Министерство образования и науки Украины ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

60-летию Одесской национальной морской академии посвящается

Судовые энергетические установки

Научно-технический сборник

Выпуск 10

Одесса 2004 2004 – № 10

Судовые энергетические установки

СОДЕРЖАНИЕ

Калуев А.Г. Использование конических обтекателей в системах	
топливоподготовки судовых дизелей	4
Богач В.М., Задорожный А.А., Богач А.В. Исследование маслоподачи в	
цилиндры двигателей В&W	14
K науб Π . B . газодинамічні параметри оцінки робочої суміші у	
додатковій вихровій системі живлення дизелів	24
Аболешкин С.Е. Определение допустимых режимов работы главного	
судового дизеля в условиях эксплуатации	29
Калюжный В.О. Ханмамедов С.А. Предотвращение вредных выбросов	
с выпускными газами современных малооборотных судовых дизелей	34
Истомин В.И. Методические рекомендации для определения	
рациональных параметров тканевых фильтроэлементов	40
<i>Логішев І.В., Макаренко А.С.</i> Рапсова олія як альтернативне паливо	
для суднових дизелів	45
Голиков В.А., Голубев М.В. Системный подход к решению задач	
повышения эффективности эксплуатации судовых энергетических	
установок	50
Карьянский С.А., Руденко В.И. Повышение эффективности	
утилизационных котлов заменой теплоносителя	. 54
Сурин С.М., Наконечный М.А. Методика определения	
паропроизводительности котлов по результатам повседневного	
химконтроля	61
Ромашко В.Н. Особенности динамики судовых утилизационных	
контуров на разных режимах работы главных двигателей	65
Абрамов В.А., Павленко Б.А. Разработка технологии предотвращения	00
биологического обрастания водоприёмных устройств, трубопроводов	
и оборудования, входящих в контур судовой системы забортной воды	68
Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Пуск мощных асинхронных двигателей	00
от отдельного синхронного дизель-генератора	79
Веретенник А.М. Расчет автоколебаний в системе регулирования	, ,
частоты вращения синхронного дизель-генератора	90
Молодиов Н.С., Олейник А.И. Комплексная оценка обрабатываемости	, 0
материалов деталей СТС	96
Олейник А.И. Повышение эффективности механической обработки	, 0
деталей судовых энергетических установок	104
Рефераты	
Правила оформления и представления рукописей для сборника	110
«Судовые энергетические установки»	115
we jacobie onepieth teekhe jetunobkh/	110

3

пружинного вибратора создаются местные разрежения, что приводит к образованию кавитационных пузырьков. В дальнейшем при повышении давления (вследствие вибрации пружины) происходит "схлопывание" пузырьков топлива, которое сопровождается гидравлическим ударом и разрушением имеющихся в топливе асфальто-смолистых образований. Преимуществом вибромеханического способа гомогенизации является получение желаемых результатов гомогенизации при невысоком давления топлива.

При ультразвуковой обработке в потоке тяжелого топлива возникают кавитационные зоны, которые обеспечивают высокодисперсное дробление и перемешивание топлива. Скорость распространения звука в жидкостях колеблется в пределах 1100-1700 м/с, а скорость течения топлива при данном методе намного меньше и составляет 1-1,5 м/с. Таким образом, в ультразвуковых агрегатах возникает стоячая ультразвуковая волна, через которую и прокачивается топливо.

Следует отметить, что простая замена в судовых системах топливоподготовки сепараторов на гомогенизаторы во многих случаях приводила к увеличению износов деталей цилиндропоршневой группы. Так, в 1977 году на симпозиуме фирмы «Альфа-Лаваль», прошедшем в Балтийском морском пароходстве, отмечалось, что применение гомогенизаторов в системе топливоподготовки дизелей увеличивает скорость износа деталей цилиндропоршневой группы в 2-3 раза по сравнению с традиционными системами с использованием сепараторов топлива.

Исследования, проведенные фирмой «Бурмейстер и Вайн» в течение 3-4 лет на ряде дизелей с гомогенизацией топлива, также дали отрицательные результаты: износы цилиндровых втулок увеличились в 3-4 раза, а поршневых колец — в 7 раз [5].

