ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

# Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 17

Одесса 2006 ББК 39.46 С 89 УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 16. – Одесса: ОНМА, 2006. – 126 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. С.И. Барсуков, ОИСВ; к.т.н., проф. ОНМА Б.П. Богданов, (отв. секретарь); д.т.н., проф. Л.В. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, ОНМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.Й. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миюсов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; к.т.н., доц. В.В. Севрюков, Регистр судоходства Украины; д.т.н., проф. П.С. Суворов, ОАО УДП; д.т.н., проф. С.М. Сурин, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА.

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская национальная морская академия (ОНМА), кафедра СЭУ. Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 4 от 30.11.2006 г.

© Одесская национальная морская академия

## СОДЕРЖАНИЕ

Тарапата В.В., Бондарь А.Б., Мудров Г.В. Термодинамическая оценка	
влияния добавок водорода на процессы в рабочем цилиндре СДВС	4
Слободянюк И.М., Молодиов Н.С. Аналитическое исследование	
температурного поля при поверхностном упрочнении трением канавок	
головок поршней судовых дизелей	10
Мартынюк А.О., Воробьев В.Л. Исследование пристеночного	
смесеобразования в камере сгорания среднеоборотного дизеля	18
Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В. Процессы	
впрыскивания топлива системой топливоподачи судового дизеля с	
гидрозапорными форсунками на частичных режимах	24
Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Л. Истечение масла из	
смешенных каналов в цилиндры длинноходовых СДВС	38
Варбанеи Р.А. Применение микроконтроллеров C8051F12x в залачах	
мониторинга рабочего процесса СЛВС	47
Толстов А.А. Логвиненко Е.С., Лешенко В.В. Повышение качества	
регулирования напряжения системы возбуждения Siemens	
THYRIPART	54
Ханмамедов С.А., Пизиниали Л. В., Логвиненко Е.С. Повышение	
належности пуска судовых аварийных дизель-генераторов	64
Зиньковский-Горбатенко В.Г. Оценка мошности главной	
энергетической установки судов в предпроектных расчетах	74
Воловник М.С. Стабилизация мошности главного двигателя с	
помошью микропроцессорного регулятора	81
Руденко И.В., Руденко В.И., Ханмамедов С.А. Определение	
остаточного ресурса силиконовых демпферов судовых ДВС	86
Колиев И.Д., Могилянеи Т.М. Методика расчета скребкового	
кристаллизатора роторного типа	
Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение надежности	
исполнительных механизмов судовых устройств	97
Черныш И.И. Безиндикаторная оценка мошности дизеля	104
Сурин С.М., Логишев И.В. Оценка методики теплотехнических	
испытаний котла с точки зрения погрешности конечного результата	107
Половинка Э.М., Бузовский В.А. Изменение состояния топлива в	
процессе впрыскивания в дизелях	112
Рефераты	120
Правила оформления и представления рукописей для сборника	
«Судовые энергетические установки»	125
· · ·	

УДК 621.431:621.436

Тарапата В.В., Бондарь А.Б., Мудров Г.В. ОНМА

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ДОБАВОК ВОДОРОДА НА ПРОЦЕССЫ В РАБОЧЕМ ЦИЛИНДРЕ СДВС

В условиях непрерывно возрастающей стоимости топлива для всех видов тепловых двигателей и ухудшения экологической обстановки в глобальных масштабах к судовым двигателям внутреннего сгорания (СДВС) предъявляется все более жесткие требования как в части повышения эффективности их использования, так и снижения уровня вредных выбросов в окружающую среду.

Среди научных направлений, обеспечивающих выполнение указанных требований, по-прежнему актуальным является совершенствование рабочих процессов в цилиндре дизеля. Накопленный к настоящему времени опыт эксплуатации свидетельствует о том, что важную роль в этом может сыграть регулирование содержания водорода в заряде цилиндра: оно оказывает заметное влияние на динамичность СДВС, теплонапряженность деталей рабочего цилиндра и другие параметры процесса.

Одним из способов изменения содержания  $H_2$  является применение водотопливных эмульсий [1, 2]. Экспериментально показано приращение КПД двигателя при добавках к заряду газообразного водорода [3]. Однако в приведенных публикациях рассматривались, преимущественно, вопросы повышения экономичности СДВС. В то же время не были проанализированы противоречивые данные о влиянии водотопливных эмульсий на процессы изнашивания деталей. Не рассмотрены вопросы, связанные с регулированием экологической нагрузки на окружающую среду со стороны судовых дизелей и др., хотя им в последнее время уделяется все больше внимания. Так, в работе [4] впервые введено представление об экологическом КПД, позволяющем количественно оценить негативное воздействие СЭУ на окружающую среду.

Отмеченное становится еще более актуальным в связи с созданием и уже имеющем место практическим использованием на судах новых видов топлив и двигателей – например, двигателей двойного топлива на газовозах типа LNG [5]. В них перевозимый природный газ, основу которого составляет метан CH<sub>4</sub>, применяется в качестве топлива — его групповой химический состав вообще и парциальное содержание в нем водорода, в частности, заметно отличаются от традиционно используемого на судах.

Таким образом, более глубокий и общий анализ влияния содержания водорода в заряде на процессы, происходящие в рабочем цилиндре СДВС, представляется целесообразным.

В настоящей работе предпринята попытка оценить воздействие добавок водорода в свежий заряд на процессы энергопреобразования в рабочем цилиндре СДВС с позиций неравновесной термодинамики. Принципиальным отличием предлагаемого подхода от известных [6] явилось:

- использование введенного Лоренцем представления о локальном термодинамическом равновесии в физически бесконечно малом макроскопическом объеме [7], согласно которому основные законы классической термодинамики можно применять к системам с большим содержанием микрочастиц. Например, в объеме около 10<sup>-11</sup> м<sup>3</sup>, содержащем более 3·10<sup>11</sup> молекул, равновесие устанавливается всего за τ ≈ 1,6·10<sup>-10</sup> с, что меньше длительности любого из тактов работы дизеля ориентировочно в 10<sup>7</sup> раз.
- дополнение стандартного уравнения химической термодинамики поправкой [8], отражающей, в соответствии с принципом Ле-Шателье, изменение количества молей вещества Δn = n<sub>прод</sub> – n<sub>исх</sub> в результате взаимодействия исходных компонентов, а также значительное отличие индикаторного давления в рабочем цилиндре *p* от нормального p<sub>атм</sub>:

$$\Delta G_T^0 = \Delta H_{298}^0 - T \cdot \Delta S_{298}^0 + \Delta n \cdot RT \cdot \ln \frac{p}{p_{\text{atm}}}.$$
 (1)

Указанные отличия дали возможность рассматривать взаимодействие компонентов заряда и топлива как последовательность равновесных состояний в каждом из тактов рабочего цикла дизеля. Необходимая для расчетов информация о давлении и температуре газов в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя определялись по математической модели [9], созданной на базе уравнения сгорания по И.И. Вибе.

В качестве иллюстрации предлагаемого подхода, с использованием данных [10] рассмотрим возможность протекания следующих реакций между веществами, содержащимися в заряде рабочего цилиндра СДВС:

$$\frac{1}{3}N_2 + H_2 = \frac{2}{3}NH_3;$$
(2)

$$N + O_2 = NO + O. (3)$$

Традиционный подход — без учета 3-го слагаемого в правой части уравнения (1) — дает возможность говорить лишь о тенденции развития

реакции с изменением температуры (рис. 1). Так, прямая реакция образования аммиака (2) возможна лишь до температур ~ 600 К. При ее дальнейшем повышении доминирует обратная реакция. В то же время взаимодействие кислорода со свободными радикалами азота, ведущее к образованию экологически опасного монооксида NO, должно интенсивно протекать во всем диапазоне температур, возникающих в рабочем цилиндре двигателя. При этом следует отметить, что тенденции в изменении характера указанных взаимодействия имеют монотонный характер и описываются уравнениями прямых.



Рис. 1. Влияние температуры на характер протекания реакций (2) и (3) между компонентами свежего заряда рабочего цилиндра СДВС

Введение в расчеты поправки согласно (1) дает возможность "привязать" протекающие в рабочем цилиндре химические реакции к реальным термодинамическим параметрам – давлению и температуре.

Сопоставление зависимости этих величин (рис. 2, вверху) и рассчитанного по уравнению (1) изменения энергии Гиббса для рассмотренных ранее реакций (рис. 2, внизу) от угла поворота коленчатого вала СДВС позволяет отметить следующие принципиально важные моменты.

Во-первых, все полученные зависимости  $\Delta G = f(p,T)$  достаточно надежно коррелируют с изменениями собственно температуры и давления газов в рабочем цилиндре. Положение экстремумов для всех рас-

смотренных реакций соответствует такту сгорания топлива. С учетом изложенного, взаимодействие компонентов газовой смеси можно рассматривать не только при сгорании топлива (что обычно делается), но и в других тактах цикла: сжатия и расширения.



Рис. 2. Влияние положения коленчатого вала дизеля на характер протекания реакций (2) и (3) между компонентами свежего заряда рабочего цилиндра

Во-вторых, в случае разного количества молей исходных веществ и продуктов реакции значения  $\Delta G$  могут заметно отличаться, что требует безусловного учета поправки в уравнении (1).

Так, в реакции (2) при  $\Delta n = -2/3$  уменьшение энергии Гиббса достигает 26 % (см. рис. 2, внизу), что значительно повышает вероятность образования NH<sub>3</sub> (см. реакции 2а и 2б). При неизменном количестве молей влияние давления в рабочем цилиндре на интенсивность протекания взаимодействия не сказывается (реакция 3).

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Применение представления неравновесной термодинамики о локальном равновесии позволяет рассматривать взаимодействие компонентов заряда и топлива как последовательность равновесных состояний в каждом из тактов рабочего цикла дизеля и использовать для исследования процессов и их описания аппарат классической термодинамики.

2. Увязка протекающих химических реакций между компонентами газовой смеси с положением коленчатого вала СДВС позволяет перейти к более детальному описанию процессов в рабочем цилиндре и получать данные не только по такту сгорания топлива в целом, но и оценивать состояние газовой среды в любой момент рабочего цикла дизеля.

3. Учитывая возможность интенсивного протекания химического взаимодействия между компонентами газовой фазы во всех тактах рабочего цикла, при переходе к последующему конечный состав продуктов химического взаимодействия предшествующего должен учитываться соответствующим образом.

4. Предлагаемый подход позволяет уточнить механизм рабочего процесса в каждом из тактов судовых дизелей, использующих добавки водорода в заряд или непосредственно в топливо.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

- 1. Самсонов В.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов / В.И. Самсонов, Н.И. Худов. М.: Транспорт, 1990. 368 с.
- 2. Камкин С.В. Эксплуатация судовых дизелей / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.П. Шмелев. М.: Транспорт, 1990. 344 с.
- Голиков А.А., Чураков А.И. Повышение эффективности использования потенциала рабочих тел судовых энергетических установок: // Сучасні проблеми суднової енергетики – 2006. Мат. міжнар. наук. та наук.-метод. конф. – Одеса: ОНМА, 2006. – С. 33-35.
- Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Экологическая нагрузка судового дизель-генератора // Проблемы экологии и энергосбережения в судостроении. Мат. 4-ой междунар. науч.-техн. конф. – Николаев: НУК, 2005. – С. 30-32.
- Миюсов М.В. Проблема подготовки судовых механиков для работы на судах, перевозящих сжиженный природный газ (LNG) // Сучасні проблеми суднової енергетики – 2005. Мат. міжнар. наук.-метод. конф. – Одеса: ОНМА, 2005. – С. 6-10.

- 6. Захаров Ю.В. Прогнозирование и улучшение экологических характеристик судовых газотурбинных двигателей: дисс. ... канд. техн. наук. – Николаев, 2002. – 173 с.
- 7. Агеев Е.П. Неравновесная термодинамика в вопросах и ответах // Электронная версия М.: МГУ, 2000.
- Киреев В.А. Краткий курс физической химии. М.: Химия, 1970. 638 с.
- Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.
- Карапетьянц М.Х. Основные термодинамические константы неорганических и органических веществ / М.Х. Карапетьянц, М.Л. Карапетьянц. – М.: Химия, 1968. – 470 с.

УДК 621.431.74

Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. ОНМА

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ УПРОЧНЕНИИ ТРЕНИЕМ КАНАВОК ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ<sup>1</sup>

Эффективность преобразования энергии в судовом дизеле во многом определяется условием замкнутости рабочего пространства цилиндра, ограниченного основными элементами ЦПГ: головки поршня, втулки и крышки. Главная роль в ее обеспечении отводится головкам поршней, работающих при высоких механических и тепловых нагрузках, в коррозионной среде. Ускоренный износ торцов канавок поршней в сопряжении «кольцо-канавка», на который приходится 85–90 % отказов, приводит к прорыву воздушного заряда, или продуктов сгорания, в результате чего ухудшаются рабочие параметры и мощность дизеля, увеличивается расход топлива и масла [1].

Для восстановления параметров работы дизеля заменой компрессионных колец ремонтного размера, при навигационном ремонте, необходимо упрочнить рабочие поверхности канавок ГП на глубину, превышающую предельно допустимую величину износа канавок. Поэтому задача получения упрочненных слоев заданной глубины является важной и актуальной.

Как показала практика, эффективным является способ упрочнения канавок быстровращающимся диском предварительно цементированных торцов канавок, обеспечивающий долговечность 11-12 тыс. часов [2, 3].

Глубина упрочнения вращающимся диском определяется глубиной распространения температурных полей, вызывающих фазовые и структурные превращения, при одновременном воздействии высоких давлений и температур, возникающих за счет энергии, выделяющейся в контакте деталь—упрочняющий быстровращающийся диск

В дальнейшем ограничимся исследованием глубины распространения температур, вызывающих фазовые превращения, ведущие к созданию материала покрытия с наиболее высокими эксплуатационными свойствами, т.е. образованию белых слоев.

Литературный обзор существующих теоретических результатов по решению уравнения Фурье для упрочнения трением тел разных конфи-

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Математическое решение уравнения теплопроводности и обработка результатов выполнены совместно с доц. Воробьевым В.Л.

гураций показал, что их использование для случая упрочнения цементированных канавок головок поршней неприменимо. Имеющиеся сведения о зависимости температуры от параметров теплового процесса носят качественный характер, либо основаны на полуэмпирических зависимостях. Исследованные режимы упрочнения трением обеспечивают глубину упрочнения 120-160 мкм, что недостаточно для эксплуатации ГП.

Решению уравнения теплопроводности посвящено огромное количество работ. Различные методы решения изложены в работах Лыкова А.А., Беляева Н.М., Рядко А.А. [4] и др. Для однородного слоя решалась задача определения глубины фрикционного упрочнения ножей стружечных станков [5]. Для случая упрочнения трением перемычек головок поршней дизелей и, в частности, для цементированных поверхностей такая задача не решалась.

Цель работы – исследование глубины распространения температур, вызывающих фазовые превращения при упрочнении канавок головок поршней вращающимся диском, на основании решения уравнения теплопроводности.

Постановка задачи: цилиндр радиуса R вращается с угловой скоростью  $\omega$ . В контакт канавки цилиндра заходит часть инструмента в виде быстровращающегося диска радиуса  $R_2$ , вращающегося с угловой скоростью  $\omega_1$  (рис. 1). В качестве теплового источника принимаем упрочняющий диск, а поверхность контакта — за зону концентрации тепла.



Рис. 1. Схема упрочнения трением торцов канавок головки поршня

В такой постановке задача сводится к решению уравнения теплопроводности в цилиндрической системе координат при сложных граничных условиях, описывающих поверхность цилиндра.

Перемычка головки поршня моделируется в виде системы полу бесконечных стержней с единичной площадью поперечного сечения. Распределение температуры  $T_k(x,t)$  в составном полу бесконечном стержне определяется из уравнений одномерной нестационарной теплопроводности при наличии теплообмена по боковой поверхности:

$$\frac{\partial T_k(x,t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T_k(x,t)}{\partial x^2}; t \ge 0.$$

При K = 1 принимается  $0 \le x \le h$ , а при  $K = 2 - x \ge h$ , где h -глубина цементации перемычки.

Решение задачи выполнено для случая произвольной глубины цементации и произвольного распределения температуры по глубине цементированного слоя перемычки поршня.

Для определения температуры имеем уравнения:

■ для цементированного слоя ( $t \ge 0$ ;  $0 \le x \le h$ )

$$\frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} = a_1 \frac{\partial^2 T_1(x,t)}{\partial x^2} \tag{1}$$

■ для нецементированного слоя ( $t \ge 0$ ;  $0 \le x \le \infty$ )

$$\frac{\partial T_2(x,t)}{\partial t} = a_2 \frac{\partial^2 T_2(x,t)}{\partial x^2}$$
(2)

Между цементированным и нецементированным слоями перемычки осуществляется идеальный тепловой контакт, который дает условия:

$$T_1(h,t) = T_2(h,t); \ \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} = a \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x};$$
(3)

Начальные условия для уравнений (1) и (2) таковы:

$$T_1(x,0) = T_2(x,0) = T_0$$
, (4)

где *T*<sub>0</sub> — начальная температура перемычки.

Определим зону контакта между перемычкой головки поршня и рабочей частью инструмента. Упрочняющая часть диска представляет собой кольцо с внутренним радиусом  $R_2$  и наружным  $R_1$  (см. рис. 1).

Используя теорему косинусов, находим величину углов  $\phi_{\rho}$  и  $\psi_{\rho}$ :

$$\phi_{\rho} = \arccos \frac{\rho^2 + R_3^2 - R_1^2}{2\rho R_3}; \psi_{\rho} = \arccos \frac{\rho^2 + R_3 - R_2^2}{2\rho R_3}.$$

Длина дуги  $L_{\rho}$  радиуса  $\rho$  определяется как  $L_{\rho} = 2\rho(\phi_{\rho} - \psi_{\rho})$ .

Граничные условия:

условия теплообмена при x = 0:

$$\lambda_{1} \frac{\partial T_{1}(0,t)}{\partial x}\Big|_{x=0} = Q_{z}(t), (0 < t \le t_{n}).$$
  
$$\lambda_{1} \frac{\partial T_{1}(x,t)}{\partial x}\Big|_{x=0} = \alpha \Big[T_{\max}(0,t) - T_{\ast}(t^{1})\Big] (t \ge t_{n})$$
(5)

где  $\alpha$  — коэффициент теплообмена детали и жидкости;  $T_{*}$  — температура охлаждающей жидкости;  $T_{max}$  — максимальная температура, развивающаяся в зоне контакта.

Доля тепла, отводимого в деталь, по аналогии с шлифовальноупрочняющей обработкой составляет 30-35 % от эффективной мощности упрочнения [3]. С учетом этого, количество тепла, отводимого в деталь в единицу времени, можно рассчитать по формуле

$$Q_Z = K_1 N_{3\phi}$$
,

где  $K_1$  — коэффициент, учитывающий количество тепла, отводимого в деталь ( $K_1 = 0,3$ );  $N_{iij}$  — эффективная мощность.

Последняя может быть найдена из соотношения

$$N_{\rm sp} = \frac{p_z V_g}{102\eta};$$

где  $V_g$  — окружная скорость детали;  $\eta$  — КПД установки для упрочнения;  $p_z$  — тангенциальная составляющая силы трения, Н.

На большом удалении от начала координат температура тела не меняется. Это условие дает такое равенство:

$$T_2(+\infty, t) = T_0.$$
(6)

При решении уравнения Фурье применено прямое и обратное преобразование Лапласа по переменной *t*. В конечном итоге получим распределение температуры в перемычке поршня:

$$T_{j}(x,t) = T_{0} + Q_{z} \frac{\sqrt{a_{1}}}{\pi \lambda_{1}} \left[ 2 \frac{1-k}{1+k} \overline{Q}(0,t) + \right]$$

$$+ \int_{0}^{1} \left( \frac{F_{j}(x,s)\overline{Q}(s,t)e^{-st}}{\left((1-k)^{2} + 4k\cos^{2}h\sqrt{\frac{s}{a_{1}}}\right)} - \frac{1-k}{1+k}\overline{Q}(0,t) \right) \frac{ds}{\sqrt{s}} + (7)$$

$$+ \int_{0}^{\infty} \frac{F_{j}(x,s)\overline{Q}(s,t)e^{-st}}{\sqrt{s}\left((1-k)^{2} + 4k\cos^{2}h\sqrt{\frac{s}{a_{1}}}\right)} ds = \int_{0}^{\infty} \frac{1-k}{\sqrt{s}\left((1-k)^{2} + 4k\cos^{2}h\sqrt{\frac{s}{a_{1}}}\right)} ds = \int_{0}^{\infty} \frac{1-k}{\sqrt{s}\left((1-k)^{2}+4k\cos^{2}h\sqrt{\frac{s}{a_{1}}}\right)} ds =$$

где, j = 1 при  $(0 \le x \le h)$  и j = 2 при  $(x \ge h)$ .

$$F_{1}(x,s) = (1-k^{2})\cos\sqrt{\frac{s}{a_{1}}x}; (0 \le x \le h)$$

$$F_{2}(x,s) = (1-k)\left[\cos(1+\varphi(x))\sqrt{\frac{s}{a_{1}}h} + k\cos(1-\varphi(x))\sqrt{\frac{s}{a_{1}}h}\right](x \ge h)$$

$$k = \frac{1-\frac{\lambda_{1}}{\lambda_{2}}\sqrt{\frac{a_{2}}{a_{1}}}}{1+\frac{\lambda_{1}}{\lambda_{2}}\sqrt{\frac{a_{2}}{a_{1}}}}; (0 \le x \le h); \varphi(x) = \sqrt{\frac{a_{1}}{a_{2}}}\left(\frac{x}{h}-1\right)$$

$$\overline{Q}(s,t) = \frac{e^{st} - 1}{s}, (0 \le t \le t_k); \overline{Q}(0,t) = t, (0 \le t \le t_n); \overline{Q}(0,t) = t_n, (t \ge t_n).$$

Для вычисления температуры в рабочей поверхности канавки головки поршня упрочняемой трением определяемой уравнением (7) использована программа из пакета Matlab. Экспериментальная проверка решения уравнения теплопроводности выполнялась при упрочнении трением цементированных торцов канавок ГП МАН К6Z57/80. Глубину распространения температур, вызывающих фазовые превращения, определяли металлографически на шлифах по изменению микротвердости упрочненного закаленного слоя.

Для цементированных образцов концентрацией углерода 0,8–0,9%, температура начала аллотропических превращений принята 780-800 °С.

Анализ распределения микротвердости по глубине слоя (рис. 2.) показывает, что при данном режиме упрочнения расчетное значение температуры на поверхности достигает 1090 °С. Глубина распространения температур, вызывающих фазовые превращения равняется 1,1 мм.

Решение уравнение Фурье использовано для установления рациональных режимов упрочнения вращающимся диском торцов канавок ГП обеспечивающих глубину упрочнения позволяющую восстанавливать параметры работы дизеля установкой компрессионных колец ремонтного размера. В работе [6] показано, что глубина белого слоя зависит от мощности в зоне упрочнения, которая определяется силой прижатия упрочняющего диска и скорости вращения ГП, от которой зависит время действия теплового потока. В свою очередь, от скорости вращения детали зависит как мощность, так и значение температуры на поверхности.

Установлено, что при увеличении скорости детали глубина зоны структурных превращений сначала возрастает, а затем уменьшается, то есть имеет экстремальный характер (рис.3.). Максимальная глубина достигается при скорости вращения ГП V=2 - 3 10<sup>-2</sup> м/с и мощности 4 кВт.



Рис. 2. Распределение температуры (2) и микротвердости (1) по глубине упрочненного цементированного слоя (сталь 10ХСНД) головки поршня МАН К6Z57/80. Режим упрочнения: скорость вращения головки поршня V=0,03 м/с; сила прижатия диска F=4,5 кН



Рис. 3. Зависимость глубины упрочнения цементированных торцов канавок от скорости вращения головки поршня судового дизеля МАН 57/80

Расхождение теоретических и экспериментальных результатов полученных при упрочнении поршня составили 8–15 %.

Максимально допустимый износ канавок поршней дизеля МАН 0,9-1,1 мм, в зависимости от его типа. С учетом того, что увеличение зазора в сопряжении «кольцо-канавка» происходит также за счет изнашивания компрессионного кольца, то увеличение глубины упрочнения на 1,2 мм обеспечивает двух кратную замену компрессионных колец первого и второго ремонтного размеров.

Таким образом, используя полученное решение уравнения теплопроводности, установлены оптимальные режимы упрочнения, обеспечивающие гарантированные эксплуатационные свойства восстановленных ГП, повысить их долговечность и увеличить ресурс безремонтной эксплуатации дизеля на номинальных режимах.

#### Выводы.

Увеличение глубины упрочнения торцов канавок поршней является важной задачей, так как позволяет, путем дополнительной установки в канавки компрессионных колец ремонтного размера, при техническом обслуживании, обеспечивать замкнутость рабочего пространства цилиндров и сохранить параметры работы дизеля

Определена физическая модель процесса теплообмена при упрочнении цементированных канавок ГП вращающимся диском. Получено решение уравнения Фурье для определения распространения температур, вызывающих фазовые превращения, которое использовано для установления режимов упрочнения на заданную глубину.

Установлена зависимость глубина зоны структурных превращений от мощности, выделяемой в зоне упрочнения и скорости вращения детали от которой зависит время действия теплового потока.

Глубина белых слоев при упрочнении цементированных канавок способом ПУТ достигает 1,2 мм, что больше в четыре раза по сравнению с глубиной упрочнения новых ГП путем хромирования. Это позволяет решать задачу восстановления и поддерживания рабочих параметров методами технического обслуживания без разборки дизеля, увеличить его долговечность.

Полученное решение уравнения теплопроводности может быть использовано для дальнейшего развития теоретических и прикладных задач упрочнения деталей импульсными технологиями, особенно в трудно доступных местах, с целью повышения их долговечности. В настоящее время прорабатывается возможность расширения области применения полученных результатов для упрочнения деталей машин и механизмов Одесского морского порта, с использованием цементации и упрочнения трением.

Полученные результаты могут быть использованы в таких отраслях науки и техники как, эксплуатация и ремонт средств транспорта, процессов физико-механической обработки, материаловедения и термической обработки и др.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

 Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышения их ресурса. – Одесса, 2001. - 341 с.

- Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей с восстановленными головками поршней // Судовые энергетические установки: сб. науч. тр. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 116-125.
- 3. Слободянюк И.М. Эксплуатация головок поршней малооборотных дизелей, восстановленных цементированных кольцами, упрочненными трением // Судоходство. 2003. № 9-10. С. 47.
- 4. Беляев Н. М., Рядко А.А. Методы нестационарной теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1978. – 328 с.
- Бабей Ю.И., Кирик К.Д., Флещук В.Н. Определение глубины фрикционного упрочнения ножей стружечных станков // ФХММ. –1980.
   – № 3. –С. 86-88.
- 6. Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей путем повышения их эксплуатационных свойств при ремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 14. – Одесса: ОНМА. – С. 127-133.

УДК 621.431.74

Мартынюк А.О., Воробьев В.Л. ОНМА

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИСТЕНОЧНОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Общая постановка проблемы. В проблеме совершенствования судовых ДВС немаловажную роль играет оптимизация процесса смесеобразования. Правильно подобранный сорт топлива, его качественное распыливание не только повысит экономичность пропульсивной установки, но и увеличит ее эффективный КПД. Вместе с тем знание законов испарения топлива в двигателе позволяет правильно судить о его работе на данном горючем. Подробное изучение испаряемости различных топлив и их смесей при различных условиях, несомненно, приведет к более обоснованному выбору топлива для эксплуатации двигателей, а также откроет возможности создания новых, более совершенных конструкций двигателей и особенно их топливопитающих систем. Ведь процесс испарения не только предшествует процессам воспламенения и горения, но в значительной мере определяет характер их протекания. Так, знание периода задержки воспламенения мелких капель, получаемых в результате распыливания топливной струи, позволяет оценить дальнобойность факела и в соответствии с этим выбрать оптимальный режим работы двигателя.

