м/с}^2$.

На экваторе $g \approx 9,78 \text{ м/с}^2$.

В средних широтах $g \approx 9,807 \text{ м/с}^2$.

В Европе принято считать $g = 9,807 \text{ м/с}^2$ для всех технических расчётов.

Исходя из условия $F = m \cdot 9,807 \text{ м/с}^2$ было принято за единицу для количественной оценки силы F считать силу, которая придаёт массе ($m=1,0$) ускорение $g = 9,807 \text{ м/с}^2$. За единицу массы принята масса 1 литра дистиллированной воды при температуре $t = 20,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Силу $F = 1 \text{ кг} \cdot 9,807 \text{ м/с}^2$ называли 1 кгс (один килограмм-сила).

Позже за единицу силы приняли такую силу, которая придаёт массе ($m=1,0$) ускорение $a = 1 \text{ м/с}^2$ и называли 1 Н (ньютон).

Таким образом:

$1 \text{ кгс} = 9,807 \text{ Н}$; $1 \text{ Н} = 1/9,807 = 0,101968 \text{ кгс}$.

Термин «энергия» используется для обозначения действия силы F (кгс, Н) на расстоянии S (м).

Энергия = $F \cdot S$ (кгс · м или Н · м).

$1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Дж}$; $1000 \text{ Дж} = 1 \text{ кДж}$.

Термин «мощность» используется для оценки количества энергии (кгс · м или Н · м) за единицу времени.

Соответственно, E , мощность = $1 \text{ Н} \cdot \text{м/с} = 1 \text{ Дж/с} = 1 \text{ Вт}$;

E , мощность = $1 \text{ кН} \cdot \text{м/с} = 1 \text{ кДж/с} = 1 \text{ кВт}$;

E , мощность = $75 \text{ кгс/с} = 1 \text{ лс}$;

$1 \text{ лс} = 75 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 75 \cdot 9,807 \text{ Н} \cdot \text{м/с} = 735,535 \text{ ватт} = 0,735525 \text{ кВт}$;

$1 \text{ кВт} = 1/0,735525 \text{ лс} = 1,35957 \text{ лс}$.

В цилиндре ДВС происходит взаимодействие «рабочего тела» – продуктов сгорания топлива с поршнем, способным перемещаться в цилиндре и передавать своё движение через кривошипно-шатунный механизм на валопровод.

Сила, как эффект взаимодействия тел, оценивается по давлению газов P (бар), умноженному на площадь поршня. Эта сила $F = P \cdot \pi D^2/4$ побуждает поршень перемещаться с переменным ускорением. Сама сила также переменна по величине – за один цикл преобразования тепловой энергии газа в энергию механического движения поршня.

Для оценки величины давления газа используются единицы измерения: 1 кгс/см^2 и $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Так как 1 Па очень малая величина, то в технике используют более крупные единицы: $1000 \text{ Па} = 1 \text{ КПа}$, $10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$ и $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 100 \text{ КПа} = 100 \text{ кН/м}^2$.

Взаимосвязь 1 кгс/см^2 и 1 бар:

$1 \text{ бар} = 100 \text{ кН/м}^2 = 100 \cdot 1000 \text{ Н/}10000 \text{ см}^2 = 10 \text{ Н/см}^2 = 10/9,807 \text{ кгс/см}^2 = 1,01968 \text{ кгс/см}^2.$

$1 \text{ бар} = 1,01968 \text{ кгс/см}^2.$

1 бар – это давление, близкое к среднему атмосферному давлению.

Но в цилиндре ДВС с наддувом давления всегда выше атмосферного. Поэтому собственно избыточное давление в цилиндре отсчитывается по отношению к атмосферному, которое условно принимается как начальное для отсчёта. Считается, что полное атмосферное давление составляет ноль давления избыточного.

Известно, что цикл преобразования части тепловой энергии газов в цилиндре двухтактного ДВС осуществляется за один оборот коленчатого вала. Эта часть тепловой энергии эквивалентна механической энергии поршня. Изначально тепловую энергию оценивали в ккал (кал). Механическую энергию – в кгс·м.

Первое начало термодинамики (закон) как раз и отражает эквивалентность теплоты (как части полной тепловой энергии) и механической энергии, которую обозначают термином «работа», как $A = F \cdot S = mv^2$.

Из 1-го закона термодинамики известно, что одна ккал теплоты эквивалентна механической работе в количестве $\approx 426,93 \text{ кгс}\cdot\text{м}$.

Позже, когда была введена единица для измерения силы F – 1Н (ньютон), энергию стали оценивать как Н·м = 1 Джоуль (Дж). Таким образом, определили, что 1 ккал эквивалентна $\sim 4,189 \text{ кДж}$.

Действительно, если $426,93 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ перевести в кН·м, то получится: $1 \text{ ккал} = 426,93 \text{ кгс}\cdot\text{м} = 426,93 \cdot 9,807 \text{ Н}\cdot\text{м} \cong 4,1869 \text{ кН}\cdot\text{м}$, или $1 \text{ ккал} = 4,19 \text{ кДж}$.

Второе начало термодинамики (закон) гласит о том, что невозможно всю тепловую энергию преобразовать в энергию механическую, т. к. часть тепловой энергии неизбежно придётся отдать «холодному источнику». В случае с ДВС – окружающую среду с выхлопными газами и со всеми видами охлаждения.

Теоретически доля тепловой энергии, которую возможно преобразовать в энергию механического движения поршня, определяется величиной «термического» к.п.д. – η_t . Его можно оценить по формуле:

$$\eta_t = 1 - T_2 / T_1,$$

где T_1 – температура "горячего источника" (средняя температура газов в цилиндре)

T_2 – температура «холодного источника» – окружающей среды.

Количественно η_t не превышает $\approx 70 \div 75\%$ ($0,7 \div 0,75$).

Известно, что изменение давления газов в цилиндре 2-х тактного ДВС отражается индикаторной диаграммой, представленной на рис. 1. По вертикальной оси отражается переменное давление P (бар) в масштабе C_s (мм/бар). По горизонтальной – перемещение поршня в масштабе, который диктуется индикаторным приводом. Длина диаграммы равна длине

атмосферной линии от верхней мёртвой точки (ВМТ) до нижней мёртвой точки (НМТ), диктуется длиной хода индикаторного привода.

Площадь, заключённая внутри диаграммы, определяется планиметром и с учётом масштаба изображения по вертикали для давления эквивалентна работе газа (и, соответственно, работе поршня) за один цикл.

Так как давление в цилиндре переменное, то для упрощения расчёта работы газа за цикл используют условную, расчётную постоянную величину давления, которую называют как «среднее индикаторное давление» и определяют по формуле

$$P_i = A / (L \times C_s),$$

где L – длина атмосферной линии, мм;

A – площадь индикаторной диаграммы по планиметру, мм²;

C_s – масштаб пружины индикатора (для давления), мм/бар.

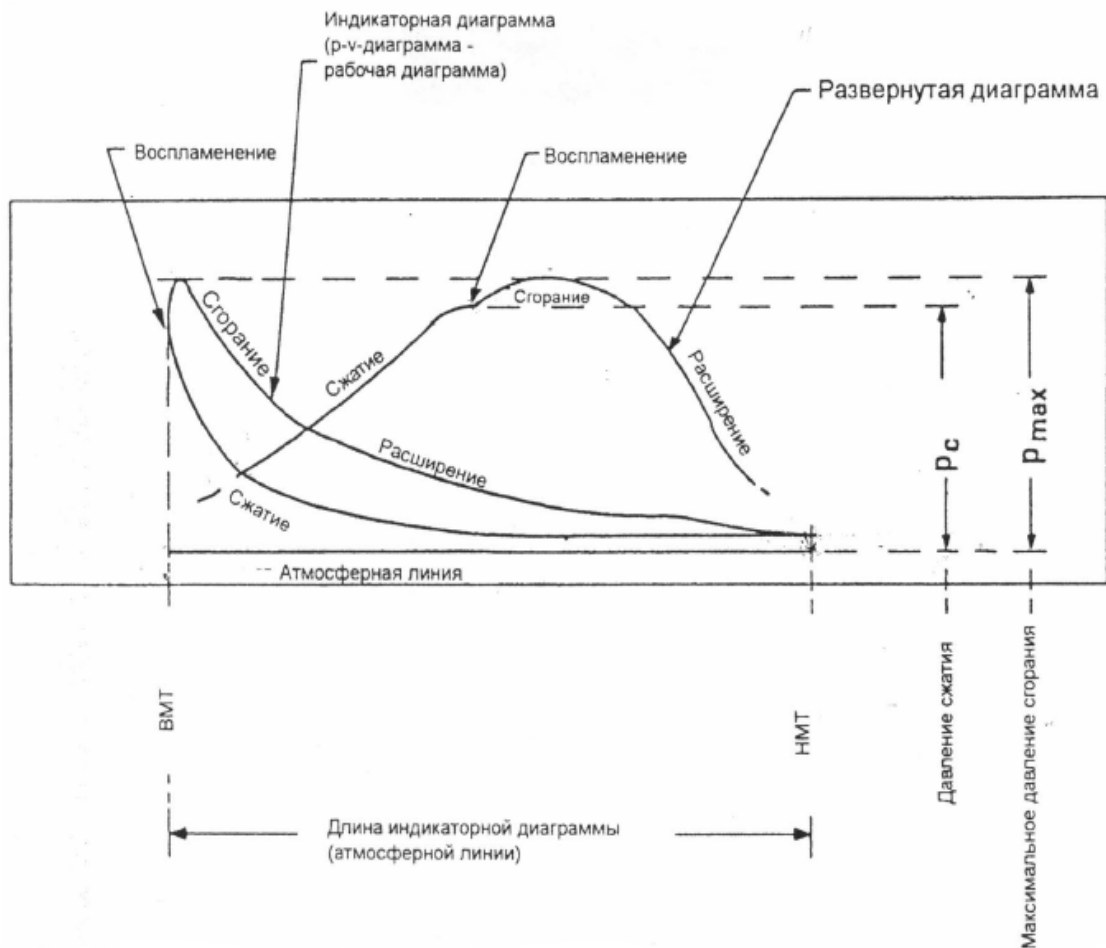


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двухтактного ДВС

Далее определяют «индикаторную силу F_i » по формуле:

$$F_i = P_i \cdot \pi D^2 / 4,$$

где D – диаметр поршня.

Принимая F_i как усреднённую постоянную величину силы, действующей на поршень за цикл (1 оборот коленчатого вала), рассчитывают работу за цикл:

$$A = F_i \cdot S = P_i \cdot (\pi D^2 / 4) \cdot S.$$

Мощность индикаторная одного цилиндра, как работа за секунду, определяется по формуле:

$$N_{i\zeta} = A/\text{сек} = P_i \cdot (\pi D^2 / 4) \cdot S \cdot n/60,$$

где n – частота вращения (1/мин),

$n/60$ – число оборотов коленчатого вала в секунду, т. е. число циклов в секунду.

Формулу

$$N_{i\zeta} = P_{i\zeta} \cdot (\pi D^2 / 4) \cdot S \cdot n/60$$

с учётом размерности входящих в неё $P_{i\zeta}$ (бар), D и S – в метрах, можно представить в виде:

$$N_i = P_i (100 \text{ кН/м}^2) \cdot (\pi \pi^2 (\text{м}^2) / 4) \cdot S (\text{м}) \cdot n / 60 (\text{об/сек}).$$

Т. к. 1 бар = 10^5 Па = 100 кПа = 100 кН/м²:

$$N_i = (100\pi/260) \cdot D^2 \cdot S \cdot P_i \cdot n \quad (\text{кН} \cdot \text{м/сек} = \text{кДж/сек} = \text{кВт}).$$

Величина $k_2 = (100\pi/260) \cdot D^2 \cdot S$ называется «постоянная цилиндра».

а) Если P_i (в барах), D и S в (м), n (1/мин), то

$$k_2 = 1,309 \cdot D^2 \cdot S \quad (\text{м}^3)$$

и формула мощности принимает вид:

$$N_i = 1,309 \cdot D^2 \cdot S \cdot P_i \cdot n \quad (\text{кВт}).$$

б) Если N_i (кВт), P_i (в кгс/см²), D и S в (м), n (1/мин), то учитывая, что 1 бар = 1,01968 кгс/см², 1 кгс/см² = 0,9807 бар,

$$k_2 = 1,309 \cdot 0,9807 \cdot D^2 \cdot S = 1,2837 D^2 \cdot S \quad (\text{м}^3).$$

в) Если P_i (в барах), D и S в (м), n (1/мин), N_i (илс), то, учитывая, что 1 кВт = 1/0,735525 лс,

$$k_2 = (1,309/0,735525) \cdot D^2 \cdot S = 1,77968 \cdot D^2 \cdot S \quad (\text{м}^3).$$

г) Если P_i (в кгс/см²), D и S в (м), n (1/мин), N_i (илс), то учитывая, что 1 кгс/см² = 0,9807 бар,

$$k_2 = 1,7798 \cdot 1,309 \cdot D^2 \cdot S = 1,7453 \cdot D^2 \cdot S \quad (\text{м}^3).$$

РЕКОМЕНДАЦИИ НОРМ РАСХОДА ЦИЛИНДРОВОГО МАСЛА

Рекомендации относительно норм расхода цилиндрического масла при эксплуатации судовых малооборотных дизелей с винтами фиксированного шага на морских транспортных водоизмещающих судах, в общем, сводятся к необходимости учёта особенностей конструкции и фактического технического состояния двигателя, качества применяемого топлива и масла, характера нагрузки, приемлемых сроков между подъёмами поршней для ремонтов и их объёмов, общих экономических показателей.

Однако в руководящих материалах недостаточно разъясняется вопрос о характере нагрузки двигателя и взаимосвязи его с дозировкой цилиндрического масла. Возможно, это связано с физической неоднозначностью термина «нагрузка двигателя». Нагрузка не является конкретным показателем (параметром) рабочего процесса (ПРП). Это состояние двигателя, которое характеризуется сочетанием энергетических показателей тепловой и механической напряжённости. С нагрузкой также связана и его экономичность, надёжность. Для нагрузки не существует единиц измерения. Оперативно нагрузка должна оцениваться по сочетанию одного из энергетических параметров и частоты вращения.

Для контроля за характером нагрузки главного двигателя (ГД) в инструкциях по эксплуатации приводятся специальные «диаграммы нагрузок», которые позволяют отмечать на них режимные точки, характеризующие нагрузку как сочетание мощности и частоты вращения двигателя, или как сочетание крутящего момента (среднего эффективного давления) и частоты вращения.

На рисунке 1 приведена такая диаграмма из материалов фирмы MAN-B&W для двигателей типа МС. На вертикальной оси отмечается фактическая эффективная мощность N_e в относительных логарифмических координатах, как $lg[(N_e / N_{eMR}) \cdot 100]\%$. Символ N_{eMR} в данной работе использован для обозначения полной (100 %) мощности, как она указана в контрактной документации на постройку судна (*Contract MCR engine power*) или в спецификации оборудования (каталоге) машинного отделения судна (*Catalogue MCR*). Символ *MCR* означает в данном случае максимальную длительную норму для мощности, которая допускается при стационарных ходовых режимах эксплуатации судна без каких-либо ограничений по времени. Фирма MAN-B&W такую мощность обозначает как *Specified MCR engine power*, в отличие от символа *Nominal MCR*, который фирма относит только к базовой модели данного типоразмера двигателя. Термин «*Specified*» означает уточнённую, т. е. с учётом обстоятельств применения двигателя на конкретной серии судов.

По горизонтальной оси отчается аналогично фактическая частота вращения ГД, как $lg[n/n_{MR}]$. Сочетание Ne_{MR} и n_{MR} определяют на диаграмме положение точки А, которая соответствует полной нагрузке ГД на стенде и обозначается как *Specified MCR engine load*. Эта нагрузка ГД обычно снижена по отношению к номинальной, т. к. на судно по согласованию заказчика, проектировщика и изготовителя дизеля, судостроительной верфи и изготовителя винта фиксированного шага (ВФШ) устанавливается модификация двигателя, разгруженная в сравнении с базовой моделью двигателя данного типоразмера. Разгрузка двигателя и оптимизация всех его ПРП производится с целью получения более высоких показателей надёжности и эффективности двигателя. Разгрузка производится за счёт снижения эффективной мощности до уровня Ne_{MR} по сравнению с её номинальным значением. Соответственно согласованной частоте вращения n_{MR} снижается и среднее эффективное давление до значения Pe_{MR} . Частота вращения n_{MR} может быть снижена в сравнении с её номинальным значением, но может быть сохранена на номинальном уровне.