Вместе с тем, возможности судовых ДВС в направлении повышения эффективности топливоиспользования далеко не исчерпаны. Существенный экономический эффект может быть получен при использовании смеси тяжелых остаточных топлив с дистилятными. Схемы получения смеси нефтяных топлив, применяемых в судовых дизелях, были разработаны еще в 50-х годах прошлого века П.П. Боткиным, В.А. Сомовым и др. [6]. Для определения состава смеси заданной вязкости в работах Ю.Я. Фомина и Е.И. Гулина приведены соответствующие номограммы [7]. Но для обеспечения качественного состава таких смесей необходимы специальные смесительные установки.

В существующих установках смешение тяжелого и легкого топлив, как правило, производят термическим либо механическим способами. Эти способы энерго- и материалоемки в применении непосредственно на судах и являются достаточно сложными с технологической точки зрения.

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0.$$

Последнее выражение наиболее полно соответствует физической картине моделируемого процесса, хотя в качестве альтернативного варианта можно использовать уравнение Пуассона, которое в более явной форме выражает связь между полями скорости и давления

$$\nabla^{2}P = 2\rho \left(\frac{\partial V_{x}}{\partial x} \frac{\partial V_{y}}{\partial y} - \frac{\partial V_{y}}{\partial x} \frac{\partial V_{x}}{\partial y} + \frac{\partial V_{y}}{\partial y} \frac{\partial V_{z}}{\partial z} - \frac{\partial V_{y}}{\partial z} \frac{\partial V_{z}}{\partial y} + \frac{\partial V_{z}}{\partial z} \frac{\partial V_{x}}{\partial x} - \frac{\partial V_{z}}{\partial x} \frac{\partial V_{x}}{\partial z} \right).$$

Поскольку рассматривается случай движения топлива внутри цилиндрической камеры смешения, то для удобства последующих расчетов исходная система уравнений движения приводится к цилиндрической системе координат

$$\begin{split} &\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_{\phi}}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \phi} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left(\nabla^2 V_r - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_{\phi}}{\partial \phi} \right); \\ &\frac{\partial V_{\phi}}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_{\phi}}{\partial r} + \frac{V_{\phi}}{r} \frac{\partial V_{\phi}}{\partial \phi} + V_z \frac{\partial V_{\phi}}{\partial z} + \frac{V_r V_{\phi}}{r} = \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \phi} + \nu \left(\nabla^2 V_{\phi} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \phi} - \frac{V_{\phi}}{r^2} \right); \\ &\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_{\phi}}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \phi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \nabla^2 V_z; \\ &\frac{\partial (r V_r)}{\partial r} + \frac{\partial V_{\phi}}{\partial \phi} + \frac{\partial (r V_z)}{\partial z} = 0, \end{split}$$

где:
$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$
.

Переход к декартовой системе координат осуществляется при помощи коэффициентов Лямэ,

$$X=r{\cos \phi}, \qquad Y=r{\sin \phi}, \qquad Z=Z,$$
 где: $r=\sqrt{x^2+y^2}$.

Начальные условия математической модели задаются в виде:

$$V_{x} = 0, \quad V_{y} = 0, \quad V_{z} = 0,$$
 $P = \frac{P_{\text{\tiny HAЧ}} - P_{\text{\tiny KOH}}}{I},$

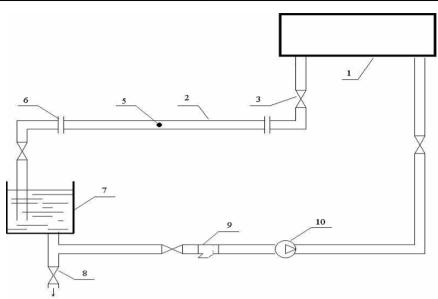


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда

В ходе эксперимента получен ряд результатов, представляющих практический интерес. При движении потока вблизи обтекателя возможно возникновение устойчивых гидродинамических режимов, каждый из которых характеризуется своими индивидуальными свойствами [9]. Наиболее интересным, с точки зрения топливоподготовки, является режим, при котором возникает кумулятивная струя. Для этого режима условный диапазон чисел Рейнольдса равен от пяти до сорока тысяч. Результаты экспериментов по исследованию кумулятивных струй для различных значений чисел Рейнольдса потока приведены на рис. 3.