В работе выносится на рассмотрение поэтапное исследование процесса испарения дисперсной структуры, образованной в результате распыления топливного факела в двигателе, работающего с воспламенением от сжатия, с целью установления общих закономерностей и особенностей данного процесса. При эксплуатации такого рода двигателей следует выделить следующие основные проблемы:

- движение капли распыленного топлива в условиях камеры сгорания;
- пристеночное смесеобразование в условиях молекулярной диффузии;
- поведение единичной капли в условиях реальной КС.

I. Испарение топлива в цилиндре ДВС, в первую очередь, определяется степенью распыла. Поэтому важно, чтобы топливная аппаратура находилась в исправном состоянии. Так одним из основных параметров работы форсунки является дальнобойность топливного факела (струи), под которой понимают скорость продвижения вершины (лобовой части) факела в функции от времени [3].

Наиболее надежные данные по дальнобойности факела топлива различных типов дизелей получают экспериментальным путем. Приведена также расчетная формула для определения дальнобойности факела  $l_e$ :

$$l_e = \left( t v_0 \frac{d_c}{\mathrm{tg}\,\alpha} \right)^{0.5} \left( \mu \frac{\rho_{\mathrm{T}}}{\rho_{\mathrm{B}}} \right)^{0.25},\tag{1}$$

где t — время развития факела;  $v_0$  — начальная скорость истечения;  $d_c$  — диаметр сопла;  $\alpha$  — угол распыливания;  $\mu$  — коэффициент истечения;  $\rho_B$  — плотность воздуха;  $\rho_T$  — плотность топлива.

Очевидно, дальнобойность факела определяется некоторой группой капель, обладающих большей кинетической энергией, чем остальные. В результате динамического испарения по траектории движения частицы образуется «мертвая» (вихревая) зона пониженного давления [2]. Находящиеся в пределах «мертвой» зоны другие частицы, будут испытывать меньшее сопротивление со стороны среды, следовательно, потеря кинетической энергии становятся меньше.

**Постановка задачи**. Выделим с лобовой части факела каплю и запишем уравнение Мещерского, характеризующее ее движение (считается, что капля попадает в более нагретую среду):

$$m(t)\frac{dv}{dt} = -R + \frac{\omega(t)}{\rho_{\rm r}}\frac{dm}{dt},\qquad(2)$$

где m(t) — масса капли; v(t) — скорость движения капли; R — реактивная сила, действующая на каплю со стороны среды;  $\omega(t)$  — скорость испарения капли.

Реактивную составляющую силы определим как

$$R = \varphi \frac{v^2}{2g} \gamma_{\scriptscriptstyle B} F_{\scriptscriptstyle K} \,, \tag{3}$$

где  $\varphi = a/\sqrt{Re}$  — коэффициент аэродинамического сопротивления;  $\gamma_{\rm B}$  — удельный вес среды;  $F_{\kappa}$  — площадь поперечного сечения капли; a — некоторый постоянный множитель (для шара a = 14).

Тогда подстановка выражений (3) в уравнение (2) даст

$$\frac{1}{3}r(t)\frac{dv}{dt} = -\mu v(t)\sqrt{\frac{v(t)}{r(t)}} + \left(\frac{dr}{dt}\right)^2,$$
(4)

где  $\mu = (a\rho_s/8\rho_m)\sqrt{\nu/2}$ ;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости топлива.

Решение уравнения (4) сводится к рассмотрению двух случаев.

1. Пусть за время є капля прогревается до температуры окружающей среды. Пренебрегая скачком концентрации над поверхностью капли, можно считать величину радиуса капли величиной постоянной  $r_{\varepsilon}(t) \approx r_0$ .

Тогда решение уравнения (4) при начальном условии  $v_{\varepsilon}(0) \approx v_0$  представим в виде

$$v_{\varepsilon}(t) = \left(\frac{\overline{\mu}}{2}t + \frac{1}{\sqrt{v_0}}\right)^{-2}, \quad l_{\varepsilon} = \sqrt{v_0}\varepsilon \left(\frac{\overline{\mu}}{2}\varepsilon + \frac{1}{\sqrt{v_0}}\right)^{-1}, \quad 0 \le t < \varepsilon, \quad (5)$$

где  $\overline{\mu} = 3\mu/r_0\sqrt{r_0}$ ;  $l_{\varepsilon}$  — путь, пройденный каплей за время  $\varepsilon$ .

2. В результате активного действия на каплю силы реактивного сопротивления, капля тормозится и начинает двигаться со скоростью, близкой к постоянной до момента воспламенения т, а радиус капли изменяется по закону [2]:

$$r_{\tau}\left(t\right) = \sqrt{r_0^2 - Kt} , \qquad (6)$$

где К — коэффициент пропорциональности.

Тогда решение уравнение (4) представим в виде

$$v_{\tau}(t) = \overline{K^{\frac{2}{3}}} / \sqrt{r_0^2 - Kt} , \quad l_{\tau} = l_{\varepsilon} + \frac{2\overline{K^3}}{K} \left( \sqrt{r_0^2 - K\varepsilon} - \sqrt{r_0^2 - K\tau} \right), \quad \varepsilon < t \le \tau , \quad (7)$$

где  $\overline{K} = K/4 \,\mu$ ;  $l_{\tau}$  — путь, пройденный каплей за время  $\tau$ .

Как видно из формулы (7), с ростом времени прогрева капли  $\varepsilon$  однозначно увеличивается дальнобойность  $l_{\tau}$ . Это объясняется тем, что по мере роста температуры капли, происходят существенные структурные изменения как на поверхности, так и внутри самой капли. В первую очередь, меняется состав капли за счет протекания химических реакций на ее поверхности. Для дальнейшего исследования этого вопроса следует обратиться к химической кинетики гетерогенных реакций.

II. В проблеме смесеобразования в судовых ДВС основную роль играет испарение в факеле распыленного топлива. Современные исследования данного процесса в основном сводятся к получению полуэмпирических зависимостей на основании результатов опыта [2], которые не описывают кинетику самого процесса. Вот почему актуальной является проблема теоретического расчета топливного факела. Известно, что прогрев капель в таком факеле происходит в весьма короткий промежуток времени в области, переходной от свободной конвекции к вынужденной, и поверхностный слой их с малым запаздыванием нагревается до температуры окружающей воздушной среды. Процесс же испарения капель продолжается несоизмеримо большее время, и его следует рассматривать в относительно узком диапазоне температур в кондуктивно-диффузионной области. В дальнейшем рассмотрим задачу пристеночного смесеобразования, когда большая часть паров образуется в результате испарения топлива со стенки КС в условиях молекулярной диффузии. Постановка задачи. Пусть в камеру сгорания цилиндра поршневого двигателя радиуса  $\overline{R}$  и высотой  $\overline{H}$  в момент времени t = 0 подается порция топлива с помощью форсунки, обеспечивающей распыл топлива по поверхности  $L_1$ . В результате аэродинамического действия воздушных масс происходит разрушение поверхности факела с образованием облака капель распределением  $\theta(r, z)$ . За время  $t_0$  топливо распыляется на стенки КС, откуда происходит статическое испарение в условиях молекулярной диффузии. Считая крышку цилиндра и поршень непроницаемыми для диффундирующего вещества, а боковую поверхность цилиндра – изолированной от паров топлива, запишем уравнение нестационарной диффузии для осесимметричного цилиндра в безразмерных координатах [4]

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D\overline{H}^2 \left( \frac{\partial^2 c}{\partial r^2} + \frac{1}{\overline{H}^2 r} \frac{\partial c}{\partial r} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right) + \Theta(r, z) H(t - t_0), \qquad (8)$$
$$0 < r < R, \quad 0 < z < 1, \quad R = \overline{R} / \overline{H}$$

при нулевом начальном условии

$$c\left(\bar{H}r,\bar{H}z,0\right)=0\tag{9}$$

и граничных условиях

$$\frac{\partial c\left(\bar{H}r,0,t\right)}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial c\left(\bar{H}r,1,t\right)}{\partial z} = 0, \quad (10)$$

$$c\left(R,\overline{H}z,t\right)=0\,,\tag{11}$$

где D — коэффициент диффузии;  $H(t - t_0) - функция Хевисайда.$ 

Для решения задачи применим конечное косинус-преобразование Фурье

$$\overline{c}_F(r,k,t) = \int_0^1 c(r,z,t) \cos \pi k \, z \, dz \tag{12}$$

и формулу обращения

$$c(r, z, t) = 2\sum_{k=1}^{\infty} \overline{c}_F(r, k, t) \cos \pi k z.$$
(13)

Применяя преобразование (12) к уравнению (8) и используя граничные условия (10), получим

$$\frac{\partial \overline{c}_{F}}{\partial t} = D\overline{H}^{2} \left( \frac{\partial^{2} \overline{c}_{F}}{\partial r^{2}} + \frac{1}{\overline{H}^{2} r} \frac{\partial \overline{c}_{F}}{\partial r} \right) - D \overline{H}^{2} \pi^{2} k^{2} \overline{c}_{F} + \overline{\theta}_{k} \left( r \right) H \left( t - t_{0} \right),$$
(14)

где  $\overline{\theta}_k(r) = \int_0^1 \Theta(r,z) \cos \pi k z \, dz$ .

Для исключения пространственной координаты *r* из уравнения (14) воспользуемся конечным преобразованием Ханкеля [4]

$$\tilde{c}_{FH}\left(\xi_{i},k,t\right) = \int_{0}^{R} r \,\overline{c}_{F}\left(r,k,t\right) J_{0}\left(\xi_{i},r\right) dr \tag{15}$$

и формулой обращения

$$\overline{c}_{F}\left(r,k,t\right) = \frac{2}{R^{2}} \sum_{i=1}^{\infty} \widetilde{c}_{FH}\left(\xi_{i},k,t\right) \frac{J_{0}\left(\xi_{i} r\right)}{\left[J_{1}\left(\xi_{i} R\right)\right]_{2}},$$
(16)

где  $\xi_i$  — корни функции Бесселя  $J_0(\xi_i) = 0$  .

Тогда с учетом граничных условий (11) получим

$$\frac{d\tilde{c}_{FH}}{dt} + D\bar{H}^2\gamma_{ki}\tilde{c}_{FH} = \tilde{\Theta}_{ki}H(t-t_0), \qquad (17)$$

где  $\gamma_{ki} = (\xi_i^2 + \pi^2 k^2), \quad \tilde{\theta}_{ki} = \int_0^R \int_0^1 \Theta(r, z) \cos \pi k z \quad J_0(\xi_i r) dz dr.$ 

Решение уравнения (17) при нулевом начальном условии представим в виде

$$\tilde{c}_{FH}\left(t\right) = \tilde{\theta}_{ki} \ e^{-D\vec{H}^{2}\gamma_{ki}t} \int_{0}^{t} e^{-D\vec{H}^{2}\gamma_{ki}t'} H\left(t'-t_{0}\right)dt'.$$
(18)

Возвращаясь к первоначальным переменным, решение задачи окончательно запишем в виде

$$c(r,z,t) = \frac{4}{R^2} \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} \tilde{\theta}_{ki} e^{-D\bar{H}^2 \gamma_{ki} t} \int_{0}^{t} e^{-D\bar{H}^2 \gamma_{ki} t'} H(t'-t_0) dt' \cos \pi \lambda z \frac{J_0(\xi_i r)}{\left[J_1(\xi_i R)\right]_2}.$$
 (19)

Формула (19) может широко применяться при исследовании пристеночного смесеобразования. Считая известным период задержки самовоспламенения для конкретной формы КС при незначительных скоростях истечения, можно получить пространственное концентрационное поле с целью определения ожидаемой области горения. Но здесь следует обратить особое внимание на то, что испарение со стенок КС может происходить в условиях цельной пленки или множества капель. При моделировании второго случая возникают существенные затруднения, связанные с конденсационными скачками на поверхности отдельных капель. Известно, что давление насыщенных паров над поверхностью капли тем больше, чем меньше ее диаметр. В связи с этим мелкие капли не могут существовать при данной температуре в равновесии с крупными каплями, так как по отношению к крупным каплям пар окажется пересыщенным, и мелкие капли будут испаряться, а образующийся вследствие этого в излишке пар — конденсироваться на крупных каплях. Поэтому форма КС и метод применяемого смесеобразования предъявляют различные требования к распыливанию топлива и развитию распыленной струи. При такой постановке задачи формулу (19) для практического расчета КС применять нельзя. Для более детального исследования последнего случая следует рассмотреть поведение единичной капли в условиях пристеночного смесеобразования.

III. Постановка задачи. Пусть в бесконечно протяженную атмосферу газа с концентрацией пара, равной повсюду нулю, вводится в момент времени t = 0 капля с радиусом  $r_{\rm H}$ . В результате подогрева капли до температуры окружающей воздушной среды на ее поверхности возникает скачок концентрации, сопровождающийся повышением давления насыщенных паров у зеркала испарения. Наибольшая концентрация пара  $c_s(t)$ , соответствующая насыщению, будет у поверхности испарения, а по мере удаления от нее концентрация будет падать. Это падение в основном происходит в сравнительно небольшом слое окружающей воздушной среды, называемом пограничным слоем, а затем уже концентрация пара практически не меняется, принимая сравнительно малое значение.

Процесс диффузии в пограничном слое обусловлен не только разностью концентраций пара, но осложняется термодиффузией и вынужденными молярными перемещениями пара и воздуха в этом слое. К тому же при испарении в большинстве случаев в пограничном слое возникает температурный градиент.

Задача о нахождении концентрационного поля единичной капли решается численно.

**Выводы.** Таким образом, предложенный метод поэтапного исследования дает возможность количественно оценить кинетику данного процесса. Решение проблемы пристеночного смесеобразования приведет к созданию новых, более совершенных конструкций камер сгорания судовых ДВС.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Калинчак В.В. Поведение частицы топлива в цилиндре ДВС // Физика аэродисперсных систем. 1967. Вып. 15.
- 2. Ирисов А.С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. М.: Гостехиздат, 1955. 370 с.
- 3. Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А. Распыливание жидкостей. М.: Машиностроение, 1977. 208 с.
- 4. Снеддон И. Преобразования Фурье. М.: ИЛ, 1955. 540 с.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В. ОНМА

### ПРОЦЕССЫ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С ГИДРОЗАПОРНЫМИ ФОРСУНКАМИ НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Частичные режимы работы судовых дизелей занимают ответственное место в обеспечении безопасности мореплавания и в значительной мере определяют эксплуатационные показатели двигателей.

Одним из направлений совершенствования работы судовых дизелей в этих условиях является улучшение процессов топливоподачи. Это может быть достигнуто, в частности, адаптацией регулировочных параметров к условиям, соответствующим частичным режимам. К таким параметрам относится в первую очередь давление подъёма иглы форсунки.

Более всего для решения этой задачи приспособлены форсунки с гидравлическим запиранием иглы (ГЗФ). Для изменения давления подъёма иглы  $p_0$  достаточно установить нужное давление запирающей жидкости  $p_{\Gamma.3.}$ 

Несмотря на значительное количество исследований, посвящённых ГЗФ, их работа на частичных режимах требует детального рассмотрения. Для изучения особенностей процессов топливоподачи системами с ГЗФ в ОНМА выполнены экспериментальные исследования, представленные в данной статье. Опыты проведены на безмоторном стенде. В качестве базового варианта системы впрыскивания использована топливная аппаратура судового среднеоборотного двигателя ЧН 25/34. В её состав входит топливный насос высокого давления (ТНВД) золотникового типа с регулированием по концу подачи. Диаметр и ход плунжера ТНВД равны 16 мм.

Базовые характеристики форсунки таковы: диаметр иглы форсунки 6 мм, ход иглы 0,45 мм, распылитель неохлаждаемый с девятью отверстиями диаметром 0,35 мм. Номинальное давление подъёма иглы  $p_0=20,8$  МПа.

Для обеспечения запирания форсунки стенд был оборудован системой гидравлического запирания (СГЗ) на базе ТНВД с ручным приводом.

При подготовке эксперимента с ГЗФ выполнено проектирование, изготовление и доводка конструктивных и измерительных элементов. Основную сложность представляет в таких условиях регистрация подъёма иглы (ПИ) из-за необходимости обеспечить герметичность выводов электрической схемы из полости запирания с достаточно высоким давлением (20 МПа и более).

Рассматривались две возможности компоновки измерительного узла ПИ: с внутренним (в полости запирания) и внешним расположением датчика. По второму вариант проще может быть осуществлена герметизация полости запирания. Однако в этом случае возникает необходимость использовать элемент, передающий перемещение иглы в поле датчика.

Предпочтение было отдано внутреннему датчику, обладающему метрологическим преимуществом. Датчик размещён вплотную к дну полости запирания, таким образом, что хвостовик иглы распылителя перемещается в поле катушки. Вывод сигнала обеспечен герметичными переходными контактами, пропущенными через ступенчатые сверления в стакане, уплотнённые эпоксидной смолой.

Фотография препарированной форсунки и сборочного узла датчика ПИ дана на рис. 1, 2.



Рис. 1. Датчик подъёма иглы гидрозапорной форсунки: 1 — катушка; 2 — шток; 3 — проставка; 4 — переходник контактный; 5 — сигнальный разъём



Рис. 2. Гидрозапорная форсунка:1 — распылитель; 2 — проставка; 3 — контактный переходник; 4 — датчик давления запирания у форсунки  $Д_{\Gamma3}$ ; 5 — переходник датчика давления топлива у форсунки  $Д_{\Phi}$ 

Целью исследований, как указано выше, являлось изучение влияния давления запирания  $p_{r,3}$  на параметры впрыскивания топлива на частичных режимах и возможности управления топливоподачей в этих условиях.

Режим задавался путём предварительного повышения давления в системе запирания. В случае необходимости давление можно было повышать в процессе эксперимента. Система гидрозапирания была достаточно плотной, чтобы установленное давление сохранялось на протяжении режима без видимых изменений.

Диапазон варьирования  $p_{\Gamma,3}$  составил 0-19,62 МПа (0-200 бар). При этом давление открытия форсунки (подъёма иглы) находилось в пределах  $p_0$ =0-25,6 МПа.

Частота вращения и выход рейки ТНВД соответствовали условиям пуска двигателя 6ЧН25/34 и равнялись  $n_{\rm p} = 63$  об/мин , m = 26 мм.

В результате анализа полученных осциллограмм по характеру перемещения (подъёма и посадки) иглы распылителя форсунки можно выделить следующие варианты процесса впрыскивания:

- режим открытой форсунки, при котором игла находится на упоре и не движется;
- режим стабильного впрыскивания, когда наблюдается чёткий подъём и посадка без дополнительных перемещений;
- переходной режим от стабильного к дробному впрыскиванию;
- режим дробного впрыскивания: игла в процессе впрыскивания совершает колебания.

Рассмотрим характерные особенности топливоподачи при различном давлении запирания. Начнём с режима открытой форсунки, на котором  $p_{r,3}=0$ . Осциллограмма процесса впрыскивания на этом режиме представлена на рис. 3.



Рис. 3. Топливоподача в режиме 1 открытой форсунки: *p*<sub>г.3</sub>=0

Принимая в качестве начала впрыскивания момент повышения давления у форсунки и, соответственно, считая окончанием впрыскивания снижение его до базового уровня, укажем фазы топливоподачи. Угол начала впрыскивания  $\phi_{\rm H} = 16,6$  °ПРВ (градусов поворота распредвала), общий угол впрыскивания  $\phi_{\rm BII} = 14,1$  °ПРВ. Следует отметить низкие давления топлива, составившие 4,5 и 5,1 МПа для  $p_{\rm H}$  и  $p_{\phi}$  соответственно. Цикловая подача топлива получена максимальной из всех опытов и составила  $q_{\rm u} = 1,4$  г/цикл.

Следующим режимом по уровню  $p_{\Gamma,3}$  является эксперимент (рис. 4) с  $p_{\Gamma,3}$ = 0,98 МПа ( $p_0$  = 1,27 МПа). Этого давления оказалось достаточно, чтобы обеспечить стабильное впрыскивание для заданного скоростного режима.



Рис. 4. Режим 2 стабильного впрыскивания: *p*<sub>г.3</sub>= 0,98 МПа (*p*<sub>0</sub> = 1,27 МПа)

Как следует из осциллограммы рис. 5, налицо качественное изменение всех параметров топливоподачи. Прежде всего, как уже отмечено, наблюдается чёткий подъём и посадка иглы. Появились колебания на кривой давления запирания. И, наконец, характер протекания линий давления в системе стал иным.

Если на предыдущем режиме он задавался в основном профилем кулачной шайбы и следовал изменению скорости плунжера, то в данном случае определяющим является процесс разгрузки системы после подъёма иглы. Действительно, максимум давления приходится на открытие форсунки и составляет  $p_{\rm H} = 5,9$  МПа и  $p_{\rm \Phi} = 6,8$  МПа. Затем происходит его плавное снижение вплоть до момента отсечки. Возникающая при этом дополнительная разгрузка системы приводит к резкому падению давления и посадке иглы форсунки.

Фазы топливоподачи на этом режиме также заметно отличаются от рассмотренного выше варианта. Угол начала впрыскивания  $\phi_{\rm H} = 19,1$  °ПРВ, а общая продолжительность составляет  $\phi_{\rm BH} = 16,0$  °ПРВ. Такое изменение моментов впрыскивания связано с наличием, хотя и небольшого, около 0,8 МПа, остаточного давления. Это обеспечивает заполнение системы топливом перед впрыскиванием, которое сохраняется после посадки иглы до очередного цикла.

Выше уже указано на возникновение колебаний давления запирания  $p_{\Gamma 3}$ . В данном случае, как, впрочем, и в дальнейшем, отклонение  $p_{\Gamma 3}$  от среднего значения относительно невелико. Повышение в момент подъёма иглы составляет  $\Delta p_{\Gamma 3}^{+}=0,12$  МПа (13% от базовой величины). Снижение от исходного уровня в абсолютных величинах ещё меньше —  $\Delta p_{\Gamma 3}^{-}=0,08$  МПа (8%). На рассматриваемом режиме последний факт определяется перемещением игла при её посадке на седло. Оба явления (подъём и падение давления запирания) связаны с изменением объёма полости запирания при движении иглы распылителя. Волновые процессы в системе запирания пока проявляются слабо.

Дальнейший рост  $p_{r,3}$  вызывает деформацию кривой ПИ. Задний фронт опускается до 0,3-0,5 от полного подъёма. На таком уровне формируется и при повышении  $p_{r,3}$  увеличивается ступенька на кривой ПИ. По мере развития этого участка нарастают колебания иглы форсунки. Наконец, при некотором  $p_{r,3}$  впрыскивание приобретает дробный характер, а колебания ПИ по амплитуде равны полному ходу иглы.

Проследим изложенное по осциллограммам. Для анализа воспользуемся данными двух режимов с давлениями  $p_{\Gamma,3} = 6,67$ МПа (рис. 5) и  $p_{\Gamma,3} = 9,32$  МПа (рис. 6). Заметим, что на осциллограмме рис. 5 давление  $p_{\Gamma,3}$  записано с обратной полярностью, т.е. положительное направление ординаты  $p_{\Gamma,3}$  — вниз.



Рис. 5. Осциллограмма топливоподачи с ГЗФ (режим 3):  $p_{r,3} = 6,67$  МПа,  $p_0 = 8,73$  МПа

Для данных двух режимов можно указать в первую очередь на принципиальное отличие: переход от стабильного впрыскивания к промежуточному характеру топливоподачи. Это определяется, в первую очередь особенностями перемещения иглы форсунки. В первом случае форма кривой ПИ соответствует стабильному впрыскиванию. При увеличении давления запирания на 2,65 МПа появляется заметная ступенька с частичным подъёмом иглы, о чём шла речь выше. Он составляет 32% от полного хода, что равно 0,14 мм.



Рис. 6. Осциллограмма топливоподачи с ГЗФ в переходном режиме 4:  $p_{r,3} = 9,32$  МПа,  $p_0 = 12,16$  МПа

В связи с этим для характеристики фаз топливоподачи целесообразно наряду с  $\varphi_{\rm H}$  и  $\varphi_{\rm B\Pi}$  указывать угол стабильного впрыскивания  $\varphi_{\rm B\Pi}^{\rm cr}$ , а также дополнительные участки. Последние могут быть углом с частичным подъёмом иглы  $\varphi_{\rm B\Pi}^{\rm s}$  и/или периодом дробного впрыскивания  $\varphi_{\rm B\Pi}^{\rm ap}$ . Для режима 4 эти показатели следующие:  $\varphi_{\rm H} = 18,3$  °ПРВ,  $\varphi_{\rm B\Pi} = 16,1$  °ПРВ,  $\varphi_{\rm B\Pi}^{\rm cr} = 5,2$  °ПРВ и  $\varphi_{\rm B\Pi}^{\rm s} = 10,9$  °ПРВ. На режиме 3 стабильного впрыскивания соответствующие параметры  $\varphi_{\rm H} = 17,6$  °ПРВ,  $\varphi_{\rm B\Pi} = 12,1$  °ПРВ.

На переходном режиме заметно изменяются и другие параметры топливоподачи, как в качественном, так и в количественном отношении. В первую очередь это относится к давлению подъёма иглы, пропорциональному давлению запирания. Эти величины  $p_0 = 8,73$ МПа и  $p_0 = 12,16$ МПа для соответствующих режимов.

Отличается и форма кривой давления топлива. На переходном режиме появляется участок с примерно постоянным давлением, соответствующий частичному подъёму иглы.

Иначе развивается и процесс в системе запирания. Его характер зависит от величины  $p_{r,3}$  и особенностей перемещения иглы. При первоначальном подъёме иглы до упора, что мы наблюдаем на обоих режимах, повышение давления в системе запирания зависит только от  $p_{r,3}$ , которое связано со сжимаемостью гидрозапорной жидкости. И действительно, на режиме 3 при давлении  $p_{\Gamma,3} = 6,67$ Мпа  $\Delta p_{\Gamma,3}^+ = 0,34$  МПа, а для  $p_{\Gamma,3} = 9,32$  МПа (режим 4)  $\Delta p_{\Gamma,3}^+ = 0,77$  МПа.

В дальнейшем впрыскивание развивается по-разному, и иначе выглядят кривые  $p_{r.3}$ . При стабильном впрыскивании игла находится на упоре и в системе запирания наблюдаются свободные колебания давления вплоть до посадки иглы. В этот момент давление уменьшается в соответствии с объёмом, освобождаемым иглой. Формируется отрицательная волна  $\Delta p_{r.3}$  =0,26 МПа, генерирующая затухающие колебания.

На переходном режиме движение иглы от упора ступенчатое. Начальный участок перемещения после отрыва от упора также снижает давление в системе запирания. Однако этот импульс налагается на колебания, возникшие при первоначальном подъёме, и формируется участок вынужденных колебаний вплоть до окончательной посадки иглы. Впрочем, и на этом отрезке игла продолжает двигаться, что также сказывается на колебательном процессе в системе запирания. Окончательная посадка иглы формирует отрицательную волну. Однако, как отмечено ранее, ход её при этом невелик. Соответственно, меньше и  $\Delta p_{r,3}$  = 0,083 МПа.

Перейдём к анализу дробного впрыскивания. На режиме 5 по осциллограмме рис. 7 можно проследить развитие гидродинамических процессов в системе впрыскивания в условиях дробной работы. Основные параметры режима:  $p_{r.3} = 17,95$  МПа ,  $p_0 = 23,44$  МПа.



Рис. 7. Осциллограмма топливоподачи с ГЗФ (режим 5):  $p_{\Gamma.3}$  =17,9 МПа,  $p_0 = 23,4$  МПа

Начальная фаза процесса впрыскивания формируется под влиянием прямой волны давления, подходящей к форсунке от ТНВД. При этом некоторое время подача топлива имеет стабильный характер. Этот участок на рассматриваемом режиме составляет  $\phi_{BR}^{cr} = 3,3$  °ПРВ. Фаза дробного процесса занимает остальную часть общего угла топливоподачи и составляет  $\phi_{BR}^{ap} = 9,1$  °ПРВ.