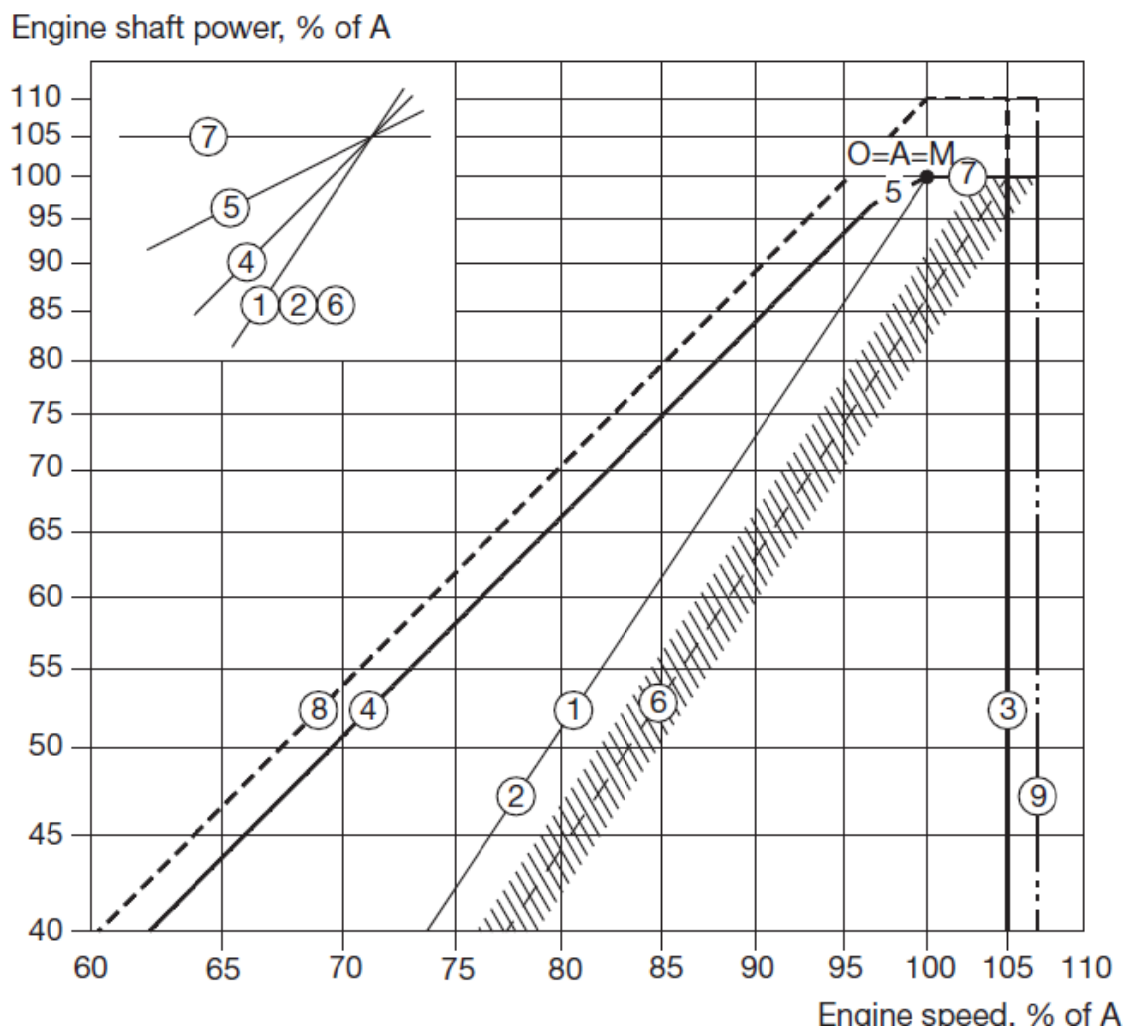


Рис. 1. Диаграмма нагрузок двигателя типа МС фирмы MAN-B&W

Через точку А на диаграмме проведена линия 1, которая соответствует стендовой винтовой характеристике $Ne = C_0 \cdot n^3$. Коэффициент винтовой характеристики (ВХ) C_0 рассчитан для точки А по формуле $C_0 = Ne_{MR} / n_{MR}^3$ и принят как величина постоянная на всей линии 1. По стендовой ВХ искусственно изменяют нагрузку ГД во время стендовых испытаний двигателя в цехе завода-строителя. Нагрузка, соответствующая точкам на линии 1, принимается как допустимая в эксплуатации на длительных, без ограничений по времени, установившихся стационарных режимах при полной осадке судна и умеренном обрастании корпуса, при умеренных внешних условиях плавания.

Если точка Ne, n , характеризующая режим фактической нагрузки ГД в эксплуатации, располагается выше стендовой ВХ в сравнение с точкой расчётной для стендовой ВХ при данной частоте вращения, то это свидетельствует о перегрузке двигателя. Такая перегрузка, если она не выходит за пределы ограничительных линий 4, 5, 7, также допускается без каких-либо формальных ограничений по времени, но только для нестационарных режимов, связанных со штормовой погодой, чрезмерным обрастанием корпуса и винта, при ледовых условиях плавания, на мелководье, при буксировке объектов и т. п. Хотя формально такая перегрузка ГД не ограничивается конкретно во времени, тем не менее, в инструкциях указывается, что если такая перегрузка допускается как длительная, то возможно появление трещин, прогаров, повышенного износа поршневых колец и втулок. В таких случаях необходимо принимать особые меры по предупреждению снижения показателей надёжности деталей цилиндрико-поршневой группы (ЦПГ). Нагрузка Ne, n , выходящая за ограничительную характеристику 4, 5, 7, но не выходящая за ограничительную характеристику 8, допускается кратковременно в исключительных случаях и на условиях, специально оговоренных в инструкциях. Частота вращения не должна выходить за пределы линии 3. Ограничительные характеристики 3, 4, 5, 7, 8 проводятся заводом-изготовителем двигателя.

Пунктирная линия 6 на диаграмме проведена как расчётная облегчённая винтовая характеристика $Ne = C \cdot n^3$, где коэффициент ВХ $C = Ne/n^3$ меньше коэффициента стендовой ВХ на 10...20 %. На этой линии назначается расчётная точка Ne, n для гребного винта при его проектировании. При назначении положения этой точки предусматривается запас мощности в сравнении с точкой А с учётом запаса на старение двигателя (*Engine margin*) около 10 %, дополнительно запас на утяжеление морских условий плавания из-за обрастания корпуса и погодных условий (*Sea margin*), а также производится повышение частоты вращения на 2,5...7 % и, соответственно, дополнительное снижение среднего эффективного давления.

Степень облегчения ВХ $Ne = C \cdot n^3$ по отношению к стендовой ВХ $Ne = C_0 \cdot n^3$ можно оценить по коэффициенту K_N , который рассчитывается по формуле:

$$K_N = (C/C_0) = (Ne/Ne_{MR}) \cdot (n_{MR}/n)^3 = (Pe/Pe_{MR}) \cdot (n_{MR}/n)^2. \quad (1)$$

Если $K_N = 1$, то это стендовая ВХ.

Если $K_N > 1,0$, то это утяжелённая ВХ.

При $K_N < 1,0$ ВХ облегчённая.

Самой тяжёлой ВХ является швартовая, когда скорость судна $V_S = 0$, а скольжение винта S м/об максимально. Абсолютная поступь винта h_P при этом равна нулю ($h_P = V_S / n$ м/об по определению).

Скольжение винта и абсолютная поступь взаимосвязаны равенством:

$$H = h_P + S, \quad (2)$$

где H – постоянный конструктивный расчётный шаг ВФШ.

Термин «винтовая характеристика ГД $Ne = C \cdot n^3$ » необходимо пояснить, т. к. он условный. Это не характеристика собственно двигателя. «ВХ ГД» вообще не зависит от типа ГД и его особенностей. Винтовая характеристика ГД диктуется исключительно «законом винта» $Nв = C \cdot n^3$, где $Nв$ – мощность, потребляемая ВФШ на морском транспортном водоизмещающем судне при соблюдении определённых условий, обеспечивающих постоянство коэффициента пропорциональности

$$C = Nв/n^3. \quad (3)$$

Чтобы коэффициент (3) сохранялся постоянным при изменении частоты вращения ВФШ, необходимо, чтобы не изменялись:

- а) осадка судна,
- б) состояние корпуса и винта,
- в) внешние условия плавания,
- г) глубина моря была бы не менее 8...10 осадок судна.

Опыты ходовых испытаний рассматриваемых судов доказывают две важнейшие закономерности, если соблюдаются условия по пп а), б), в) и г):

1. Скорость судна устанавливается пропорционально частоте вращения ВФШ в соответствии с равенством:

$$V_S = h_P \cdot n, \text{ где } h_P = (V_S/n) = const. \quad (4)$$

Постоянство абсолютной поступи винта $h_P = V_S/n$ (м/об) означает и постоянство его скольжения S (м/об), а также постоянство относительной поступи $\lambda_P = h_P/D$, т. к. D – диаметр ВФШ. Из теории ВФШ морских судов известно, что пропульсивный КПД судна $\eta_{ПР}$ взаимосвязан с относительной поступью λ_P «кривой действия ВФШ» так, что конкретному значению λ_P соответствует конкретное значение $\eta_{ПР}$. Это значит, что если $\lambda_P = const$, то и пропульсивный КПД судна также постоянен. Таким обра-

зом, при соблюдении условий по пунктам а), б), в) и г) гидродинамические характеристики пропульсивного комплекса (ГДХ ПК) рассматриваемых судов остаются неизменными на всех установившихся скоростных режимах.

Опыты испытаний моделей данного типа судов в специальных бассейнах показывают, что буксировочное сопротивление движению со скоростью V_s устанавливается в соответствии с квадратичной зависимостью:

$$R_b = C \cdot V_s^2, \quad \text{где } C = R_b/V_s^2 = const. \quad (5)$$

Последующие ходовые испытания показывают, что общее сопротивление движения судна со скоростью $V_s = const$ также устанавливается в соответствии с равенством:

$$\Sigma R = C \cdot V_s^2, \quad \text{где } C = \Sigma R/V_s^2 = const. \quad (6)$$

На этом основании принимается закономерное изменение общего сопротивления движения судна $R_{общ}$ аналогичной закономерности изменения буксировочного сопротивления R_b .

Но отношение буксировочной мощности $N_b = R_b \cdot V_s$, $N_b = C_1 \cdot V_s^3$, $N_b = C_2 \cdot n^3$ к мощности, потребляемой ВФШ, называется пропульсивным КПД судна. Следовательно,

$$\eta_{ПП} = N_b/N_B \quad \text{и} \quad N_B = N_b/\eta_{ПП}. \quad (7)$$

Так как при $h_P = const$, $\lambda_P = const$ пропульсивный КПД также постоянен, то можно записать $N_B = N_b/const$.

Из этого следует, что

$$N_B = C \cdot n^3/const \quad \text{или} \quad N_B = C \cdot n^3. \quad (8)$$

В последнем равенстве $C = N_B/n^3 = const$.

Равенство (8) отражает закономерность изменения потребляемой ВФШ мощности (N_B) в зависимости от изменения его частоты вращения для морских транспортных судов при условии сохранения постоянства ГДХ ПК судна, т. е. при постоянстве условий по пунктам а), б), в) и г).

Равенство $N_B = C \cdot n^3$, где $C = N_B/n^3 = const$ называется в материалах фирмы MAN-B&W «законом винта».

Эффективная мощность ГД (N_B) взаимосвязана с мощностью, потребляемой ВФШ, равенством:

$$N_B = N_e \cdot \eta_{MB} \quad \text{и} \quad N_e = N_B/\eta_{MB}. \quad (9)$$

Но механический к.п.д. валопровода η_{MB} практически не изменяется при изменении частоты вращения ВФШ при прямой передаче от ГД на винт.

Из этого следует, что:

$$N_e = N_B/const \quad \text{и} \quad N_e = C \cdot n^3, \quad (10)$$

где $C = Ne/n^3 = const$ при постоянстве ГДХ ПК судна называется коэффициентом ВХ ГД. Равенство (10) условно называют «винтовой характеристикой ГД», хотя это равенство не зависит от типа ГД, диктуется исключительно «законом винта (8)» и постоянством механического к.п.д. валопровода.

Оценка показателей фактической дозировки g_ϕ г/(элс·ч).

Равенство (10) принимается за основу при построении расчётной стеновой ВХ (линия 1) на «диаграмме нагрузок ГД» (рисунок 1).

Нагрузка, искусственно изменяемая во время стендовых испытаний по закономерности $Ne = C_0 \cdot n^3$, принимается, как проверенная на стенде, за основу при относительной сравнительной оценке фактической нагрузки ГД в эксплуатации для оперативных целей. Более полная оценка нагрузки ГД должна производиться с учётом других ПРП ГД.

Во время стендовых испытаний при изменении нагрузки по закономерности $Ne = C_0 \cdot n^3$ на каждом установившемся скоростном режиме регистрируются все ПРП ГД. По этим данным строятся графические зависимости, отражающие изменение каждого параметра при изменении нагрузки. Эти характеристики называют стендовыми для данного двигателя. Сравнительная оценка изменений каждого параметра при фактической нагрузке в эксплуатации по отношению к стендовым характеристикам дополняют оперативную оценку характера нагрузки ГД, полученную как сочетание Ne, n на диаграмме нагрузок.

Основная формула для расчёта мощности двигателя – $Ne = k_2' \cdot Pe \cdot n$, где k_2' – постоянная двигателя.

При прямой передаче мощности на ВФШ и изменении нагрузки по конкретной ВХ эта же мощность определяется равенством $Ne = C \cdot n^3$, где C – постоянная. Из соотношений

$$Ne = k_2' \cdot Pe \cdot n = C \cdot n^3,$$

$$Ne_{MR} = k_2' \cdot Pe_{MR} \cdot n_{MR} = C_0 \cdot n_{MR}^3,$$

следует:

$$(Pe/Pe_{MR}) = (C/C_0) \cdot (n/n_{MR})^2 = k_N \cdot \beta^{-1}, \text{ где } \beta = (n_{MR}/n)^2 \quad (11)$$

и
$$(Pe_{MR}/Pe) = (C_0/C) \cdot (n_{MR}/n)^2 = k_N^{-1} \cdot \beta. \quad (12)$$

Выражения (11, 12) используются при расчётах норм расхода масла и из равенства (11) следует, что если нагрузка ГД изменяется по конкретной ВХ $Ne = C \cdot n^3$, то среднее эффективное давление Pe будет изменяться по квадратичной зависимости

$$Pe = C_1 \cdot n^2, \text{ где } C_1 = Pe/n^2 = const. \quad (13)$$

Крутящий момент $M_{кр}$ будет изменяться также по квадратичной зависимости:

$$M_{кр} = C_2 \cdot n^2, \text{ где } C_2 = M_{кр}/n^2 = const. \quad (14)$$

Линии 10 на диаграмме нагрузок двигателей проведены исходя из условия, что равенство $Ne = k_2' \cdot Pe \cdot n$ при $Pe = const$ принимает вид $Ne = C \cdot n$, где $C = Pe \cdot k_2' = const$.

Закономерности изменения других показателей рабочего процесса, как отмечалось выше, при изменении нагрузки по стендовой ВХ $Ne = C_0 \cdot n^3$, можно получить только экспериментальным путём во время стендовых испытаний.

Как изменяются вышеуказанные закономерности при облегчении ВХ ($K_N < 1,0$) или при утяжелении ВХ ($K_N > 1,0$), также определяют опытным путём. Тем не менее, в курсе «Судовые ДВС» общие тенденции к изменению ПРП ГД изучаются специально при изменении нагрузки по различным винтовым характеристикам. Но закономерности изменения ПРП ГД, кроме энергетических, нельзя относить к категории винтовых. Это уже характеристики собственно ГД, а не ВФШ.