На рис. 3 видно, как в нижней части обтекателя поток, огибая тело, начинает разворачиваться в сторону, противоположную направлению его основного движения. Подобное перераспределение энергии жидкости вызывается образованием области пониженного давления за задней поверхностью обтекателя, который, как показали результаты ранних расчетов, может иметь произвольную геометрическую форму [10, 12].

Одним из результатов, полученных в ходе эксперимента, является факт полного изменения гидродинамических параметров обтекателя за счет противодействия ограниченного потока самому себе. Фактически, образующаяся за обтекателем кумулятивная струя после полного поворота на 180° начинает целенаправленно воздействовать на обтекатель. В том случае, если бы обтекатель не был жестко закреплен внутри трубы, при проведении эксперимента наблюдался бы его сдвиг в сторону, про-

тивоположную движению ограниченного потока. Другими словами ограниченный поток сам заставляет тело двигаться против направления его основного движения. Следует обратить внимание и на тот факт, что зона действия кумулятивной струи в пространстве ограничена контуром обтекаемого тела. Поэтому струя оказывает динамическое воздействие только на площадь основания обтекателя, и никак не взаимодействует с основным потоком, который выходит из зазора между обтекателем и стенками трубы. Из рисунка видно, что линии тока в зазоре всегда остаются прямолинейными, а в тыльной части обтекателя наблюдается характерная зона действия струи в виде симметричного колокола.

Обнаруженный эффект является новым и предлагается к применению как в судовых, так и в стационарных смесителях тяжелого и легкого топлив. Установка гидродинамического смесительного устройства предлагаемой конструкции в топливной системе действующего судна не представляет технических трудностей (рис. 4). На рисунке обозначены: 1 — дизель-генератор; 2, 14 — фильтр; 3, 10 — мерный бак; 4 — охладитель; 5 — насосы охлаждения форсунок; 6 — расходные цистерны дизельного топлива; 7 — расходные цистерны тяжелого топлива; 8 — главный двигатель; 9 — клапан рециркуляции топлива; 11 — смесительная цистерна; 12 — топливоподкачивающие насосы; 13 — подогреватель; 14 — фильтр тонкой очистки; 15 — регулятор вязкости; 16 — обтекатель.

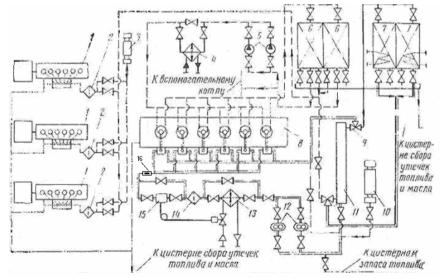


Рис. 4. Принципиальная схема судовой расходной топливной системы с установленным обтекателем.

- 9. Ф.В. Малахов, Рублев А.В., Демиденко В.Э., Калуев А.Г. Сценарий образования вихревых структур перед плоскими телами в ограниченном потоке // Тез. доп. 7 Міжнар. конф. "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" НТУ України КПІ. 2002. С. 20-21.
- 10. Малахов А.В., Демиденко В.Э., Калуев А.Г. Физический механизм образования вихрей перед телами в ограниченном потоке // Тез. докл. Всерос. конф. молод. ученных "Проблемы механики: теория, эксперимент и новые технологии". Новосибирск: ИТПМ СО РАН, 2001. С. 172-174.
- 11. Малахов А.В., Демиденко В.Э., Калуев А.Г., Рублев А.В. Гидроме-ханические особенности потока при обтекании тел в замкнутых пространствах // Вісник ОДМУ. 2001. № 8. С. 39-50.
- 12. Малахов А.В, Демиденко В.Э., Калуев А.Г., Рублев А.В. Иерархия вихревых структур 3-мерной внутренней задачи гидромеханики // Вісник ОДМУ. 2001. № 7. С. 23-38.