Посадка иглы распылителя в конце начальной фазы  $\phi_{вп}^{cr}$  генерирует в системе впрыскивания вынужденные колебания, в которых участвует три элемента: игла распылителя, столб топлива системе высокого давления и аналогичный участок- система запирания. При этом налицо взаимное влияние их друг на друга и на конечные параметра процесса. Кроме того, естественно, проявляется и влияние ТНВД, который продолжает подавать топливо в систему.

Количественными данными для рассматриваемого режима являются: частота колебаний 510 Гц, максимальная амплитуда колебаний давления у форсунки 5,29 МПа. Естественно, что частота колебаний давления в обеих системах (рабочей и запирания) и иглы одинакова. Что касается амплитуды колебаний иглы распылителя, то она также переменная и изменяется в диапазоне от 0,5 до полного ПИ (что составляет  $z_{\mu} = 0,22-0,45$  мм).

Для сравнения укажем, что частота свободных колебаний топлива в системе высокого давления составляет для средней скорости звука 1450 м/с — 725 Гц. Такое соотношение частоты вынужденных и свободных колебаний удовлетворительно вписывается в приведенную гипотезу. Снижение частоты вынужденных колебаний по отношению к свободным связано с демпфирующим влиянием объёмов на обоих концах системы топливоподачи.

В программу эксперимента входила также задача по определению граничных параметров для характерных областей режимов впрыскивания. Речь идёт о давлении запирания, при котором качественно меняется топливоподача. С этой целью при постоянной частоте вращения  $n_p$  и фиксированном положении рейки ТНВД *m* плавно изменялось давление запирания  $p_{r.3}$ . Опыты выполнялись как при повышении  $p_{r.3}$ , так и снижении его. Границей между стабильным и переходным режимами считалось минимальное  $p_{r.3}$ , при котором на заднем фронте кривой ПИ начинала формироваться ступенька. Для этого параметра получен диапазон значений  $p_{r.3}^{-n1} = 8,63-9,71$  МПа. Эти значения получены в результате многократных опытов по описанной методике.

Аналогичная работа по определению границы между переходным и дробным режимами дала следующие результаты  $p_{r,3}^{n2} = 12,75 - 16,38$  МПа. Контроль режима производился визуально (по форме кривой ПИ) и на слух. Оба признака дали практически равные значения  $p_{r,3}^{n2}$ .

Столь широкий диапазон граничных параметров связан с нестабильностью усилий, действующих на иглу распылителя.

Существенно выяснить, как развиваются процессы в условиях, близких к граничным. Для варианта переходной-дробный режимы приведены осциллограммы на рис. 8, 9. Для большей наглядности они сняты на скорости вдвое большей по сравнению с предыдущими для большей наглядности.



Рис. 8. Конечный переходной режим 6:  $p_{r,3} = 16,38$  МПа,  $p_0 = 21,38$ МПа



Рис. 9. Начальный режим 7 дробного впрыскивания:  $p_{r.3} = 15,75$  МПа,  $p_o = 20,50$ МПа

Результат этой части эксперимента получен отличным от запланированного. Предполагалось зафиксировать качественно различные процессы впрыскивания, близкие к границе между ними. В ходе предварительных оценок были определены соответствующие параметры:  $p_{r,3} = 15,75$ МПа для конечного переходного режима и  $p_{r,3} = 16,38$  МПа для начального дробного режима. Однако при осциллографировании получено обратное: при меньшем давлении запирания получен дробный режим, а при большем — переходной. Надо отметить, что между опытами прошёл достаточно большой промежуток времени — около двух дней. Переходя к анализу этих режимов, отметим, в первую очередь, особенности подъёма иглы форсунки. Так, на осциллограмме переходного режима (см. рис. 8) игла форсунки после периода полного открытия (угол стабильного впрыскивания  $\phi_{Bn}^{cr}$  =2,7 °ПРВ) остаётся в частично открытом состоянии. Этот участок имеет следующие параметры:  $\phi_{Bn}^{u}$  = 9,7 °ПРВ — угол частичного подъёма иглы, а относительная величина подъёма — 0,17 (0,076 мм).

При дробной топливоподаче перемещение иглы имеет более сложный характер. По-прежнему, первым является участок стабильного впрыскивания протяжённостью  $\phi_{Bn}^{cr} = 2,8$  °ПРВ. Затем следует промежуточная фаза частичного подъёма иглы  $\phi_{Bn}^{u} = 5,6$  °ПРВ. Завершающим является отрезок дробного впрыскивания  $\phi_{Bn}^{ap} = 3,7$  °ПРВ. В результате, общий угол впрыскивания составил  $\phi_{Bn} = 12,1$  °ПРВ. На переходном режиме  $\phi_{Bn} = 12,4$  °ПРВ.

Таким образом, общая продолжительность топливоподачи и участок стабильного впрыскивания на этих режимах отличаются незначительно. Их особенностью является нестабильность периода частичного подъёма иглы. Для этих режимов его можно назвать колебательным. Неразвитым оказывается процесс дробного впрыскивания. Из четырёх периодов лишь один имеет амплитуду полного подъёма иглы.

Проведенный анализ подтверждает близкий характер процессов впрыскивания приграничных режимов. Кроме того, налицо монотонный процесс преобразования режимов.

В завершение данного раздела экспериментального исследования остановимся на процессах, происходящих в системе запирания ГЗФ. Как указано в описании методики эксперимента, первоначально давление в системе регистрировалось только на входе в форсунку. Именно этот параметр фигурирует в рассматривавшихся до сих пор материалах. В процессе испытаний встал вопрос о более полном исследовании гидродинамики системы запирания форсунки. С этой целью был установлен второй датчик давления. На этот раз у ТНВД пресса, подающего рабочую жидкость в систему запирания.

Далее рассматриваются две осциллограммы (рис. 10, 11), снятые с дополнительным датчиком давления  $p_{r,31}$ . На режиме 8 наблюдается переходной процесс топливоподачи, на режиме 9 — дробное впрыскивание.

Осциллограмма режима 9 (см. рис. 11) снята с большей скоростью, чем на режиме 8 (см. рис. 10).



Рис. 10. Осциллограмма топливоподачи в переходном режиме 8:  $p_{r.3} = 12,65$  МПа,  $p_0 = 16,48$  МПа.



Рис. 11. Осциллограмма топливоподачи в дробном режиме 9:  $p_{r.3} = 18,15$  МПа,  $p_0 = 23,64$  МПа.

Из осциллограмм следует, что в системе запирания наблюдается волновой процесс. Колебания давления распространяются по всей системе. Наблюдается характерная картина вынужденных колебаний с отдельными отрезками свободных. Вынужденные колебания генерируются, как отмечено выше, в результате перемещения иглы форсунки.

На переходном режиме колебания имеют простую форму затухающих волн. После подъёма иглы частичные её перемещения отражаются на волновом процессе значительно слабее.

При дробном впрыскивании колебания давления в системе запирания имеют сложный характер. При этом кривые  $p_{r,3}$  и  $p_{r,31}$  существенно отличаются друг от друга по форме. С одной стороны, происходит демпфирование исходного сигнала на пути от форсунки к ТНВД пресса. В результате снижается порядок колебания  $p_{r,31}$  по основной частоте. Одновременно на этот же процесс накладываются более высокие гармоники.

Другим базовым параметром колебаний давления в системе запирания является их амплитуда. Получены следующие максимальные значения отклонения давления в системе запирания (таблица).

Показатель	Номер режима	
	8	9
$\Delta p_{{\scriptscriptstyle \Gamma},3}^{+}$	0,706	0,853
$\Delta p_{\Gamma,3}$	0,353	0,353
$\Delta p_{{\scriptscriptstyle \Gamma}.31}{}^+$	0,176	0,186
$\Delta p_{\Gamma,31}$	0,057	0,053

Амплитуды колебаний давления в системе запирания, МПа

Что касается абсолютных величин амплитуд колебания давления в системе запирания, то следует отметить два факта. Во-первых, их значения не зависят от давления запирания  $p_{\Gamma,3}$ . Действительно, отклонения в сторону увеличения для обоих режимов у форсунки близки, а  $\Delta p_{\Gamma,31}$  совпадают. Близкая к этому картина и у пресса. Во-вторых, наблюдается интенсивное затухание прямых волн на пути от форсунки к прессу. При этом положительная составляющая уменьшается в 4-4,6 раз, отрицательная — в 6,2-6,7.

С учётом последнего обстоятельства можно говорить о малом влиянии обратных волн на процесс запирания. Если считать затухание отражённых волн столь же интенсивным, как и прямых, то их амплитуда будет существенно меньше, чем у прямой волны. Это соотношение может составить от 16 до 36, и обратная волна, в этом случае, не может оказать заметного влияния на волновой процесс в системе запирания.

Обобщённая информация о влиянии давления запирания на основные параметры топливоподачи представлена на графиках рис. 12.

Из параметров, не коррелированных линейно с  $p_{\Gamma,3}$ , наиболее существенно изменяется цикловая подача топлива  $q_{\mu}$ . При этом опытные точки достаточно хорошо укладываются на кривую с максимальной интенсивностью изменения в диапазоне  $p_{\Gamma,3} = 0...6$  МПа. Действительно, в исследованных границах  $p_{\Gamma,3} = 0...20$  МПа снижение  $q_{\mu}$  составило 0,15 г/цикл, или 12%. Из них 8% приходится на указанный начальный интервал  $p_{\Gamma,3}$ .



Рис. 12. Зависимость параметров впрыскивания топлива  $\Gamma 3\Phi$  от давления гидравлического запирания  $p_{\Gamma 3}$ 

Что касается давления подъёма иглы  $p_0$ , то его величина пропорциональна  $p_{\Gamma,3}$  в соотношении  $p_0 = 1,304p_{\Gamma,3}$  и зависит от соотношения площади иглы и её дифференциальной площадки. Номинальное значение  $p_0 = 20,8$  МПа, соответствует  $p_{\Gamma,3} = 15,8$  МПа. Максимальная же величина  $p_0$  в эксперименте составила 25,6 МПа, т.е., на 24% выше номинального значения.

Формирование остаточного давления  $p_{\rm T}$  в системе определяется многими факторами, и опытные точки имеют значительный разброс по отношению к аппроксимирующему графику. Общий характер зависимости  $p_{\rm T} = f(p_{\rm T.3})$  — прямая с коэффициентом пропорциональности 0,75.
Отмеченное ранее изменение фаз топливоподачи — уменьшение общего угла впрыскивания  $\phi_{вп}$  и смещение процесса в направлении вращения соответствует общей тенденции, характерной для графика. Как  $\phi_{вп}$ , так и угол начала впрыскивания  $\phi_{н}$ , характеризующий начало топливоподачи, представлены прямыми со снижением в эксперименте на 4 °ПРВ (градуса поворота распредвала) или на 28% от среднего значения для  $\phi_{вп}$  и на 2,4 °ПРВ ( $\approx 13\%$ ) у  $\phi_{н}$ .

### Выводы.

Установлены возможность управления параметрами впрыскивания при использовании систем с ГЗФ на частичных режимах.

Исследованы закономерности изменения параметров топливоподачи системой с ГЗФ в зависимости от давления запирания.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Д. ОНМА

# ИСТЕЧЕНИЕ МАСЛА ИЗ СМЕЩЕННЫХ КАНАЛОВ В ЦИЛИНДРЫ ДЛИННОХОДОВЫХ СДВС

Смещенные каналы широко применялись в системах смазывания цилиндров двигателей фирм B&W.

Выполнение каналов со сдвигом вверх относительно оси штуцера, имело целью обеспечение заполнения его маслом, и предотвращение проникновение газов в канал, для улучшения процесса подачи масла в цилиндр.

В длинноходовых двигателях такие каналы встречаются значительно реже, несмотря на их явные преимущества перед центральными каналами.

Как показывают результаты вскрытий цилиндров и анализ нагаров, у двигателей с такой конструкцией системы смазывания также имеются следы встречи масла с боковой поверхностью головки поршня и натиры на зеркале цилиндра, рис. 1, свидетельствующие о заполнении нагарами зазора между головкой поршня и зеркалом.

Следует отметить усилия двигателестроительных фирм направленные на удаление дорожек нагара путем установки в верхней части втулки кольца-скребка диаметром немного меньшим внутреннего диаметра цилиндра.

Скребок предназначен для удаления попавшего масла на участок головки выше первого компрессионного кольца. Как показывают эксплуатационные наблюдения, действительно кольцо-скребок перемещает попадающее на головку масло и образующиеся там нагары ниже, в район 1-го компрессионного кольца.

Однако это приводит к скоплению этих нагаров выше кольца и попаданию их в зазор между ним и втулкой, что способствует увеличению абразивного износа зеркала и поршневых колец.

Следовательно, поставленная цель оказалась не достигнутой, что может быть объяснимо отсутствием исследований влияния предложенной геометрии канала на процесс истечения масла в цилиндр, без которых эти изменения представляют собой обычное интуитивное решение.

Исследование системы смазывания цилиндров длинноходовых двигателей MAN - B&W (стандартный лубрикатор) показали, что масло поступает в цилиндр на каждом обороте небольшими порциями, причем его истечение на зеркало втулки происходит, минуя маслораспределительные канавки, в виде узкой вертикальной полосы.



Рис. 1. Характер нагарообразований на головке поршня (а) и натиров на зеркале втулки (б) у длинноходовых двигателей

Истечение масла происходит с отрывом от зеркала цилиндра, рис. 2, со скоростями 0,4...1,0 м/с, рис. 3, и сопровождается формированием короткой струи, которая выступает относительно плоскости среза выходного отверстия на 20-25 мм, а затем (одновременно с потерей скорости) постепенно опускается вниз, не теряя связи с зеркалом.

Струйное истечение масла приводит к поступлению его на нерабочие поверхности головки поршня, а следовательно и к неэффективному использованию масла в цилиндре.

На рис. 4 приведен пример осциллограммы процесса маслоподачи с записью расхода масла через один из маслоподводящих каналов. Осциллографирование показало, что начало поступления масла в цилиндр приходится на 340°п.к.в.



Рис. 2. Кинокадры процесса маслоподачи из смещенных каналов



Рис. 3. Скоростные характеристики истечения масла из смещенного канала



Рис. 4. Осциллограмма истечения масла из смещенного канала

На первом обороте цикла маслоподачи продолжительность поступления масла в цилиндр составляет 280°п.к.в. Уменьшение величины хода плунжера (цикловой подачи масла) приводит к смещению начала подачи масла в цилиндр и уменьшению продолжительности подачи. Так, при ходе плунжера лубрикатора равном 3 мм масло поступает в цилиндр (на 1-ом обороте цикла) в течение 260° п.к.в., при этом начало подачи смещается к 300°п.к.в. за ВМТ.

На втором обороте цикла начало поступления масла из каналов приходится на 345°п.к.в., при этом длительность первой фазы маслоподачи составляет 45°п.к.в., а вторая фаза начинается с отметки 75°п.к.в. и заканчивается на 130°п.к.в. после ВМТ.

Следовательно, общая продолжительность маслоподачи на втором обороте цикла меньше, чем на первом и составляет 100°п.к.в. Изменение режимов работы двигателя, как показали испытания системы, практически не влияет на характер протекания процесса поступления масла в цилиндр на втором (последнем) обороте цикла маслоподачи.

Привод синхронизированной системы обеспечивает рабочий ход плунжера лубрикатора через один оборот двигателя, поступление же масла в цилиндр происходит на каждом ходе поршня. Регулярное истечение масла обусловлено приготовлением в предкамере газо-масляной смеси, которая в промежутках между импульсами давления газов расширяется и, тем самым обеспечивает поступление масла на зеркало уменьшающимися порциями.

Обработка осциллограмм позволила установить, что во всем диапазоне изменения основных показателей работы системы в рабочих условиях существует следующее количественное соотношение расхода масла по оборотам цикла маслоподачи: на первом обороте расходуется 55-65% масла от цикловой подачи, а на втором — соответственно 45-35%.

Таким образом, установлено, что у исследуемых двигателей существует неравномерность поступления масла по оборотам, которая в основном эксплуатационном режиме достигает 30%.

Наложение осциллограммы на кривую движения поршня, позволяет определить на какие поверхности, и в какие периоды происходит действительное истечение масла. Установлено, что начало истечения масла в цилиндр происходит, когда 4-е поршневое кольцо пересекает пояс расположения маслоподводящих отверстий при движении поршня к ВМТ. Начиная с этого момента и в течение последующих 40° п.к.в., пока поршень продолжает движение вверх, масло, поступающее в цилиндр, стекает вниз под отверстие, не встречаясь с поршневыми кольцами.

Дальнейшее движение поршня в обратном направлении к НМТ приведет к встрече колец с маслом, стекающим вниз, и перемещению его в нижнюю часть втулки. На втором обороте цикла маслоподачи, количество масла, поданного в верхнюю часть втулки, уменьшится по сравнению с первым оборотом ввиду сокращения периода маслоподачи, а также падения давления в нагнетательном трубопроводе, обусловленного частичной его разгрузкой от масла, поступающего в цилиндр на 1-ом обороте. Продолжительность подачи масла в нижнюю часть втулки остается такой же, как на 1-ом обороте цикла.

На основном эксплуатационном режиме в верхнюю часть втулки поступает 40% масла, а в нижнюю — 50%. При этом нижняя часть

втулки составляет 70% всей рабочей поверхности зеркала цилиндра, а верхняя соответственно — 30%. Исходя из условия равномерного распределения масла по всей рабочей поверхности цилиндра, нижняя часть втулки недополучает 20% масла, а верхняя — имеет избыток его, в количестве 10%, что предопределяет унос его с продувочным воздухом.

Таким образом, исследуемая система обладает неравномерностью распределения масла между верхней и нижней частями цилиндровой втулки.

Выполненные исследования системы смазывания со штатным лубрикатором позволили выявить основные недостатки системы, которые заключается в движении масла по зеркалу цилиндра минуя канавки; относительно равномерном поступлении его по оборотам цикла маслоподачи; несоответствии между количеством масла распределенным по зеркалу и площадью рабочей поверхности втулки, расположенной выше и ниже подводящих отверстий.

Исследования процесса маслоподачи системой "Альфа" через смещенные вверх каналы осуществлялись в эксплуатационных условиях на длинноходовых двигателях фирмы MAN – B&W на различных режимах их работы. Эксперименты сопровождались регистрацией всех необходимых параметров работы системы.

На рис. 5 приведен пример осциллограммы с записью действительных моментов истечения масла. Анализ показывает, что в рассматриваемых условиях выброс масла (линия М<sub>в</sub>) может происходить в 1, 2 и более приемов как после первого импульса, т.е. на восходящем ходе поршня, так и после второго, т.е. на ходе, соответствующем расширению газов в цилиндре.

Однако выброс происходит только при падении давления импульсов, а следовательно, после первого – малого импульса масло частично подается в район последних колец и на тронк, а после второго – выше колец, преимущественно на боковую поверхность и днище головки поршня, что и подтверждается эксплуатационными наблюдениями.



Рис. 5. Осциллограмма маслоподачи по смещенным каналам системой "Альфа"

Важно отметить, что выброс происходит и при неподвижном плунжере лубрикатора (линия X<sub>п</sub>), а это значит, что истечение масла в цилиндр не является результатом его хода.

Из осциллограммы следует, что у рассматриваемой системы момент истечения масла из смазочного отверстия определяется не ходом плунжера, а уровнем противодавления газа со стороны цилиндра.

Следовательно, при существующих конструкциях нагнетательного тракта систем смазывания, истечение масла в цилиндр происходит только при падении импульсов противодавления газов, действующих в область смазочных отверстий.

Сопоставляя осциллограммы процессов подачи масла, полученные на стенде, с осциллограммами действия газов полученными непосредственно на двигателях, с достаточной степенью точности можно оценить истинный момент выхода масла в цилиндр. В результате такого сопоставления установлено, что у дизелей с верхним расположением смазочных отверстий истечение на восходящем ходе поршня (первая фаза) начинается в диапазоне 330 – 350° п.к.в., а на нисходящем (вторая фаза) — в диапазоне 50-70° п.к.в.

В первой фазе часть масла поступает в район колец и на тронк, поэтому имеются основания утверждать, что подача в этой фазе в основном обеспечивает смазывание цилиндра.

Во второй фазе истечение происходит, когда поршень начинает уходить под отверстия или оказывается значительно ниже их. В этой связи та часть масла, которая в рассматриваемый период поступает с отрывом от зеркала, забрасывается на головку поршня и его днище, и составляет прямые потери.

Следует заметить, что у исследуемых дизелей вторая фаза подачи сопровождается более энергичным выбросом, который происходит при неподвижном плунжере лубрикатора и закрытом клапане штуцера. Причем, скорость истечения масла в цилиндр может достигать нескольких метров в секунду, рис. 6. Это является доказательством отсутствия прямой связи и непосредственного участия конструкции лубрикаторной системы, расположенной до предкамеры в формировании процесса истечения масла в цилиндр, то есть, этот процесс не определяется параметрами в маслопроводе перед невозвратным клапаном.

Экспериментально установлено, что ни длина маслопровода, ни давление перед невозвратным клапаном, не изменяют количество масла поступающего в цилиндр с отрывом от среза выходного отверстия.

Визуальные наблюдения и кинокадры (рис. 7), полученные непосредственно на двигателе, подтверждают данные лабораторных исследований и наглядно показывают, что под действием импульса давления газов, действующего из рабочего цилиндра на свободной поверхности масла, находящегося в канале, возникает волновое движение, обуславливающее замыкание газовых объемов.



Рис. 6. Характеристики истечения масла из смещенного канала при подаче масла системой "Альфа"



Рис. 7. Кинокадры процесса маслоподачи из смещенных каналов системой "Альфа"

При резком падении давления у среза маслоподводящего канала под действием энергии расширения замкнутых объемов газа движение формируется из канала к цилиндру и сопровождается "выбросом" части масла со значительной скоростью за пределы среза канала. Оставшаяся часть стекает по стенке втулки.

Анализ результатов киносъемки показывает, что момент начала "выброса" приходится на период ухода первого кольца под пояс маслоподводящих отверстий при движении поршня на расширении.

Пересчет времени фиксированного процесса по отношению к положению поршня в цилиндре показывает, что период изменения начала "выброса" на расширении колеблется в пределах от 90 до 100° поворота коленчатого вала двигателя. Головка поршня в этот период находится на 400-800 мм ниже маслоподводящих отверстий.

Сопоставление этих результатов с полученными разными методами, показывает, что диапазон "выброса" укладывается в одни и те же градусы угла поворота коленчатого вала. Отсюда следует, что порция масла, поступившая с "выбросом" и отрывом от зеркала втулки в рассматриваемый период, попадает в объем рабочего цилиндра с высокой температурой газа (400-500°С) и непроизводительно используется, увеличивая нагарообразование на деталях ЦПГ и в выпускном тракте. Количественно эта порция составляет 30-40% от всей цикловой подачи.

При движении поршня на сжатие в период ухода компрессионных колец вверх относительно маслоподводящих отверстий давление газа, действующего в область канала, также падает и формируется вторая подача масла в цилиндр, которая приходится частично в район нижних поршневых колец и в основном на тронк поршня. На эту подачу приходится не более 15-20% цикловой порции.

Таким образом, подача масла на линии расширения с отрывом его от среза канала при нахождении поршня значительно ниже пояса маслоподающих отверстий указывает на несовершенство конструкции нагнетательного тракта системы и самого процесса подачи масла в цилиндр, содержащего в себе основной резерв повышения экономичности двигателя по расходу цилиндрового масла. Наложение кривой движения поршня на осциллограмму процесса маслоподачи показывает, что начало истечения масла (близко 10% от цикловой подачи) на зеркало (линия М<sub>в</sub>) происходит в диапазоне 230-260 <sup>о</sup> п.к.в., что обусловленный низким давлением газов противодействующих истечению масла.

В последующем, с 335 по 355° п.к.в., на протяжении которых кольца и тронк находятся выше маслоподводящих отверстий, в цилиндр поступает около 35% масла от всей подачи. В промежутках между 355 и 15° п.к.в., подача масла в цилиндр перерывается большим импульсом противодавления газов, который достигает 3 МПа. Часть масла, которое осталось, поступает на втором обороте, в те же промежутки, что и на первом, с количественным соотношением 15 и 25%.

Это определяет сбрасывание большого количества масла в продувочные окна, подпоршневое пространство, а также унос его с продувочным воздухом. В дальнейшем наступают перерывы (на 2-4 оборотах) в поступлении масла на зеркало, из-за опустошения канала в результате выброса. Следует отметить, что движение плунжера и открытие клапана обеспечивают лишь начало истечения масла в цилиндр, однако основное его количество поступает на зеркало и при недвижимом плунжере, а также закрытом клапане.

В результате экспериментальных исследований установлено следующее:

1. Поступление масла в цилиндр из канала за клапаном штуцера осуществляется в результате взаимодействия газов с маслом в этом канале сопровождающегося выбросом части масла на нерабочие поверхности деталей ЦПГ, что приводит к прямым его потерям;

2. Истечение масла из канала на зеркало происходит в основном мимо канавок, что не способствует равномерному его распределению по окружности цилиндра и обусловливает сброс масла в окна, под-поршневое пространство и унос с продувочным воздухом;

3. "Выброс", происходящий на линии расширения, осуществляется в объеме рабочего цилиндра при положении поршня ниже каналов смазки и составляет основную часть масла, которое нерационально используется в цилиндре, увеличивает отложения нагара, ухудшает состояние цилиндра и снижает технико-экономические показатели работы двигателя;

4. Подача масла на сжатии приходится частично на нижние кольца и в основном — на тронк поршня. Имеет место неравномерная подача масла по оборотам и непропорциональное распределение его между верхней и нижней частями зеркала.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанец Р.А. ОНМУ

# ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОКОНТРОЛЛЕРОВ C8051F12X В ЗАДАЧАХ МОНИТОРИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СДВС

#### Введение

Одним из условий эффективной и безаварийной эксплуатации судовых дизелей является периодический контроль параметров рабочего процесса, топливоподачи и газораспределения. В качестве альтернативы стационарным системам мониторинга, в настоящее время на флоте начали применяться портативные переносные системы компьютерной диагностики СДВС, разработанные на базе современных высокопроизводительных микроконтроллерных систем, реализующие метод «разделенного мониторинга» [1]. В системах мониторинга такого типа отсутствуют стационарные кабельные трассы, центральный блок системы работает под управлением контроллера с аналоговой периферией, небольшим (до 1 МБ) объемом оперативной и энергонезависимой flashпамятью. В системах предусмотрена передача данных индицирования на персональный компьютер, где производится расчет и анализ рабочего процесса. Существенно (в 2...4 раза по сравнению со стационарными) снижена стоимость таких систем, что способствует их большему распространению на судах морского флота.

Выбор конкретного типа микроконтроллера, отвечающего требованиям задачи мониторинга рабочего процесса необходимо произвести путем анализа производительности, параметров аналого-цифрового преобразователя, необходимого объема оперативной и энергонезависимой памяти и по ряду других характеристик. Предпочтительными, в данном случае, являются микроконтроллеры фирмы Silicon Laboratories с высокой степенью интеграции (цифровой и аналоговой части), высокой производительностью, сравнимой с процессорами Pentium, и низким энергопотреблением. В статье рассмотрены сравнительные характеристики контроллеров Silicon Laboratories, с контроллерами производства других фирм, а так же приведено обоснование выбора конкретной модели контроллера.

# Сравнительная характеристика микроконтроллеров,

### применительно к задаче мониторинга рабочего процесса СДВС

В микроконтроллерах со стандартной 8051 архитектурой почти все инструкции выполнялись за 12 или 24 машинных цикла, при этом максимальная тактовая частота была ограничена 24 МГц. Новое ядро x51 совместимых контроллеров Silicon Laboratories построено по конвейерному принципу, в результате чего до 70% инструкций выполняются за 1 период тактовой частоты. Семейство микроконтроллеров C8051A12x работает на частотах до 100 МГц и имеет пиковую производительность 100MIPS. На рис. 1 показано соотношение производительности нескольких распространенных микроконтроллеров по сравнению с производительностью микроконтроллеров Silicon Laboratories при тактовой частоте 25 МГц [1]. Из рисунка видно, что производительность контроллеров Silicon Laboratories существенно выше всех аналогов при меньшей тактовой частоте.