При изучении инструкции различных заводов-изготовителей дизелей, касающихся дозировки цилиндрического масла, можно отметить, что используются различные концептуальные идеи регулирования производительности лубрикаторов по мере изменения характера нагрузки ГД. Фирма MAN-B&W рассматривает следующие три идеи:

1. Регулирование производительности лубрикаторов пропорционально изменению частоты вращения коленчатого вала ГД. Это регулирование обозначается как *RPM-regulation*.

2. Регулирование пропорционально изменению среднего эффективного давления Pe – *MEP-regulation*.

3. Регулирование пропорционально изменению эффективной мощности двигателя – *Power-regulation*.

Часто последний способ регулирования обозначается как *Load-regulation*. На это необходимо обратить внимание в связи с тем, что авторы таких инструкций не различают понятия «мощность» и «нагрузка» ГД, что методически неверно и создаёт ряд затруднений при оценке фактической дозировки цилиндрического масла.

Применяются в инструкциях и различные комбинации вышеуказанных концептуальных идей регулирования с преимущественной ориентацией на принцип *MEP-regulation*. Сравнительная оценка преимуществ и недостатков указанных принципов регулирования проанализирована в работе [1].

Специалисты одной из крупнейших судоходных компаний MOL (Япония) разработали свой собственный комбинированный принцип регулирования, который можно обозначить как принцип *MOL-regulation*.

Заметим, что указанные принципы регулирования не в полной мере учитывают характер нагрузки ГД. Как известно, при *RPM-regulation*, который фирма MAN-B&W считает основным, стандартным при использова-

нии механических лубрикаторов с прямой передачей движения от двигателя, должно соблюдаться условие:

$$Q_{\phi} \geq Q^{RPM} = Q_{MR} \cdot (n/n_{MR}) \text{ кг/24 ч (и т. д.)} \quad (15)$$

- где Q_{ϕ} – фактически замеренный расход масла (кг/24 ч);
 Q^{RPM} – расчётная количественная норма на данном режиме частичной нагрузки;
 Q_{MR} – норма для режима полной нагрузки Ne_{MR}, n_{MR} . Рассчитывается по формуле:

$$Q_{MR} = g_{MR} \cdot Ne_{MR} \cdot 10^{-3} \cdot 24 \text{ кг/24ч,}$$

где g_{MR} – назначенная норма для удельного расхода на режиме полной нагрузки.

Норма g_{MR} (г/(элс·ч)) считается основной, исходной, назначаемой с учётом всех рекомендаций из инструкций.

Из условия (15) следует условие для оценки фактического удельного расхода g_{ϕ} г/(элс·ч):

$$g_{\phi} \geq g^{RPM} = (Q_{MR} \cdot n / Ne \cdot n_{MR}) = g_{MR} \cdot (Pe_{MR} / Pe) = g_{MR} \cdot (C_0 / C) \cdot (n_{MR} / n)^2 = g_{MR} \cdot k_N^{-1} \cdot \beta \quad (16)$$

В различных инструкциях встречаются различные варианты формул для определения нормы расхода масла g^{RPM} для фактического удельного расхода g_{ϕ} , как это отражено в условии (16).

Расчётные нормы Q_{MR} (кг/24ч, г/ч) и g_{MR} (г/(элс·ч), г/(кВт·ч)) для оценки показателей фактической дозировки Q_{ϕ} и g_{ϕ} на различных режимах нагрузки ГД количественно будут различны. Это создаёт определённые трудности при обобщении и оценке результатов использования цилиндрического масла даже для двигателя одного типа, т. к. они могут эксплуатироваться на различных режимах и на различных судах.

Поэтому вместе с условиями (15, 16) фирмы настойчиво рекомендуют использовать другую методику оценки показателей фактической дозировки Q_{ϕ} и g_{ϕ} , отдавая ей предпочтение.

Суть методики в том, что прежде чем оценивать показатели Q_{ϕ} в кг/24ч, г/ч и g_{ϕ} в г/(элс·ч), г/(кВт·ч), необходимо их перерасчитать и определить какие бы они были бы, если бы нагрузка изменилась от данной частичной до полной. В результате такого перерасчёта должны быть определены расчётные показатели фактической дозировки:

– «фактический расход, приведённый к условиям полной нагрузки» – $Q_{\text{ПР}}^{RPM}$ (кг/24ч, г/ч);

– «фактический удельный расход, приведённый к условиям полной нагрузки» – $g_{\text{ПР}}^{RPM}$ (г/(элс·ч), г/(кВт·ч)).

Далее показатели $Q_{\text{ПР}}^{RPM}$ и $g_{\text{ПР}}^{RPM}$ необходимо сравнить с нормами и Q_{MR} и g_{MR} , назначенными для режима полной нагрузки с учётом всех указаний в инструкции.

Должны соблюдаться условия:

$$Q_{\text{ПР}}^{RPM} \geq Q_{MR} \text{ (кг/24ч, г/ч);}$$

$$g_{\text{ПР}}^{RPM} \geq g_{MR} \text{ (г/(элс·ч), г/(кВт·ч)).}$$

Для определения показателя $Q_{\text{ПР}}^{RPM}$ должна быть использована формула:

$$Q_{\text{ПР}}^{RPM} = Q_{\phi} \cdot (n_{MR}/n) \text{ (кг/24ч, г/ч).} \quad (17)$$

Для определения показателя $g_{\text{ПР}}^{RPM}$ (г/(элс·ч), г/(кВт·ч)) используется формула:

$$g_{\text{ПР}}^{RPM} = (Q_{\phi} \cdot n_{MR} / Ne_{MR} \cdot n) = g_{\phi} \cdot (Pe/Pe_{MR}) = g_{\phi} \cdot k_N \cdot \beta^{-1}. \quad (18)$$

Анализируя условия (16), заметим, что при снижении частоты вращения норма $g_{\text{ПР}}^{RPM}$ стремительно возрастает обратно пропорционально квадрату частоты вращения. При этом отмечается передозировка масла при сниженных частотах. Передозировка ещё больше возрастает, если коэффициент k_N снижается и винтовая характеристика облегчается. Однако, при тяжёлом характере нагрузки, когда коэффициент k_N возрастает, передозировка при снижении становится менее значительной, а при частотах вращения, приближающихся к n_{MR} , может иметь место недостаточная подача масла, что становится опасным. Это не соответствует тенденции к увеличению потребности двигателя при утяжелении характера его нагрузки и повышении частоты вращения. В связи с этим в некоторых инструкциях указывается предупреждение о необходимости увеличивать подачу масла при утяжелении характера нагрузки в связи с повышением коэффициента k_N , особенно при переходе к более высокой частоте вращения при ходовых режимах нагрузки ГД.

Эти недостатки принципа *RPM-regulation* необходимо учитывать при эксплуатации. При облегчении характера нагрузки ГД, когда коэффициент k_N снижается, и особенно при снижении частоты вращения, в таких условиях подача масла может быть снижена при условии соблюдения мер предосторожности. Наоборот, при повышении k_N , и особенно при повышении частоты вращения, подача масла должна быть соответственно повышена.

Проанализировав результаты использования цилиндрического масла на судах фирмы MOL и чтобы частично уменьшить недостатки принципа *RPM-regulation*, специалисты фирмы разработали свою методику расчёта норм расхода цилиндрического масла для режимов частичных нагрузок, которую, как отмечалось выше, можно обозначить как принцип «*MOL-regulation*». Суть этого принципа заключается в том, что норму расхода масла для режимов частичных нагрузок необходимо определять как сумму двух составляющих:

- 70 % от нормы должно рассчитываться по принципу *RPM-regulation*;
- 30 % от нормы – по принципу регулирования подачи масла пропорционально изменению мощности – *Power-regulation*.

При оценке показателей фактической дозировки Q_Φ (кг/24ч, г/ч) и g_Φ (г/элс·ч, г/кВт·ч), необходимо обеспечить условия:

$$Q_\Phi \geq Q^{MOL} = Q_{MR} \cdot [0,7(n/n_{MR}) + 0,3(Ne/Ne_{MR})], \quad (19)$$

$$g_\Phi \geq g^{MOL} = g_{MR} \cdot [0,7k_N^{-1} + 0,3], \quad (20)$$

$$g_{MR} \leq g_{IP}^{MOL} = g_\Phi \cdot [0,7k_N^{-1} + 0,3]^{-1}. \quad (21)$$

Анализ показывает, что условиями 19, 20, 21 не в полной мере нивелируются недостатки условий по пунктам 15–18.

Чтобы учесть в более полной мере характер нагрузки ГД по коэффициенту k_N , авторы в работах [2, 3, 4] предложили внести изменения в эти условия, а именно:

– при *RPM-regulation* оценку показателей фактической дозировки Q_Φ и g_Φ производить по условиям:

$$Q_\Phi \geq Q^{RPM1} = Q^{RPM} \cdot k_N = Q_{MR} \cdot K_N \cdot (n/n_{MR}) \text{ кг/24ч, г/ч}; \quad (22)$$

$$g_\Phi \geq g_{IP}^{RPM1} = g^{RPM} \cdot k_N = (Q_\Phi \cdot n/Ne_{MR} \cdot n_{MR}) \cdot k_N = g_{MR} \cdot k_N \cdot k_N^{-1} \cdot \beta = g_{MR} \cdot \beta; \quad (23)$$

$$Q_{MR} \leq Q_{IP}^{RPM1} = Q_{IP}^{RPM} \cdot k_N^{-1} = Q_\Phi \cdot K_N^{-1} \cdot (n_{MR}/n); \quad (24)$$

$$g_{MR} \leq g_{IP}^{RPM1} = g_{IP}^{RPM} \cdot k_N^{-1} = g_\Phi \cdot k_N^{-1} (Pe/Pe_{MR}) = g_\Phi \cdot \beta. \quad (25)$$

– при *MOL-regulation*:

$$Q_\Phi \geq Q^{MOL1} = Q^{MOL} \cdot k_N = Q_{MR} \cdot K_N \cdot [0,7(n/n_{MR}) + 0,3(Ne/Ne_{MR})]; \quad (26)$$

$$g_\Phi \geq g_{IP}^{MOL1} = g^{MOL} \cdot k_N = g_{MR} \cdot [0,7k_N^{-1} + 0,3] \cdot k_N = g_{MR} [0,7 + 0,3k_N]; \quad (27)$$

$$Q_{MR} \leq Q_{IP}^{MOL1} = Q_{IP}^{RPM} \cdot k_N^{-1} = Q_\Phi \cdot K_N^{-1} \cdot [0,7n/n_{MR} + 0,3Ne/Ne_{MR}]^{-1}; \quad (28)$$

$$g_{MR} \leq g_{IP}^{MOL1} = g_{IP}^{RPM} \cdot k_N^{-1} = g_\Phi \cdot K_N^{-1} \cdot [0,7n/n_{MR} + 0,3Ne/Ne_{MR}]^{-1}. \quad (29)$$

Для определения коэффициента k_N по формуле (1) эффективную мощность можно оценить, используя нижеприведённые методы.

1. По результатам индицирования определить среднее индикаторное давление Pi двигателя, как среднее арифметическое по всем цилиндрам.

Из протокола стендовых испытаний определить потерю части Pi на преодоление всех видов механического трения внутри двигателя по формуле:

$$k_1 = Pi_{MR} - Pe_{MR} \text{ (бар)}.$$

Далее определить Pe_Φ по формуле:

$$Pe_\Phi = Pi_\Phi - k_1.$$

Определить эффективную мощность по формуле:

$$Ne = k_2' \cdot Pe \cdot n,$$

где k_2' – постоянная двигателя.

$$k_2' = k_2 \cdot z,$$

где z – число цилиндров;

k_2 – постоянная цилиндра.

2. По индексам топливных насосов высокого давления (ТНВД) и номограмме из инструкции.

3. По показателям работы газотурбонагнетателей (ГТН) и номограмме из инструкции.

4. По крутящему моменту на валопроводе и частоте вращения.

5. По расходу топлива и формуле:

$$Ne = (B_{\phi} \cdot Q_p^H) / (g_e \cdot Q_p^H cm),$$

где Q_p^H – низшая теплота сгорания топлива по факту бункеровки;

g_e – удельный расход топлива (взять из протокола ходовых испытаний после постройки судна на режиме $Ne = 0,85 \cdot Ne_{MR}$). Этот удельный расход должен быть «приведён» к стандартному топливу $Q_p^H cm = 10200$ ккал/кг (42707 кДж/кг).

Данный метод даёт несколько завышенное значение Ne , но эта ошибка соответствует правилу «считай себя ближе к опасности».

Фактический удельный расход, рассчитанный с использованием несколько завышенной мощности, будет, наоборот, заниженным. И это также послужит побудительной причиной несколько увеличить фактический расход масла, что также уменьшит вероятность дефицита в подаче цилиндрического масла.

Фирма MOL (Япония) отдаёт предпочтение методу оценки фактической мощности по расходу топлива, считает его стандартным, хорошо дополняющим другие методы

УДК 621.43.013:629.3

К.К. Телидис

АНАЛИЗ НАИБОЛЕЕ ПЕРСПЕКТИВНОГО МЕТОДА ОЧИСТКИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ В АТМОСФЕРУ ИЗ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ОТ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ

Дизели различных модификаций и размерностей нашли широкое применение в качестве главных и вспомогательных в составе силовых установок на речном и морском транспорте. Эксплуатация такого флота сопровождается сжиганием большого количества углеводородного топлива для выработки энергии главными и вспомогательными судовыми двигателями и значительными выбросами отработавших газов в атмосферу.

Ужесточение норм выбросов оксидов азота с продуктами сгорания судового топлива и введение новой редакции Приложения VI Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (MARPOL 73/78 – 2012 г.), требует немедленных мер для приведения токсичных выбросов с судов в соответствие с введенными нормами. Это может быть достигнуто в частности за счёт внедрения новых технических решений в судовые системы очистки. С 1 июля 2010 г. Международная морская организация (ИМО) ужесточила нормы выбросов оксидов азота на 20 % (уровень Tier II), а с 2016 г. запланировано ужесточение норм в зонах контроля эмиссии оксидов азота (NO_x Emission Control Area – NECA) на 80% (уровень Tier III) [4].

С 2015 года начался третий этап программы по введению конвенцией MARPOL ограничений содержания серы в бункерном топливе в зонах SECA (район Балтийского и Северного моря). Максимальное содержание серы ограничено в пределах 0,1 %, кроме того, границы зоны SECA значительно расширены [3]. Вне зон контроля содержание серы в любом жидком топливе, используемом на судах, не должно превышать следующих пределов:

- 3,50 % по массе 1 января 2012 года и после этой даты;
- 0,50 % по массе 1 января 2020 года и после этой даты.

Постановлением Правительством РФ от 24 марта 2011 г. № 203 Российская Федерация присоединилась к Международной Конвенции MARPOL 73/78 «О предотвращении загрязнения с судов». Приложение VI к Конвенции предусматривает ограничение выбросов в атмосферу оксидов азота (NO_x) главных и вспомогательных судовых двигателей на уровне ИМО Tier 2 с 01.07.2010 г [2].

Проблема расширяется в случае постановки судов на рейды и входа в порты иностранных государств, где могут существовать свои санитарные нормы, предельно-допустимые концентрации компонентов, входящих в состав отработавших газов дизелей, в воздухе, предъявляются отдельные требования к загрязнению воздуха в зоне акватории портов. Именно поэтому каждый из отдельных шагов, направленных на снижение вредных выбросов двигателей внутреннего сгорания в атмосферу имеет определенную значимость и актуальность [3].

Целью проведённого исследования, изложенного в данной статье, стал поиск и выбор наиболее перспективного и приемлемого метода очистки выпускных газов судовых дизельных двигателей от токсичных компонентов в соответствии с международными требованиями конвенции MARPOL 73/78 «О предотвращении загрязнения с судов».

В настоящее время существует три возможных пути решения проблемы по снижению концентрации вредных, токсичных компонентов в выпускных газах судовых дизелей и котлов:

1. Применение низкосернистых видов топлив. Переход на альтернативные виды топлива. К таким топливам, уже прошедшим эксперименталь-

ную и эксплуатационную проверку, можно отнести газ, спирт и кислородосодержащие синтетические топлива, например, диметилэфир;

2. Усовершенствование рабочего процесса в топках котлов или камерах сгорания дизелей, за счёт совершенствования конструкции и регулировки эксплуатационных параметров СДВС.