Лубрикаторы (Ганс Иенсен), применяемые на двигателях В&W, приводятся в действие от механизма движения дизеля, что связывает подачу масла с оборотами и при неполной нагрузке увеличивает нерациональность его расхода.

Судовые энергетические установки

Штуцеры у двигателей Бурмейстер и Вайн расположены в нижней части втулки над продувочными окнами, а их клапаны, по сравнению с другими конструкциями, значительно приближены к зеркалу цилиндра (рис.1, а). Начиная с третьей модификации, на этих двигателях применяются смещенные вверх относительно оси штуцера маслоподводящие каналы (рис.1, б). Такое исполнение канала преследует цель обеспечить полное заполнение его маслом и предотвратить проникновение газов в канал для улучшения подачи масла.

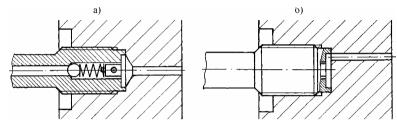


Рис.1 Геометрия маслоподводящих каналов в стенке втулки двигателей В&W

Результаты вскрытий цилиндров двигателей ДКРН показывают, что следы встречи масла с боковой поверхностью головки поршня не исключены, т.е. поставленная фирмой цель не достигнута, что может быть объяснено отсутствием исследований влияния предложенной геометрии канала на процесс истечения масла в цилиндр, без которых эти изменения представляют собой обычное интуитивное решение.

Нами проведены исследования системы смазывания цилиндров двигателей 8ДКРН 74/160-3 в стендовых условиях, соответствующих работе двигателя с частотой вращения коленчатого вала 80-115 об/мин. Величина импульса давления на сжатии задавалась в пределах 0,2-0,8 МПа, а на расширении — 1,5-2,1 МПа. Ход плунжера лубрикатора изменялся от 3 до 9 мм. Влияние температуры масла в лубрикаторе изучалось для диапазона 20-40 °C, а в штуцере — 60-80°C.

Визуальные наблюдения за процессом маслоподачи показали, что масло поступает в цилиндр на каждом обороте небольшими порциями, причем его истечение на зеркало втулки происходит в виде узкой вертикальной полосы, минуя распределительные канавки.

Истечение масла с отрывом от зеркала цилиндра (выброс) практически не наблюдается, за исключением случаев неплотности клапана штуцера (рис. 2).

приходится на 140° п.к.в. (поворота коленчатого вала). На первом обороте цикла маслоподачи продолжительность поступления масла в цилиндр составляет 320° п.к.в.

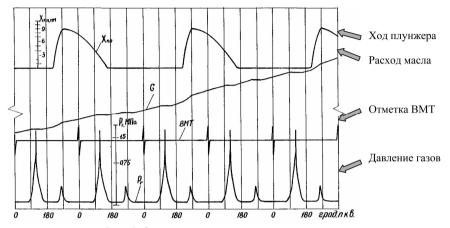


Рис. 5. Осциллограмма процесса маслоподачи

При этом отсутствует приостановка истечения масла малым импульсом давления из-за повышения давления в нагнетательном трубопроводе, обусловленного нагнетательным ходом плунжера лубрикатора. Таким образом, на первом обороте цикла отсутствует разбивка процесса на фазы.

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 310° п.к.в., при этом начало подачи смещается к 150° п.к.в. за ВМТ.

На втором обороте цикла начало поступления масла из каналов приходится на 145° п.к.в., при этом длительность первой фазы маслоподачи составляет 95° п.к.в., а вторая фаза начинается с отметки 255° п.к.в. и заканчивается на 100° п.к.в. после ВМТ. Следовательно, общая продолжительность маслоподачи на втором обороте цикла несколько меньше, чем на первом, и составляет 300° 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.

Обработка осциллограмм позволила установить следующее количественное соотношение расхода масла по оборотам цикла маслоподачи:

На втором обороте цикла маслоподачи количество масла, поданного в верхнюю часть втулки, уменьшится по сравнению с первым оборотом ввиду сокращения периода маслоподачи на 20° п.к.в., 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 первом обороте цикла.