Потребление контроллера C8051A125 при тактовой частоте 50 МГц и максимальной производительности 50 MIPS составляет 24 мА (контроллеры со сравнимой производительностью потребляют более 100 мА), что дает возможность эффективно применять его в системах с автономным питанием.

Новое ядро x51 совместимых контроллеров оснащено мощными аналого-цифровыми и цифро-аналоговыми подсистемами, расширенной периферией и усовершенствованными средствами внутрисистемного программирования и отладки. Семейство контроллеров C8051A12x имеет встроенную энергонезависимую Flash-память размером 128 КБ, которая может быть использована как для хранения управляющей программы, так и для хранения данных. Фирме Silicon Laboratories удалось создать высокопроизводительные интегрированные микроконтроллеры, которые наилучшим образом отвечают требованиям задач мониторинга быстропротекающих динамических процессов происходящих в цилиндрах СДВС.

При достаточно низком энергопотреблении седьмое семейство микроконтроллеров Silicon Laboratories C8051A12x является самым быстродействующим и содержит на кристалле наибольший объем Flashпамяти. Микроконтроллеры этого семейства могут работать на частотах до 100 (50) МГц. В таблице 1 приведены некоторые характеристики контроллеров C8051A12x, сравнение которых поможет обосновать выбор конкретной модели для применения ее в переносных системах мониторинга рабочего процесса СДВС.

	MIPS (пиковая)	FLASH-память, К	RAM, K	UART	Taймеры (16 bit)	Линии I/О	bit ADC0 (до 100 ksps)	Входы АDC0	Коэф. усиления	bit ADC1 (до 500 ksps)	Входы ADC1	Коэф. усиления	12-битный DAC	Компараторы	Vref	Термодатчики	Корпус ТQFP	Ток потребления, мА
C8051F120	100	128	8	2	5	64	12	8		8	8		2	2	+	+	100	
C8051F121	100	128	8	2	5	32	12	8		8	8		2	2	+	+	64	Ę
C8051F122	100	128	8	2	5	64	10	8		8	8		2	2	+	+	100	MC
C8051F123	100	128	8	2	5	32	10	8	2; 1; 0.5	8	8	1; 0.5	2	2	+	+	64	50 (100
C8051F124	50	128	8	2	5	64	12	8	4	8	8	÷;	2	2	+	+	100	(
C8051F125	50	128	8	2	5	32	12	8	8	8	8	4	2	2	+	+	64	Π
C8051F126	50	128	8	2	5	64	10	8	16	8	8		2	2	+	+	100	MO
C8051F127	50	128	8	2	5	32	10	8		8	8		2	2	+	+	64	24 (5

Таблица 1. Сравнительные характеристики контроллеров семейства С8051А12х

Рассмотрим основные факторы, влияющие на выбор контроллера для применения его в системах мониторинга рабочего процесса СДВС.

#### 1. Параметры АЦП

Погрешность для ADC0, ADC1 оставляет ±1 M3P (младший заряд), без пропущенных кодов. Таким образом, значимая разрядность ADC0 – 11(9) bit, ADC1- 7 bit. Принимаем необходимую разрядность для АЦП – 12bit, т.е. основной АЦП для записи давления газов, топлива и вибросигнала – ADC0. Частота преобразования одного канала АЦП составляет  $v_{ADCO} = 100$  ksps (100000 полных циклов преобразования в секунду). Рассмотрим случай обсчета двух входных сигналов (давление газов в цилиндре и давление топлива в системе высокого давления или сигнала от вибродатчика). Тогда  $v^{2ch}_{ADCO} = 100 / 2 = 50$  ksps.

В этом случае, заданная дискретность оцифровывания данных индицирования (0.5°ПКВ), обеспечивается при частотах вращения до 4167 мин<sup>-1</sup>.

Дискретность оцифровывания данных индицирования с помощью АЦП выражается зависимостью:  $\Delta \phi = 6n/v_{ALIT}$  [2]. Предельные обороты двигателя, на которых можно получить заданную дискретизацию рассчитываются по формуле

$$n = \frac{1000}{6} \Delta \phi \cdot v_{\rm alun} \,,$$

где n — частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;  $\Delta \phi$  — угол между точками оцифровки АЦП;  $\nu_{AЦ\Pi}$  — частота АЦП, кГц.

Например, при использовании 12-битного ADC0 и записи двух каналов (давление газов и вибрации) для того, чтобы получить две точки на градус (шаг дискретизации данных  $\Delta \phi = 0,5$  °ПКВ), предельная частота вращения коленчатого вала должна быть не больше 4167 мин<sup>-1</sup> (рис. 2). При оцифровке двух каналов, время полного преобразования увеличивается вдвое и предельная частота, соответственно будет равна 50 кГц.

Во время работы системы мониторинга рабочего процесса СДВС частоту АЦП можно программно уменьшать до требуемой величины для того, чтобы добиться заданной частоты дискретизации данных. Увеличивать частоту АЦП можно только до предельного аппаратного значения (в данном случае до 100 кГц на один канал измерения).

На рис. 2 видно, что предельная частота ADC0 по двум каналам — 50кГц — достаточна для того, чтобы получать данные с шагом дискретизации  $\Delta \phi = 0,1$  °ПКВ для всех среднеоборотных двигателей (СОД) с частотой до 750 мин<sup>-1</sup>.

Для СДВС с повышенной частотой вращения коленчатого вала (до 1200 мин<sup>-1</sup>) минимальный шаг дискретизации при записи двух каналов составляет приблизительно  $\Delta \phi = 0,166$  °ПКВ.

Для двигателей МОД с частотой вращения коленчатого вала до 250 мин<sup>-1</sup> минимальный шаг дискретизации при записи двух каналов ADC0 равен  $\Delta \phi = 0,03$  °ПКВ, что составляет  $32 \times 2$  точки на один градус поворота коленчатого вала.

Все контроллеры семейства C8051F12x обеспечивают необходимую частоту дискретизации. Разрядность ADC0 в 12 бит обеспечивают только xF120, xF121, xF124, xF125.



Рис. 2. Соотношение частоты вращения коленчатого вала ДВС и АЦП, для обеспечения заданной дискретности оцифровывания данных индицирования

В качестве опорного напряжения удобно пользоваться встроенным в процессоры этой серии модулем  $V_{REF} = 2,4$  В.

#### 2. FLASH-память

Перепрограммируемая энергонезависимая FLASH-память C8051F12x имеет объем 128К и подразделяется на четыре банка по 32К. Часть памяти содержит управляющую программу, а оставшийся объем может быть использован для хранения данных индицирования. К сожалению, фирма Silicon Laboratories не выпускает контроллеры с большей памятью, поэтому произведем оценку возможностей использования данного объема для хранения данных индицирования.

Пусть система производит запись информации по двум каналам (диаграмма давления газов и вибродиаграмма). Частота дискретизации ADC0 подобрана так, что на каждый градус поворота приходится по две точки. Рассмотрим случай, когда сохраняться должен только рабочий такт для 4-тактного ДВС, или полный рабочий цикл для 2-тактного ДВС. Вибродиаграмма такта продувки-наполнения тоже представляет интерес [3]. На этом такте происходит закрытие выпускного клапана газораспределительного механизма, т.е. необходимо сохранять вибродиаграмму и этого такта. Требуемое количество точек:  $m = mP + mV = 360^{\circ} * 2mч\kappa$ . \* Зканала = 2160 точек в одной записи.

12-битное ADC0 возвращает результат в виде двухбайтового числа в диапазоне 0...4095. Старший полубайт в результате не используется. Если не производить сокращение массива результатов, по крайней мере, на величину старшего полубайта, то одна запись будет занимать объем:

$$rec^2 = 2160 * 2 = 4320 = 4,21875K$$

Предположим, что управляющая программа занимает первый банк 32К. Суммарный объем оставшихся банков FLASH-памяти составляет 96К, в них может быть записано 22 полных записи. Оставшийся объем 773 байта может быть использован для хранения настроечных коэффициентов системы.

В качестве альтернативного варианта хранения данных индицирования можно рассмотреть возможность хранения всех величин в виде 1байтовых значений. С точки зрения анализа вибродиаграмм, погрешность определения фаз топливоподачи и газораспределения не увеличиться — вибродиаграмму можно без ущерба для качества представить в диапазоне изменения от 0 до 255. Давление газов в цилиндре в однобайтовой относительную записи будет иметь погрешность  $\Delta_{\rm ghit} = 100 \% / 256 = 0,390625\%$ . Датчики давления фирмы Autronica GT-20А имеют погрешность измерения на уровне 2%, погрешность датчиков Kistler составляет 1...1.5%. Погрешность неохлаждаемых датчиков давления производства других фирм (Optrand, AVL и пр.) не менее 1%. Таким образом теоретическая погрешность сохраненных данных будет в 2.5 раз меньше погрешности измерения.

Объем записи при однобайтовом представлении величин получится:

$$rec^{1} = 2160 * 1 = 2160 = 2,109375K$$

В 96К FLASH-памяти поместиться 45 полных записей. Оставшийся объем 523 байта может быть использован для хранения настроечных коэффициентов системы.

В режиме «разделенного мониторинга» система набирает во FLASH-память результаты индицирования разных цилиндров и затем передает их на компьютер для расчета рабочего процесса и печати диаграмм. Указанного выше объема в 45(22) записи достаточно для такого режима работы. При работе системы в режиме реального времени данные индицирования сразу поступают в компьютер по последовательному интерфейсу, в этом случае FLASH-память не используется.

### 3. Порты ввода/вывода

Микроконтроллеры C8051F12х имеют 8 или 4 двунаправленных порта ввода/вывода цифровой информации. Предельные напряжения на

всех выводах портов по отношению к «цифровой земле» DGND составляет -0.3...5.8 В. Максимальный выходной ток через любой порт 100 мА.

Для управления графическим, текстовым или сегментным индикаторами достаточно двух портов. Для управления сокращенной клавиатурой – одного порта. Для управления внутренними микросхемами питания и сигнальными индикаторами достаточно одного порта. Таким образом, для функционирования переносной системы мониторинга достаточно выбрать микроконтроллеры с 4-мя портами ввода-вывода.

## Заключение

Из указанного в Таблице 1 семейства микроконтроллеров C8051F12x требованиям переносной системы мониторинга рабочего процесса СДВС с автономным питанием удовлетворяют следующие: по разрядности АЦП (12бит) — C8051F120, C8051F121, C8051F124, C8051F125.

Из них контроллеры 124, 125 с тактовой частотой 50 МГц имеют ток потребления 24 мА — в два раза меньший, чем контроллеры 120, 121. Пиковой производительности 50 MIPS достаточно для набора данных и их первичной обработки.

Поскольку 4 порта ввода-вывода достаточно для всей необходимой цифровой периферии системы мониторинга, включая канал последовательного интерфейса UART, окончательно выбираем микроконтроллер C8051F125.

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1. www.silabs.com
- Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели // Библиотека судового механика. Учебное пособие. – СПб., 2003. – С. 138.
- 3. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации // Вісник Одеського державного морського університету, 2003.-№1.-с.131-134.

УДК 621.87-83

Толстов А.А, Логвиненко Е.С., Лещенко В.В. ОНМА

# ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЯ СИСТЕМЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ SIEMENS THYRIPART

Наиболее важной задачей судовой электроэнергетической системы (СЭЭС) является производство электроэнергии нужного качества. Имеется в виду точность поддержания основного параметра — напряжения. Напряжение генератора в существующих системах возбуждения корректируется при помощи автоматических регуляторов напряжения (АРН), действующих по отклонению. В качестве объекта исследования выбрана широко применяемая в судовой практике система автоматического регулирования напряжения (САРН) типа Siemens – THYRIPART, которая обеспечивает регулирование тока возбуждения генератора путем подпитки обмотки возбуждения возбудителя. В статье приводится описание работы этой системы.

Бесщеточный синхронный генератор (БСГ) состоит из собственно генератора и возбудителя. Роторная обмотка возбуждения генератора питается от роторной трехфазной обмотки возбудителя через вращающийся трехфазный выпрямительный мост. Стационарная статорная обмотка возбуждения возбудителя в свою очередь питается от статической системы возбуждения типа THYRIPART. Устройство возбуждения и тиристорный регулятор напряжения составляют систему возбуждения THYRIPART.

Принципиальная схема БСГ с системой возбуждения THYRIPART (рис. 1) состоит из: синхронного генератора G1; возбудителя G2 — обращенной синхронной машины, у которой индуктор неподвижен, а обмотка переменного тока вращается. Синхронный возбудитель представляет собой электрическую машину с фазным ротором, работающую в режиме синхронного генератора; TPH с силовым модулем A1; блока конденсаторов С реактора L, предназначенного для сдвига тока холостого хода генератора относительно его напряжения на угол, близкий к 90° в сторону отставания; вращающегося выпрямителя RR; трёхобмоточного трансформатора TWT; внешнего реостата задающего напряжения генератора EVA; измерительного токового трансформатора для измерения нагрузки генератора CT; главного тиристора V22; силового модуля V102; последовательного резистора R101; вспомогательного тиристора V101; контактных разъемов TPH X1, X2, X4, X40.

Схема представляет собой систему амплитудно-фазового управления возбуждением синхронного генератора. В качестве компаундирующего элемента используется трансформатор тока СТ, выходной сигнал которого пропорционален току нагрузки. Другим компаундирующим элементом является трехобмоточный трансформатор TWT, выход которого пропорционален текущему напряжению генератора и соs φ.



Рис. 1. Принципиальная схема соединений системы возбуждения и регулирования ТНУRIPART

**Принцип действия**. Текущее напряжение генератора сравнивается с заданным напряжением. Управляющий сигнал для открытия тиристора формируется в зависимости от вида пилообразного напряжения, получаемого после сравнения и усиления напряжений генератора. Результирующий ток возбуждения, чья интенсивность слегка выше, индуцируется в номинальное напряжение генератора. В этом случае ТРН неактивен: выходное напряжение генератора зависит только от тока возбуждения возбудителя, регулируемого током нагрузки.

ТРН обеспечивает напряжение требуемой величины, регулируя изменение тока возбуждения при помощи угла открытия тиристора в шунтирующей цепи. Трехфазный вспомогательный возбудитель, преобразуя механическую энергию в электрическую, повышает энергию возбуждения примерно в 20 раз. Эта энергия поступает на обмотку возбуждения генератора, проходя через вращающийся диодный мост RR. В этом случае ток возбуждения при низком его значении регулируется ТРН.

Блочная схема ТРН (рис. 2) состоит из модуля регулирования RM; модуля управления тиристорами с обратной связью FM; силового модуля PM.



Модуль регулирования в свою очередь состоит из блока силовых выпрямителей RB; компаратора текущего и заданного значений напряжений генератора; блока питания компонентов модулей и усилителя выходной величины компаратора.

Работа. Трехфазное напряжение генератора, снимаемое с клемм 17, 18 и 19, поступает на блок выпрямителей 1, выпрямляется, сглаживается и поступает на вход компаратора 2 (клеммы 20, 22). Этот входной сигнал представляет собой величину, пропорциональную текущему напряжению генератора —  $U_{\text{тек}}$ . Через клеммы 20, 21 на вход компаратора поступает сигнал, пропорциональный заданному значению напряжения генератора —  $U_{\text{зад}}$ . Результирующий сигнал от двух напряжений  $U_{\text{тек}}$  и  $U_{\text{зад}}$  в виде пилообразного напряжения поступает на вход усилителя 4, представляющего собой PID-регулятор. Для настройки уровня усиления используют имеющиеся потенциометры. Усиленный сигнал поступает на вход модуля управления тиристорами. Таким образом, назначение модуля регулирования ТРН является:

- формирование сигнала, пропорционального текущему значению напряжения генератора U<sub>тек</sub>;
- формирование и регулировка при помощи EVA сигнала заданного значения напряжения генератора U<sub>зад</sub>;
- сравнение этих двух сигналов и определение величины разности  $\Delta U$ ;
- усиление этой величины разности;
- питание всех компонентов ТРН.

Модуль управления тиристорами состоит из:

- блока управления тиристорами, представляющего собой систему импульсно-фазового управления, работа которого зависит от дифференциала текущего и заданного значений напряжений генератора;
- блока защиты от перенапряжений, более 600 В между клеммами 1 и 5, обеспечивающего открытие тиристора 7;
- главного тиристора.

В зависимости от потенциала компаратора 2, усилитель 4 может дать дополнительный импульс постоянного тока. Ток возбуждения в нормальных условиях обеспечивается одним импульсом. Если требуется форсировка возбуждения, ТРН формирует подряд два импульса.

Силовой модуль ТРН состоит из:

- трехфазного выпрямителя V102;
- вспомогательного тиристора V101, управляемого главным тиристором V22.

В нормальном режиме, когда напряжение генератора равно номинальному значению, ТРН не работает. Оба тиристора закрыты, и ток возбуждения регулируется только током нагрузки. В случае понижения напряжения генератора вследствие высокой нагрузки включается в работу ТРН, и угол открытия тиристоров будет зависеть от величины разности напряжений:

$$\Delta U = \pm (U_{\text{тек}} - U_{\text{зад}}).$$

Тиристорный регулятор напряжения (рис. 3) получает напряжение от синхронного генератора через разъемы X1/1 и X1/3. Это напряжение поступает на понижающий трансформатор T1 и выпрямляется на диодном мосту V1 – V4. Постоянное напряжение от выпрямителя, примерно 30V, является пропорциональным текущему напряжению генератора. Второе напряжение, задающее, поступает от внешнего реостата EVA

(разъемы X2/1, X2/3) и более точно регулируется потенциометром U. Эти два постоянных напряжений поступают на компаратор.

На холостом ходу генератора ТРН регулирует напряжение в соответствии с его текущим значением. Частота при этом изменяется в соответствии с наклонной характеристикой первичного двигателя вне зависимости от точности выходного напряжения генератора. ТРН имеет пять регулировочных потенциометров: U, K, T, R17 и S. Номинальное напряжение генератора регулируется потенциометром U, а динамический режим — потенциометрами K, T и R47. Потенциометр K используется для регулировки коэффициента усиления контроллера, а потенциометр T — для регулировки времени цикла, тогда как потенциометр R47 используется в цепи сравнения управляющего усилителя для регулирования динамического режима.



Рис. 3. Регулятор напряжения

Вращая ручку К в направлении уменьшения чисел и ручку Т в направлении увеличения чисел, стабилизируем управляющее напряжение и уменьшаем номинальное значение напряжения генератора.

Составной частью регулятора является *частотный модуль*. Через разъём X40/3 положительное или отрицательное дополнительное напряжение  $U_{set \ supp.}$  поступает от высоковольтной цепи или изменяемой частоты частотного модуля. Отношение между  $U_{ren}$  и  $U_{set \ supp.}$  примерно следующее:

$$\Delta U_{\Gamma} \approx -1, 4 \frac{k \Omega U_{\text{nor}}}{V R_{18}} U_{\text{set supp}},$$

где R18 измеряется в кОм.

Цепь параллельной работы БСГ необходима при работе в параллели с другим генератором. Активная мощность генератора регулируется при помощи регулятора первичного двигателя. Скоростная характеристика первичного двигателя должна быть линейной и статизм должен составлять от 3% до 5% (рис. 4) между напряжениями генератора при номинальной нагрузке и холостым ходом.

$$\delta = \frac{U_{\rm X.X.} - U_{\rm H}}{U_{\rm H}}$$

где  $\delta$  — статизм;  $U_{\rm H}$  — напряжение номинальной нагрузки;  $U_{\rm X.X.}$  — напряжение при холостом ходе.



Рис. 4. Диаграмма определения статизма регулятора напряжения

Параллельное соединение обмоток возбуждения или цепей параллельной работы (контакты S1/1) обеспечивает равномерное распределение реактивной нагрузки и уменьшает напряжение генератора в прямой пропорции к увеличению реактивного тока.

Реактивную мощность, измеряемую трансформатором тока в цепи параллельной работы, можно регулировать при помощи потенциометра S контроллера таким образом, чтобы номинальное напряжение генератора не изменялось при  $\cos \varphi = 1$ , а при  $\cos \varphi = 0$  статизм мог доходить до 6 % (см. рис. 4). Соответствующее изменение напряжения при обычном  $\cos \varphi = 0.8$  составит 3,6 %.

При одиночной работе генератора цепь параллельной работы не задействована. Это обеспечивается шунтированием вторичной обмотки трансформатора тока или установкой потенциометра S в крайнее левое положение. При одиночной работе генератора на любых нагрузках отношение между реактивной нагрузкой генератора  $I_n$ , номинальным током генератора I и статизмом регулирования  $\delta$  определится по формуле:

$$= 60 \sqrt{1 - \cos^2 \varphi} \cdot I_n / I \, .$$

При  $\cos \varphi = 0.8$  отношение  $I_n/I = 1$ , тогда

δ

 $\delta = 60 \sqrt{1 - 0.8^2} = 3.60$ 

Таким образом, статизм системы регулирования может достигать величины 3-5 %.

### Внешние характеристики AVR и синхронного генератора

Типичная характеристика AVR бесщёточного синхронного генератора показана на рис. 5.



На рис. 6 внешние характеристики генератора на холостом ходу (1) и полной нагрузке (2) пересекаются с характеристикой AVR в точках С и Е.



Рис. 6. Внешние характеристики генератора и AVR

Предположим, генератор работает в режиме холостого хода. При этом напряжение генератора будет представлено как U<sub>0</sub>, а ток возбуждения —  $i_{C}$ . При увеличении нагрузки, внешняя характеристика генератора будет смещаться по кривой АВ.

Допустим, ток возбуждения не может увеличиться выше точки  $i_C$ , напряжение генератора упадёт до значения  $U_L$ . AVR, контролирующий ток возбуждения, обнаруживает малейшие изменения в напряжении генератора, вызванные увеличением нагрузки, и увеличивает ток возбуждения до отметки  $i_D$ , чтобы получить разницу с номинальным напряжением, равную нулю, поддерживая выходное напряжение генератора в точке D.

Таким образом, независимо от увеличения либо уменьшения нагрузки, напряжение генератора всегда поддерживается в определённой точке на кривой *AB*.

Если кривая AB перпендикулярна к ординате напряжения,  $\Delta U$  достигает нуля и регулирование напряжения не происходит, так как в этом нет необходимости. С другой стороны, чем меньше угол кривой AB с ординатой напряжения, тем больше диапазон регулирования напряжения.

Кривую, соответствующую внешней характеристике AVR также можно изменять и она будет иметь другие углы наклона с ординатой. Это можно осуществить при помощи регулировочных потенциометров TPH.

При различных нагрузках регулирования мы будем иметь семейство кривых, относящихся к внешним нагрузкам генератора. При этом характер изменения тока возбуждения генератора будет пропорциональным и углу и нагрузке.

Точность поддержания напряжения бесщеточных синхронных генераторов типа "Siemens" составляет примерно  $\pm 1$  %. Тем не менее, для параллельной работы с целью повышения стабильности при распределении реактивной нагрузки, генераторы отрегулированы таким образом, чтобы напряжение не могло понизиться на  $\pm 3$  % при номинальных значениях нагрузки и коэффициенте мощности сос  $\phi$  при наличии цепи параллельной работы в схеме ТРН.

Конструкция и регулировка синхронного генератора, возбудителя, системы возбуждения ТРН позволяет регулировать напряжение регулятора в пределах  $\pm$  5% от его номинального значения при помощи потенциометра EVA при стабильных условиях и в условиях изменения нагрузки от холостого хода до номинального значения при соз  $\phi = 0,8$ .

Точность поддержания напряжения у генератора при одиночной работе или в параллель составляет  $\pm 1,8$  % его номинального значения, что соответствует требованиям международных морских инспекций.

Для повышения качества регулирования напряжения в цепь компаратора-усилителя добавляется еще PID-управление. Система возбуждения смоделирована и проведены исследования с целью определения изменения напряжения при набросе нагрузки по схеме регулирования с компаратором-усилителем и с PID-регулированием. Исследования были проведены с помощью Simulink Matlab. Результаты исследования модели показали целесообразность использования дополнительно PID-регулирования в САРН. Особенно это касается систем, имеющих синхронные электродвигатели, мощность которых соизмерима с мощностью синхронных генераторов.

На рис. 7 приведена Simulink-модель усовершенствованного регулятора напряжения с PID-управлением. В качестве объекта исследований представлен синхронный генератор мощностью 100 кВт, 400 В. Параметры генератора выбраны согласно данным MATLAB.



Рис. 7. Simulink-модель АРН с PID-регулированием

На полученных при исследовании диаграммах показаны изменения напряжения генератора при набросе нагрузки с компараторомусилителем (рис. 8, а) и с PID-регулятором (рис. 8, б).



Рис. 8. Диаграммы изменения напряжения при набросе нагрузки: *a* — с усилителемкомпаратором; *б* — с PID-регулированием

Установлено, что управление с PID-регулятором позволяет стабилизировать напряжение генератора с достаточной точностью даже при набросе мощных загрузок.

Система возбуждения и автоматического регулирования Siemens – Тhyripart широко используется на вновь строящихся судах для Германии под наблюдением Germanische Lloyd.

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1. Пипченко А.Н. и др. Электрооборудование, электронная аппаратура и системы управления. Одесса, 1998.
- 2. Automatic Voltage Regulators Manuals.

УДК 621.436.12

Ханмамедов С.А., Пизинцали Л. В., Логвиненко Е.С. ОНМА

# ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПУСКА СУДОВЫХ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

#### Введение

В составе судовых энергетических установок (СЭУ) наибольшее распространение получили аварийные дизель-генераторы (АДГ) с 4тактными двигателями внутреннего сгорания (ДВС) и электрическими синхронными генераторами. При возникновении нештатных ситуаций, приводящих к нарушению электроснабжения СЭУ, предусматривается автоматическое включение АДГ. Продолжительность пуска и взятия нагрузки АДГ регламентированы требованиями классификационных обществ и не должны превышать 45 с [1]. Однако, как показывает практика эксплуатации, из общего числа отказов, в 70–80 % случаев функциональный отказ АДГ происходит именно в момент пуска двигателя. Проблемы пуска судовых двигателей исследовались в работах [1-5].

На основании изучения вышеприведенных работ, и обобщив опыт эксплуатации АДГ, которые работают в составе современных морских транспортных судов, авторы приходят к выводу о необходимости совершенствования процесса пуска дизеля.

В настоящей работе предлагается один из возможных способов повышения надежности пуска АДГ, заключающийся в уменьшении непроизводительных энергетических затрат в ДВС, позволяющий повысить надежность пуска.

Установлено, что до настоящего времени нет единого подхода в определении энергетических затрат на преодоление сил сопротивления в элементах АДГ в период пуска. Считается общепризнанным [1-8], что энергетические затраты в период пуска, в значительной степени зависят от объемной характеристики – вязкости масла. При реологических исследованиях современных смазочных материалов установлена нелинейность коэффициента вязкости [11], причем коэффициент вязкости уменьшается с ростом скорости сдвига. Используя данную физическую закономерность, открывается возможность облегчения пуска АДГ путем выбора смазочного материала с заданной реологической характеристикой, позволяющей уменьшить величину напряжения сдвига, т.е. сократить энергетические затраты на преодоление сил сопротивления в период пуска.

В период пуска двигатель находится под действием движущих сил стартерного электродвигателя и сил сопротивления, возникающих в

ДВС. Эти силы являются переменными, имеющими четко выраженный период, равный периоду обращения вала АДГ. При исследовании движения АДГ в период пуска требуется, по заданному закону изменения силы пускового электрического двигателя, определить законы движения звеньев всего АДГ.

Для решения рассматриваемой задачи можно воспользоваться известным уравнением сохранения кинетической энергии, которое в нашем случае принимает вид

$$A_a - A_c = \Delta T , \qquad (1)$$

где  $A_a$  — работа движущих сил;  $A_c$  — работа сил сопротивления;  $\Delta T$  — приращение кинетической энергии.