3. Снижение вредных выбросов, заключающееся в обработке дымовых газов после котла или дизеля. Создание нового оборудования для обезвреживания выпускных газов.

В последние десятилетия идёт интенсивное использование в практике эксплуатации двигателей внутреннего сгорания, метода каталитической нейтрализации отработавших газов, заключающегося в обработке дымовых газов после котла или дизеля. Появляются новые каталитические материалы для изготовления матриц нейтрализаторов.

Вопросы повышения эффективности каталитической очистки газов связаны в основном со следующими направлениями:

– разработкой конструкции нейтрализаторов и компоновкой в них каталитических блоков очистки;

– выбором типов и составов каталитических материалов для обеспечения эффективной очистки, отработавших газов;

– обеспечением условий в каждой из ступеней очистки, температуры и состава газов для эффективной очистки отработавших газов.

В дополнение к традиционным технологиям, таким как селективное каталитическое восстановление NO_x аммиаком (SCR-процесс), продолжают развиваться новые технологии очистки отработавших газов, обладающие лучшими эксплуатационными свойствами. Самым простым способом удаления окислов серы из отработавших газов является метод скруббирования с использованием морской воды. В настоящее время вследствие естественной доступности реагентов ведутся интенсивные поиски использования этого метода в судостроении. На первом этапе в процессе контакта распыленной воды и отработавших газов в скруббере двуокись серы растворяется в морской воде; на втором – ионы сульфатов удаляются вместе с морской водой, а часть остальных продуктов сгорания в виде взвешенных частиц фильтруется и направляется в ёмкости для отходов с последующей очисткой и повторным использованием.

По прогнозам Marine and Energy Consulting, судовладельцы в массе своей предпочтут скрубберы в качестве наиболее дешевого и эффективного средства очистки газовых эмиссий с судов. Для судов возрастом более 15 лет они – просто идеальное средство решения проблемы. Стоимость скруббера зависит от размера судна, они устанавливаются на главных двигателях и выводят серу из судового топлива, позволяя судам работать в районах ЕСА. В качестве альтернативы установке скрубберов на судах выступает перевод судов на СПГ, что в текущий период влечёт за собой

ряд неудобств, не говоря уже о расходах. Они на 20–40 % выше по сравнению с установкой скрубберов.

К 2025 г. в год при помощи скрубберов будут очищаться 28 млн. т судового топлива, а суммарные затраты судовладельцев на оборудование судов скрубберами составят 15 млрд. ам. дол. На судах к 2025 г. будет установлена 6000 скрубберов [4].

Предприятия ОАО «Объединённая судостроительная корпорация» ведут разработку судов, оснащенных системами очистки топлива (скрубберами) и использующих альтернативные виды топлива. Об этом в ходе 5-го Международного форума «Экология», проходившего в Санкт-Петербурге, сообщил Борис Ионов, начальник отдела промышленной безопасности и охраны труда департамента инновационного развития и менеджмента качества ОАО «Объединённая судостроительная корпорация» (ОСК).

По его словам, в частности, КБ «Вымпел» был разработан ледокол проекта 21905, на котором предусмотрено использование скруббера, траулер проекта 00730 с двухтопливной системой и катализатором очистки окислов азота (NO_x), а также танкеры с системами замера и регистрации уровня выбросов.

Совместно с Российским морским регистром судоходства ОСК ведётся работа по уточнению правил использования СПГ на судах, не являющихся газовозами. В Северном конструкторском бюро разработан концептуальный проект газовоза усиленного ледового класса на СПГ, оснащённого современными системами балластных вод и высокопрочным корпусом.

КБ «Рубин» разрабатывает экологически чистую морскую технику для работы на морских месторождениях.

Указанные разработки ведутся за счёт средств федеральной целевой программы развития гражданской и морской техники и собственных средств [5].

По данным исследований ведущих двигателестроительных фирм и других литературных источников разработка и создание нового оборудования является наиболее перспективным и актуальным направлением для обезвреживания выпускных газов судовых дизелей и выполнения требований ИМО по снижению вредных выбросов в атмосферу.

Список литературы

1. Новиков, Л. А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей // Двигателестроение. – 2001. – № 2–3. – С. 21–27, 32–34.

2. Телидис, К. К. Перспективный метод очистки вредных выбросов в атмосферу из судовых дизелей с помощью гидрогазоочистителя // Материалы IV межвузовской научно-практической конференции аспирантов, студентов и курсантов «Современные тенденции и перспективы развития

водного транспорта России» 15–16 мая 2013 г. – СПб. : ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова, 2013. – С. 223–228.

3. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ). Книга III, пересмотренное издание / International Convention for Prevention of Pollution from Ships (MARPOL). Book III, revised edition – СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2012. – 336 с.

4. Platts, April 4, 2014.

5. Российское судоходство, 27 февраля 2014 г.

УДК 621.431.74-2-192.004.2

В.Н Кучеров

РАБОТА ДИЗЕЛЯ ПО ШВАРТОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Испытания двигателя на швартовах производится после сборки для опробования и введения в действие силовой установки строящихся и ремонтируемых судов.

Швартовые испытания необходимы для проверки качества монтажа двигателя, валопровода, работоспособности всех механизмов систем и устройств, обслуживающих главный двигатель, судовую энергетическую установку (СЭУ) и судна в целом перед выходом в море на ходовые испытания. Следовательно, до начала швартовых испытаний все входящие в СЭУ механизмы проходят предварительную проверку на качество монтажа и регулирования, а также на работу по прямому назначению.

Из установившихся судовых режимов работа на швартовах является наиболее «тяжёлой» винтовой характеристикой. При нулевой скорости

судна, также относительной поступи $\lambda_p = \frac{v_p}{Dn}$ равной 0 и скольжении

$S = 100\%$, коэффициенты упора K_1 и момента K_2 имеют наибольшее значение из всех при работе гребного винта на переднем ходу, т. е. гребной винт развивает наибольший упор и потребляет наибольший момент; к.п.д. гребного винта равен нулю. Значения коэффициентов упора k_1 и момента k_2 зависят от основных элементов гребных винтов: шагового H/D и дискового отношения A/A_d .

Увеличение нагрузки двигателей при работе на швартовах $N_{ш}$ по сравнению с нагрузкой по номинальной винтовой характеристике N_n определяется коэффициентом $A_{п.ш}$

$$N_{ш} = A_{п.ш} N_n, \quad n = const.$$

Коэффициент увеличения нагрузки $A_{п.ш}$ при работе на швартовах зависит от основных элементов гребного винта, принятого режима его работы и может колебаться в широких пределах: от 1,49 до 3,95 [1].

Наибольшую частоту вращения, которую может развивать дизель на швартовах часто назначают в точке пересечения швартовой характеристики $N_{ш}$ с характеристикой дизеля, отвечающей условию $N_e = f(n)$ при $M_k = const$. На этом принципе построены предлагаемые режимы швартовой винтовой характеристики эффективного крутящего момента $M_e(n)$ при передаче мощности дизеля на ВФШ [2].

Ограничение по крутящему моменту как показателю механической напряженности валовой группы дизеля и упорного подшипника справедливы для дизелей с низкими степенями наддува или для безнаддувных двигателей.

Для дизелей с высокими степенями наддува с утяжелением винтовой характеристики раньше механической наступает запредельная теплота напряженности ЦПГ, которая связана с условиями воздухообмена и качеством смесеобразования.

Параметрами для ограничения выбираются коэффициент избытка воздуха α и плотность теплового потока q , которые не должны превышать предельных значений на любом режиме из условия: $\alpha_x \geq \alpha_{ном}$, $q_x \leq q_{ном}$. Для конкретного дизеля с его системами охлаждения требованию $q_x \leq q_{ном}$ соответствует условие: температура стенок на любом режиме $T_{ст.х} \leq T_{ст.н}$. Так, например, на современных МОД выход на ограничительную характеристику $M_k = const$ разрешается при утяжелении характеристики по частоте вращения только на 5 % [3].

Длительная работа на швартовах не должна превышать значений мощности, соответствующих ограничительным характеристикам по тепловой нагруженности ($\alpha = const$, $q = const$). Нельзя руководствоваться значениями наибольших температур выхлопных газов на полной мощности, как ограничительным параметром для режимов швартовых характеристик дизелей с газотурбинным наддувом.

В силу индивидуальности движительного и пропульсивного комплекса конкретного судна, степени и особенностей наддува установленного на нём главного двигателя назначаются пределы допускаемых энергетических параметров при работе на швартовах, которые характеризуются следующими значениями: частота вращения $n = (0,5 \div 0,6)n_{ном}$, среднее эффективное давление $P_e = (0,5 \div 0,6)P_{e,ном}$, среднее индикаторное давление $P_i = (0,55 \div 0,65)P_{i,ном}$, эффективная мощность $N_e = (0,25 \div 0,36)N_{e,ном}$. Так, для двигателя Зульцер RD76 по данным швартовых испытаний получены допустимые значения: частота вращения $0,55n_{ном}$, среднее эффективное давление $0,51P_{e,н}$, среднее индикаторное давление $0,56 P_{i,ном}$, эффективная мощность $0,28N_{e,ном}$ [4].

На кафедре «Судовые ДВС» ДВГМА выполнялись исследования тепловой и механической напряженности ЦПГ при работе по винтовой характери-

стике в грузовом и балластном состоянии судна, а также по швартовой характеристике [5]. Схема расстановки термопар на деталях ЦПГ показана на рис. 1. На цилиндрической крышке термопары устанавливались в сечениях на различных радиусах в плоскостях «нос – корма», «левый борт – правый борт» и в промежуточных сечениях.

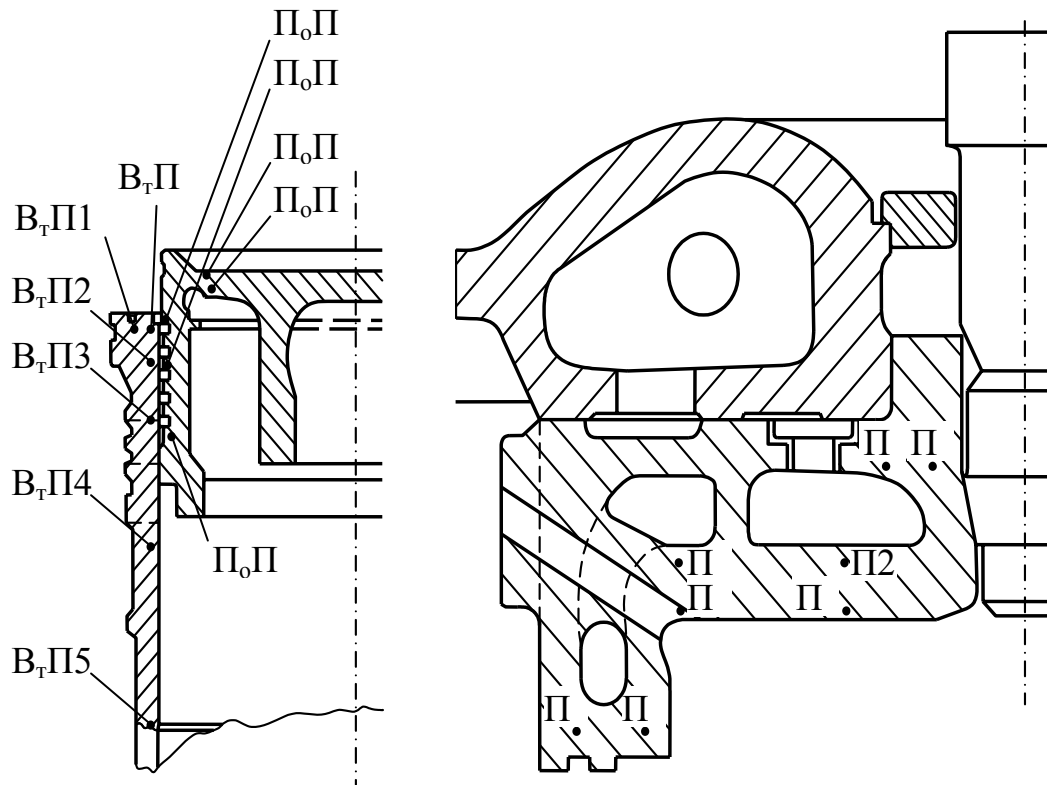


Рис. 1. Расстановка термопар на деталях ЦПГ дизеля K6Z57/80C

На цилиндрической втулке фиксировались температуры в пределах пакета поршневых колец при положении поршня в ВМТ. Как следует из результатов измерений в периферийной части крышки (пояс 1) температуры достигли на швартовой характеристике номинальных значений при 146 мин^{-1} ($0,79n_{\text{ном}}$). В поясе 2 в точках П2, ЛК2 $n_{\text{огр}}$ соответствует $0,75n_{\text{ном}}$, а точке Л2 – $0,72n_{\text{ном}}$ (рис. 2). На цилиндрической втулке в районе остановки первого поршневого кольца в ВМТ по левому борту $V_{\text{TЛ1}}$ и правому борту $V_{\text{TП1}}$ ограничительными частотами вращения являются $n_{\text{огр}} = 0,73n_{\text{ном}}$ и $n_{\text{огр}} = 0,78n_{\text{ном}}$ (рис. 3).

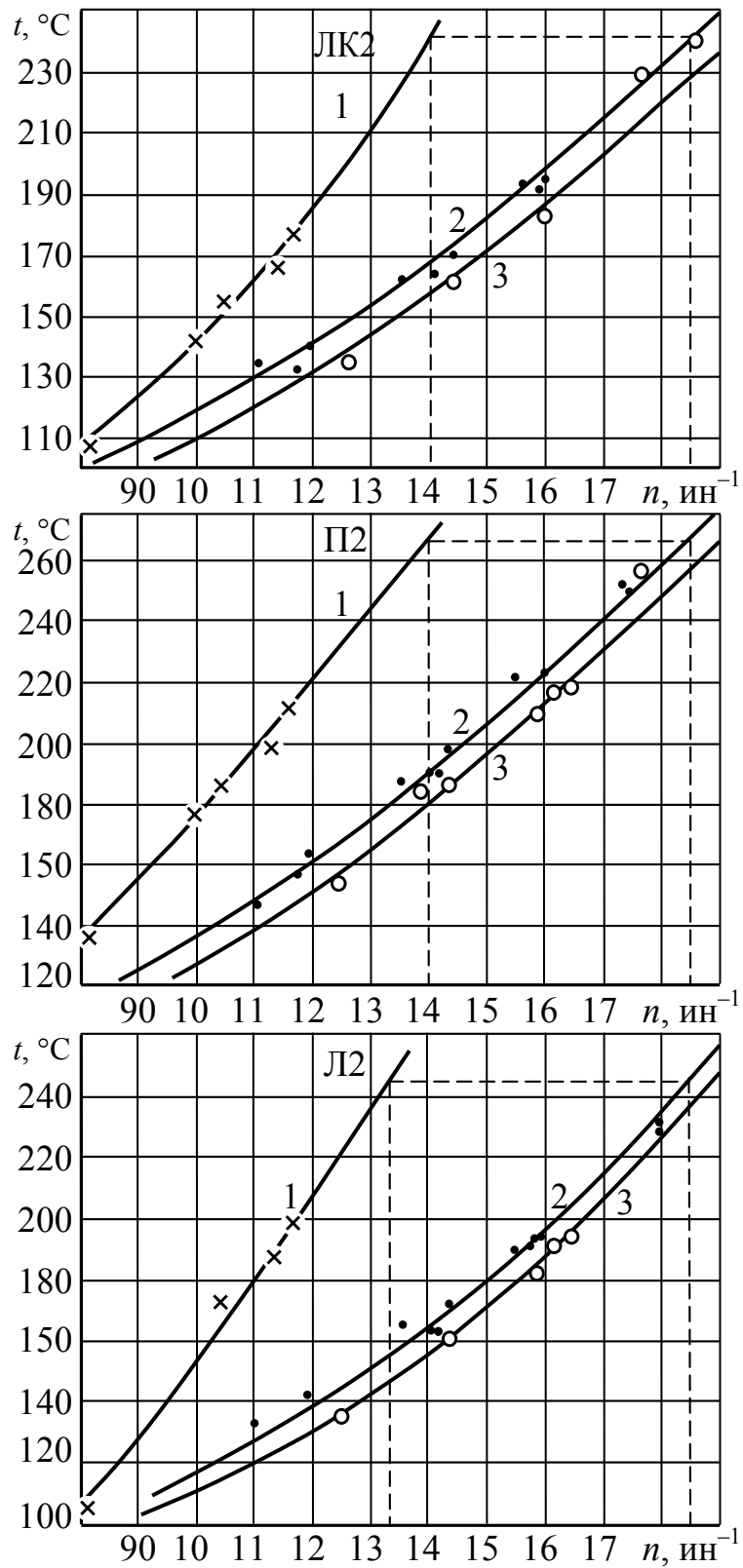


Рис. 2. Изменение температуры крышки цилиндра двигателя К6Z57/80С по швартовой (1), грузовой (2) и балластной (3) винтовой характеристике