На основном эксплуатационном режиме в верхнюю часть втулки поступает 40 % масла, а в нижнюю — 60 %. При этом нижняя часть втулки составляет 30 % всей рабочей поверхности зеркала цилиндра, а верхняя соответственно — 70 %.

Исходя из условия равномерного распределения масла по всей рабочей поверхности цилиндра, верхняя часть втулки недополучает 30 % масла, а нижняя - имеет избыток его, в количестве тех же 30 %, что предопределяет сбрасывание большого количества масла в продувочные окна, подпоршневое пространство, а также унос его с продувочным воздухом.

Таким образом, исследуемая система обладает неравномерностью распределения масла между верхней и нижней частями цилиндровой втулки. Выполненные исследования штатной системы смазки позволили выявить основные недостатки системы смазки цилиндров двигателей Бурмейстер и Вайн, которые заключаются в следующем:

- в движении масла по зеркалу цилиндра, минуя канавки;
- в неравномерном поступлении масла по оборотам цикла маслоподачи;
- в несоответствии между количеством масла, распределенным по зеркалу, и площадью рабочей поверхности втулки, расположенной выше и ниже маслоподводящих отверстий.

Для устранения этих недостатков предложены усовершенствования системы смазки цилиндров рассматриваемых двигателей.

Ранее установлено, что для обеспечения поступления масла на зеркало непосредственно через маслораспределительные канавки необходимо применять своеобразный отражатель, который размещают в пределах глубины канавок так, что между их дном и самим отражателем остается зазор, необходимый для истечения масла в ветви канавок.

Отражатель, изменяя направление движения масла, позволяет использовать скорость его движения как фактор, улучшающий распределение масла по окружности цилиндра.

Для обеспечения оптимального распределения масла между верхней и нижней частями втулки, как показывает опыт, наиболее целесообразно произвести регулировку лубрикатора.

 $2004 - N_{2} = 10$

цилиндр приходится на 120°п.к.в., что на 20°п.к.в. раньше, чем в штатной системе.

На первом обороте цикла маслоподачи продолжительность поступления масла в цилиндр составляет 340°п.к.в. При этом, как и у штатной системы, отсутствует приостановка истечения масла малым импульсом давления. Уменьшение хода плунжера лубрикатора с 9 мм до 4 мм приводит к уменьшению разницы между длительностью истечения у штатной системы и усовершенствованной до 10° п.к.в.

На втором обороте цикла начало поступления масла из каналов приходится на 130°п.к.в. против 145°п.к.в. для штатной системы, при этом общая продолжительность маслоподачи на втором обороте цикла на 15°п.к.в. больше, чем у штатной системы, и составляет 325° п.к.в.

Следовательно, регулировка лубрикатора, обеспечивая более раннюю подачу масла в цилиндр (по сравнению со штатной системой), создает предпосылки для повышения эффективности использования масла в двигателе.

Наложение кривой движения поршня на осциллограмму процесса (см. рис. 6) показывает, что поступление масла в цилиндр происходит в момент, когда 1-е поршневое кольцо находится у верхней кромки продувочных окон при движении поршня к НМТ. С этого момента в течение последующих 60°п.к.в. пока поршень движется к НМТ, масло поступает в цилиндр через канавки, стекая вниз, не встречаясь с кольцами.

Последующее движение поршня к ВМТ приведет к подхватыванию масла кольцами и перемещению его в верхнюю часть зеркала.

Как видно из рисунка, поступление масла (линия G) происходит и в период движения поршневых колец мимо смазочных отверстий, следовательно, на смазку верхней части втулки поступит практически все масло, подаваемое в цилиндр со 120°п.к.в. по 265°п.к.в.

С момента прохождения нижнего поршневого кольца мимо смазочных отверстий все масло, поступившее в цилиндр в течение последующих 195° п.к.в., будет сброшено кольцами в нижнюю часть втулки при движении поршня к НМТ.

На втором обороте цикла маслоподачи, количество масла, поданное в верхнюю часть втулки, немного уменьшится по сравнению с первым оборотом ввиду сокращения периода маслоподачи на 15°п.к.в.