Чтобы вычислить работу движущих сил и работу сил сопротивления, надо знать не только приложенные силы, но и пути, проходимые их точками приложения. Для определения величины кинетической энергии звеньев должны быть известны массы звеньев, скорости их центров масс, их моменты инерции относительно осей, проходящих через центры масс, и угловые скорости звеньев. Имея эти данные, можно будет воспользоваться следующим соотношением общего вида:

$$T = \frac{1}{2} \left( \sum_{i=1}^{i=n} m_i V_i^2 + \sum_{i=1}^{i=m} I_i \omega_i^2 \right),$$
(2)

где  $m_i$  — масса *i*-го звена; V — скорость его центра масс; I — момент инерции *j*-го звена относительно оси, проходящей через центр масс;  $\omega$  — его угловая скорость.

Воспользуемся известным из механики методом приведения сил и масс. Согласно этому методу вместо того, чтобы пользоваться уравнением (2) для всего механизма, можно применить его для определения закона движения только одного из его звеньев. В этом звене надо сосредоточить условную массу, называемую приведенной массой, причем такую, кинетическая энергия которой равнялась бы кинетической энергии всех звеньев АДГ. К этому же звену надо приложить условную движущую силу и условную силу сопротивления, причем опять такие, работы которых были бы соответственно равны работам всех движущих сил и всех сил сопротивление действующих на все звенья АДГ. При соблюдении этих условий закон движения указанного звена будет соответствовать закону истинного движения звеньев АДГ.

Звеном АДГ, к которому приложены условные силы, и имеющим приведенную массу, принято колено коленчатого вала дизеля. Точка звена приведения, в которой сосредоточены условные силы и приведенная масса — шейка коленчатого вала. Таким образом, если силы и

массы приведены к шейке коленчатого вала, то для решения задачи о движении АДГ можно воспользоваться схемой, изображенной на рис. 1.

На этом рисунке точкой приведения является точка B, к которой приложены приведенная движущая сила  $P_a$ , приведенная сила сопротивления  $P_c$ . Уравнение статики тогда будет иметь вид

$$P_a = P_c . \tag{3}$$

Приведенную силу сопротивления можно определить из известного выражения для определения работы в политропном цикле сжатия [1, 5]

$$A_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_a V_a - p_c V_c) \,.$$



Рис. 1. Схема приведения действующих сил и движущихся масс АДГ к шейке коленчатого вала

Нетрудно показать, что данная работа может быть совершена средней приведенной силой сопротивления на первом ходу поршня:

$$A_{ac} = p_{cp} S , \qquad (4)$$

где S — ход поршня; *p<sub>cp</sub>* — приведенная сила сопротивления, откуда

$$p_{cp} = \frac{1}{S(n_1 - 1)} (p_a V_a - p_c V_c).$$
(5)

Приведенную силу сопротивления АДГ, для дальнейшего исследования представляем в виде, принятом на рис. 1:

$$P_c = P_{cp} + P_{ct}, (6)$$

где  $P_c$  — приведенная сила сопротивления движению;  $P_{cp}$  — приведенная сила сопротивления, обусловленная процессом сжатия, протекающим в цилиндре ДВС, согласно формуле (5);  $P_{ct}$  — приведенная сила трения в элементах звена АДГ.

На основании предложенной модели можно ввести следующее положение. Приведенной силой сопротивления будет такая условная сила, приложенная к точке приведения, элементарная работа которой равна сумме элементарных работ сил полезного сопротивления и сил трения, действующих на приведенное звено АДГ.

Тогда математическому выражению данного положения для приведенного звена, в основу которого положен кривошипно-шатунный механизм, можно придать следующий вид:

$$P_c = P_{ct} + P_{cp} \sin C_n t \,. \tag{7}$$

где  $C_n = \frac{360}{i}$ ; *i* — число цилиндров.

Рассмотрим более подробно полученное уравнение (7). Как известно, АДГ состоит из ряда последовательно и параллельно включенных звеньев. В местах сочленения звеньев, при их относительном движении, возникает сила трения. Определение силы трения в сочленении звеньев представляет сложную задачу. На первом этапе предположим, что взаимодействие звеньев осуществляется через масляный слой по толщине соизмеримый с шероховатостью поверхностей, тогда можно для определения силы взаимодействия воспользоваться известным уравнением [9]

$$P_{ct} = A_{\Sigma k} \tau \quad , \tag{8}$$

где  $A_{\Sigma k}$  — контурная площадь контакта зоны, на которой происходит взаимодействие двух звеньев;  $\tau$  — напряжение сдвига.

Согласно зависимости (8), сила сопротивления движению приведенного звена зависит от напряжения в смазочном слое. Как видно из рис. 2, реологическая характеристика смазочного материала носит сложный характер и может быть представлена в виде вязко-пластической модели (тело Бингама). Тело Бингама представляет собой идеализированное пластическое тело, сопротивляющееся пластической деформации не только за счет своего предела текучести  $\tau_t$ , но также и за счет вязкости, называемой пластической вязкостью.



Рис. 2. Реологическая характеристика масла М10Г2

Нами, для описания реологической характеристики смазочного материала, предлагается разбить ее на три линейных участка, как это приведено на рис. 2. В табл. 1. даны параметры характерных точек реологической кривой.

Участок	Градиент скорости	Угловая скорость	Напряжение					
характеристики	характерной точки	звена приведения	сдвига					
O – A	$\dot{\gamma}_1 = rac{dV_a}{dh_a}$	$\omega_a = \frac{2\pi R_{np}}{V_a}$	$\tau_{_{oa}} = \phi_1 \dot{\gamma}_1$					
A – B	$\dot{\gamma}_t = rac{dV_s}{dh_s}$	$\omega_{s} = \frac{2\pi R_{np}}{V_{s}}$	$\boldsymbol{\tau}_{as} = \boldsymbol{\tau}_t + \boldsymbol{\varphi}_t \dot{\boldsymbol{\gamma}}_t$					
B – C	$\dot{\gamma}_2 = rac{d V_c}{d h_c}$	$\omega_c = \frac{2\pi R_{np}}{V_c}$	$\tau_{_{\scriptscriptstyle \! \!$					

Таблица 1.	Характерные точки реологической зависимости
	смазочного материала

Таким образом, располагая значением градиента скорости (угловой скорости звена приведения) можно для каждого участка определить компоненту напряжения в смазочном слое. Коэффициент текучести –  $\varphi$ , входящий в формулу для определения напряжения может быть определен для данного смазочного материала с помощью реометра [11].

Напряжение в смазочном слое звена приведения АДГ, с учетом уравнения (8), может быть определено для каждого из линейных участ-ков реологической характеристики и примет следующий вид (табл. 2).

Участок	Сила сопротивления	Линейная скорость звена						
характеристики	скольжению в приведенном узле	приведения, м/с						
O – A	$P_{ct_{oa}} = A_{\Sigma} \tau_{oa} n_m$	$V_a = 0 \div 0,01$						
A – B	$P_{ct_{oa}} = A_{\Sigma} \cdot \tau_{as}$	$V_{\scriptscriptstyle B}=0,01\div 0,2$						
B – C	$P_{_{ct_{_{sc}}}} = A_{_{\Sigma}} \cdot  au_{_{sc}}$	$V_c = 0, 2 \div 10$						
Здесь $n_m$ — механическая постоянная АДГ, обусловленная тем, что в процессе								
силового взаимодействия принимает участие лишь часть контурной площади кон-								
такта.								

Таблица 2. Характерные участки реологической кривой смазочного материала

При резких изменениях внешней нагрузки, что характерно для пуска АДГ, результаты расчета по заданной статической характеристике двигателя могут получиться сильно искаженными. Объясняется это тем, что всякий двигатель обладает инерцией движущихся масс, противодействующей всякому изменению угловой скорости его вала.

Поскольку основным исследуемым режимом движения является пусковой период, то в дальнейшем мы будем применять уравнение движения АДГ согласно известному уравнению Даламбера. Запишем его в общем виде:

$$M_a = M_c + M_u \,, \tag{9}$$

где  $M_a$  — момент движущих сил, приведенных к валу ротора двигателя;  $M_c$  — момент сил сопротивления, приведенных к тому же валу;  $M_u$  — момент сил инерции.

Момент сил инерции в свою очередь определяется определяется как

$$M_u = J \frac{\omega^2}{2}, \qquad (10)$$

где *J* — приведенный к валу двигателя момент инерции масс звеньев АДГ (эту величину мы будем считать постоянной); ω — угловая скорость вала АДГ.

В период пуска АДГ нам даны функции:  $M_{d}=M_{d}(\omega)$ ,  $M_{c}=M_{c}(t)$ , и  $J_{n}$  = const. Определим закон изменения угловой скорости  $\omega$  звена приведения АДГ на первой фазе пуска (при разгоне пусковым электродвигателем), выразив его в функции времени t.

В рассматриваемом случае уравнение кинетической энергии в дифференциальной форме  $M_{n}d\varphi - M_{c}d\varphi = dT$  можно написать так:

$$M_{\mu}(\omega) d\varphi - M_{c}(t) d\varphi = dT = d \left[ J_{\mu} \frac{\omega^{2}}{2} \right], \qquad (11)$$

ИЛИ

$$M_{_{\pi}}(\omega) d\varphi - M_{_{c}}(t) d\varphi = J_{_{\Pi}} \omega d\omega.$$
<sup>(12)</sup>

Имея в виду, что  $\omega \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{d\omega}{dt}$ , разделим последнее равенство на  $d\varphi$ :

$$M_{\pi}(\omega) - M_{c}(t) = J_{\pi} \frac{d\omega}{dt}.$$
 (13)

Полученное уравнение является линейным первого порядка и потому имеет аналитическое решение. В конечном виде его можно представить в том случае, если функции  $M_{\rm d}(\omega)$  является линейной функцией угловой скорости  $\omega$ .

Скоростная характеристика пускового электродвигателя постоянного тока с комбинированным возбуждением может быть представлена известной зависимостью в виде

$$M_{\mu}(\omega) = a - B\omega, \qquad (14)$$

тогда

$$\frac{d\omega}{dt} + \frac{B}{J_{n}}\omega = \frac{a - M_{c}(t)}{J_{n}}.$$
(15)

Обозначая 
$$p = \frac{B}{J_{\pi}}$$
 и  $q(t) = \frac{a - M_c(t)}{J_{\pi}}$ , имеем:  
 $\frac{d\omega}{dt} - p\omega = q(t)$ . (16)

Умножим каждый член уравнения на интегрирующий множитель *e*<sup>*pt*</sup>:

$$e^{pt}\frac{d\omega}{dt}+e^{pt}p\omega=e^{pt}q(t),$$

где е – основание натуральных логарифмов.

Последнее равенство перепишем так:

$$d\left(e^{pt}\omega\right)=e^{pt}q\left(t\right)dt.$$

Интегрируя, получаем:

$$e^{pt_{1+i}} \mathbf{w}_{k} - e^{pt_{1}} \mathbf{w}_{i} = \int_{t_{1}}^{t_{1+i}} e^{pt} q(t) dt .$$
 (17)

Используя данное выражение можно определить величину  $\omega_k$  угловой скорости АДГ в заданный момент времени  $t_k$ , если для момента времени  $t_i$  значение угловой скорости  $\omega_i$  известно.

Интеграл правой части равенства (17) может быть представлен в конечном виде, когда, например, q(t) является тригонометрическим многочленом. Таким образом, задача определения частоты вращения АДГ в период пука может быть решена аналитически.

Используем решение уравнения (17) для определения частоты вращения АДГ в период пуска. При этом, выполним решение уравнения (17) относительно частоты вращения при наложении начальных условий, обусловленных реологической кривой:

Участок реологической кривой	0 – A	A – B	B – C
Пределы интегрирования по формуле (17)	$t_0 - t_a$	$t_a - t_{\scriptscriptstyle B}$	$t_{\scriptscriptstyle B} - t_{\scriptscriptstyle C}$

Также будем считать, что в пределах интегрирования выполняются следующие условия:  $M_{a} = a - Bo$ ,  $M_{c} = a_{1} + B \sin ct$ ,  $J_{n} = J = \text{const}$ ,

тогда определим зависимость  $\omega(t)$ , выразив угловую скорость звена приведения АДГ в функции времени.

В уравнении (17) выполним замену переменных:

$$p = \frac{B}{J}, \ q\left(t\right) = \frac{\left(a - a_{1}\right) - B \sin ct}{J}$$

Обозначая  $a_2 = \frac{a - a_1}{J}$  и  $B_2 = \frac{B}{J}$ , имеем  $q(t) = a_2 - B_2 \sin ct$ .

Подставим в исходное уравнение (17) и получаем:

$$e^{pt} \mathbf{\omega} = \int_{t_0}^{t_a} e^{pt} \left( a_2 - B_2 \sin ct \right) dt = a_2 \int_{t_0}^{t_a} e^{pt} dt - B_2 \int_{t_0}^{t_a} e^{pt} \sin ct dt .$$
$$e^{pt} \mathbf{\omega} = \int_{t_a}^{t_c} e^{pt} \left( a_2 - B_2 \sin ct \right) dt = a_2 \int_{t_a}^{t_c} e^{pt} dt - B_2 \int_{t_a}^{t_c} e^{pt} \sin ct dt .$$

В правой части полученных уравнений мы имеем табличные интегралы, поэтому получим решение в общем виде

$$\omega = \frac{a_2}{p} - \frac{a_2}{pe^{pt}} - \frac{B_2}{p^2 + c^2} \left( p \sin ct - c \cos ct - \frac{c}{e^{pt}} \right).$$
(18)

Для случая разгона АДГ на базе двигателя 2Ч10,5/13 со стартерным двигателем СТ15, используя паспортные характеристики, получим следующие величины: a = 300, B = 25,  $a_1 = 150$ ,  $B_1 = 15$ , c = 160, J = 27. Тогда значение постоянных в уравнении (18) составят: p = 0,92,  $a_2 = 5,52$  $B_2 = 5,6$ . Результаты расчета приведены на рис. 3. Аналогично, расчет для следующего этапа пуска при разгоне двигателя на топливе, можно выполнить, приняв зависимость движущего момента (14) в виде  $M_{\rm A} = 77,32$ , тогда, повторив аналогичный расчет, получим зависимость изменения частоты вращения АДГ от времени. На рис. 2 приведены результаты расчета частоты вращения АДГ в период пуска для случаев, когда в масляной системе двигателя находилось штатное и синтетическое масла. Точками нанесены результаты непосредственных измерений частоты вращения на АДГ в период разгона. Как видно на рис. 3, использование синтетического смазочного материала позволяет сократить время разгона АДГ.

Следующий этап испытаний заключался в определении коэффициента оперативной готовности АДГ. Для этого было проведено две серии пусков двигателя – в масляной системе двигателя было штатное масло, а потом синтетическое. В каждой серии осуществлялся последовательно пуск АДГ, взятие им нагрузки работа в течение 300 с, далее останов-

(19)

ка на 300 с, и далее цикл повторялся n раз до функционального отказа АДГ, который возник на (n+1) пуске. Тогда, согласно определению коэффициента оперативной готовности k [10], его можно определить как:



Рис. 3. Зависимость изменения частоты вращения АДГ в период пуска: *а* — минеральное масло; *б* — синтетический смазочный материал

В результате этих исследований было установлено, что на штатном масле М10Г2 двигатель пустился 21 раз. После замены штатного масла на синтетическое, полиметилсилоксановое ПМС 100, двигатель запустился 41 раз. Таким образом, коэффициент оперативной готовности АДГ 2Ч10,5/13 повысился на 20%.

**Выводы.** Показано, что применение синтетического смазочного материала в масляной системе АДГ позволяет повысить надежность пуска АДГ и таким образом предупредить аварийные ситуации в энергоснабжении СЭУ и повысить безопасность мореплавания.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самсонов В.И. К теории пуска малооборотных судовых дизелей большой мощности // Изв. вузов: Машиностроение. – 1961. – № 7. – С. 113 – 121.

2. Ваншейтд В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1977. – 392 с.

3. Небеснов В.И. Продолжительность пуска главных судовых дизелей // Судостроение. – 1948. – № 4. – С. 23 – 29.

4. Конаков А.Г. Разгон двигателя при пуске сжатым воздухом // Судовое энергомашиностроение: сб. науч. тр. НКИ. – Николаев, 1983. – С. 73 – 78.
5. Меркт А.Р. Исследование пусковых режимов дизелей 6ЧН25/34 // Теплоэнергетика и хладотехника: сб. науч. тр. НКИ. – Николаев. 1989. – С. 37 – 46.

6. Правила квалификации и постройки морских судов. Российский морской регистр судоходства. – СПб, 1999. – Т. 2. – 605 с.

7. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Номинирование параметров судовых аварийных дизель-генераторов транспортных судов. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 12. – Одесса: ОНМА. – С. 117 – 124.

8. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Диагностирование технического состояния основных элементов судовых аварийных дизельгенераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 14. – Одесса: ОНМА. – С. 65 – 73.

9. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Повышение эффективности эксплуатации узлов трения судовых аварийных дизель-генераторов /Суднова енергетика: стан та проблеми // Суднова енергетика: стан та проблеми. Мат. міжнар. наук.-техн. конф. студ., асп., молодих вчених та спеціалістів. – Миколаїв: НУК, 2005. – С. 29 – 30.

10. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Повышение нестационарного среднего коэффициента оперативной готовности судовых аварийных дизель-генераторов // Суднова енергетика: стан та проблеми. Мат. міжнар. наук.-техн. конф. студ., асп., молодих вчених та спеціалістів. – Миколаїв: НУК, 2005. – С. 31 – 32.

11. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80 – 86.

УДК 629.123.03-8.001.2

Зиньковский-Горбатенко В.Г. СевНТУ

# ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ГЛАВНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ СУДОВ В ПРЕДПРОЕКТНЫХ РАСЧЕТАХ

*Постановка проблемы* в общем виде и её связь с важными научными и практическими заданиями.

Морской транспорт является одной из основных составляющих транспортной системы. Поддержание конкурентоспособности судов морского флота по техническим решениям и экономическим параметрам является важной государственной проблемой. Проблема связана с совершенствованием эксплуатации морского флота, его своевременным обновлением, с повышением уровня требований к его качеству в условиях возрастающей конкуренции, со снижением потребления энергетических ресурсов.

*Анализ последних достижений и публикаций*, в которых предпринято разрешение данной проблемы и на которые опирается автор.

В работах, приведенных в библиографическом списке, показано, что задача повышения конкурентоспособности судов морского флота по техническим решениям и экономическим параметрам не может считаться решенной. Более того, не выработано единого подхода к решению указанной проблемы.

Выделение нерешенных раньше частей *общей проблемы, которым посвящена настоящая статья*. Одной из важнейших частей проблемы является оценка качества судов как транспортного средства.

## Формулирование целей статьи (постановка задачи).

Одним из важнейших качеств судна как транспортного средства является его ходкость, т.е. способность совершать перевозку грузов с заданной скоростью при минимальных энергетических затратах. Оценка качества предполагает сравнение данного судна с некоторым прототипом или эталоном. Целью настоящей статьи является выбор и обоснование эталона минимально потребной мощности ГЭУ для движения судна заданного водоизмещения с заданной скоростью.

*Изложение основного материала исследований* с полным обоснованием полученных результатов является содержанием предлагаемой статьи.

## Выводы из предлагаемого исследования и перспективы дальнейшей работы в данном направлении.

На основании статистического анализа получено аналитическое представление для минимально достижимой мощности на валу, потреб-

ной для движения судна данного водоизмещения с заданной скоростью, т.е. получена абсолютная оценка качества судов по ходкости. Показан способ использования полученного выражения для оценки относительного качества судов по ходкости. Приведены различные формы оценки минимально потребной мощности, удобные в практических расчетах.

Выполнена оценка качества судов последних лет постройки.

Дальнейшая работа в данном направлении должна состоять в:

- оценке качества эксплуатируемых судов и качества проектов новых судов, предназначенных для обновления тоннажа;
- установлении характеристик судов, близких к наилучшим по ходкости, для использования этих данных в перспективном проектировании, и установлении обстоятельств и особенностей эксплуатации, заставляющих проектантов принимать неоптимальные в отношении ходкости проектные решения.

В САПР судов получил распространение прием расчета мощности гребных двигателей с использованием математических моделей, представляющих регрессионные зависимости для сопротивления движению, коэффициентов взаимодействия и гидродинамических характеристик гребных винтов [1 - 3]. При таком подходе большое количество величин, не известных на начальных этапах проектирования, вводится в расчет грубо, «в первом приближении», а затем подвергается изменению вместе с уточнением основных характеристик и элементов проектируемого судна.

Программы расчета ходкости оказываются весьма сложными и, при использовании в задачах оптимизации, не обеспечивающими объективность результатов, поскольку выбор исходной информации по сопротивлению судна, коэффициентам взаимодействия, геометрии и гидродинамическим характеристикам гребных винтов или иных движителей носит субъективный характер.

Кроме того, сравнительное качество спроектированного судна в отношении ходкости остается неизвестным, и его оценка требует специальных расчетов.

Учитывая изложенное, целесообразно строить процедуру проектирования судна с последовательным усложнением программ и соответствующим увеличением объема используемой информации на каждом этапе «спирали проектирования» [4], а также оценкой сравнительного качества проектируемого судна в отношении ходкости.

Требования к ходкости определяются режимом эксплуатации судна, и, следовательно, различны для судов разных типов. Однако для оценки качества достаточно иметь сведения по ходкости судов рассматриваемого типа и оценку минимально достаточной мощности гребного двигателя для движения судна с заданной скоростью. Для получения последней оценки следует рассмотреть все множество водоизмещающих судов и оценить минимальную, реально достаточную для движения судна мощность, используя данные по ходкости для всего множества.

Для водоизмещающих судов наиболее общими характеристиками являются водоизмещение  $\Delta$ , т, и скорость хода V, уз. Поэтому в основу дальнейших рассуждений положено следующее, представляющееся очевидным, положение: для данной комбинации  $\Delta_i V_i$  объективно существует некоторая форма обводов, соответствующая, при рациональном проектировании гребного комплекса, минимально возможной мощности  $P_{S0i}$ , достаточной для движения судна водоизмещением  $\Delta_i$  со скоростью  $V_i$ .

Если выполнить оценку  $P_{S0} = f(\Delta, V)$  по статистическим данным, то:

• сравнительное качество конкретного судна по ходкости оценивается как

$$K_{P_i} = \frac{P_{S_i}}{P_{S_0}} \operatorname{при} \Delta = \Delta_i, V = V_i;$$

 достижимое качество проектируемого судна можно оценить, ориентируясь на среднее достижимое качество судов того же типа

$$\bar{K}_{P} = rac{1}{n} \sum_{j=1}^{j=n} K_{pj} ,$$

где  $K_{pj}$  — качество *j*-го судна рассматриваемого типа из некоторой выборки судов того же типа j = 1...n.

Автором, на основании анализа комбинаций  $\Delta_I, V_i, P_{Si}$  для примерно двух тысяч судов различных типов с обычными обводами, водоизмещением от 1 т до 300000 т, со скоростями хода от 6 до 30 уз. получена следующая оценка минимально достаточной мощности на гребном валу для лучших по ходкости винтовых судов.

$$P_{S0} = 10^q \Delta^r V^s \,, \tag{1}$$

где  $q = -1,275 + 1,86 \exp(-0,804x) - 1,90 \exp(-0,7576x)$ ; r = 0241;  $s = 2,588 + 0,1727x - 1,86\exp(-0,804x) + 1,462\exp(-0,7576x)$  при  $x = \lg\Delta$ .

Выражение (1) представляет собой уравнение такой поверхности  $P_{S0} = f(\Delta, V)$ , что точки  $P_{Si} = f(\Delta_i, V_i)$  лежат, по крайней мере, не ниже  $P_{S0} = f(\Delta_i, V_i)$ , т.е. является уравнением поверхности минимальной мощности, фактически достигнутой при проектировании всех водоизмещающих судов. Значение  $P_{S0} = f(\Delta_i, V_i)$  есть значение мощности самых лучших по ходкости судов и, следовательно, дает опорную точку для оценки абсолютного качества судна в отношении ходкости.

Фактически статистические данные по судам не свободны от ошибок и тенденциозных смещений, поэтому получение точек поверхности (1) требует введения некоторой процедуры исключения сомнительных данных. Оценка (1) получена как соответствующая точке, в которой обращается в нуль значение оценки плотности распределения  $f(P_s)$ при  $\Delta, V = \text{const.}$  Эта точка определялась как точка пересечения с осью  $P_s$  линии, касательной к графику  $f(P_s)$ , проведенной к точке графика с

наибольшим значением производной  $\frac{d f(P_s)}{d P_s}$ . Таким образом, исклю-

чается влияние «шумов».

Расчет по (1) не представляет сложности, тем не менее, для удобства пользователя и возможности быстрой оценки минимальной мощности построена номограмма, приведенная на рисунке 1. Ключ пользования номограммой указан на том же рисунке.

Отметим, что полученная формула является практически идеальным экстраполятором  $P_S$  по  $\Delta, V$  при пересчетах мощности ГЭУ суднапрототипа на различные водоизмещения и скорости. При этом, в малой окрестности любой пары значений  $\Delta, V$  формула (1) может быть заменена формулами для соприкасающейся к (1) поверхности, имеющими более простой вид. Автором получены формулы вида

$$P_{S0} = \frac{\Delta^m V^n}{n},\tag{2}$$

Коэффициенты *m*, *n*, *n*, соответствующие формуле (2), приведены ниже в таблице 1

Элементы	Δ, т						
расчета	1	10	100	1000	10000	100000	1000000
т	0,846	0,627	0,527	0,478	0,461	0,452	0,448
п	2,19	2,61	2,88	3,09	3,27	3,45	3,62
<i>n</i> , т <sup>т</sup> уз <sup>n</sup> /кВт	20,67	52,44	76,44	103,4	148,7	216,7	334,9

Таблица 1 — Коэффициенты формулы (2)

Данные таблицы 1 позволяют надежно пересчитывать мощность с прототипа на проектируемое судно, а также оценить достоверность известных экстраполяционных формул.

Полученные формулы (1) и (2) легко реализуются программно.



Рисунок 1. Мощность на валу лучших судов

Статистический материал, обработанный при создании формулы (1), был получен из справочников по судам, монографий и периодической литературы, изданных в свое время в СССР. К настоящему времени появился ряд новых типов судов, и представляет интерес оценка их качества в отношении ходкости.

Для этой цели воспользуемся, как представительной выборкой из множества новых судов, данными по судам, приведенными в [5].

Данные по  $\Delta_i$ ,  $V_i$ ,  $P_{Si}$  в [5] содержатся всего по 28 судам; они охватывают диапазон водоизмещений  $\Delta = 3200...360000$  т. По этим данным выполнены оценки  $P_{S0i}$  и  $K_p$ .

Результаты анализа оценок *К*<sub>*p*</sub> для указанных судов сводятся к следующему.

Распределение значений  $K_p$  слабо коррелировано с  $\Delta$ . Это позволило рассматривать весь массив данных из [5] как одну выборку. Полученная оценка плотности распределения  $K_p$  представлена в таблице 2.

Элементы	Интервалы К <sub>р</sub>							
расчета	0,9-1,1	1,1-1,3	1,3-1,5	1,5-1,7	1,7-1,9	1,9-2,1	2,1-2,3	
$f(K_P)$	0,107	0,250	0,286	0,178	0,036	0,071	0,071	

Таблица 2 – Гистограмма К<sub>р</sub> для судов новой постройки

Как видно из гистограммы, соответствующей таблице 2, 50 % современных судов имеют мощность, превышающую минимально достаточную на 21-58%. Из рассмотренной выборки только два судна имеют  $K_p < 1$ , а именно 0,933 и 0,977. Примерно такая же картина имела место и для судов старой постройки.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- качество современных судов по ходкости в сравнении с судами старой постройки практически не изменилось;
- разработанный способ оценки минимально достаточной мощности применим для судов современной постройки.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Кацман Ф.М. Пропульсивные качества морских судов / Ф.М. Кацман, А.Ф. Пустошный, В.М. Штумпф. – Л.: Судостроение, 1972. – 512 с.
- Хоренко В.И. Автоматизация расчетов ходкости на основе математических моделей / В.И. Хоренко. – Л.: Судостроение, 1977. – 44 с.
- Справочник по теории корабля. В 3-т. Т.1/ Под ред Я.И. Войткунского. –Л.: Судостроение, 1985. – 768 с.