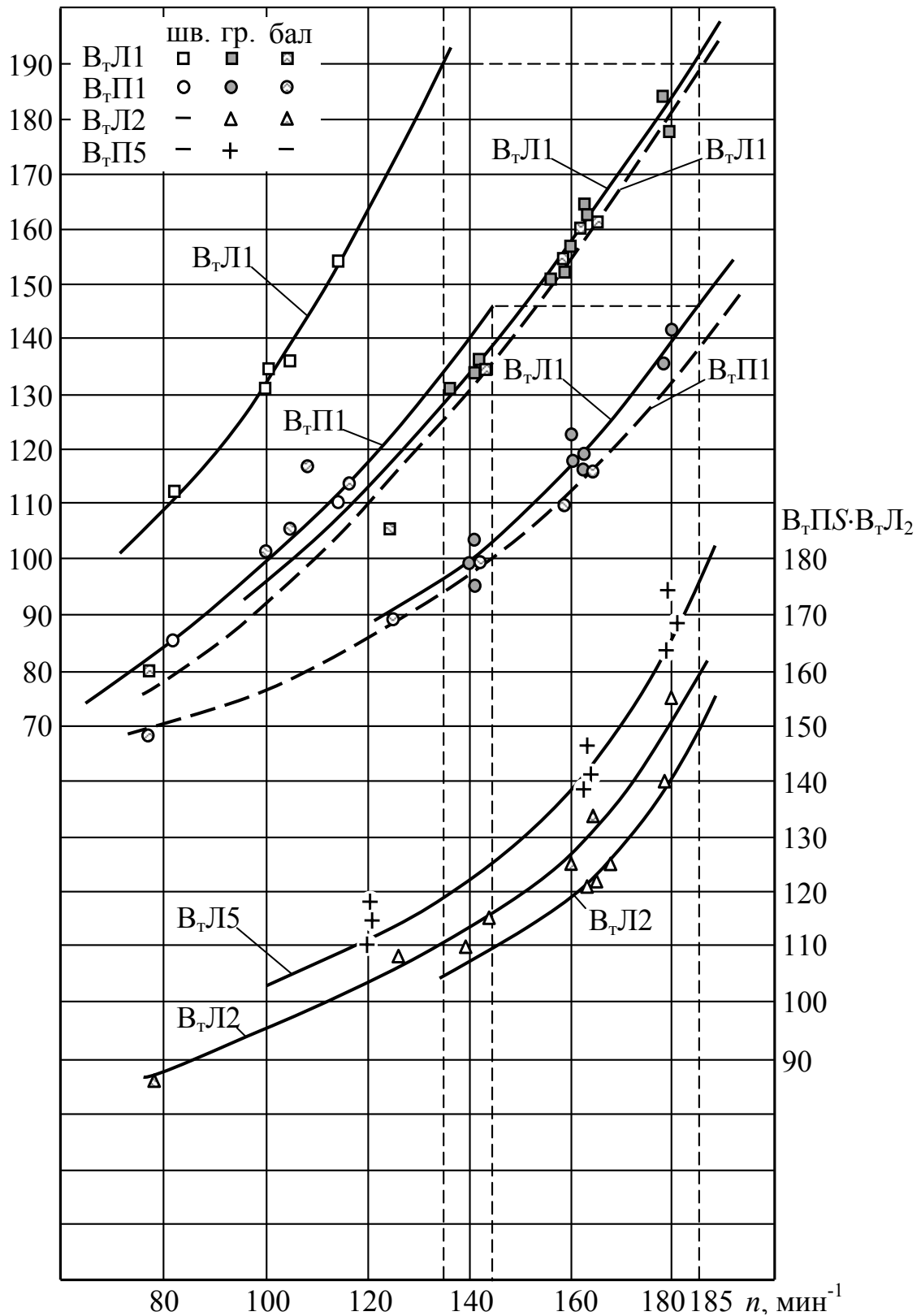


Рис. 3. Изменение температуры втулки при работе двигателя по винтовым характеристикам (швартовная, в грузу и балласте)

В большинстве отмеченных случаев при равномерном распределении показаний за ограничительную частоту вращения следует принять $n_{огр} = 0,72n_{ном}$. Достаточно высокое значение ограничительной частоты вращения по тепловой напряжённости объясняется повышением качества воздухообеспечения в результате модернизации системы наддува, выполненного на дизелях этого типа.

Список литературы

1. Брук, М.А. Режимы работы судовых дизелей / М.А. Брук. – Л. : Судпромгиз, 1963. – 483 с.
2. Камкин, С.В. Эксплуатация судовых дизелей / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.П. Шмелёв. – М. : Транспорт, 1990. – 343 с.
3. Гаврилов, В.С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок / В.С. Гаврилов, С.В. Камкин, В.П. Шмелёв. – М. : Транспорт, 1975. – 295 с.
4. LOAD DIAGRAM (Ne×n) дизелей MAN B&W 6S50MC Mark6.
5. Разработка метода эксплуатации контроля теплового состояния цилиндро-поршневой группы двигателей MAN K6Z57/80C для теплоходов типа «Пионер» и «Повенец» : отчет о НИР / Дальневост. высш. инж. мор. уч-ще ; рук. Г.С. Щукин. – ХДТ-11/75; № ГР 75052504 ; инв. № Б702532 31.10.78. – Владивосток, 1977. – 61 с.

УДК 621.43.013:629.3

Н. К. Пак

ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЁТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ГОРЮЧЕ-СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ СЕПАРИРОВАНИЕМ

Моделирование процессов разделения гетерогенных систем в центробежном поле при решении многомерных задач рассмотрено при учёте детерминированного воздействия на движение частиц по нескольким координатам x_i . Одним из примеров такой задачи является оценка эффективности очистки горюче-смазочных материалов (ГСМ) в центробежных сепараторах (ЦС).

Рассмотрим движение жидкости и частиц в межтарельчатом пространстве сепаратора в биконической системе координат [1], жёстко связанной с пакетом тарелок (рис. 1). Применение предложенной системы координат рационально вследствие её очевидной ортогональности.

Биконические переменные x и y представляют соответственно расстояние от вершины конуса и поверхности тарелки до рассматриваемой точки; φ – угловая координата; α – угол наклона образующей тарелки к оси вращения. Рассмотрим движение вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости между двумя жёстко связанными вращающимися с большой угловой скоростью эквидистантными соосными конусами. Напишем для потока несжимаемой жидкости, приняв её однородной из-за небольшого содержания

дисперсной фазы (ДФ), уравнения Навье-Стокса и неразрывности в принятой системе координат [2]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\vec{v}}{dt} &= \vec{F}_ц + F_k - \frac{1}{\rho_m} \text{grad} p + \nu_m \nabla^2 \vec{v}; \\ \text{div} \vec{v} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где \vec{v} – вектор относительной скорости движения жидкости;
 ∇ – оператор Лапласа;
 ρ_m – плотность масла;
 ν_m – кинематическая вязкость масла.

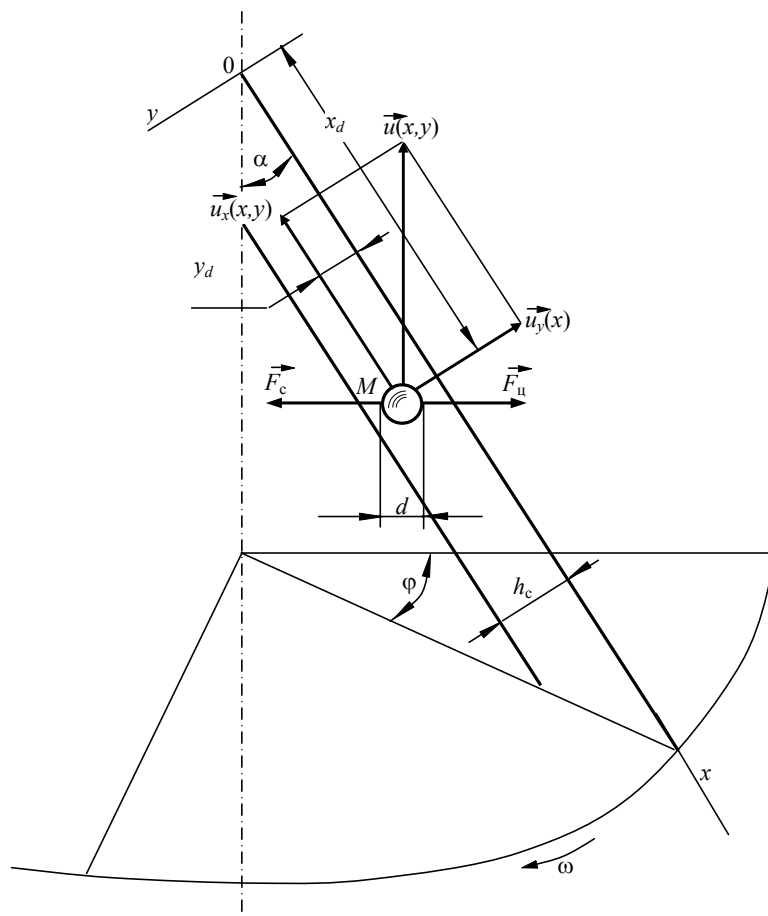


Рис. 1. Межтарельчатое пространство сепаратора в биконической системе координат

Рассмотрим на основе уравнений (1) установившееся движение жидкости в межтарельчатом пространстве сепаратора в проекции на оси x и y . Массовые силы идентифицированы согласно рекомендациям [3]:

$$\vec{F}_ц = \rho_m [\vec{\omega}(\vec{\omega} \vec{r})]; \quad \vec{F}_к = 2\rho_m [\vec{\omega} \times \vec{v}].$$

Система уравнений [1] представляет собой математическую модель межтарельчатого потока жидкости в биконической системе координат. Краевые условия этой системы разнообразны и зависят от конструктивного оформления межтарельчатого пространства и способов подвода и отвода жидкости. Без упрощения представленную систему нельзя проинтегрировать. Решение краевых задач для наиболее полной системы уравнений динамики вязкой жидкости в поле центробежных сил возможно с применением асимптотических, итеративных и конечноразностных численных методов.

Конвективными членами в уравнениях системы, описывающий межтарельчатый поток в биконической системе координат можно пренебречь [1]. Кроме того, учитывая, что расстояние между соседними тарелками h_c по сравнению с длиной образующей тарелки x_0 мало, допустимо в силах вязкости и в слагаемых, соответствующих силам Кориолиса, пренебречь членами, имеющими порядок h_c/x_0 и выше. Отношение сил Кориолиса к силам вязкости во вращающемся потоке можно представить безразмерным критериальным параметром $\lambda = h_c \sqrt{\omega \sin \alpha / \nu_m}$, от которого зависит распределение меридиональной и окружной скоростей потока в межтарельчатом зазоре и в какой-то мере – эффективность сепарирования.

Общим для всех случаев движения вязкой жидкости является краевое условие прилипания её к поверхности тарелок. Можно также допустить, что динамическое давление не зависит от поперечной координаты.

Траектория движения осаждаемых частиц, которая формирует их отсев, определяется соотношением скоростей $u_x(x,y)$ и $u_y(x,y)$ [3]:

$$u_x(x,y) = \frac{\rho_{эф} x \omega^2 \sin^2 \alpha}{18k_c k_\psi \mu_m} - v_x(x,y); \quad (2)$$

$$u_y(x,y) = \frac{\rho_{эф} x \omega^2 d^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}{18k_c k_\psi \mu_m}, \quad (3)$$

где ω – скорость вращения тарелок сепаратора;

k_c, k_ψ – коэффициенты, учитывающие отклонение гидравлического сопротивления частицы от рассчитываемого по закону Стокса, вызванного стеснённостью движения и формой частиц;

$\rho_{эф}$ – эффективная плотность частиц;

μ_m – динамическая вязкость масла.

Кинетические уравнения (2), (3) наиболее полно описывают процесс осаждения ДФ в межтарельчатом пространстве сепаратора с учётом действия только детерминированных факторов.

Если не усреднять скорость потока $v_x(x,y)$ и $v_\phi(x,y)$ по y и в силах давления пренебречь составляющей, вызванной окружным опережением потока в сепараторе-осветлителе, то дифференциальное уравнение траектории частиц в координатах x, y на основании (2) и (3) запишется в виде:

$$\frac{dx}{dy} = \frac{18k_c k_\psi \mu_m v_x(x, y)}{\rho_{эф} x d^2 \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha} - tg \alpha. \quad (4)$$

Вычитаемое в уравнении (4) по сравнению с уменьшаемым мало, поэтому $tg \alpha$ можно не учитывать. Интегрирование (4) с выражением $v_x(x, y)$ позволяет вывести уравнение траектории оседающих частиц в меридиональной плоскости сепаратора-осветлителя, учитывая подачу масла через сепаратор Q_c :

$$x^3 = x_{max}^3 - \frac{27Q_c k_c k_\psi \mu_m \left[\Phi\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - \Phi\left(\frac{y}{h_c}, \lambda\right) \right]}{2\pi \rho_{эф} \omega^2 d^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}. \quad (5)$$

Координата y_0/h_c в сепараторах-кларификаторах характеризует положение частицы на входе в межтарельчатое пространство при $x = x_{max}$. Вспомогательная функция для расчёта обобщенной координаты разделения в ЦС $\Phi_a(y/h_c, \lambda)$, получена в результате интегрирования $v_x(x, y)$ по y в интервале от y до 0. При $\lambda \geq 5$ используется асимптотическая функция для расчёта обобщенной координаты разделения в ЦС $\Phi_a(y/h_c, \lambda)$, которая есть результат интегрирования по y [2].

Ввод жидкости на разделение в сепараторе-пурификаторе осуществляется на расстоянии x_0 . Эта координата определяет расположение питающих отверстий в тарелках аппарата. Для расчёта траектории частиц в межтарельчатом зазоре пурификатора в формуле (5) x_{max} заменено x_0 .

Для предельно осаждающихся частиц осветляющего сепаратора получены уравнения траектории частиц в меридиональной плоскости:

$$\left(\frac{x}{x_{max}}\right)^3 = 1 - \left[1 - \left(\frac{x_{min}}{x_{max}}\right)^3\right] \left[1 - \frac{\Phi\left(\frac{y}{h_c}, \lambda\right)}{\Phi\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right)}\right]; \quad (6)$$

$$\left(\frac{x}{x_{max}}\right)^3 = 1 - \left[1 - \left(\frac{x_{min}}{x_{max}}\right)^3\right] \frac{\Phi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - \Phi_a\left(\frac{y}{h_c}, \lambda\right)}{\Phi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) + 1}. \quad (7)$$

В сепараторах, имеющих тарелки с направляющими ребрами, выражения для $v_x(x, y)$ более сложны. Интегрирование их по y даёт вспомогательную функцию для расчёта обобщенной координаты разделения в ЦС, оснащенной тарелками с направляющими ребрами $\Phi_p(y/h_c, \lambda)$. Расчёт траектории при использовании $\Phi_p(y/h_c, \lambda)$ ведётся по формулам (5) и (6). При

$\lambda \geq 5$ траектория предельно осаждающихся частиц находится с помощью $\Phi_p(y/h_c, \lambda)$ и асимптотической функции для расчёта обобщенной координаты разделения в ЦС, оснащённого тарелками с направляющими рёбрами $\Psi_a(y/h_c, \lambda)$ [2]:

$$\left(\frac{x}{x_{max}}\right)^3 = 1 - \left[1 - \left(\frac{x_{min}}{x_{max}}\right)^3\right] \frac{\Phi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - \Phi_a\left(\frac{y}{h_c}, \lambda\right) + (\lambda - 1) \left[\Psi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - \Psi_a\left(\frac{y}{h_c}, \lambda\right) - 2\lambda \frac{y - y_0}{h_c} \right]}{\Phi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) + 1 + (\lambda - 1) \left[\Psi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - 1 + 2\lambda \frac{y_0}{h_c} \right]}, \quad (8)$$

где $\Psi_a(y/h_c, \lambda)$ учитывает особенности гидродинамики межтарельчатого пространства с направляющими ребрами.