При этом начало поступления масла в цилиндр приходится на период, когда первое компрессионное кольцо будет перемещаться в средней части высоты продувочных окон, т.е. во время продувки цилиндра.

По результатам осциллографирования установлена зависимость количественного перераспределения расхода масла между верхней и нижней частями втулки от регулировки лубрикатора (рис. 8).

ступившего в верхнюю часть цилиндра, увеличивается на 20 % и составляет 60 % против 40 % (при штатной регулировке). Эти показатели близки к оптимальному значению.

Испытания системы на различных режимах позволили установить взаимосвязь ряда эксплуатационных показателей с величиной расхода масла в верхнюю часть втулки, рис. 9. Из рисунка следует, что увеличение цикловой подачи масла и частоты вращения двигателя приводят к росту порции масла, поступающей в верхнюю часть цилиндра, с приближением ее к 70 % от цикловой подачи, значение которой является оптимальным.

Таким образом, модернизация системы в сочетании с регулировкой лубрикатора обеспечивает подачу масла на зеркало непосредственно через маслораспределительные канавки и пропорциональное распределение масла между верхней и нижней частями цилиндровой втулки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

 $2004 - N_{\odot} 10$

- 1. Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н., Бузовский В.А. Эффективность усовершенствованных смазочных систем цилиндров судовых дизелей. // Двигателестроение. – 1989. – № 7.
- 2. Arcoumanis C., Ostovar P., Mortier R. Mixed lubrication modelling of Newtonian and shear thinning liquids in a piston-ring configuration. In SAE technical paper 972924 (1997): Society of Automotive Engineers.

• пускових якостей дизелів при низьких температурах.

Параметрами оцінки робочої суміші на виході з вихрового прямоточного випаровувача-змішувача (рис.) слід вважати густину, тиск, температуру та швидкість руху шарів робочої суміші, які виражаються через газодинамічні функції. При цьому додатковою умовою слід вважати те, що підведення палива у вихровий потік здійснюється ежектором.

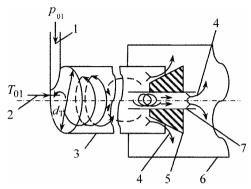


Схема вихрової додаткової системи живлення дизеля: 1 — тангенціальне підведення повітря p_{01} ; 2 — підведення палива T_{01} ; 3 — циліндрична частина вихрової трубки; 4 — потоки аерозольно підготовленої частини робочої суміші; 5 — регулятор витрати суміші і частоти обертання вихрового потоку; 6 — всмоктувальний колектор дизеля; 7 — діафрагма вихрової системи живлення.

Початковими даними для оцінки газодинамічних параметрів являються:

- температура газу на вході у вихровий випаровувач-змішувач T_{01} ;
- тиск на вході р₀₁;
- тиск на виході з урахуванням втрат за довжиною випаровувачазмішувача і витрат роботи на випаровування p_2 ;
- безрозмірна швидкість газу на вході, що визначається як

$$\lambda = \frac{w}{a(\rho)};$$

$$\lambda = \left(\frac{k+1}{k-1}\right)^{\frac{1}{2}},$$
(1)

де w, a — швидкості потоку та звуку з урахуванням густини середовища відповідно, м/с; k — показник адіабати.

Геометричні параметри вихрового випаровувача-змішувача (ширина b_1 та висота h_1 тангенціального входу, внутрішній діаметр d_T , діаметр діафрагми d_2) вибираються за витратою повітря дизелем для режиму

де p_2 — абсолютний тиск на виході, Па; $q(q_{\rm II})$ — прихована теплота пароутворення, Дж/кг.

Абсолютний тиск на виході дорівнює

$$p_2 = \frac{p_{01}}{\pi(\lambda_2)\pi(\lambda_{5z})},\tag{6}$$

а температура на виході

$$T_2 = T_0 \cdot \tau(\lambda_{5z}), \tag{7}$$

де $\tau(\lambda_{5z})$ — температурна газодинамічна функція.