- 4. Джилмер Т.С. Проектирование современного корабля. Л.: Судостроение, 1974. 280 с.
- Логачев С.И.. Мировое судостроение: современное состояние и перспективы развития / С.И. Логачев, В.В. Чугунов. – СПб.: Судостроение, 2001. – 312 с.

УДК 517.938

Воловник М.С. ОНМА

## СТАБИЛИЗАЦИЯ МОЩНОСТИ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ МИКРОПРОЦЕССОРНОГО РЕГУЛЯТОРА

В настоящее время на судах новой постройки широко внедряются микропроцессорные системы управления частотой вращения главного двигателя (МПСУ ГД).

Однако существующие МПСУ ГД, так же как и традиционные регуляторы обеспечивают только стабилизацию частоты вращения главного двигателя за счет регулирования подачи топлива в функции оборотов двигателя по пропорционально–интегрально–дифференциальному (ПИД) закону регулирования. Однако при качке судна происходят колебания мощности ГД, что отрицательно сказывается на его техническом состоянии. Кроме того, задание параметров регулятора для МПСУ производится вручную на основании квалификации и опыта работы обслуживающего персонала. При таком подходе задачи оптимального управления, такие, как например, минимизация колебаний мощности двигателя в штормовую погоду, решаться не могут, поскольку для этого необходимо периодически менять настройки реального регулятора.

Таким образом, актуальной является проблема стабилизации мощности главного двигателя в динамических режимах и проблема автоматизации процесса настройки МПСУ ГД в зависимости от условий плавания судна.

Задачей данной работы, в свете решения указанной проблемы, является создание и исследование математической модели МПСУ ГД, обеспечивающей в зависимости от заданного режима стабилизацию частоты вращения ГД либо стабилизацию его мощности.

Такая модель, устанавливается на компьютере верхнего уровня управления и работает совместно с реальной МПСУ, обеспечивая непрерывный расчет параметров настройки регулятора. От микропроцессорного регулятора по линии связи на персональный компьютер передаются реальные значения частоты вращения и положения топливной рейки, по которым производится предварительная настройка параметров модели. При этом параметры передаточной функции двигателя и регулятора подбираются так, чтобы колебания частоты вращения ГД и положения топливной рейки примерно соответствовали реальным значениям. После настройки исходной модели аналитически на основе методов теории оптимального управления или методом проб и ошибок определяются коэффициенты усиления и постоянные времени ПИД-регулятора, при которых реализуется минимизируемый функционал. Полученные таким образом параметры настройки по линии связи передаются с персонального компьютера на микропроцессорный регулятор частоты вращения, где они автоматически вводятся в управляющую программу.

Для решения указанной задачи нами была разработана в системе МАТЛАБ – СИМУЛИНК представленная на рис. 1, модель МПСУ ГД, которая может переключаться в зависимости от условий плавания из режима стабилизации частоты вращения ГД на режим стабилизации мощности.



Рис. 1. Математическая модель МПСУ частотой вращения ГД

На приведенной схеме главный двигатель моделируется по его передаточной функции с помощью блоков Transfer Fcn, SUM, SUM2, GAIN1, GAIN3, Math Function.

Через блок GAIN1 задается коэффициент передачи двигателя по положению топливной рейки.

Через блок Math Function моделируется винтовая характеристика двигателя — квадратичная зависимость момента сопротивления на валу от частоты вращения вала ГД.

Коэффициент пропорциональности для винтовой характеристики устанавливается с помощью блока GAIN3. С помощью блока SUM2 к текущему значению момента сопротивления на винте добавляется периодическая составляющая, вызываемая качкой судна. Амплитуда периодической составляющей и её период задаются с помощью генератора синусоидальных сигналов. Сервопривод механизма управления топливной рейкой моделируется передаточной функцией Transfer Fcn1. Ограничение подачи топлива моделируется блоком Saturation1.

Сигнал на входе блока сервопривода моделируется сумматором SUM1. На вход этого блока поступает сигнал задания частоты вращения и выходной сигнал ПИД-регулятора.

Сигнал задания частоты вращения формируется блоком Step1.

Этот сигнал, согласно алгоритму, проходит через блок ограничения скорости его нарастания и снижения, что предотвращает резкие изменения подачи топлива.

Эта функция моделируется блоком Rate Limiter.

Сигнал на вход ПИД-регулятора, пропорциональный отклонению частоты вращения ГД от заданного значения, поступает от датчика, который моделируется с помощью блоков Step2, SUM3, Saturation2.

ПИД-регулятор моделируется блоком PID Controller1, зона нечувствительности регулятора моделируется блоком Dead Zone. С помощью блока Scope и Display одновременно наблюдаются текущие значения частоты вращения и положения рейки подачи топлива.

Как видно из приведенной схемы, модель микропроцессорной системы управления, работающей в режиме стабилизации мощности, отличаются от модели МПСУ, работающей в режиме стабилизации частоты вращения тем, что введены блоки определения текущего значения мощности Product3 и величины ее отклонения от заданного значения Sum4. При этом выходной сигнал регулятора формируется в функции от величины отклонения текущего значения мощности двигателя от заданного значения, а также от его производной и интеграла. Переключение регулятора из режима стабилизации частоты вращения на режим стабилизации мощности производится блоком Manual Switch без прерывания процесса моделирования.

Данная структура МПСУ была исследована путем моделирования ее работы как в режиме стабилизации частоты вращения ГД, так и в режиме стабилизации мощности двигателя при разных амплитудах и периодах колебания момента сопротивления на валу ГД. Текущие значения контролируемых параметров — частоты вращения ГД, мощности, момента сопротивления на валу и положения топливной рейки наблюдались на осциллографе Scope и в цифровом виде на дисплейных блоках.

Моделирование показало, что при выбранных настройках ПИДрегулятора система обеспечивает эффективную стабилизацию частоты вращения ГД. Например, при колебаниях момента сопротивления на валу ГД с амплитудой 30% от номинального значения и с периодом, равным 10 секунд, амплитуда колебаний оборотов ГД не превышает 1,5% от номинального значения. Однако в таком режиме мощность ГД колеблется почти с такой же амплитудой, как и момент сопротивления. Подача топлива колеблется с амплитудой, равной около 8% от номинального значения. При переключении МПСУ на режим стабилизации мощности амплитуда колебаний частоты вращения возрастает до 10-15% от номинального значения, однако колебания мощности ГД практически прекращаются. Двигатель работает с очень небольшими (порядка 3% от номинального значения) колебаниями положения топливной рейки, что благоприятно сказывается на его техническом состоянии.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- Предлагаемая структура МПСУ ГД обеспечивает эффективную стабилизацию частоты вращения или мощности ГД в динамических режимах.
- В режиме стабилизации частоты вращения происходят колебания мощности ГД и подачи топлива. Амплитуда колебаний мощности имеет максимальное значение и почти не зависит от периода колебаний момента сопротивления на гребном валу
- В режиме стабилизации мощности происходят колебания частоты вращения вала двигателя при практически неизменной мощности. Амплитуда колебаний частоты вращения не меняется при увеличении периода колебаний момента сопротивления на гребном валу
- Существующие микропроцессорные регуляторы частоты вращения ГД при плавании судна в штормовых условиях могут работать в режиме стабилизации мощности ГД. Для этого требуется соответствующая доработка программного обеспечения без изменения аппаратной части.

### Заключение

Разработанная модель МПСУ ГД может использоваться для определения параметров ПИД-регулятора, при которых обеспечивается эффективная стабилизация мощности или частоты вращения ГД в динамических режимах работы. Объединение реального микропроцессорного регулятора частоты вращения или мощности ГД с моделью системы, набранной на персональном компьютере, значительно расширяет возможности управления.

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черных И.В. SIMULINK: среда создания инженерных приложений / Под общ. ред. В.Г. Потемкина. – М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2003. – 496 с.

- Виноградов А.А. Автоматическое регулирование частоты вращения вала главных судовых дизельных двигателей: Учебн. пособие. – Одесса: ОНМА, 2006. – 148 с.
- Будашко В.В. Комп'ютерне моделювання багаторівневого перетворення електроенергії допоміжної енергетичної установки в пакеті "Matlab"// Мат. між нар. наук.-техн. конф. "Сучасне судноплавство і морська освіта". – Одеса: ОНМА, 2004.

УДК 621.471.74:629.12

Руденко И.В., Руденко В.И., Ханмамедов С.А. ОНМА

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА СИЛИКОНОВЫХ ДЕМПФЕРОВ СУДОВЫХ ДВС

Особенностью работы судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является возникновение при их работе крутильных колебаний валов. Крутильные колебания возникают из-за развития двигателем периодически изменяющегося крутящего момента и неравномерного поглощением передаваемой энергии гребным винтом. Для гашения крутильных колебаний наибольшее распространение получили в последние годы демпферы внутреннего трения, иначе называемые по виду жидкости, в них применяемой, силиконовыми демпферами.

Следует отметить, что в настоящее время отсутствует эффективная методика и средства определения технического состояния силиконовых демпферов. Существующие проблемы демпферов подтверждают необходимость разработки методов их диагностики без вскрытия с целью прогнозирования возможности и продолжительности их дальнейшей эксплуатации. Выполняемая нами работа, которая заключается в разработке способов диагностирования и определения остаточного ресурса демпферов, направлена на восполнение этого пробела.

Силиконовые демпферы бывают простыми, если для связи между маховиком и корпусом используется только жидкость, или комбинированными, когда для связи между маховиком и корпусом помимо жидкости используются упругие элементы в виде стальных пружин или резиновых компонентов.

Маховик представляет собой цельную деталь демпфера. Однако иногда применяются и составные маховики, что позволяет регулировать осевые зазоры путем раздвижения маховика регулировочным винтом через отверстие в корпусе. Для повышения эффективности демпфера в тяжелых эксплуатационных условиях маховик может иметь большее число рабочих поверхностей. Силиконовый демпфер с двумя маховиками, расположенными в отдельных объемах, используется для уменьшения двух различных видов колебаний. Маховик может иметь распределенную массу, когда в корпус демпфера помещены ролики («иголки») с осями, расположенными параллельно оси корпуса, залитого силиконовой жидкостью,

При работе силиконового демпфера происходит свободное проворачивание маховика в корпусе. Зазоры выбираются, исходя из возможности их заполнения силиконовой жидкостью, и составляют: радиальный — 0,001-0,015 мм, и осевой — порядка 0,04-0,06 мм. Верхний предел осевых зазоров относится к маховикам малых наружных диаметров (менее 500-600 мм), а нижний — к маховикам больших наружных диаметров (более 1000-1200 мм).

Демпфер искусственно не охлаждается.

Силиконовая жидкость, применяемая в демпферах крутильных колебаний, — это кремнийорганические, высоковязкие полиметилсилоксановые жидкости, представляющие собой смеси полимеров линейного строения общей формулы

$$\begin{array}{c} CH_{3} \\ H_{3} - Si - O \\ H_{3} - Si - O \\ H_{3} \\ CH_{3} \end{array} = \begin{bmatrix} CH_{3} \\ H_{3} \\ -Si - O \\ H_{3} \\ CH_{3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} CH_{3} \\ H_{3} \\ -Si - CH_{3} \\ H_{3} \\ CH_{3} \end{bmatrix}$$

Характерными их свойствами являются: низкие температуры застывания, повышенная термостойкость, хорошие диэлектрические свойства, значительная сжимаемость, малая величина поверхностного натяжения и слабая зависимость вязкости от температуры, где среднее значение n в зависимости от марки жидкости изменяется от 100 до 300. По внешнему виду полиметилсилоксановые жидкости прозрачны и имеют цвет от бесцветного до желтого, коррозирующего действия на сталь и медь не оказывают, механических примесей не содержат. Их температура вспышки не ниже +200°C, а температура застывания не выше – 50°C [1].

Малая зависимость вязкости силиконовых жидкостей от температуры в значительной степени предопределила эффективное их использование в демпферах крутильных колебаний судовых двигателей.

Само заполнение демпфера силиконовой жидкостью представляет определенные технологические трудности из-за малых зазоров и большой вязкости жидкости, необходимой для эффективной работы демпфера [2]. Применяется налив жидкости в корпус демпфера и нагнетание жидкости винтовым шприцем; а также заполнение демпфера жидкостью под вакуумом.

Принято считать, что основными причинами выхода из строя силиконового демпфера являются: утечка силиконовой жидкости из демпфера и отсутствие относительного движения маховика внутри корпуса.

В первом случае демпфер не поглощает энергию колебаний за счет вязкого трения в слое силиконовой жидкости, во втором — из-за отсутствия относительного перемещения между маховиком и корпусом демпфера. По нашему мнению, кроме этих двух причин, существует и третья, может быть, главная. Причина заключается в том, что в демпфере происходит реакция окисления силикона, приводящая к образованию муравьиной кислоты НСООН — бесцветной, хорошо растворимой жидкости плотностью 1,23 г/см<sup>3</sup>, с температурой кипения 101 °С и формальдегида (муравьиного альдегида) НСНО. Последний представляет собой бесцветный, хорошо растворимый газ с температурой кипения –21 °С.

Муравьиная кислота и является тем агрессором, который разрушает демпфер, а образовавшийся в виде газа формальдегид, способствует его разгерметизации.

Анализ реакции образования этой кислоты и формальдегида показывает, что они возникают по причинам перегрева силикона или потери плотности корпусом демпфера.

Выход из строя демпфера на работающем двигателе обнаруживается по увеличению вибрации в резонансных зонах частот вращения. При разгерметизации демпфера резонансная зона смещается на более высокие частоты вращения, а при заклинивании маховика — в область более низких частот.

Работу демпфера можно оценить по температуре его корпуса, которая при нормальной работе демпфера на 8...15 °C выше, чем температура смежных деталей двигателя. Эту разницу температур можно определить на ощупь при остановке двигателя после 40-60 мин работы или при помощи бесконтактного термометра. Если температура корпуса демпфера и смежных деталей двигателя близки, то это свидетельствует об отсутствии относительного перемещения маховика в корпусе, т. е. маховик заклинен. При расположении демпфера в картере двигателя его температура на эксплуатационных режимах не должна превышать 100 °C.

В случае утечки силиконовой жидкости из демпфера (при отсутствии опор качения у маховика) из-за сухого трения в опорах скольжения маховика температура корпуса может повыситься настолько, что вызовет подплавление рамового подшипника коленчатого вала двигателя в месте присоединения демпфера. Таким образом, чрезмерное повышение температуры корпуса силиконового демпфера свидетельствует о его разгерметизации и утечке жидкости.

При обнаружении отклонений от нормальной работы необходимо при первой же возможности снять демпфер с двигателя и установить причины неисправностей. Если демпфер по условиям эксплуатации снять нельзя, то следует избегать работы при частоте вращения в зонах увеличенной вибрации и шума двигателя или заклинить маховик в корпусе демпфера. Отбор проб силиконовой жидкости можно производить через технологические отверстия на крышке или корпусе демпфера специальным шприцем без снятия демпфера с двигателя.

Согласно большинству рекомендаций, разборку демпфера со съемной крышкой целесообразно производить через 20-25 тыс. ч работы.

Хотя работа демпфера должна быть стабильной в течение многих лет эксплуатации, отмечены случаи довольно сильного снижения эффективности использования демпфера, что приводит к резкому возрастанию амплитуд крутильных колебаний.

Достаточно частые случаи потери эффективности демпферов вынудили повысить требования Инспекций Морского и Речного Регистров к периодичности проверки их технического состояния.

Так как в настоящее время нет общепринятой методики определения остаточного ресурса силиконовых демпферов, то по требованию Российского Морского Регистра проверки технического состояния проводятся после наработки 30000 час. Последующие проверки Регистр предлагает проводить через каждые 10000 ч.

Используется также методика расчета остаточного ресурса демпфера по результатам торсиографирования системы двигатель – валопровод – движитель. Полученные результаты после сравнения с нормами дают возможность оценки остаточного ресурса силиконового демпфера.

Статистика потока отказов по результатам исследований показывает, что потеря работоспособности демпферов достигает максимума через 20 тыс. часов его работы. На графике (рис. 1) показано характерное распределение зависимости доли отказов силиконовых демпферов от наработки. Остаточный ресурс демпфера номинируется (нормируется) согласно этой кривой нормального распределения. Поэтому, исходя из



Рис. 1. Зависимость относительного числа отказов силиконовых демпферов от времени их наработки на судах типа «Винница»

статистики выхода из строя силиконовых демпферов приведенной выше, после 20 тыс. часов работы необходимо делать анализ качества силикона и проверку осцилографированием амплитуды крутильных колебаний. Если полученные результаты отличаются от исходных менее, чем на 5 процентов, можно последующую диагностику назначать через 10 тыс. часов

Однако, как показывает опыт эксплуатации демпферов одного и того же размера, установленных на различных двигателях, их время наработки на отказ в ряде случаев отличается в 2-3 раза. Это подтверждает необходимость разработки новых методов определения остаточного ресурса демпферов.

По нашему мнению, одной из теоретических предпосылок, является то, что способность к сохранению работоспособности демпфера определяется накоплением энергии, рассеиваемой при демпфировании. Это значит, что определяющим фактором является не время работы демпфера, а количество рассеянной энергии.

На рис 2 показана зависимость относительного числа отказов силиконовых демпферов от количества рассеянной при демпфировании энергии.



Рис. 2. зависимость относительного числа отказов силиконовых демпферов от количества рассеянной при демпфировании энергии

Величина энергии, рассеиваемой в демпферах крутильных колебаний, *A*<sub>p</sub> описывается зависимостью

$$A_{\rm p} = f(T, Y, \mathbf{v}),$$

где *T* — продолжительность работы демпфера; *Y* — амплитуда крутильных колебаний маховика демпфера; v — вязкость силиконовой жидкости. Потеря работоспособности демпфера происходит при превышении порогового значения этой энергии. В процессе эксплуатации происходит окисление силикона и повышение его вязкости, что приводит к ухудшению демпфирования. Следовательно, долговечность сохранения качества силикона напрямую зависит от количества рассеянной им энергии.

Таким образом, актуальность проблемы эксплуатации силиконовых демпферов состоит в том, что среди причин поломок судовых ДВС недостаточность изучения физических процессов и явлений, происходящих в жидких (силиконовых) демпферах.

Нами предлагается следующая методика определения работоспособности силиконовых демпферов.

- 1. Определение характеристик силиконовой жидкости.
- 2. Дистанционное определение рабочей температуры корпуса демпфера.
- 3. Определение амплитуды крутильных колебаний.

Нам представляется, что необходимо теоретически обосновать применение новых методов диагностики технического состояния силиконовых демпферов СДВС применительно к теории самих методов.

Следует также разработать методику диагностирования технического состояния жидкостных демпферов и провести необходимые научнообоснованные экспериментальные исследования.

Проведенные исследования показывают, что величина рассеянной энергии даст возможность обосновать подход к диагностированию рабочего состояния и перспектив дальнейшего использования демпферов внутреннего трения судовых ДВС без вскрытия их конструкции.

Практическая ценность такой работы заключается в том, что резко сократится количество поломок коленчатых валов ДВС по причине потери работоспособности демпферов, а также простои судов по этой причине.

Результаты работ планируется включить в состав ОСТов применительно к судовым двигателям, разработать инструктивные материалы по определению под надзором Регистра технического состояния силиконовых демпферов, которые передать судовладельцу.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Миле Р.Н., Льюис Ф.М. Силиконы. М.: Химия, 1964.
- Родин П.Т. Эксплуатация силиконовых демпферов крутильных колебаний валопроводов судовых дизелей. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1980. – 41с.
- Правила классификаций и постройки морских судов. СПб.: Российский морской Регистр судоходства, 1999. – 980 с.

Колиев И.Д., Могилянец Т.М. ОНМА, ОИСВ

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА СКРЕБКОВОГО КРИСТАЛЛИЗАТОРА РОТОРНОГО ТИПА

Постановка проблемы. Кристаллизатор скребкового типа представляет собой поверхностный теплообменный аппарат цилиндрической формы, охлаждаемый теплоносителем. На валу внутри цилиндра жестко установлен пустотелый барабан со скрепками. Концентрируемый продукт движется в кольцевом зазоре, образованном цилиндром и барабаном. Движение жидкостей в аппарате поступательно-вращательное.

**Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем.** Известны много работ посвященных решению отдельных задач кристаллизации [3]. Большинство из них выполнено в предположении линейного закона распределения температуры в твердой фазе. В инженерной практике для расчета теплообменных аппаратов (примером могут служить различные конструкции льдогенераторов) нашли применение приближенные решения.

Технология разделения вымораживания основана на том, что при охлаждении до эфтектической температуры водной системы, не образующих твердых растворов, вода удаляется из неё в виде чистого льда. Этим вызвана необходимость разработки методики расчета кристаллизатора концентрирующей установки, основанной на решениях задачи образования твердой фазы из раствора, учитывающих влияние изменяющейся концентрации раствора на теплопередачу и процесс кристаллизации в аппарате.

Цель статьи. Представление методики расчета скребкового кристаллизатора роторного типа представляющий собой поверхностный теплообменный аппарат цилиндрической формы, охлаждаемый теплоносителем.

#### Решение проблемы.

Можно рассматривать четыре условные зоны в аппарате.

В І зоне происходит охлаждение раствора от начальной температуры  $t_{1,k}$ , при которой на теплопередающей поверхности начнет выделяться лед.

Во II зоне толщина намороженного слоя достигает величины зазора между внутренней поверхностью охлаждаемого цилиндра и скребками.

В III зоне происходит срезание намороженного льда и полное плавление его в потоке раствора, температура которого в объеме  $t_1$  выше температуры кристаллизации, соответствующей концентрации  $\xi_1$ . В конце III зоны температура раствора  $t_1 = t_{\text{кр}}$ .

IV-ая зона представляет собой интенсивный ледогенератор.

Условия теплопередачи и намораживания льда в скребковом кристаллизаторе показаны на рисунке.



Условия теплопередачи и намораживания льда в скребковом кристаллизаторе

Введем следующие обозначения:

 $t_{1,H}$  — температура исходного продукта, °С;

 $t_{1,\kappa}$  — конечная температура продукта, °С;

 $t_{\rm kp}$  — температура кристаллизации раствора, °C;

 $t_2$  — температура охлаждающей среды, °С;

ξ1 — концентрация продукта;

С — теплоемкость раствора, кДж/(кгк);

 $\rho_p$  — плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>;

*d*<sub>вн</sub> — внутренний диаметр цилиндра кристаллизатора, м;

G — расход жидкости (раствора),  $M^3/c$ ;

*j* — коэффициент теплопередачи аппарата, Bт/(м<sup>2</sup>K);

*L*<sub>I</sub>, *L*<sub>II</sub>, *L*<sub>IV</sub> — соответственно длины первой, второй, третьей и четвертой зон, м.

Первая зона (0-I) существует при соблюдении неравенства

$$\alpha_{1}\left(t_{1,H}-t_{\kappa p}\right) > \frac{t_{\kappa p}-t_{2}}{\frac{\delta_{cT}}{\lambda_{cT}}+\frac{1}{\alpha_{2}}}$$

В этой зоне жидкость охлаждается от начальной температуры  $t_{1,\mu}$  до  $t_{1,\kappa}$ , при которой на поверхности стенки начнет выделяться лед, т.е. граничное условие для первой зоны  $t_{ct}=t_{\kappa p}$ .

Температуру  $t_{1,\kappa}$  можно определить из условия  $\delta_{n,\max} = 0$ , откуда

$$t_{1,\kappa} = t_{\kappa p} + \frac{t_{\kappa p} - t_2}{\alpha_1 \left(\frac{\delta_{cr}}{\lambda_{cr}} + \frac{1}{\alpha_2}\right)},$$
(1)

Расчет теплопередачи в первой зоне ведется по обычным формулам. Протяженность зоны найдем из соотношения

$$L_{I} = \frac{c \cdot \rho_{p} \cdot G}{k \cdot \pi \cdot d_{cp}} \cdot l_{n} \cdot \frac{t_{1,\kappa} - t_{2}}{t_{1,\kappa} - t_{2}}, \qquad (2)$$

где  $d_{cp}=d_{BH}+\delta_{cT}$ .

Вторая зона (I-II) характеризуется наличием льда на теплопередающей поверхности. Толщина его изменяется от  $\delta_{n}=0$  (в сечении I) до  $\delta=\Delta$  (в сечении II). При установившемся режиме в любом сечении этой зоны соблюдается условие  $\delta_{n} = \delta_{n,max}$ , т.е. толщина льда является максимально возможной для соответствующих условий теплопередачи. Это означает, что в установившемся режиме во второй зоне процесс кристаллизации не происходит, а имеет место охлаждение потока конвективным путем под действием среднелогарифмической разности температур

$$\Delta t'_{\pi} = \frac{t_{1,\kappa} - t_{1,II}}{l_n \frac{t_{1,\kappa} - t_{\kappa p}}{t_{1,II} - t_{\kappa p}}}$$

Это необходимо учитывать, т.к. коэффициент теплоотдачи от раствора к поверхности льда зависит от скорости намораживания  $\frac{d\delta_n}{d\tau}$ .

При  $\delta_{\pi} = \delta_{\pi,\max}$  следует:  $\frac{d\delta_{\pi}}{d\tau} = 0$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  принимает значение, соответствующее условиям процесса, протекающего без

изменения агрегатного состояния охлаждаемого раствора.

Температуру потока в сечении II можно определить из граничного условия  $\delta_{\pi,max} = \Delta$ :

$$t_{1,II} = t_{\kappa p} + \frac{t_{\kappa p} - t_2}{\alpha_1 \left(\frac{\Delta}{\lambda_A} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}\right)}.$$
(3)

Общее количество теплоты, поступающей от жидкости к поверхности льда во второй зоне

 $Q_{II} = \pi d_{BH} L_{II} \alpha_1 \Delta t_{\pi},$ 

или

$$Q_{\mathrm{II}} = c \rho_{\mathrm{p}} G(t_{1,\mathrm{K}} - t_{1,\mathrm{II}}).$$

Тогда

$$L_{II} = \frac{c \cdot \rho_{\rm p} \cdot G}{\pi \cdot d_{\rm \scriptscriptstyle BH} \cdot \alpha_{\rm \scriptscriptstyle I}} l_n \frac{t_{\rm \scriptscriptstyle I,\kappa} - t_{\rm \scriptscriptstyle Kp}}{t_{\rm \scriptscriptstyle I,II} - t_{\rm \scriptscriptstyle Kp}}, \qquad (4)$$

Третья зона (II-III) — зона интенсивного охлаждения жидкости до температуры  $t_{\rm kp}$ . Здесь происходит намораживание льда, срезание его и плавление срезанного льда в потоке жидкости, температура которой до сечения III остается выше температуры плавления  $t_{\rm kp}$ . Таким образом, жидкость в этой зоне охлаждается двумя путями: конвективным (тепловой поток  $q_1$ ) и за счет плавления срезаемого льда (тепловой поток  $q_2$ ), т.е.

$$Q_{\rm III} = (C_1 + C_2)\pi d_{\rm BH} L_{\rm III}$$
(5)

При этом принимается допущение, что лед, срезаемый в третьей зоне, полностью плавится. Это допущение справедливо с достаточной для практики точностью, т.к. толщина срезаемого льда мала, а движение жидкости в аппарате достаточно интенсивное. Выражение (5) записано без учета теплоты, выделяемой при срезании льда.

Если не учитывать тепловое сопротивление срезаемого слоя, то суммарный тепловой поток  $C_0 = C_1 + C_2$  можно определить по формуле

$$C_{o} = \frac{t_{\rm kp} - t_2}{\frac{\Delta}{\lambda_{\rm n}} + \frac{\delta_{\rm cr}}{\lambda_{\rm cr}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Количество теплоты, отводимой от жидкости в третьей зоне, можно определить также из соотношения

$$Q_{\rm III} = c \rho_{\rm p} G(t_{1,\rm II} - t_{\rm \kappa p}).$$

Длину третьей зоны определим из выражения

$$L_{III} = \frac{c \cdot \rho_{\rm p} \cdot G \cdot \left(t_{\rm I,II} - t_{\rm kp}\right)}{\pi \cdot d_{\rm BH} \cdot \left(t_{\rm kp} - t_{\rm 2}\right)} \cdot \left(\frac{\Delta}{\lambda_{\rm n}} + \frac{\delta_{\rm cr}}{\lambda_{\rm cr}} + \frac{1}{\alpha_{\rm 2}}\right),\tag{6}$$

Протяженность IV зоны определяется из условия обеспечения заданной концентрации неводных компонентов в растворе на выходе из аппарата —  $\xi_{\kappa}$ .