Сопоставление результатов расчётов y_0/h_c через u_x и сложные зависимости для $u_x(x, y)$ показывает важность учёта профиля меридиональной скорости при оценке эффективности сепарирования, особенно при использовании тарелок без направляющих рёбер. Если для условий $u_x(x, y)$ y_0/h_c приравнять к φ_{dc} , то наибольшее различие в расчётных значениях коэффициентов отсева будет характерно для частиц $d/d_{кр} < 0,5$. Трансформация y_0/h_c в φ_{dc} посредством (9) нивелирует различие в эффективности сепарирования, рассчитанной с учётом и без учёта профиля скорости $u_x(x, y)$.

Анализ траекторий предельно осаждающихся в центробежном поле частиц показывает, что обобщённая координата y_0/h_c определяет часть потока, из которой ДФ отфуговывается. Поэтому фракционный коэффициент отсева для сепаратора может быть выражен интегралом:

$$\varphi_{dc} = \frac{\int_0^{y_0} u_x(x, y) dy}{u_x h_c}. \quad (9)$$

Согласно (2), при осреднении скорости $u_x(x, y)$ по толщине потока $\varphi_{dc} = y_0/h_c$. Если в уравнении (5) примем $x = x_{min}$, $y = 0$, то обобщенную координату отсева найдем из уравнения:

$$\Phi\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - \frac{2}{3B_c h_c} (x_{max}^3 - x_{min}^3) = 0, \quad (10)$$

где $B_c = \frac{9Q_c k_c k_\psi \mu_m}{\pi Z_c \rho_{эф} h_c \omega^2 d^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}$, Z_c – число тарелок ЦС.

При асимптотическом представлении рассматриваемой функции в виде $\Phi_a(y_0/h_c, \lambda)$, обобщенную координату отсева можно определить, решив относительно y_0/h_c уравнение:

$$\Phi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) + 1 - \frac{2}{3B_c h_c} (x_{max}^3 - x_{min}^3) = 0. \quad (11)$$

В сепараторах-осветлителях, тарелки которых оснащены направляющими ребрами, показатель рассчитывается по уравнению (10) с использованием функции $\Phi_p(y_0/h_c, \lambda)$. Для условий сепарирования $\lambda \geq 5$ обобщенную координату отсева можно найти с помощью асимптотических функций $\Phi_a(y_0/h_c, \lambda)$ и $\psi_a(y_0/h_c, \lambda)$:

$$\begin{aligned} \Phi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) + 1 + (\lambda - 1) \left[\psi_a\left(\frac{y_0}{h_c}, \lambda\right) - 1 + 2\lambda \frac{y_0}{h_c} \right] - \\ - \frac{2(\lambda^2 - 2\lambda + 2)}{3B_c h_c} (x_{max}^3 - x_{min}^3) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Функции Φ с аргументами $y_0/h_c, \lambda$ имеют тот же вид, что и $\Phi(y/h_c, \lambda)$, $\Phi_a(y/h_c, \lambda)$, $\Phi_a(y/h_c, \lambda)$, $\psi_a(y/h_c, \lambda)$.

Сепарирование при низких значениях λ допускает расчёт меридиональной скорости потока в центробежном сепараторе по формуле $v_x(x, y) = \frac{3Q_c y/h_c (1 - y/h_c)}{\pi h_c x \sin \alpha}$. При использовании параболического закона

распределения скорости потока по ширине щели для $\lambda \leq 3y_0/h_c$ эффективность сепарирования определяется решением кубического уравнения:

$$2\left(\frac{y_0}{h_c}\right)^3 - 3\left(\frac{y_0}{h_c}\right)^2 + \frac{x_{max}^3 - x_{min}^3}{3B_c h_c} = 0. \quad (13)$$

Физическую сущность рассматриваемой задачи удовлетворяет один из действительных корней, найденный решением уравнения (13) с применением формулы Кардано [2]:

$$\frac{y_0}{h_c} = \frac{1}{2} + \cos \frac{\arccos \left(1 - \frac{x_{max}^3 - x_{min}^3}{3B_c h_c} \right) + 4\pi}{3}. \quad (14)$$

Если пренебречь зависимостью скорости $v_x(x, y)$ от y , то (4) можно проинтегрировать, не исключая $tg \alpha$. В результате получим довольно пол-

ное выражение для фракционного коэффициента отсева при детерминированной постановке задачи очистки:

$$\begin{aligned} \Phi_{dc} = & \frac{\sqrt{B_c \operatorname{ctg} \alpha}}{2h_c} \operatorname{ctg} \alpha \ln \left[\frac{(\sqrt{B_c \operatorname{ctg} \alpha} + x_{\max})}{(\sqrt{B_c \operatorname{ctg} \alpha} - x_{\max})} \right] \times \\ & \times \left[\frac{(\sqrt{B_c \operatorname{ctg} \alpha} - x_{\min})}{(\sqrt{B_c \operatorname{ctg} \alpha} - x_{\min})} \right] - \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{h_c} (x_{\max} - x_{\min}). \end{aligned} \quad (15)$$

Интегрирование (4) при допущении, что $\operatorname{tg} \alpha = 0$ и $v_x(x, y)$ не зависит от y :

$$\Phi_{dc} = \frac{x_{\max}^3 - x_{\min}^3}{3B_c h_c}. \quad (16)$$

Несложными преобразованиями можно освободиться от B_c и прийти к выражению фракционного коэффициента через критический диаметр $d_{\text{кр}}$:

$$\Phi_{dc} = \left(\frac{d}{d_{\text{кр}}} \right)^2 = \frac{27Q_c k_c k_\psi \mu_m d^2}{\pi Z_c \rho_{\text{эф}} (x_{\max}^3 - x_{\min}^3) \omega^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}. \quad (17)$$

Использование для нахождения Φ_{dc} упрощённых зависимостей (15) и (16) возможно, если интенсивность детерминированных воздействий намного превышает влияние на перемещение частиц стохастических явлений.

Для любого распределения, заданного показателями m_d и σ_d , представляющими соответственно математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение условного диаметра d нерастворимых частиц в суспензии, при $d_{\max} \leq d_{\text{кр}}$ допустимо расчёт Φ_c вести через число осветления B_d по упрощённой зависимости [3].

$$\Phi_c = \frac{1}{\frac{18k_c k_\psi \mu_m B_d}{\rho_{\text{эф}} m_d^2 g} + \left(\frac{\sigma_d}{m_d} \right)^2}, \quad (18)$$

где $B_d = \frac{3}{2} \frac{g Q_c \operatorname{tg} \alpha}{\pi Z_c (r_{\max}^3 - r_{\min}^3) \omega^2}$.

При дробных значениях параметров формы p_d или показателя $n_d = \gamma_d / p_d$ в распределении Вейбулла $F(d)$ полноту отсева целесообразно рассчитывать с помощью табулированных значений неполной гамма-функции $\Gamma(n_d, d_{\text{кр}}/b_d, x)$ [4]:

$$\Phi_c = \left(\frac{b_d}{d_{\text{кр}}} \right)^2 \Gamma \left[\frac{\gamma_d}{p_d}, \left(\frac{d_{\text{кр}}}{b_d} \right)^2 \right] + \exp \left[- \left(\frac{d_{\text{кр}}}{b_d} \right)^{p_d} \right]. \quad (19)$$

Возможности стохастического и детерминированного подходов к оценке эффективности сепарирования при $\lambda = 3-6$ показаны на рис. 2. При использовании известных методик [2] расчёта фракционного коэффициента отсева для частиц $d/d_{кр} < 0,5$ φ_{dc} завышается, значение диаметра $d_{кр}$ частиц, полностью уделяемых из фугата, занижается. Стохастичность процесса сепарирования проявляется в увеличении $d_{кр}$ в 1,1...1,3 раза.

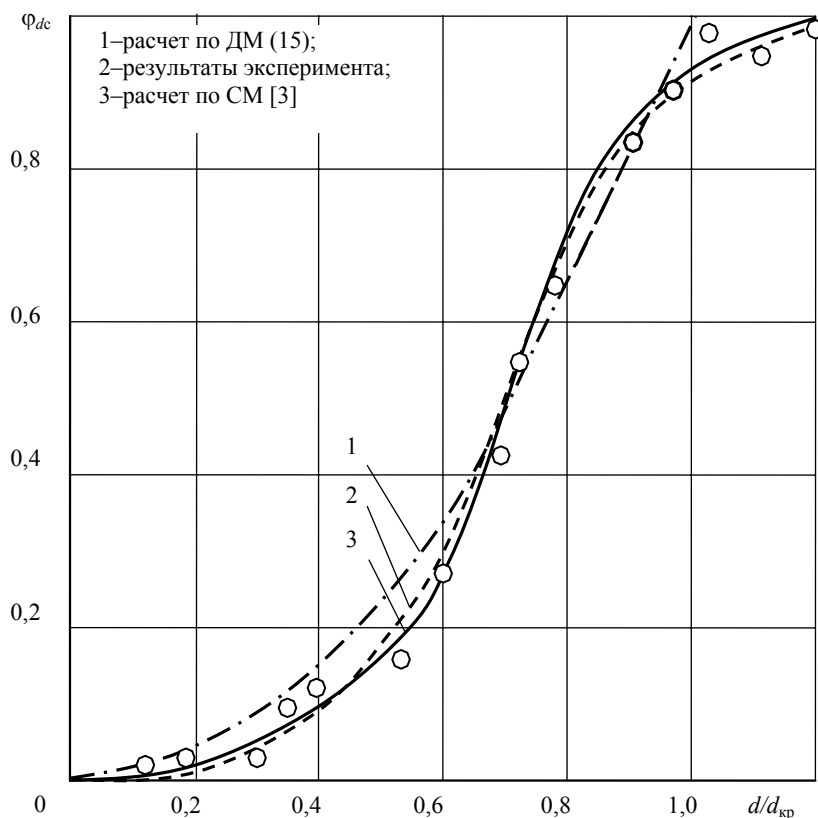


Рис. 2. Эффективность сепарирования по стохастической и детерминированной моделям

Возможности детерминированной модели сепарирования показаны в таблице. Для некоторых ДФ точность расчётов φ_{dc} и φ_c по формулам (15)–(19) приемлема, что свидетельствует о правомерности детерминированного подхода при решении задач очистки ГСМ на судах сепарированием.

Теоретический результат во всех случаях находился в доверительных границах фракционного коэффициента и полноты отсева, полученных из опытов. Отклонение расчётных данных от экспериментальных составляло 1,9...10,4 %.

Зависимости, полученные на основе детерминированной модели, при расчёте φ_{dc} и φ_c , когда отношение δ детерминированных воздействий на ДФ в пять и более раз больше стохастических, дают удовлетворительные результаты. При этих условиях их можно применять. Точность расчёта при малых значениях δ низка. Отклонение результатов данных вычислений от данных

эксперимента составило 13,3...60,3 %, что указывает на необходимость использования при выборе расчётных методик предложенных критериев применимости моделей очистки моторных масел сепарированием. Наибольшие погрешности расчёта наблюдались в случаях, когда не была учтена стохастичность процесса разделения ДФ при сепарировании, что наблюдается при очистке суспензий с мелкодисперсной нерастворимой фазой.

Эффективность сепарирования загрязнённых масел

Модель	Фракционный коэффициент отсева, %		Полнота отсева, %	
	Расчётный	Экспериментальный	Расчётная	Экспериментальная
Детерминированная: формулы (2), (3) и (9)	4,12	3,05±0,32	2,94	2,36±0,28
	52,7	56,0 ±44,3	97,5	99,4±10,6
	86,3	80,4±6,5	–	–
Детерминированная: зависимости (17)–(19)	0,27	0,68±0,07	1,84	2,56±0,28
	36,5	26,1±1,9	72,1	63,6±7,1

Список литературы

1. Пак, Н. К. Стохастическое моделирование очистки моторного масла в судовых дизелях центрифугированием и сепарированием / Н. К. Пак // Морские интеллектуальные технологии. – 2015. – СП №2. – С. 38–43.
2. Кича, Г. П. Решение проблемы высокоэффективной очистки моторного масла в судовых дизелях: дис. докт. техн. наук: 05.08.05: защищена 06.10.92 : утв. 24.02.93 / Кича Геннадий Петрович. – Владивосток, 1992. – Т. 1. – 512 с. – Т. 2. – 358 с.
3. Кича, Г. П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г. П. Кича, Б. Н. Перминов, А. В. Надежкин. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2011. – 372 с.
4. Справочник по специальным функциям / Под. ред. М. Абрамовица, Н. Стиган. – М. : Наука, 1979. – 832 с.

УДК 621.892.096

Г.П. Кича, Г.А. Гаук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ СТАРЕНИЯ МОТОРНОГО МАСЛА В СУДОВЫХ ТРОНКОВЫХ ДИЗЕЛЯХ ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ИХ НАДДУВОМ

Моделирование интенсивности основных направлений старения масла в дизелях способствует прогнозу его состояния на этапе проектирования двигателя. Использование полученных результатов позволяет рассчитать кинетику старения масла, оценить его возможности и определить запас качества, удовлетворяющий заданным условиям использования, задолго до

моторных испытаний. Путём варьирования параметров рабочего процесса и системы охлаждения двигателя, формы камеры сгорания, конструкции поршня и поршневых колец двигателя возможна оптимизация расхода масла с целью определения наиболее полного запаса его качества и обеспечения надёжной работы ДВС.

Анализ кинетики основных направлений старения масла показывает, что её можно описать одним и тем же дифференциальным уравнением материального баланса разных продуктов старения [1].

Решение полученного дифференциального уравнения не вызывает затруднений. При принятии определенных допущений оно интегрируется и после преобразования принимает следующий вид:

$$c_i = c_{i0} \exp \left[\frac{Q_y + (Q_\phi \Phi_\phi)_i}{G_0} \tau \right] + \frac{Q_d c_{ид} \pm a_i}{Q_y + (Q_\phi \Phi_\phi)_i} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{Q_y + (Q_\phi \Phi_\phi)_i}{G_0} \tau \right] \right\}. \quad (1)$$

Представленное уравнение (1) универсально. Она пригодна для анализа кинетики старения масла по любому i -му показателю. Как видно из уравнения (1), процесс старения зависит не только от угара (маслообмена) Q_y , количества масла в системе смазки G_0 , а определяется главным образом скоростью поступления или расходования рассматриваемых продуктов. В случае удаления их из масла a_i имеет знак «минус». Под a_i подразумевается также скорость образования смол, кислот и других продуктов старения масла, срабатывания (разложения) присадок. Содержание этих продуктов в масле и в отложениях определялось по методикам ЦНИДИ [2].

Параметр $c_{ид}$ характеризует количество i -го продукта в доливаемом масле, а c_{i0} соответствует его содержанию в масле системы смазки при $\tau = 0$.

Экспоненциальная зависимость (1) использовалась для аппроксимации экспериментальных данных. С её помощью на основе метода наименьших квадратов обрабатывали результаты испытаний и находили значения $a_i(A_i)$, соответствующие конкретным условиям старения масла по любому направлению.

Зависимость удельной интенсивности старения масла A_i по разным направлениям находилась на основе экспериментального моделирования с использованием теории планирования экспериментов.

В таблице приведены уровни и интервалы варьирования основных факторов, влияние которых на процесс старения масла исследовалось.