Газодинамічна функція на виході дорівнює

$$\pi(\lambda_2) = f\left[\pi(\lambda_{5z})\right],\tag{8}$$

де $\pi(\lambda_{5z})$ — узагальнена газодинамічна функція для всього потоку, яка дорівнює

$$\pi(\lambda_{5z}) = \frac{p_2}{p_{01}}. (9)$$

Тоді повна температура газу на виході з випаровувача-змішувача дорівнює

$$T_2 = \frac{G_1 T_{01} - G_2 T_{02} - q\left(q_{\mu}\right)}{G_1 + G_2 + q_{\mu}},\tag{10}$$

де G_2 — сумарний ваговий вихід робочої суміші з випаровувача-змішувача, кг/с; $q_{\rm ц}$ — витрата палива у перерахунку на 1 цикл, кг/цикл.

Оскільки $0.8q_{\rm u}$ палива знаходиться під дією відцентрових сил у периферійній зоні, а $0.2q_{\rm u}$ у осьових шарах, то теплообмін між шарами набуває важливого значення для отримання якісної робочої суміші на виході з випаровувача-змішувача з урахуванням розмірів перетинів потоків.

Запропонована математична модель оцінки якості робочої суміші (1) – (10) при використанні додаткової вихрової системи живлення для спалювання низькоцетанових та високов'язких палив дозволяє в межах допуску визначати параметри робочої суміші перед початком всмоктування. На підставі розробленої математичної моделі при розрахунку режиму роботи дизеля процес сумішеутворення у вихровій зоні можна наблизити до ідеального, а суміш отримувати близькою до стехіометричної незалежно від теплофізичних параметрів суміші. Теоретичні висновки були підтверджені експериментальними даними при випробуванні дизелів, які працювали на стабільному газоконденсаті за вказаною

УДК 621.431.74

Аболешкин С.Е. ОНМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В процессе технической эксплуатации главного судового дизеля (ГД) положение винтовой характеристики изменяется в достаточно широком диапазоне. Это может быть вызвано, прежде всего, загрузкой судна, техническим состоянием корпуса судна и гребного винта, влиянием внешних условий. Утяжеление винтовой характеристики приводит к сокращению поля допустимых режимов работы ГД, уменьшению запаса мощности на текущем режиме.

Одновременно с этим, вследствие естественных процессов изнашивания деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и топливной аппаратуры, ухудшается техническое состояние дизеля. Это приводит, при тех же нагрузочных режимах, к изменению параметров рабочего процесса, к росту тепловых напряжений деталей ЦПГ, что вызывает снижение ограничительной характеристики $\Gamma Д$ и уменьшение поля допустимых режимов работы.

Эти факторы в процессе эксплуатации судна действуют одновременно. Их влияние должно определять назначение безопасных и экономичных режимов работы $\Gamma Д$.

В практике эксплуатации транспортных судов, из коммерческих условий перевозок, принято назначать скорость хода судна, что, при текущем техническом состоянии корпуса судна и гребного винта, определяет частоту вращения коленчатого вала дизеля. В этом случае при работе по винтовой характеристике у ГД должно быть определенное текущее среднее индикаторное давление p_i , которое обеспечивает необходимую коммерческую скорость хода судна. При нормальном техническом состоянии ГД допустимое среднее индикаторное давление $p_{iд}$ для текущего режима работы лежит на ограничительной характеристике $p_{iд} = p_{ior}$, тогда мы имеем запас мощности ГД.

$$\Delta p_i = p_{i,1} - p_i.$$

Ухудшение технического состояния ГД приводит к снижению допустимого среднего индикаторного давления по параметрам теплонапряженности, а значит и снижению запаса мощности на данном режиме. Учитывать запас мощности особенно важно при значительном ухудшении внешних условий плавания, технического состояния корпуса судна, гребного винта, при наличии валогенератора.

где b — константа; c_m — средняя скорость поршня; p_e — среднее эффективное давление; b_e — удельный эффективный расход топлива; T_o — температура окружающей среды; D — диаметр цилиндра; $\eta_{\rm H}$ — коэффициент наполнения; p_s — давление надувочного воздуха.