При концентрации  $\xi_{\kappa}$  относительное содержание льда в 1 кг суспензии составит:

$$m = (\xi_{\kappa} - \xi_1) / \xi_{\kappa}.$$

При массовом расходе жидкости G- $\rho_p$  требуемая производительность кристаллизатора по льду равна:

$$G_{\pi} = m \rho_{\rm p} G. \tag{7}$$

Количество льда, срезаемого в IV зоне в единицу времени, можно определить из выражения:

$$G_{\pi} = \delta_{\pi} n \pi d_{\rm BH} L_{IV} \rho_{\pi}. \tag{8}$$

Здесь принято, что по периметру барабана установлен один резец (скребок).

Из выражений (7) и (8) получим:

$$L_{IV} = \frac{m\rho_{\rm p}G}{\delta_{\rm n}n\rho_{\rm n}\pi d_{\rm BH}}.$$
(9)

В общем случае в роторном кристаллизаторе имеют место все четыре зоны. Однако в зависимости от условий теплопередачи могут отсутствовать одна, две и даже три зоны. Наличие и протяженность их можно регулировать, изменяя условия теплопередачи – температуру и расход поступающей жидкости, температуру охлаждающей среды, зазор между резцом и теплопередачей поверхностью, частоту вращения барабана и т.д.

#### Выводы.

- 1. Разработана методика расчета скребкового кристаллизатора роторного типа.
- 2. Длина кристаллизатора зависит от количества зон, которые в свою очередь зависят от условия теплопередачи и их может быть от 1 до 4.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. А.с. 1317248 СССР. Устройство для концентрирования жидких продуктов / Колиев И.Д., Залдастанишвили Н.К., Курдадзе А.Д. и др. – Опубл. в Б.И. № 22, 1987.
- 2. Загоруйко В.А, Голиков А.А. Судовая холодильная техника. К.: Наукова думка, 2000. 608 с.
- Колиев И.Д. Разработка и исследование установки непрерывного действия для концентрирования виноградного сусла вымораживанием. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Одесса, 1990. – 16 с.
- 4. Плотников В.Т., Филаткин В.Н. Разделительные вымораживающие установки. – М.: Агропромиздат, 1987. – 352 с.
- 5. Холодильні установки. В 2 кн. / Під ред. І.Г. Чумака. К.: Либідь, 1995. Кн. 1. 239 с; Кн. 2. 223 с.

УДК 621.896.621.829

Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. ОНМА

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ СУДОВЫХ УСТРОЙСТВ

В настоящее время на большинстве морских транспортных судов получили распространение судовые устройства (СУ), которые имеют однотипную систему преобразования энергии топлива в механическую энергию на исполнительном механизме [3]. При этом наблюдается тенденция использования СУ со следующими системами передач энергии от дизель-генератора к исполнительному механизму (ИМ): гидравлические, электрические и комбинированные. На рис. 1 приведена блоксхема СУ, являющаяся обобщенной для перечисленных выше систем передач энергии.



Рис. 1. Блок-схема СУ

No No	Наиманование механизма	К.П.Д.			
JAGIAG	паименование меланизма	Mex.	Эл.	Гидр.	
1	Первичный двигатель внутреннего сгорания	0,9	-	-	
2	Электрический генератор	0,95	0,98,	-	
3	Электрический двигатель	0,94	0,98	0,95	
4	Гидравлический насос	0,88			
5	Гидравлический мотор	0,82	-	0,95	
6	Исполнительный механизм	0,5-0,6	-	-	

Согласно приведенной обобщенной схеме СУ видно, что химическая энергия топлива преобразуется последовательно в механическую, электрическую, гидравлическую и снова в механическую в исполнительном механизме. Энергетическая эффективность преобразования химической энергии топлива в механическую энергию, в основном, регламентируется механическим к.п.д. исполнительного механизма, который относительно невысок — 40-60 %. Кроме того, на эти механизмы приходится основной поток отказов СУ. На организацию их работы расходуются значительные средства текущих судовых эксплуатационных затрат. Основным типовым узлом исполнительного механизма являются подшипниковые узлы. Конструктивно наибольшее распространение получили опорные и упорно-опорные подшипниковые узлы, реализованные в большинстве случаев на шариковых и роликовых подшипниках.

Анализ потоков отказов подшипников установленных в исполнительных механизмах СУ показал, что они имеют нормальный закон распределения. Наиболее вероятное время наработки на отказ составляет (1,5...2)  $10^3$  часов. Столь малая наработка на отказ обусловлена влиянием факторов эксплуатации подшипников в судовых условиях.

На рис. 2 показана схема установки СУ в носовой части судна, которая иллюстрирует возникновение дополнительной нагрузки на подшипниковые узлы в зависимости от крена, дифферента и места расположения СУ относительно центра тяжести судна.



Рис. 2. Механизм возникновение дополнительной статической и динамической нагрузки на подшипниковых узлах CBM

Дополнительная статическая нагрузка на кормовой подшипник механизма, установленный на баке судна:

$$\frac{\Delta R_z}{R_z} = \frac{1}{2R_z} \sqrt{\sin^2 \theta + \sin^2 \gamma} ,$$

а дополнительная динамическая нагрузка на подшипник при качке судна:

$$\frac{\Delta R_z}{R_z} = \frac{m}{R_z} \sqrt{\left(\frac{L}{2t_{\kappa}^2}\sin\theta\right)^2 + \left(\frac{B}{2t_{\delta}^2}\sin\gamma\right)^2}$$

где *m* — масса вращающейся части исполнительного механизма;  $\theta$ ,  $\gamma$  — углы дифферента и крена судна соответственно,  $t_5$ ,  $t_{\kappa}$  — периоды бортовой и килевой качки, *L*, *B* — расстояние от миделя и диаметральной плоскости до центра тяжести ИМ СУ.

Дополнительная динамическая и статическая нагрузки, обусловленная режимами плавания судна, в ряде случаев, превышает полезную нагрузку подшипника, возникающую при реализации функционального назначения СУ в несколько раз.

В качестве примера на рис. 3 приведены изменения относительных составляющих нагрузки на упорно-опорные подшипники исполнительных механизмов швартовной лебедки и рулевой машины в разных фазах рейса судна.



Рис. 3. Дополнительная составляющая нагрузки, действующая на подшипник ИМ СУ в разных фазах рейса судна: а — швартовной лебёдки, б — рулевой машины

Таким образом, как показали наши исследования, нагрузка на узлы исполнительного механизма СУ зависит от фазы рейса, назначения механизма, места установки, крена, дифферента и параметров качки судна. При этом условия работы ИМ СУ являются очень жесткими. Так, температура воздуха изменяется от – 50 до + 60 °C при влажности до 100%, возможен длительный контакт с морской водой и т.д. Такие условия являются самыми жесткими по сравнению с условиями, которые воспринимают узлы исполнительных механизмов, эксплуатирующихся в авиационном, железнодорожном и автомобильном транспорте.

Все перечисленные выше факторы в значительной степени сокращают долговечность работы подшипниковых узлов исполнительных механизмов СУ. В связи с вышеизложенным перед авторами была поставлена задача разработки способа повышения надежности работы подшипникового узла ИМ СУ.

Решение поставленной задачи было выполнено на примере подшипникового узла гидромашины, которая получила наибольшее распространение в качестве выходного звена исполнительного механизма СУ. На рис. 4 приведена схема шарнирно-рычажного механизма аксиальнопоршневой гидромашины, используемой в качестве ИМ СУ.



Рис. 4. Схема шарнирно-рычажного механизма аксиально-поршневого ИМ СУ

Как видно из рис. 4, преобразование кинетической энергии потока жидкости в механическое усилие реализуется поршнем машины. При этом формирующееся механическое усилие воспринимает подшипни-ковый узел. Равнодействующую усилий R на подшипниковый узел можно разложить на две составляющие  $R_Y$  и  $R_Z$ , обуславливающие упорную и опорную несущие способности подшипникового узла.

Из рассматриваемой схемы ИМ видно, что наиболее нагруженным узлом является подшипниковый узел, состоящий, как правило, из сдвоенного или строенного упорно-опорного подшипники качения.

Данный подшипниковый узел, как показал проведенный нами анализ, предопределяет надежность функционирования всей машины. Наиболее напряженным местом подшипникового узла является зона контакта шарика с беговой дорожкой. Триботехнические процессы, протекающие в этом узле, определяют такие параметры надежности как долговечность работы подшипника и шумность его работы. Исследование триботехнических процессов осуществлялось на модели. В качестве модели зоны контакта шарика с беговой дорожкой получило дальнейшее развитие представление, сформулированное нами ранее [2]. В этой работе было показано, что нормальная нагрузка на шарик уравновешивается:

- реакциями на фактических пятках контакта;
- силой расклинивающего давления в слое масла с ориентационной упорядоченной структурой;
- гидродинамической подъемной силой возникающей в зазоре шарика с беговой дорожкой, обусловленной объемными свойствами смазки.

Анализ модели зоны взаимодействия шарика с беговой дорожкой показал, что к числу перспективных методов повышения долговечности и снижению шумности следует отнести повышение величины расклинивающего давления в слое масла за счет ориентационной упорядоченности молекул масла в зоне взаимодействия подшипникового узла ИМ СУ.

Для реализации полученного результата на модели, нами была разработана методика нанесения из раствора перфторкислоты пленочного покрытия путем окунания подшипника. При этом на беговую дорожку и шарики подшипников при выдержке в растворе 60 с осаждалась пленка толщиной 12...15 нм. После сборки подшипникового узла и заполнения штатным смазочным материалом пленочное покрытие выполняет роль ориентанта молекул смазочного масла в пристенном слое.

Создание в пристенном смазочном слое упорядоченной гомеотропной структуры позволило повысить величину расклиниваюшего лавления более чем в сто раз. Результаты испытаний на изнашивание, проведенные на упорноопорных шариковых подшипниках № 308. приведены на рис. 5.

Испытания подшипников осуществлялось в научно-



Рис. 5. Результаты определения долговечности подшипника № 308 со штатной смазкой прямая (1) и подшипника с пленочным покрытием перфторкислоты кислоты прямая (2)

исследовательском институте подшипниковой промышленности (г. Москва) по ускоренной методике испытаний на долговечность. Как видно из рис. 5, предельно допустимую величину износа подшипники с пленочным покрытием достигают через 15 тысяч часов, в то время как серийные подшипники имели ресурс 5 тыс. часов.

На рис. 6 приведены результаты измерения акустического шума подшипника № 308 от нормальной нагрузки на подшипник. Из рис. 6 следует, что нанесение пленочного покрытия на подшипники снижает на 3...5 дБ интенсивность акустического излучения.



Рис. 6. Зависимость акустического шума работы подшипника обычного (1) и с покрытием (2) от нормальной нагрузки на подшипник

Применение пленочного покрытия толщиной 12...15 нм перфторкислоты на беговой дорожке и шариках, выполняющего роль ориентанта в пристенном смазочном слое, позволяет повысить долговечность подшипника в 5 раз и снизить величину акустического шума на 3...5 дБ. Повышение долговечности подшипникового узла на такую величину, например, шпиля обеспечит его работу на весь жизненный цикл СУ.

Таким образом, разработанная нанотехнология нанесения на рабочие поверхности подшипниковых узлов пленочных покрытий позволяет повысить надежность работы ИМ СУ. Данная технология может быть использована как для новых подшипниковых узлов СУ, так и для узлов проходящих ремонт и модернизацию.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

 Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып.9. – Одесса. ОНМА – С. 80-86.

- 2. Ханмамедов С.А. Совершенствование функциональных свойств систем смазывания судовых энергетических установок: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05. Одесса., 1991. 372 с.
- Судовые устройства: справочник. / Под ред. М.Н. Александрова. Л.: Судостроение, 1987. – 656 с.

УДК 621.45.02

Черныш И.И. ОНМА

#### БЕЗИНДИКАТОРНАЯ ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ

Контроль и диагностирование энергетических и экономических показателей работы судовых дизелей проводится по двум основным направлениям: оценка индикаторной или эффективной мощности дизеля.

Оценка индикаторной мощности дизеля осуществляется традиционными методами. Если имеется индикаторный привод, то снимается нормальная индикаторная диаграмма, после обработки которой подсчитывают среднее индикаторное давление  $P_i$  и определяют индикаторную мощность.  $N_i$ . При отсутствии индикаторного привода снимается развернутая индикаторная диаграмма по углу поворота вала и производится подсчет среднего индикаторного давления. Снятие и обработка индикаторных диаграмм осуществляется также посредством измерительных и диагностических комплексов «Аутропика» «АСЕА-ЦИЛДЕТ» и др.

Оценку индикаторной мощности дизеля по индикаторным диаграммам принято считать не косвенным методом. Общая погрешность в оценке мощности в результате индицирования и обработки индикаторных диаграмм составляет 3...5 % и иногда достигает 10 %.

Снятие и обработка развернутых индикаторных диаграмм представляет определенные трудности, кроме того, очевидно, что алгоритм, заложенный в эти комплексы, также дает определенные погрешности, а потому не реже одного раза в месяц индицирование двигателя должно проводиться «вручную» с помощью индикатора «Майгак».

К косвенным методам оценки индикаторной мощности можно отнести метод сопоставления среднего индикаторного давления со средним давлением по времени  $P_t$ , определение эффективной мощности с помощью торсиометра по часовому расходу топлива и частоте вращения и др. Автором предложен метод оценки дизеля по параметрам газовоздушного тракта [1, 2].

Предлагается оценка эффективной мощности дизеля без индикаторных диаграмм по номограммам и рабочим параметрам работы дизеля на стенде завода-изготовителя. [3].

Оценку эффективной мощности по номограммам можно определить по следующим зависимостям:

- индекс топливного насоса (нагрузки) среднего эффективного давления (график I);
- среднего эффективного давления и частоты вращения двигателя (график II);

 частоты вращения турбонагнетателя, температуры наддувочного воздуха, давления окружающей среды (график III).



Для оценки мощности дизеля необходимо, чтобы регулирование двигателя и турбонагнетателя были аналогичными (неизменными) с момента стендовых испытаний, а газовоздушный тракт и газотурбонагнетатель чистыми.

При износе топливной аппаратуры оценка мощности будет завышена, а загрязнение газовоздушного тракта приводит к уменьшению частоты вращения газотурбонагнетателя и как результат — к заниженной оценки мощности.

Пример определения эффективной мощности дизеля по индексу рейки топливного насоса (график I). От значения индекса проводится горизонтальная прямая до пересечения с кривой номограммы и затем вертикальная вниз до линии значения частоты вращения двигателя. От найденной точки пересечения проводим горизонтальную линию до шкалы мощности.

На графике III приведен пример оценки мощности двигателя в зависимости от температуры наддувочного воздуха  $t_s$ , частоты вращения газотурбонагнетателя n, давления окружающей среды  $P_0$ .

Для этого проводим горизонтальную линию от значения температуры надувочного воздуха  $t_s$  и наклонную линию от значения частоты вращения газотурбонагнетателя n. От точки пересечения проводится

вертикальная линия вниз до кривой номограммы и затем горизонтальная линия до значения величины давления окружающей среды (барометрическое). От точки пересечения проводим линию параллельную наклонной линии поправки на барометрическое давление и определяем мощность двигателя.

При обработке данных по семи двигателям фирмы МАН-Б и В, RTA погрешность оценки мощности состояла в пределах ± 3%.

Указанный метод является доступным и простым для обслуживающего персонала.

Погрешность оценки мощности двигателя не превышает ранее приведенные методы.

### СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- Конаков Г. А., Черныш И. И. Косвенная оценка эксплуатационной мощности судового дизеля. Деп. в В/О «Депонированные рукописи» ВИНИТИ № 10 (240), 1991. – С. 6.
- Черныш И. И. Контроль индикаторной мощности дизеля по расходу топлива и суммарному коэффициенту избытка воздуха. Деп. в В/О «Мортехинформреклама», 1991. – С. 5.
- Инструкция по обслуживанию двигателей МАН-БиВ. Копенгаген, 1998. – 1500 с.

УДК 627.386.6

Сурин С.М., Логишев И.В. ОНМА

# ОЦЕНКА МЕТОДИКИ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КОТЛА С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПОГРЕШНОСТИ КОНЕЧНОГО РЕЗУЛЬТАТА

Схема испытаний котла предусматривает следующие исходные данные:

- ориентировочная паропроизводительность котла 5 т/час;
- ориентировочный расход топлива 500 кг/час;
- ориентировочный КПД котла 75%;
- котел вырабатывает насыщенный пар давлением 5 кгс/см<sup>2</sup> (0,5 МПа);

Система измерений, представленная на рисунке предусматривает следующее:

- расход пара измеряют по уменьшению уровня питательной воды в теплом ящике 2 при высоте мерной рейки 300 мм с ценой деления 1 мм. Время замера 60 с погрешностью секундомера 0,2 с;
- расход топлива измеряют мерным бачком 4 с мерной рейкой 300 мм, ценой деления 1 мм, ожидаемое время замера 40 с, погрешность секундомера σ = 0,002;
- расход воздуха на котел измеряют нормальной диафрагмой с погрешностью σ = 0,02;
- температуру питательной воды измеряют ртутным термометром со шкалой 100° с минимальной ценой деления шкалы 2 °С. Ожидаемая температура питательной воды 40 °С;
- температуру воздуха перед топкой измеряют ртутным термометром со шкалой 100 °С с минимальной ценой деления шкалы 2 °С, ожидаемая температура воздуха 40 °С;
- температуру дымовых газов за котлом измеряют ртутным термометром со шкалой 300 °C с минимальным делением шкалы 5 °C. Ожидаемая температура уходящих газов — 275 °C;
- содержание O<sub>2</sub> и CO<sub>2</sub> в дымовых газах измеряют с помощью химического газоанализатора. Их ориентировочное содержание составляет 4% и 14% соответственно. Высота бюретки газоанализатора 200 мм (на 100 мл газа) при цене минимального деления 0,5 мл;
- температуру и энтальпию насыщенного пара определяют по давлению в котле с помощью таблиц *i-s*. Давление в котле измеряют манометром со шкалой 10 кгс/см<sup>2</sup>, класс точности 1,0;
- энтальпию питательной воды выбирают по её температуре с помощью таблиц *i-s*.



Схема измерений при теплотехнических испытаниях вспомогательного котла: 1 — котёл; 2 — тёплый ящик; 3 — расходная топливная цистерна; 4 — мерный бак расхода топлива; 5 — питательный насос; 6 — топливный насос; 7 — котельный вентилятор

КПД котла при его испытании по прямому балансу рассчитывают по следующей зависимости [1]:

$$\eta_{\rm nb} = \frac{D\left(i_s - i_{\rm nb}\right)}{BQ_{\rm p}}$$

КПД котла по обратному балансу рассчитывают по следующей зависимости [1]:

$$\eta_{\text{obp}} = 1 - C_1 - C_2 - C_5.$$

В соответствии с [2] результирующая погрешность испытаний запишется для обоих случаев:

$$\left(\frac{\Delta\eta}{\eta}\right)_{\rm np} = \sqrt{\left(\frac{\Delta B}{B}\right)^2 + \left(\frac{\Delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{\Delta i_s^2 + \Delta i_{\rm nB}^2}}{i_s - i_{\rm nB}}\right)^2}; \qquad (1)$$

$$\left(\frac{\Delta\eta}{\eta}\right)_{\rm ofp} = \frac{\sqrt{\Delta C_2 + \Delta C_3 + \Delta C_5}}{C_2 + C_3 + C_5}.$$
 (2)

Детально раскроем методику определения погрешностей отдельных составляющих вышеприведенных уравнений.

Для уравнения (1):
Погрешность измерения расхода топлива.

Гак как 
$$B = \frac{Y_m}{\tau_\kappa} \rho_{\pi}$$
, то
$$\left(\frac{\Delta B}{B}\right) = \sqrt{\left(\frac{\Delta h}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2} =$$
$$= \sqrt{\left(\frac{2}{300}\right)^2 + \left(\frac{0,2}{40}\right)^2 + 0,002^2} = 0,857 \cdot 10^{-2}$$

Погрешность измерения расхода пара.

Гак как 
$$D = \frac{\gamma \rho}{\tau}$$
, то  

$$\Delta D = \sqrt{\left(\frac{\Delta h}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{2}{300}\right)^2 + \left(\frac{0,2}{60}\right)^2 + 0,002^2} = 0,747 \cdot 10^{-2}.$$

Погрешность измерения разности энтальпий.

Так как  $\Delta i_s \rightarrow \Delta P_{\text{манометра}}$ , а  $\Delta P_{\text{манометра}} = \frac{0,001}{0,05} = 0,02$ , то  $\Delta i_s = 0.6 \text{ кДж/кг}$ , а  $\Delta i_{\text{пв}} = \Delta t_{\text{пв}} = 0.2 \text{ кДж/кг}$ ,

$$\frac{\sqrt{\left(\Delta i_{s}\right)^{2}+\left(\Delta i_{\text{nB}}\right)^{2}}}{i_{s}-i_{\text{nB}}}=\frac{\sqrt{0,6^{2}+0,2^{2}}}{2579}=0,04\cdot10^{-2}.$$

Погрешность измерения теплотворной способности топлива примем в соответствии с ГОСТ:  $\sigma = 0,004$ .

Таким образом, среднеквадратичная погрешность теплотехнических испытаний котла по «прямому» балансу составит

$$\left(\frac{\Delta\eta}{\eta}\right)_{np} = \sqrt{\left(0,857^{-2}\right)^2 + \left(0,747^{-2}\right)^2 + \left(004^{-2}\right)^2 + \left(0,04^{-2}\right)^2} = 0,0127.$$

Распишем методику расчета составляющих уравнения (2).

Погрешность определения потерь тепла с уходящими газами. Ориентировочная потеря тепла с уходящими газами для вспомогательных котлов составляет

$$C_2 = 0,2$$
, a  $\left(\frac{\Delta G}{G}\right)_{\Gamma} = \left(\frac{\Delta G}{G}\right)_{B} = 0,02$ .

Тогда

$$\begin{split} \Delta C_2 &= C_2 \sqrt{\left(\frac{\Delta \alpha}{\alpha}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{yx}}{t_{yx}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta G}{G}\right)^2} = \\ &= C_2 \sqrt{\left(\frac{\Delta n O_2}{n O_2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{yx}}{t_{yx}}\right)^2 + 0,02^2} = \\ &= 0, 2 \sqrt{\left(\frac{0,5}{14}\right)^2 + \left(\frac{10}{300}\right)^2 + 0,02^2} = 0,0105. \end{split}$$

Погрешность определения потерь теплоты на химическую неполноту сгорания

$$C_{3} = f(nO, G_{B}) = 0,03$$
  
$$\Delta C_{3} = C_{3} \sqrt{\left(\frac{\Delta O_{2}}{O_{2}}\right)^{2} + \left(\frac{\Delta nO_{2}}{nO_{2}}\right)^{2} + \left(\frac{\Delta G_{g}}{G_{g}}\right)^{2}} = 0,03 \sqrt{\left(\frac{0,5}{4}\right)^{2} + \left(\frac{0,5}{14}\right)^{2} + 0,02^{2}} = 0,0039.$$

Погрешность определения потерь теплоты в окружающую среду

$$C_{5} = f(t_{cr} - t_{oc}) = 0,05.$$
  
$$\Delta C_{5} = C_{5} \frac{\sqrt{\Delta t_{cn}^{2} + \Delta t_{oc}^{2}}}{t_{cm} - t_{oc}} = 0,05 \frac{\sqrt{5^{2} + 0,2^{2}}}{30} = 0,0083.$$

Таким образом, погрешность испытания котла по методу «обратного» баланса составит

$$\left(\frac{\Delta\eta}{\eta}\right)_{obp} = \frac{\sqrt{0,0105^2 + 0,0039^2 + 0,083^2}}{0,2 + 0,03 + 0,05} = 0,049$$

**Выводы.** Из результатов расчета видно, что погрешность теплотехнических испытаний котла по методу «прямого» баланса достаточно высока, а приведенная схема и методы измерений вполне отвечают современным требованиям эксперимента на судне.

Точность испытаний котлов методом «обратного» баланса значительно хуже. Основная погрешность в данном случае вносит погрешность определения потерь теплоты с уходящими газами. Маловероятно, что с помощью судового газоанализатора можно будит уменьшить погрешность измерения концентрации О<sub>2</sub> в дымовых газах. Поэтому при теплотехнических испытаниях котлов судовому персоналу предпочтительнее использовать метод «прямого» баланса, хотя в обоих случаях представленная методика будет соответствовать только всережимным схемам автоматизации горения и питания котлов.

Перспективы дальнейших исследований. В современных ВК схемы автоматики горения и подпитки котлов обычно двухпозиционные. Системы ВК обычно не комплектуют измерителями расхода топлива, а предложенная выше схема измерения паропроизводительности котла достаточно сложная. Поэтому погрешность испытания реальных котлов всегда будет существенно выше приведенного расчета. Для существенного уменьшения погрешности теплотехнических испытаний можно рекомендовать измерение расхода топлива по изменению его уровня в цистерне котельного топлива в течение суток. Измерение паропроизводительности котла намного проще и точнее можно определять по суточному накоплению хлоридов в питательной воде [3]. Только в этом случае ожидаемую погрешность испытаний можно будет приблизить к расчетной.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫХ ИСТОЧНИКОВ

- Котелко В.Ю. Тепловой расчет судовых паровых котлов / В.Ю. Котелко и др. – М.: МОРТЕХИНФОРМРЕКЛАМА, 1993.
- 2. Сурин С.М. Современные методы эксперимента и обработки данных. Учебное пособие – Одесса: ОНМА, 2006.
- Сурин С.М., Наконечный М.А. Методика определения паропроизводительности котлов по результатам повседневного химконтроля. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 10. – Одесса: ОНМА. – С 61-64.

УДК 621.431.74.03

Половинка Э.М., Бузовский В.А. ОНМА

## ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВА В ПРОЦЕССЕ ВПРЫСКИВАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Как показано в ряде работ [1-5], в результате выделения из топлива растворённого воздуха при разрывах сплошности на отдельных этапах впрыскивания в системе топливоподачи дизелей формируется двухфазная среда из топлива и пузырьков воздуха. Известно также, что исторически развитие систем топливоподачи связано с компрессорным распыливанием, когда в цилиндр подавалась смесь топлива и воздуха. Эксперименты по применению топливовоздушной смеси в дизелях проводились и в наше время [6, 7].

Имеется также современный опыт промышленного использования топливовоздушной смеси в дизелях. Речь идёт о системах впрыскивания двигателей фирмы Камминс [8-10], использующих насос-форсунки открытого типа. В них формируется смесь топлива с воздухом, поступающим из цилиндра на ходе сжатия. Полученная смесь впрыскивается на рабочем ходе плунжера.

Присутствие воздуха в топливе изменяет сжимаемость последнего и оказывает тем самым влияние на процесс топливоподачи и качество распыливания.

Процесс впрыскивания смеси из-за особых ее физических свойств имеет специфические отличия от общепринятого.

Для оценки свойств рабочего тела системы впрыскивания используется модель однородной газожидкостной смеси [6] со следующими допущениями (по аналогии с воздухо-водяными смесями [11]):

- смесь дизельного топлива с воздухом представляет собой однородную среду, в которой пузырьки воздуха имеют малые размеры и равномерно распределены по всему объему топлива;
- 2) топливо является несжимаемой жидкостью;
- состояние газа подчиняется характеристическому уравнению идеального газа;
- 4) при истечении смеси скорости жидкой и газовой фаз одинаковы;
- 5) жидкая и газовая фазы находятся в тепловом равновесии.