Первый из рассматриваемых факторов $q_{ср}$ – средняя плотность теплового потока, действующую на масляную плёнку цилиндрической втулки. Выделить сопутствующий ему фактор – парциальное давление кислорода p_{O_2} , который также значительно влияет на окисление масла, нет необходимости, так как он коррелирует с $q_{ср}$. Особенно это относится к форсированным дизелям, где даже для двигателей с разным типом смесеобразования возможность варьирования p_{O_2} при фиксации $q_{ср}$ очень ограничена. Диапа-

зон варьирования q_{cp} в интервале 0,07...0,13 МВт/м² выбран из условия полного охвата параметров (форсировки) двигателей завода «Дальдизель» всех модификаций, начиная от ДД01 и включая последнюю – ДД112 с высоким наддувом ($p_{me} = 1,7$ МПа). Среднее значение фактора q_{cp} соответствует реальному дизелю ДД108. Поэтому представилась возможность не только вести эксперимент на отсеке ЧН18/22, моделируя различную его форсировку, но и широко использовать полноразмерные двигатели на стендах завода и в эксплуатации для получения достоверных данных по функциям отклика. Необходимая для факторного анализа точность определения q_{cp} достигнута записью температурных волн на зеркале цилиндра поверхностными термопарами с автоматической их расшифровкой на основе гармонического анализа.

Уровни и интервалы варьирования факторов

Наименование фактора	Обозначения		Единица измерения	Уровень			Интервал
	натуральное	кодированное		-1	0	+1	
Напряженность работы масляной плёнки	q_{cp}	x_1	МВт/м ²	0,07	0,10	0,13	0,03
Качество масла	М	x_2	ранг	-1	0	+1	1
Техническое состояние дизеля	Т	x_3	отн. ед.	1	2	3	1
Содержание серы в топливе	S	x_4	%	0,3	1,0	1,7	0,7
Вместимость масляной системы	$V_{м.с}$	x_5	дм ³ /кВт	0,6	1,5	2,4	0,9

Вторым фактором, действие которого рассматривалось при исследовании старения масла, было качество масла М. Рангом «0» было оценено наиболее распространенное на флоте универсальное судовое масло М-10-Г₂(цс) (ГОСТ 12337–84). Это типичный представитель группы Г₂ (ГОСТ 17479.1–85). Масло содержит 5,4 % присадок МАСК, 2,7 % ПМС(Б) и 2 % ВНИИНП-354. Готовилось оно на смеси дистиллятного и остаточного компонентов (ДС-11, ТУ 38-101-523–75) из сернистых западносибирских нефтей. Зольность его равна 1,5 %.

Наиболее известному и чаще всего применяемому маслу М-10-В₂ (ТУ 38-278–72) был присвоен ранг «-1». Оно содержит ту же основу, что и масло М-10-Г₂(цс). Включает следующую композицию присадок: 5 % ВНИИНП-370, 2 % ПМС(Б) и 1,2 % ДФ-11. Во все рассматриваемые композиции входила также противопенная присадка ПМС-200А в количестве 0,005 %.

Маслу М-10(14)-Д(цл20) (ГОСТ 12337–84) был присвоен ранг «+1». В его состав входят следующие присадки: 10 % МАСК, 8 % ПМС(Б) и 2 % ВНИИНП-354. Зольность масла 3 %.

Фактор T оказывает значительное влияние на интенсивность старения масла. В эксплуатации контроль технического состояния ДВС осуществляли по прорыву газов в картер, так как динамика количества этих газов, прорывающихся в картер двигателя, оказалась тождественной возрастанию Q_y для судовых тронковых дизелей.

Исследование параметров рабочего процесса дизеля, зазоров в парах трения, износа его основных деталей указывает на то, что при выработке ресурса между моточистками фактор T находится в пределах 2,8...3,2. Таким образом, было принято среднее техническое состояние дизеля оценивать $T = 2$, начальное – $T = 1$ и предельное – $T = 3$.

Эксперимент осуществлялся на топливе с содержанием серы S не в очень широком диапазоне – от 0,3 до 1,7 %. Средняя её концентрация в топливе соответствовала 1 %. Некоторую роль в старении масла играет вместимость картера $V_{м.с.}$. В эксперименте были приняты значения этого фактора в пределах 0,6...2,4 дм³/кВт, которые обоснованы по результатам анализа эксплуатируемых на судах двигателей.

Однозначность параметров в статистическом смысле и независимость оценки коэффициентов регрессии достигнута применением близкого к D -оптимальному плану Бокса на гиперкубе, минимизирующего обобщённую дисперсию S_y^2 воспроизводимости [3].

Для сокращения количества экспериментов о качестве ядра плана взята регулярная полуреплика 2^{5-1} , заданная генерирующим соотношением $x_5 = x_1x_2x_3x_4$. Обобщающим определяющим контрастом является $1 = x_1x_2x_3x_4x_5$. Реализация квадратичного полинома осуществляется по матрице планирования, приведенной в работе [4].

Гипотеза об аппроксимации интенсивности процесса старения масла полиномами второго порядка подтвердилась. При отбрасывании незначительных по t -критерию коэффициентов регрессии все уравнения адекватны экспериментальному множеству точек многомерного пространства, так как расчётный критерий Фишера F_p меньше табличного F_T для всех исследуемых направлений старения масла.

Переход от a_i к удельным показателям A_i вёлся через параметры цилиндра и «время – поверхность» контакта рабочих газов с масляной плёнкой на втулке цилиндра [1].

Старение моторного масла по удельной интенсивности срабатывания присадок $A_{п.}$, расходования щёлочности $A_{щ.}$, повышения кислотности $A_{к.}$, смолообразования $A_{с.}$ и загрязнения нерастворимыми продуктами адекватно аппроксимируется следующими полиномами:

$$A_{\text{п}} = 20,6 + 7x_1 + 4,5x_2 + 8,55x_3 + 2,7x_4 - 1,61x_5 - 1,45x_2x_2 + \\ + 1,625x_2x_5 + 5,205x_2x_3 - 0,69x_2x_4 + 1,015x_2x_5 + 1,95x_3x_5 + \\ + 2,6x_1^2 + 0,4x_2^2 + 5,766x_3^2 + 1,38x_4^2 - 0,8x_5^2; \quad (2)$$

$$A_{\text{ш}} = 5100 + 2500x_1 + 1800x_2 + 3482x_3 + 1250x_4 - 800x_5 - \\ - 125x_2x_2 + 25x_1x_5 + 2150x_2x_3 + 65x_3x_5 + 900x_1^2 + 413x_2^2 + \\ + 2475x_3^2 + 609x_4^2 - 400x_5^2; \quad (3)$$

$$A_{\text{к}} = 2590 + 1458x_1 - 583x_2 + 1490x_3 + 729x_4 - 438x_5 - \\ - 246x_1x_2 - 55x_1x_5 - 133x_2x_4 + 134x_2x_5 + 583x_1^2 - \\ - 50x_3x_5 + 351x_2^2 + 552x_3^2 + 143x_4^2; \quad (4)$$

$$A_{\text{с}} = 70 + 31,5x_1 + 9,5x_2 + 15x_3 + 11,5x_4 - 9,5x_5 + 7,75x_1x_2 - \\ - 12x_1x_3 - 3x_2x_4 - 5x_2x_5 + 10,5x_1^2 - 2x_2^2 + 1,37x_3^2; \quad (5)$$

$$A = 11,9 + 2,2x_1 - 0,75x_2 + 3,52x_3 + 0,4x_4 - 0,25x_5 - 0,5x_1x_2 + \\ + 0,33x_2x_3 - 0,4x_2x_4 + 0,9x_1^2 - 0,35x_2^2 + 1,06x_3^2. \quad (6)$$

Анализ формул (2)–(6) показал, что полученные зависимости носят экстремальный характер. Существует область минимальных значений функций отклика. Наибольшее влияние на форму и размер этой области оказывают факторы x_1 и x_3 , имеющие наибольшие линейные эффекты и эффекты взаимодействия.

На основании полученных уравнений можно утверждать, что интенсивность старения масла наименьшая в дизелях без наддува ($x_1 = -1$), хорошего технического состояния ($x_3 = -1$), при использовании топлива с минимальным содержанием серы ($x_4 = -1$) и имеющим систему смазки с наибольшим количеством масла ($x_5 = +1$).

Исследование модели старения моторного масла по уравнениям (2)–(6) позволило выявить наибольшее влияние на этот процесс технического состояния дизеля T , (x_3) и его форсировки $q_{\text{ср}}$, (x_1). Это видно из того, что коэффициенты b_3 и b_1 во всех уравнениях регрессии имеют максимальные значения. Характерной особенностью большинства направлений старения масла является слабая их интенсификация в начальной стадии ухудшения технического состояния ДВС, когда до уровня $T = 2$ увеличивающийся маслообмен полностью компенсирует отрицательное действие T . Физически это проявляется в лучшем состоянии масла по всем параметрам старения, стабилизации содержания присадок в активной форме и щёлочности масла на более высоком уровне. Из-за увеличенного угара масла в дизелях среднего технического состояния параметры работающего масла лучше. Это проявляется в снижении максимальных

концентраций нерастворимых продуктов, смол и кислотности. При малых уга-рах масла ($T = 1$) в высокофорсированных дизелях зафиксирована такая интен-сивность процесса смолообразования, когда содержание смол становится выше 10 %, что вызывает сильное загрязнение юбок и полостей охлаждения, дренажных отверстий поршней. При повышенном угаре масла ($T > 1,5$) этот процесс нормализуется и протекает при меньшем содержании смол в масле.

Наименьшее влияние на функции отклика оказывают факторы S и $V_{м.с.}$. Их действие, если рассматривать только линейный эффект, составляет со-ответственно 7...30 и 11...50 % влияния фактов, вызывающего наиболь-ший эффект.

По мере форсировки дизеля и увеличении напряжённости работы мас-ляной плёнки на зеркале цилиндра $q_{ср}$ скорость срабатывания присадок растёт. Более чувствительно к этому фактору масло М-10-В₂, менее всего – М-10(14)-Д(цл20), что связано с более высокой термостабильностью вхо-дящих в него присадок.

Особенностью влияния T на $A_{п}$ является высокий эффект взаимо-действия МТ, (x_2x_3). Увеличение маслообмена ($T = 2$) благотворно сказы-вается на срабатывании присадок особенно ВНИИ НП-370, содержание ко-торых в масляной плёнке минимально. Таким образом, по мере увеличения T показатель $A_{п}$ вначале уменьшается, а при $T > 2$ – растёт. Меньшее значение $A_{п}$ для масла М-10-В₂ связано с низкой концентрацией присадок в нём.

Влияние серы и вместимости картера (системы смазки) на $V_{м.с.}$ прояв-ляется в наименьшей степени для масла М-10(14)-Д(цл20) с высокой концен-трацией присадок. Роль $V_{м.с.}$ для $M = +1$ при $T = 1$ не выражена и находится в пределах точности эксперимента. Таким образом, при высоком качестве мас-ла вместимость системы смазки в пределах 0,6...2,4 дм³/кВт не оказывает влияния на срабатывание присадок.

Характер зависимостей $A_i(q_{ср})$ по удельной скорости расходования щё-лочности, роста кислотности, образования нерастворимых продуктов ста-рения масла и смол такой же, как и для $A_{п}$. Меньший рост скорости смоло-образования по мере увеличения $q_{ср}$ для масла М-10-В₂ обусловлен осо-бенностям его старения из-за наличия присадки ВНИИ НП-370.

Расчёты построения гиперповерхностей функций отклика (рис. 1) осуще-ствлялись на ПЭВМ. Линии постоянного уровня характеризуют взаимосвя-занное влияние $A_{щ}$, A , A_c и A_k факторов $q_{ср}$ и M , T и S при закреплённом пара-метре «вместимость масляной системы» ($V_{м.с.} = 1,5$ дм³/кВт). Для любой точки четырехмерного пространства справедливо соотношение $(x_1 + x_2) + (x_3 + x_4) = 0$.

Учитывая преобладание фактора T и $q_{ср}$, минимальное значение функций отклика находится в правом верхнем углу квадрата, где они наименьшие. При увеличении форсировки дизеля, ухудшении его технического состояния функ-ции отклика $A_{щ}$, A , A_c и A_k растут. При низком содержании серы ($S = 0,7$ %) влияние масла на $A_{щ}$ незначительно.

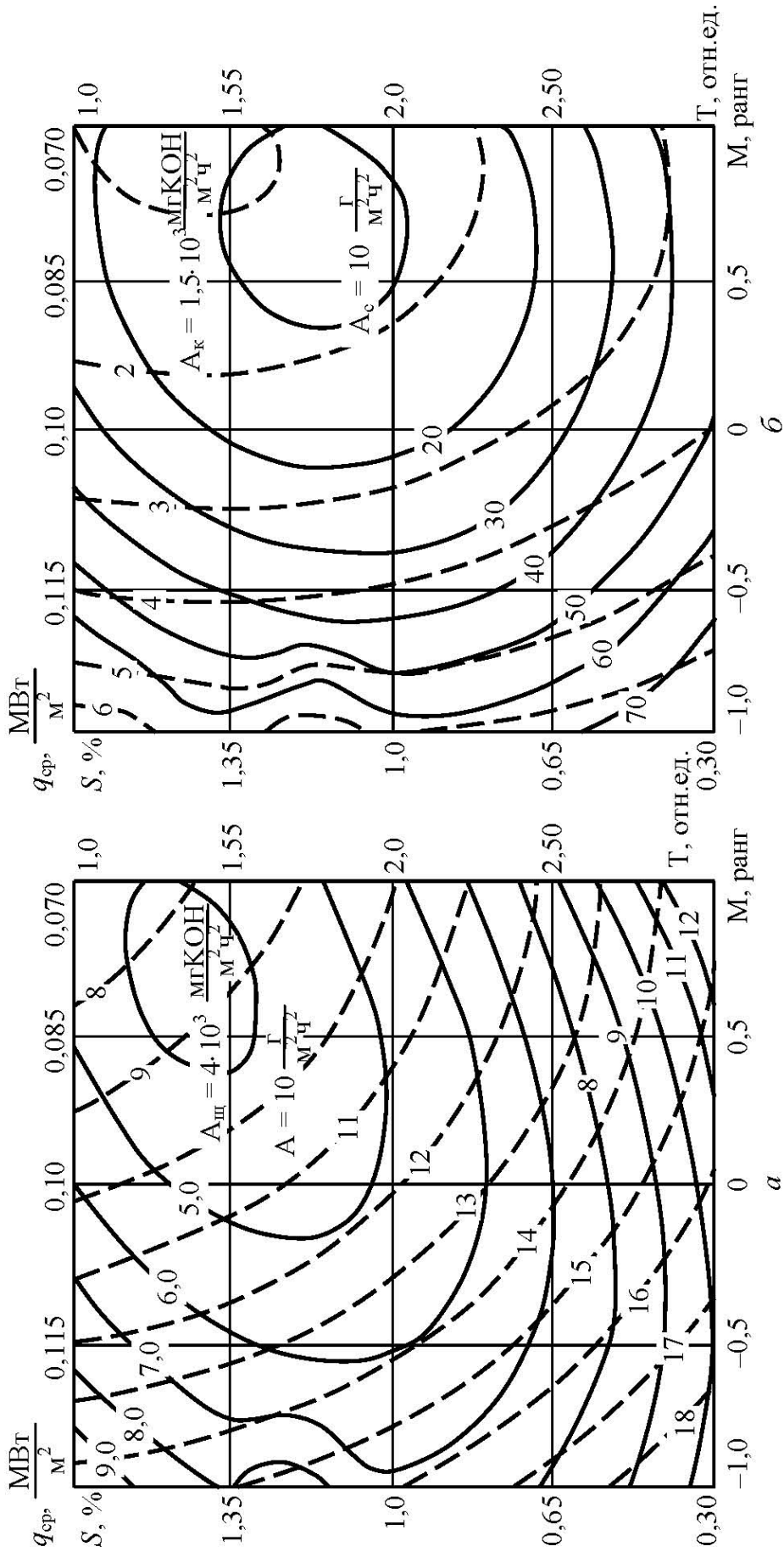


Рис. 1. Линии равных значений гиперповерхностей функций отклика по удельной интенсивности срабатывания щёлочности $A_{\text{ш}}$ и образования нерастворимых продуктов A_c , смолообразования A_c и роста кислотности $A_{\text{к}}$ (*а*) и (*б*)

Регрессионные зависимости:

$$\Pi_{\text{бр}} = 0,5 - 12q_{\text{ср}} + 170q_{\text{ср}}^2; \quad (7)$$

$$\Psi_{\text{бр}} = 0,8 - 24q_{\text{ср}} + 0,7S + 4q_{\text{ср}}S + 170q_{\text{ср}}^2 + 0,05S^2, \quad (8)$$

полученные при обработке экспериментальных данных, учитывают форсировку дизеля и содержание серы в топливе. Они рассматривают условия снижения моюще-диспергирующих и нейтрализующих свойств масел с присадками ПМС(Б) и МАСК в высокотемпературной зоне ЦПГ, при которых резко интенсифицируется процесс нагаро-лакообразования и коррозионный износ, приводящие к закоксуыванию поршневых колец и снижению долговечности ДВС. Результаты расчёта по формулам (1), (7) и (8) с использованием полиномов (2)–(6) позволяют для обеспечения надёжности форсированных судовых ДВС рекомендовать следующие масла: $p_{me} < 0,9 \dots 1,0$ МПа – М-10-В₂ и М-10-Г₂(цс); $p_{me} = 1,8 \dots 2,0$ МПа – М-10(14)-Г₂(цс) и М-10(14)-Д₂(цл20). При использовании тяжёлого топлива с высоким содержанием серы ($S = 3,4\%$) и высокой форсировке в тронковых судовых дизелях средней и повышенной частоте вращения рекомендуется использовать масло М-14(16)-Д₂(цл30).