При неизменной массовой концентрации компонентов в процессе сжатия и расширения смеси массой  $M_{\rm cm}$  для объемной доли топлива в смеси справедливо:

$$\delta_{_{\mathrm{T}}} = C / V_{_{\mathrm{CM}}} = 1 / \left\{ 1 + \left[ \varepsilon / (1 - \varepsilon) \right] (\rho_{_{\mathrm{T}}} / \rho_{_{\mathrm{B}}}) \right\}, \tag{1}$$

где V<sub>см</sub> — объем смеси; С — объем топлива; є — доля воздуха в смеси.

$$\varepsilon = M_{\rm B} / (M_{\rm B} + M_{\rm T}) = M_{\rm B} / M_{\rm CM},$$

где *М*<sub>в</sub> и *М*<sub>т</sub> — массы компонентов воздуха и топлива.

Плотность смеси р<sub>см</sub> зависит от объемной концентрации компонентов и практически пропорциональна плотности топлива:

$$\rho_{\rm \tiny CM} = \rho_{\rm \tiny T} \delta_{\rm \tiny T} + (1 - \delta_{\rm \tiny T}) \rho_{\rm \tiny B} \approx \rho_{\rm \tiny T} \delta_{\rm \tiny T} \, . \label{eq:cm_cm_matrix}$$

При увеличении давления объемная доля топлива приближается к 1 (рис. 1), и р<sub>см</sub> стремится к р<sub>т</sub>.

Как показывает анализ уравнения состояния смеси [6], при  $0 \le \varepsilon \le 0,1$  с точностью до 1,5% процессы сжатия и расширения смеси можно считать изотермическими.

Нельзя в связи с этим согласится с имеющимся в некоторых работах, например [12], предложениями не учитывать внутренний теплообмен между фазами, и процесс сжатия считать происходящим с показателем адиабаты m = 1,4.



Рис. 1. Зависимость плотности смеси топлива с воздухом от давления

Отношение объемов топлива и воздуха в смеси в зависимости от давления можно представить в виде  $[(1-\delta_r)/\delta_r]p = \text{const}$ , откуда

$$\delta_{\rm T} = \delta_{\rm T0} \left\{ \left( p / p_0 \right) / \left[ 1 - \delta_{\rm T0} \left( 1 - p / p_0 \right) \right] \right\}, \tag{2}$$

где  $\delta_{r0}$  — начальная объемная доля топлива;  $p_0$  — начальное давление.

Скорость истечения одномерного потока смеси может быть найдена из уравнения движения, имеющего такой же вид, что и для однородной среды.

Принимая процесс истечения изотермическим ( $m \approx 1$ ) и считая, что  $1 - \varepsilon \approx 1$ , получим упрощенное выражение для скорости истечения одномерного потока смеси

$$W_{\rm _{CM}} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\rm _{T}}}(p_{\rm _{0}}-p)} \sqrt{1 - \frac{1 - \delta_{\rm _{T0}}}{\delta_{\rm _{T0}}} \cdot \frac{\ln(p/p_{\rm _{0}})}{1 - p/p_{\rm _{0}}}} = \psi_{\rm _{CM}} W_{\rm _{T}}, \qquad (3)$$

где  $\psi_{cM}$  — коэффициент увеличения скорости смеси;  $W_{T}$  — скорость истечения топлива. Характер изменения коэффициента  $\psi_{cM} = f(\delta_{T0}, P/P_0)$  показан на рис. 2.

При добавлении воздуха в топливо скорость истечения смеси возрастает по сравнению со скоростью истечения одного топлива и тем в большей степени, чем выше содержание воздуха и больше перепад давлений в сопле. По мере повышения давления скорость истечения смеси приближается к скорости истечения топлива.

При уменьшении давления за соплом скорость истечения смеси возрастает. Одновременно происходит расширение струи на выходе из сопла, что ограничивает



Рис. 2. Влияние перепада давления и состава смеси на коэффициент истечения

расход смеси. При совместном влиянии этих факторов — увеличении скорости струи и ее расширении — расход смеси достигает максимального значения. Максимальная величина расхода смеси  $G_{\text{отн}}$  зависит от концентрации воздуха в смеси и по мере уменьшения содержания воздуха возрастает, стремясь к 1. При этом возрастает перепад давлений, соответствующий максимуму расхода смеси ( $p/p_0$  уменьшается).

Кроме того, в результате понижения давления в сопле из топлива при истечении начинают выделяться пары и растворенные в нем газы, которые сужают полезную площадь потока в этом сечении, т. е. возникает явление кавитации. Это уменьшает диффузорный эффект в расширяющейся части потока в сопле, и при дальнейшем понижении давления за соплом расход перестает увеличиваться, т. е. при истечении реальной жидкости также имеет место «критический» расход. При малых перепадах давления кавитация не возникает.

Исследования, показали, что с увеличением давления  $P_1$  перед соплом при  $\varepsilon_0 = \text{const}$  разница между величинами расходов  $G_{\text{см}}$  и  $G_{\text{т}}$  ( $\varepsilon_0=0$ ) уменьшается. При определенном давлении  $p_1$  когда происходит полное растворение в топливе воздуха,  $G_{\text{см}}$  становится равным  $G_{\text{т}}$ . При неполном растворении воздуха его концентрация  $\varepsilon$  зависит от давления  $P_1$  и начальной концентрации  $\varepsilon_0$ :

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \lambda (1 - \varepsilon_0) P_1 \tag{4}$$

Величина константы растворения  $\lambda$ , по результатам проведенных экспериментов равна 135·10<sup>-5</sup> МПа<sup>-1</sup>, т. е. при нормальных атмосферных условиях объем воздуха, растворенного в дизельном топливе, составля-

ет около 10% от объема топлива, что практически совпадает с данными других исследователей [13].

При расчетах процесса топливоподачи необходимо учитывать сжимаемость смеси, которая характеризуется коэффициентом сжимаемости <sub>см</sub>, представляющим собой относительное уменьшение объема при увеличении давления. Считая, что уменьшение объема смеси  $dV_{\rm cm}$  происходит за счет сжатия топлива dC и воздуха  $d(V_{\rm cm} - C)$  можно получить выражение для коэффициента сжимаемости смеси в функции объемных долей компонентов:

$$\alpha_{\rm \tiny CM} = \alpha_{\rm \tiny T} \delta_{\rm \tiny T} + \alpha_{\rm \tiny B} \left( 1 - \delta_{\rm \tiny T} \right). \tag{5}$$

Заменив объемные доли на массовые, получим

$$\alpha_{_{CM}} = \alpha_{_{m}} \frac{1 + \varepsilon[(\alpha_{_{m}}\rho_{_{s}})/(\alpha_{_{s}}\rho_{_{m}}) - 1]}{1 + \varepsilon[(\rho_{_{m}}/\rho_{_{s}}) - 1]}.$$
(6)

Коэффициент сжимаемости воздуха принят равным  $\alpha_{\rm B} = 1/p$ , величина  $\alpha_{\rm T} = 50 \cdot 10^{-5} \text{ M}\Pi a^{-1}$ .

На рис. 3 представлен ряд кривых  $\alpha_{cM} = f(P, \varepsilon)$ , полученных расчетом с помощью уравнения (6) и

позволяющих по известному составу смеси и давлению определить величину коэффициента сжимаемости. В случае учета растворения воздуха в топливе при пользовании графиком  $\alpha_{cm} = f(p,$ є) необходимо с помощью выражения (4) ввести соответствующие поправки на изменение содержания нерастворенного воздуха в смеси. В этом случае с момента є=0 коэффициент сжимаемости α<sub>см</sub> становится равным коэффициенту сжимаемости  $\alpha_{\rm T}$ 

Важной характеристикой сжимаемой жидкости является скорость распространения в ней малых возмущений. Малые возмущения —



Рис. 3. Влияние состава топливовоздушной смеси на коэффициент сжимаемости

непрерывные изменения во времени плотности  $\rho_{cm}$  и давления p — распространяются в однородной среде адиабатически со скоростью звука, которую можно определить по формуле

$$a_{\rm cm} = \sqrt{d\rho / d\rho_{\rm cm}} = 1 / \sqrt{\alpha_{\rm cm} \rho_{\rm cm}} .$$
 (7)

При равенстве скорости истечения и скорости распространения звука режим истечения становится критическим, и расход смеси через сопло не изменяется.

Скорость звука является функцией двух переменных — плотности и сжимаемости. Топливовоздушная смесь, состоящая из практически несжимаемого топлива и воздуха, имеет плотность, близкую к плотности топлива, и сжимаемость, близкую к сжимаемости воздуха, т. е. воздух, находящийся в смеси с большой массой топлива, действует как слабая пружина, что вызывает резкое уменьшение скорости распространения звука в смеси. Расчеты [14] и эксперименты [15] показывают, что скорость распространения звука в смеси зависит как от состава смеси, так и от давления (рис. 4). При малых давлениях минимальная величина скорости звука в смеси значительно меньше скорости распространения звука в воздухе  $a_{\rm B}$  (при p = 0,1 МПа  $a_{\rm cm min} = 22$  м/с, т. е. 6,5% от  $a_{\rm B}$ ; при p = 2,5 МПа  $a_{\rm см \ min} = 107$  м/с). С увеличением давления скорость распространения звука в смеси асм возрастает, приближаясь к скорости распространения звука в топливе а<sub>т</sub>. Скорость распространения звука в смеси минимальна при равенстве объемных долей топлива и воздуxa [11].



Рис. 4. Изменение скорости звука в смеси топлива с воздухом

Из сказанного следует, что при наличии в топливе незначительного количества нерастворенного воздуха резко увеличивается сжимаемость топлива, особенно в области низких давлении, и уменьшается скорость передачи импульса давления в топливопроводе, вследствие чего могут

возникнуть перебои в работе топливной аппаратуры разделенного типа в линиях как высокого, так и низкого давлений. Пользуясь приведенными уравнениями, можно численно оценить параметры работы топливной аппаратуры в этих условиях.

Рассматривая причины образования газовой фазы в линии высокого давления важно отметить, что одно из условий выделения воздуха из топлива – существование газовой фазы, сохранившейся от предыдущего цикла. После первого цикла пузырьки газа в небольшом количестве образуются только в штуцере насоса и в части топливопровода, непосредственно прилегающей к штуцеру. В последующие циклы область существования пузырьков постепенно продвигается к форсунке, пока газовая фаза стабильно не начнет равномерно просматриваться во всем объеме линии высокого давления. Это свидетельствует о том, что частично сохранившаяся газовая фаза способствует появлению пузырьковой структуры в линии высокого давления.

Исследования топливных систем быстроходных дизелей [1, 5, 16] показали, что не смотря на высокое давление развиваемое при впрыскивании, топливо постоянно находится в двухфазном состоянии. Причем газовая фаза может существовать как при разрежении в линии высокого давления между впрыскиваниями ( $p_0 < 0,1$  МПа), т.е. при наличии так называемых остаточных свободных объемов, так и при остаточном давлении ( $p_0 \ge 0,1$  МПа). В последнем случае возможно не только кратковременное существование газовой фазы (разрывов сплошности) в конце впрыскивания, но и сохранение ее до начала следующего впрыскивания. В основном на всех исследуемых режимах работы топливных систем наблюдалось равномерное распределение газовой фазы в топливе. Отдельных паровоздушных пробок соизмеримых с внутренним диаметром топливопровода не обнаружено. Поэтому можно считать, что в линии высокого давления в период между впрыскиваниями находится топливовоздушная смесь (двухфазная среда) с равномерным распределением газовой фазы в топливе, с физическими параметрами, отличными от физических параметров топлива при данном его состоянии.

Разрыв сплошности потока топлива и как следствие из этого выделение растворенного в топливе воздуха и образование двухфазной среды наблюдалось только в конце процесса впрыскивания топлива из-за разгружающего действия нагнетательного клапана и гидравлических явлений конца процесса впрыскивания.

На рис. 5 показано состояние двухфазной среды в топливопроводе высокого давления топливной системы дизеля 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236) при различных углах поворота вала насоса [1].



Рис. 5. Синхронизированные фотографии газовой фазы в топливопроводе у насоса высокого давления

Перед впрыскиванием ( $\phi = 350^{\circ}$ ) пузырьки равномерно распределены по объему топливопровода. При дальнейшем повышении давления пузырьки визуально не просматриваются, а затем, при снижении давления, вновь появляются ( $\phi = 7,5^{\circ}$ ). В период понижения давления и его колебаниях в конечной фазе ( $7,5^{\circ} - 10^{\circ}$ ) структура среды неустойчива. Стабилизируется она примерно через  $30^{\circ} - 40^{\circ}$  после основного импульса, что свидетельствует об окончании колебательных процессов.

Анализ особенностей процесса впрыскивания в дизелях позволяет сделать следующие выводы.

В процессе впрыскивания дизельными топливоподающими системами возможно формирование двухфазной среды «топливо-воздух» в виде пузырьковой структуры. Характеристики такой смеси существенно отличаются от топлива по физическим свойствам, которые изменяются в широком диапазоне в зависимости от состава и давления.

Наиболее существенными параметрами, влияющими на закономерности топливоподачи, являются скорость распространения слабых возмущений (скорость звука) и скорость истечения из сопловых отверстий.

При малых давлениях скорость распространения звука в смеси  $a_{cm}$  может быть значительно меньше этой величины в воздухе (при p=0,1 МПа  $a_{cm,min} = 22$  м/с, т.е. 6,5 % от  $a_{B}$ ).

Скорость истечения смеси по сравнению с «чистым» топливом возрастает по мере увеличения в нем газовой составляющей, а при повышении давления стремится к скорости истечения топлива.

Состав газо-топливной смеси и способ её ввода в систему впрыскивания могут служить средством управления топливоподачей и рабочим процессом дизелей.

Список литературы

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. - М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

- Gaiginschi E., Simionescu A., Homutescu C.A., Barjoianu A., Lazarescu E. Influenta bulelor de gaze in instalatia de injectie a motorului Diesel de tractor. Cereetare executata in baza contractului nr. 5588 din. 28 mai 1969 intre Academia R.S.R. Filiala lasi, Centrul de cercetari, tehnice si fizice, si Uzina mecanica fina Sinaia.
- Чертков Я.В. Современные и перспективные углеводородные реактивные и дизельные топлива. – М.: Химия, 1968. - С. 204-210.
- 4. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов В.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Л.: Машиностроение, 1967. С. 209-210.
- Мурзин Д.С. Влияние режима работы топливной системы дизеля на состояние двухфазной среды в линии высокого давления. – М.: МАДИ, 1981. – 11 с.
- 6. Вихерт М.М., Мазинг М.В., Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.
- СимонескуА., Быржоиану А., Лэзерэску Э., Хомутеску К. Влияние воздуха введенного в топливную систему на расход топлива дизельного двигателя Д-103. Buletinul institutului politehnic din Iasi (г. Яссы). Tomul 20, tasc. 1-2, sectia 4, 1974. - C.53-58.
- 8. Аникеев А.Ф., Мазинг М.В. Дизельная топливная аппаратура Cummins. Обзор. – М., 1967.
- Аникеев А.Ф., Мазинг М.В. Исследование дизельной топливоподающей аппаратуры «Камминс» // Тр. ЦНИ автомоб. и автомоторн. ин-та, 1966. – Вып. 88. – С. 51-74.
- 10. Трусов В.И., Дметриенко В.П., Масляный Г.Д. Форсунки автотракторных дизелей. М.: Машиностроение, 1977. 167 с.
- 11. Tangren R.F., Dodge C.H., Seifert H.S. Compressibility effects in twophase flow / J. Applied Physics. – 1949. – V. 20. – № 7. – P. 637-645.
- 12. Rosselli A., Badgley P. Simulation of the Cammins diesel injection system. Vancouver, 1971. 11 p. (SAE preprint № 710570).
- Файнлеб Б.И. Исследование растворимости воздуха в дизельном топливе // Тр. ЦНИИ топливной аппаратуры автотракторных и стационарных двигателей, 1968. – С. 18-21.
- 14. Мазинг М.В. Особенности истечения топлива находящегося в смеси с воздухом // Тр. ЦНИ автомоб. и автомоторн. ин-та, 1969. Вып. 111. С. 27-41.
- 15. Семенов Н.И., Костерин С.И. Результаты исследования скорости звука в движущихся газожидкостных смесях // Теплоэнергетика. 1964. № 6. С. 46-51.
- 16. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Мальчук В.И. Результаты исследования линии низкого давления топливных систем автотракторных дизелей // Тр. МАДИ. – 1976. – Вып. 126. – С. 40-45.

# РЕФЕРАТЫ

УДК 621.431:621.436

*Тарапата В.В., Бондарь А.Б., Мудров Г.В.* Термодинамическая оценка влияния добавок водорода на процессы в рабочем цилиндре СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

Предлагается использовать принцип локального термодинамического равновесия в физически бесконечно малом макроскопическом объеме для анализа рабочих процессов в СДВС. В качестве иллюстрации приведены результаты расчета отдельных реакций между компонентами заряда цилиндра.

Илл. 2. Список лит. 10.

*Tarapata V.V., Bondar A.B., Mudrov G.V.* Thermodynamic Estimation of Influence of Hydrogen Additives on the Processes in Diesel Cylinders // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 4-9.

The principle of local thermodynamic equilibrium in physically infinitesimal macroscopic volume is proposed to use for analyzing processes in diesel cylinders. The results of calculation some reactions between the components of cylinder charge illustrate the principle.

Fig. 2. Bibl. 10.

УДК 621.431.74

Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Аналитическое исследование температурного поля при поверхностном упрочнении трением канавок головок поршней судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 10-17.

Приведены данные по решению уравнения теплопроводности для цементированных поверхностей канавок головок поршней судовых дизелей. Его использование позволило установить оптимальные режимы для увеличения глубины упрочнения. Илл. 3. Список лит. 6.

*Slobodianiuk I.M., Molodtsov N.S.* Analytical Research of Temperature Field at Surface Hardening of Diesel Piston Ring Grooves by Means of Friction // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 10-17.

The solution of heat transfer equation for case-hardened surfaces of piston ring grooves of marine diesel caps is given. The use of this equation made it possible to find optimal modes for increasing the depth of hardening.

Fig. 3. Bibl. 6.

Мартынюк А.О., Воробьев В.Л. Исследование пристеночного смесеобразования в камере сгорания судового среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 18-23.

Поэтапное исследование пристеночного смесеобразования открывает новые возможности в создании более совершенных конструкций камеры сгорания судовых ДВС. Список лит. 4.

*Martynyuk A.O., Vorobyev V.L.* Investigation of Cylinder Surface Blend in Combustion Chamber of Medium-speed Marine Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 18-23.

Stage-by-stage research of cylinder surface blend opens new opportunities in creation of more perfect combustion chamber designs of marine internal combustion engines. Bibl. 4.

#### УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В. Процессы впрыскивания топлива системой топливоподачи судового дизеля с гидрозапорными форсунками на частичных режимах // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 24-37.

Представлены результаты разработки методики и экспериментальных исследований системы впрыскивания топлива судового среднеоборотного дизеля на режимах, соответствующих пуску, при использовании форсунок с гидравлическим запиранием иглы. Показана возможность управления качественными и количественными параметрами топливоподачи за счёт изменения давления запирания. Рис. 12.

*Polovinka E.M., Kolegaev M.A., Tomchenko A.N.* Processes of Fuel Injection by Fuel Injection System of Medium Speed Marine Diesel with Hydro Operated Atomizers at Partial Operating Modes // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 24-37.

The article introduces the results of developing the method and experimental research of fuel injection system of middle speed marine diesel at operating modes that correspond with starting diesel when using hydro operated atomizers. It is possible to control qualitative and quantitative parameters of fuel injection by means of regulating blocking pressure. Fig. 12.

УДК 621.431.74.03-57

*Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Д.* Истечение масла из смещенных каналов в цилиндры длинноходовых СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 38-46.

Рассмотрен процесс истечения масла из смещённых каналов в цилиндры длинноходовых дизелей. Показаны проблемы, возникающие при такой схеме подачи масла. Илл. 7.

УДК 621.431.74.03-57

*Bogach V.M., Shebanov A.N., Koliev I.D.* Oil Outflow from Off-center Channels to the Cylinders of Long Stroke Diesel Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 38-46.

The process of fuel oil outflow from off-center channels to the cylinders of long stroke diesel engines is investigated. The problems that appear at such scheme of fuel injection are discussed.

Fig. 7.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанец Р.А. Применение микроконтроллеров C8051F12x в задачах мониторинга рабочего процесса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 47-53.

Рассмотрены вопросы применения однокристалльных микроконтроллеров фирмы Silicon Laboratories, с учетом специфики задачи мониторинга рабочего процесса СДВС.

Табл. 1. Ил. 2. Список лит. 4.

*Varbanets R.A.* Application of microcontrollers C8051F12x in portable diesel engines monitoring systems // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 47-53.

The application of microcontrollers C8051F12x Silicon Laboratories are considered, in view of specificity of diesel engines working process monitoring.

Tabl. 1. Fig. 2. Bibl. 3.

УДК 621.87-83

Толстов А.А, Логвиненко Е.С., Лещенко В.В. Повышение качества регулирования напряжения системы возбуждения Siemens THYRIPART // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 54-63.

Показано, что управление с PID-регулятором позволяет стабилизировать напряжение генератора с достаточной точностью даже при набросе мощных нагрузок. Рис. 8. Список лит. 2.

*Tolstov A.A, Logvinenko E.S., Leshchenko V.V.* Increasing of Quality of Voltage Regulation of Siemens THYRIPART Field System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 54-63.

It is shown that control with PID regulator makes it possible to stabilize generator voltage with a sufficient exactness even in high-capacity load-on cases. Fig. 8. Bibl. 2.

УДК 621.436.12

Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В., Логвиненко Е.С. Повышение надежности пуска судовых аварийных дизель-генераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 64-73.

Рассмотрен способ повышения надежности пуска судовых аварийных дизель-генераторов путем замены штатного масла синтетическим смазочным материалом. Рис. 3. Табл. 2. Список лит. 11.

*Khanmamedov C.A., Pizintsali L.V., Logvinenko E.C.* Increase of Reliability of Starting Marine Emergency Diesel-Generators // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 64-73.

The method is discussed of increasing reliability of starting marine emergency dieselgenerators by means of replacing mineral oil with synthetic one.

Fig. 3. Tabl. 2. Bibl. 11.

УДК 629.123.03-8.001.2

Зиньковский-Горбатенко В.Г. Оценка мощности главной энергетической установки судов в предпроектных расчетах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 74-80.

Получена статистическая оценка мощности ГЭУ лучших по ходкости судов от малых до самых больших по водоизмещению. Предложенный способ определения мощности судов может быть использован для оценки потребной мощности проектируемых судов, эксплуатационных расчетов и сравнительной оценки качества судов по ходкости.

Илл. 1. Список лит. 5.

Zinkovsky-Gorbatenko V.G. The Estimation of Ship Power Plant Capacity in Preproject Calculations // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 74-80.

Statistic estimation of ship power plant capacity of the best sea going ships from the smallest to the largest in displacement. Such method of ship power estimation may be used for estimation of the required power of newly projected ships, operational calculations and comparative evaluation of ships' sea going properties.

Fig. 1. Bibl. 5.

### УДК 517.938

Воловник М.С. Стабилизация мощности главного двигателя с помощью микропроцессорного регулятора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 81-85.

Статья посвящена разработке модели микропроцессорной системы управления частотой вращения и мощностью главного двигателя. Произведено исследование моделируемой системы в динамических режимах работы двигателя. Рис. 1. Список лит. 3.

Рис. 1. Список лит. 3.

*Volovnik M.S.* Stabilization of Main Engine Power with the Help of Microprocessor Regulator // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 17. – Odessa: ONMA. – P. 81-85. The article is dedicated to development of the computer model of automatic control system, based on microprocessor. The work of modeled system was studied in dynamic mode of operation of main engine.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 621.471.74:629.12

Руденко И.В., Руденко В.И., Ханмамедов С.А. Определение остаточного ресурса силиконовых демпферов судовых ДВС // Судовые энергетические установки: науч.техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 86-91.

Приведены результаты анализа надежности работы силиконовых демпферов крутильных колебаний двигателей морских транспортных судов. Предложен новый метод диагностики их остаточного ресурса.

Рис. 2. Спис. лит. 3.

*Rudenko I.V., Rudenko V.I., Khanmamedov S.A.* Determining of Remaining Life of Marine Diesel Silicon Dampers // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 86-91.

Actual research includes results of analysis of reliability of silicon liquid torsion oscillation dampers of marine transport vessel engines. New diagnostic method of their remnant resource is proposed.

Fig. 2. Bibl. 3.

УДК 621.58

Колиев И.Д., Могилянец Т.М. Методика расчета скребкового кристаллизатора роторного типа // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 92-96.

Разработана методика расчёта скребкового кристаллизатора, предназначенного для концентрирования жидких продуктов.

Рис. 1. Спис. лит. 5.

*Koliev I.D., Mogilianets T.M.* Design Procedure of Rotor Type Scraper Chiller // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 92-96.

Design procedure of scraper chiller for concentrating liquid products is introduced. Fig. 1. Bibl. 5.

УДК 621.896.621.829

Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение надёжности исполнительных механизмов судовых устройств // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 97-103.

Приведены результаты использования нанотехнологии нанесения пленочного покрытия на подшипниковые узлы исполнительных механизмах судовых устройств, позволяющая повысить долговечность подшипников в 5 раз и снизить шумность их работы на 3 – 5 ДБ.

Рис. 6. Список лит. 3.

*Kardash V.P., Khanmamedov S.A.* Increasing Reliability of Seaborne Machinery Actuators // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 97-103. The results of using nanotechnology for plating coatings in bearing units of seaborne machinery actuators are cited, that make it possible to increase the longevity of bearing unites and reduce their noisiness on 3-5 dB.

Fig. 6. Bibl. 3.

УДК 621.45.02

*Черныш И.И.* Безиндикаторная оценка мощности дизеля // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 104-106.

Метод оценки мощности двигателя представляет интерес для судовых механиков в виду свой простоты и доступности.

Рис. 1. Список лит. 3.

*Chernysh I.I.* The Indicated-Free Estimation of Engine Power // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 104-106.

This engine power estimation can be of interest for marine engineers considering its simplicity and availability.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 627.386.6

*Сурин С.М., Логишев И.В.* Оценка методики теплотехнических испытаний котла с точки зрения погрешности конечного результата // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 107-111.

Рассмотрена методика теплобалансовых испытаний котла. Показано, что использование метода «прямого» баланса приводит к меньшим погрешностям.

Илл. 1. Список лит. 3.

*Surin S.M., Logishev I.V.* The Estimation of Thermotechnical Method of Boiler Testing from the Point of View of Final Result // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 107-111.

The method of heat balance testing of a boiler is reviewed. It is shown that the use of method of "direct" balance gives lower errors.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 621.431.73.03

Половинка Э.М., Бузовский В.А. Изменение состояния топлива в процессе впрыскивания в дизелях // Судовые энергетические установки: науч.- техн. сб. – 2006. – Вып. 17 – Одесса: ОНМА. – С. 112-119.

Приведен анализ причин формирования в топливоподающих системах дизелей двухфазной газо-топливной смеси, ее качественные изменения в зависимости от состава и давления и влияние на процесс топливоподачи.

Илл. 5. Список лит. 16.

*Polovinka E.M., Buzovsky V.A.* Changes of Fuel Condition During Injection in Diesel Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No. 17 – Odessa: ONMA. – P. 112-119.

The reasons of forming two phase gas-fuel mixture in fuel oil systems of the diesels are analyzed as well as its qualitative changes in dependence from composition and pressure and its influence on the process of fuel injection.

Илл. 5. Список лит. 16.

#### ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется в редакционную коллегию на дискете 3,5" в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times* New Roman, 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисуночные подписи — 9 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом Antiqua. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в Equation (MathType): основной — 10,5 пт, увеличенный — 16 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 9 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 9 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 9 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления. Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Выпуск 17.

Подписано к печати 23.12.2006 г. Формат 60×84/16. Уч.-изд. л. 7,07. Тираж 100. Зак. № 851. ОНМА, центр "Видавінформ" Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003 65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8 тел./факс: (0482) 34-14-12 publish@ma.odessa.ua