Требования к маслам по содержанию присадок в активной форме и запасу щёлочности в зависимости от форсировки приведены на рис. 2а и б. Там же показано влияние на показатели Π_0 и Ψ_0 (уровень щелочности и содержания присадок в свежем масле) технического состояния дизеля и содержания серы в топливе.

Выводы

1. В результате исследования установлено:
 - наибольшее влияние на удельную интенсивность старения масла оказывают форсировка и техническое состояние дизеля, наименьшее – вместимость системы смазки;
 - маслообмен, обусловленный доливанием масла для компенсации угара, при разном техническом состоянии дизеля неодинаково влияет на характер и интенсивность направлений старения масла;
 - интенсивность срабатывания присадок зависит от щёлочности и концентрации их в масле, поведение масел обусловлено особенностями взаимодействия М с факторами $q_{\text{ср}}$ Т и S.
2. Характер изменения A_i по мере форсирования и ухудшения технического состояния дизеля таков, что до $T = 2$ кинетика старения практически не меняется и усилившийся маслообмен из-за увеличения угара масла может даже нейтрализовать ухудшение его свойств при работе в дизеле.
3. Расчёт старения моторных масел с использованием результатов моделирования позволил выявить:
 - значительное смолообразование при высокой форсировке дизелей, особенно при малом угре масла и при плохом техническом состоянии двигателей;

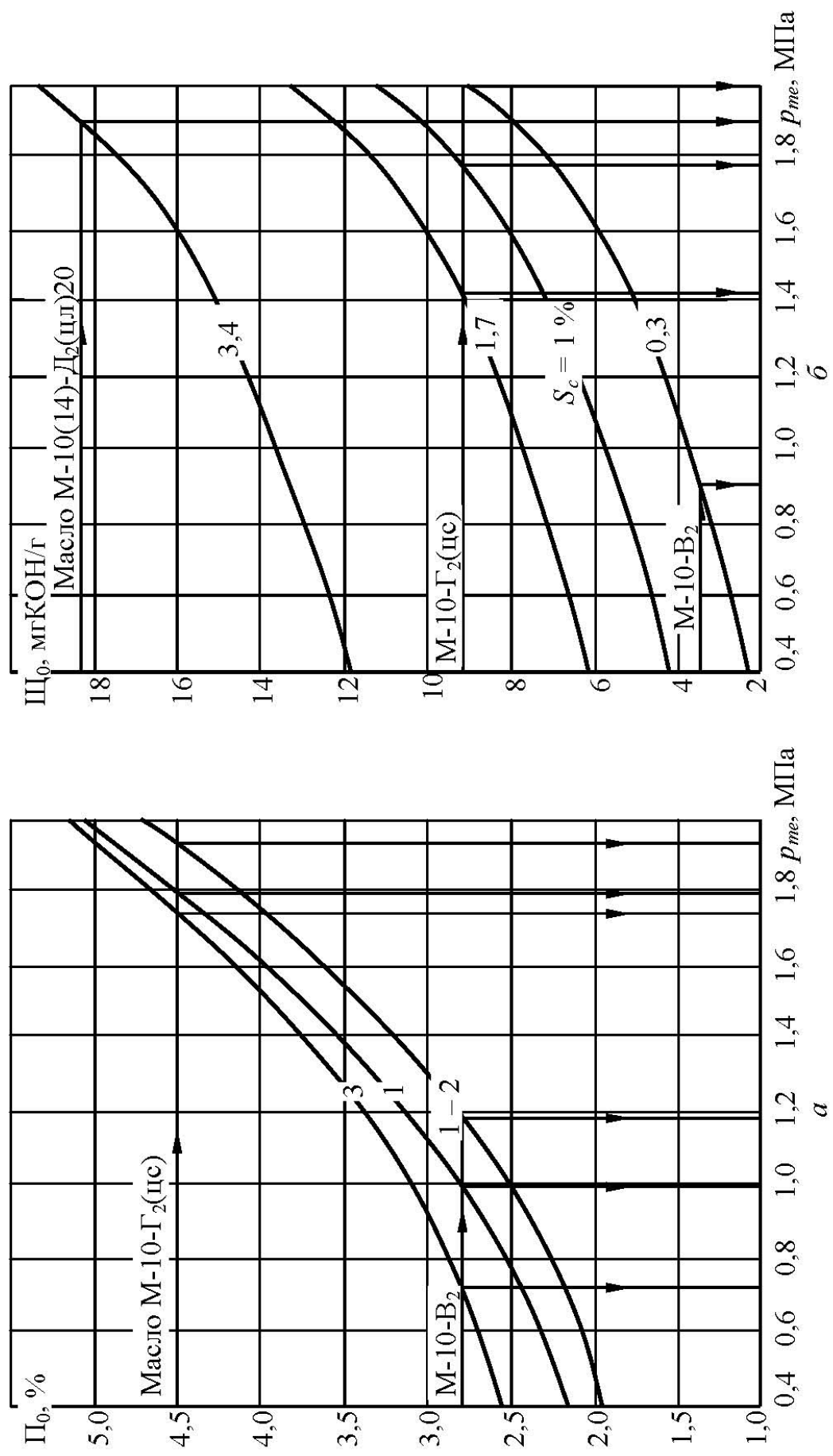


Рис. 2. Требования к качеству моторного масла по моще-диспергирующим (а) и нейтрализующим (б) свойствам в зависимости от форсировки дизеля

– сильное окисление моторного масла в указанных условиях использования с образованием в большом количестве кислых продуктов его старения;

– для дизелей с высоким наддувом по названным направлениям старения параметры работающего масла в 1,5...2 раза хуже среднего уровня, наблюдаемого при эксплуатации форсированных ($p_{me} = 0,8...1,0$ МПа) ДВС действующего парка.

4. Порученные аналитические зависимости дают возможность определять запас качества масел по содержанию активных компонентов присадок и щёлочности, достаточный для использования в дизелях различной форсировки. Масло М-10-В₂ пригодно для дизелей с p_{me} до 1 МПа; масло М-10(14)-Г₂(цс) рекомендуем применять при форсировке (по среднему эффективному давлению) до 1,0...1,8 МПа. Верхний предел соответствует работе ДВС на дизельном топливе с массовой долей серы 0,3 %. При высоком наддуве и сжигании сернистого топлива ($S > 1,7$ %) наиболее перспективным маслом является М-10(14)-Д₂ (цл20), возможности которого столь высоки, что истощение нейтрализующих и моюще-диспергирующих свойств его возможно только при $S > 3,4$ % и $p_{me} > 1,8$ МПа.

5. Теоретический анализ интенсивности старения масел в современных отечественных и иностранных судовых дизелях с повышенным и высоким наддувом подтвердил целесообразность применения в них унифицированных масел на основе присадок МАСК и ПМС: М-10-Г₂(цс) и М-10(14)-Д₂ (цл20) при работе на дизельном топливе и смесях его с мазутами, М-14(16)-Д₂(цл30) – при сжигании в форсированных дизелях тяжелых остаточных топлив с массовой долей серы более 2,5 %.

Список литературы

1. Гаук, Г. А. Влияние качества применяемых горюче-смазочных материалов и угара моторного масла на основные направления и интенсивность его старения в дизеле с высоким наддувом / Г.А. Гаук // Научные проблемы транспорта Сибири и дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 157–162.

2. Данилова, Е. В. Комплексные методы исследования старения масла в дизелях / Е. В. Данилова, Д. И. Турбина, В. А. Сомов // Химия и технология топлив и масел. – 1976. – № 5. – С. 42–44.

3. Спиридонов, А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

4. Кича, Г. П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях : монография / Г. П. Кича, Б. Н. Перминов, А. В. Надёжкин. – Владивосток : Изд. Мор. гос. ун-та, 2011. – 372 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.892.096

Детерминированная капиллярная модель очистки смазочных материалов комбинированным фильтрованием / Г. П. Кича, Н. Н. Таращан // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2016. – Вып. 69/2015.

Рассмотрен отсев нерастворимых продуктов загрязнения моторного масла в условиях гидродинамического и физико-механического взаимодействия дисперсной фазы загрязнений с фильтрующей перегородкой сложной капиллярно структуры. Корректировку перемещения частиц загрязнений в порах фильтровального материала предложено осуществлять посредством безразмерной координаты отсева, показывающей отклонение траектории нерастворимых частиц под действием внешних сил относительно линий движения дисперсионной среды в капилляре.

Библиогр. 20, ил. 2.

УДК 621.892.096

Повышение эффективности топливо- и маслоиспользования в судовых дизелях – рациональный метод экономии горюче-смазочных материалов на морском транспорте / Г.Б. Горелик, В.В. Маницын, Е.И. Кончаков // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2016. – Вып. 69/2015.

Приведены разработки по рациональному использованию и экономии топлив и смазочных материалов на судах с повышением их функциональных характеристик химмотологическими методами. Показаны пути совершенствования моторных свойств горюче-смазочных материалов, применяемых в судовых дизелях. Повышение эффективности использования топлив и смазочных масел на морском транспорте достигнуто легированием нефтепродуктов специальными присадками и комбинированной очисткой, сочетающей достоинства фильтрования и центрифугирования.

Библиогр. 6.

УДК 629.5.02

Существующие методы исследования концентрации напряжений в судовых конструкциях/ А. Г. Чесноков // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2016. – Вып. 69/2015.

В статье выполнен анализ существующих методов, применяемых при исследовании концентрации напряжений в конструкциях судов. К ним относятся экспериментальные, приближённые, численные, численно-аналитические и смешанные методы. В статье приводится обоснование выбора рационального метода с точки зрения достоверности, точности и практичности получаемых результатов.

Библиогр. 20.

УДК 621.43

К вопросу о формуле мощности ДВС / Г. В. Кузьменко, А. А. Панасенко // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – Вып. 69/2015.

При сдаче аттестации механикам часто задают вопросы, связанные с понятиями работа, мощность и т. д. При этом необходимо связывать различные единицы измерения. Статья может помочь аттестуемым разобраться с этими вопросами.

Ил. 1.

УДК 621.436-72

Рекомендации норм расхода цилиндрического масла / Г. В. Кузьменко, А. А. Панасенко // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – Вып. 69/2015.

При эксплуатации малооборотного крейцкопфного двигателя необходимо следить за количеством масла, подаваемого в его цилиндры. Проблема в том, что количество масла должно быть увязано с мощностью двигателя и его частотой. Для этого необходимо периодически оценивать эти параметры. Современные автоматизированные двигатели часто снабжают системой автоматического регулирования количества масла с различными законами регулирования. Для исключения повышенного износа цилиндрических втулок, механику необходимо ориентироваться в указанных вопросах.

УДК 621.43.013:629.3

Анализ наиболее перспективного метода очистки выпускных газов в атмосферу из судовых дизелей от токсичных компонентов / К.К. Телидис // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – Вып. 69/2015.

В статье проведен анализ и сделан выбор наиболее перспективного и приемлемого метода очистки выпускных газов из судовых дизельных двигателей от токсичных компонентов в соответствии с международными требованиями конвенции МАРПОЛ 73/78 «О предотвращении загрязнения с судов».

Библиогр. 5.

УДК 621.431.74-2-192.004.2

Работа дизеля по швартовной характеристике / В. Н. Кучеров // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – Вып. 69/2015.

Изложены требования и объем испытаний главного двигателя и всех механизмов и систем СЭУ по швартовной характеристике для строящихся и ремонтируемых судов. Показаны гидродинамические характеристики винта в составе пропульсивного комплекса и особенности их протекания в режимах швартовной характеристики. Приведены средние ограничительные значения энергетических параметров различных судовых МОД при их работе на швартовках. Даны результаты исследований работы и теплового состояния деталей ЦПГ дизеля MAN K6Z57/80C на режимах винтовых характеристик в

грузовом, балластном состоянии судна и на швартовах, выполненных кафедрой судовых двигателей внутреннего сгорания.

Библиогр. 5, ил. 3.

УДК 621.43.013:629.3

Инженерные методы расчета эффективности очистки горюче-смазочных материалов сепарированием / Н. К. Пак // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – Вып. 69/2015.

Разработана детерминированная модель очистки горюче-смазочных материалов сепарированием. Описан процесс разделения сложной дисперсионной системы в межтарельчатом пространстве центробежного очистителя при учете детерминированных воздействий на нерастворимую фазу. Приведены результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных по эффективности сепарирования.

Библиогр. 4, ил. 2.

УДК 621.892.096

Моделирование интенсивности старения моторного масла в судовых тронковых дизелях при форсировании их наддувом / Г. П. Кича, Г. А. Гаук // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – Вып. 69/2015.

Приведены расчётно-экспериментальные зависимости для определения удельной интенсивности основных направлений старения моторного масла в тронковом дизеле в зависимости от его форсировки (наддува) и технического состояния при разных вместимостях смазочных систем, применяемых горюче-смазочных материалах. Тепловое воздействие на сменяемую масляную плёнку, формирующуюся на зеркале цилиндра, оценено средним тепловым потоком через втулку при граничных условиях второго рода. Выполненное моделирование позволяет оценить состояние масла в зависимости от условий и продолжительности его использования в дизеле.

Библиогр. 4, ил. 2.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Кича Г. П. , Таращан Н. Н.</i> Детерминированная капиллярная модель очистки смазочных материалов комбинированным фильтрованием.	3
<i>Горелик Г.Б., Маницын В.В., Кончаков Е.И.</i> Повышение эффективности топливо- и маслоиспользования в судовых дизелях – рациональный метод экономии горюче-смазочных материалов на морском транспорте.....	14
<i>Чесноков А. Г.</i> Существующие методы исследования концентрации напряжений в судовых конструкциях.....	20
<i>Кузьменко Г. В. , Панасенко А. А.</i> К вопросу о формуле мощности ДВС.....	26
<i>Кузьменко Г. В. , Панасенко А. А.</i> Рекомендации норм расхода цилиндрического масла.....	31
<i>Телидис К.К.</i> Анализ наиболее перспективного метода очистки выпускных газов в атмосферу из судовых дизелей от токсичных компонентов.....	41
<i>Кучеров В.Н.</i> Работа дизеля по швартовной характеристике.....	45
<i>Пак Н. К.</i> Инженерные методы расчёта эффективности очистки горюче-смазочных материалов сепарированием.....	50
<i>Кича Г.П., Гаук Г.А.</i> Моделирование интенсивности старения моторного масла в судовых тронковых дизелях при форсировании их наддувом.....	58
Рефераты.....	68

Научное издание

ВЕСТНИК МОРСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Серия СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

Вып. 69/2015

Печатается с готового оригинал-макета.

4,44 уч.-изд. л.

Тираж 40 экз.

Формат 60×84 ¹/₁₆

Заказ 035

Отпечатано в типографии ИПК МГУ имени адмирала Г. И. Невельского
Владивосток, 59, ул. Верхнепортовая, 50а