Уравнение (2) может быть переписано в виде

$$C_n = b_{C_m}^{0.5} \left(3600 \cdot \frac{p_i}{\eta_i Q_{_{\rm H}}} \cdot \frac{T_{_{\rm S}}}{T_{_{\rm o}}} \right)^{0.88} \left(\frac{D}{\eta_{_{\rm H}} p_{_{\rm S}}} \right)^{0.38}.$$
 (3)

Очевидно, каждому режиму работы ГД на текущей винтовой характеристике соответствует текущее среднее индикаторное давление p_{io} и точка на ограничительной характеристике, которая определяет допустимое среднее индикаторное давление p_{in} и запас мощности ГД для данного режима работы. Допустимое среднее индикаторное давление ГД, снижение ограничительной характеристики, уменьшение запаса мощности для данной частоты вращения коленчатого вала вследствие ухудшения технического состояния определим из условия постоянства критерия теплонапряженности q_{in} .

$$C_{nor} = C_{n\pi}$$
.

Тогда можно записать

$$\left(\frac{p_{ior}}{\eta_{ior}Q_{Hor}} \cdot \frac{T_{sor}}{T_{0or}}\right)^{0.88} \left(\frac{D}{\eta_{Hor}p_{sor}}\right)^{0.38} = \left(\frac{p_{i\pi}}{\eta_{i\pi}Q_{H\pi}} \cdot \frac{T_{s\pi}}{T_{0\pi}}\right)^{0.88} \left(\frac{D}{\eta_{H\pi}p_{s\pi}}\right)^{0.38}$$
(4)

Допустимое среднее индикаторное давление $p_{i,j}$ для данной частоты вращения коленчатого вала n и текущего технического состояния W_i определим, приняв допущения

$$Q_{\rm HJ} = Q_{\rm H\ OC};\ T_{\rm OJ} = T_{\rm O\ OC};\ \eta_{\rm HJ} = \eta_{\rm H\ OC};\ T_{\rm SJ} = T_{\rm SOC},$$

для малых отклонений p_i справедливо [4]:

$$\frac{p_{i,\text{m}}}{p_{i,\text{or}}} = \frac{p_{s,\text{m}}}{p_{s,\text{or}}}.$$

Тогда

$$p_{i,I} = W_i^{1,76} p_{i,or} . {5}$$

Т.е., допустимое среднее индикаторное давление $p_{i,1}$ двигателя для текущего режима работы необходимо определять с учетом его технического состояния W_i .

Если по результатам теплотехнических испытаний получаем относительный коэффициент технического состояния W_i =0,9, то допустимая мощность на режиме $p_{i\pi}$ =0,83 p_{ior} , при W_i =0.95 — $p_{i\pi}$ =0,91 p_{ior} .

5. Аболешкин С.Е. Оценка технического состояния судового комплекса с винтом регулируемого шага: дис... канд. техн. наук: 05.08.05. — Одесса, 1992. — 163 с.

Доля NO_x и SO_2 в отработавших газах дизелей составляет более 80% объема всех вредных выбросов, поэтому задача снижения эмиссии этих компонент составляет основу проблемы создания экологически чистых судовых дизелей. Содержание окислов серы в отработавших газах обусловлено наличием серы в топливе. При окислении серы в камере сгорания дизеля образуются SO_2 и SO_3 , причем преимущественно SO_2 (соотношение 15:1). Образование окислов азота в камере сгорания дизеля обусловлено наличием больших количеств азота, кислорода и высокими температурами в отдельных зонах расслоенного заряда. Окисление азота начинается при температуре выше 1300° C, а при 2000° C и более реакция протекает достаточно быстро (время реакции около $10^{-2}-10^{-6}$ c).

Хотя максимальная температура в дизелях не превышает 1800° С, окись азота образуется в зонах топливного факела, где локальная температура может достигать 2200° С. Указанное обстоятельство обусловливает высокие значения эмиссии NO_x . Окислы азота образуются также из-за наличия азота в топливе. Как показали исследования, этот азот значительно более активен в химических реакциях окисления по сравнению с атмосферным азотом.

Актуальность этой проблемы формально связана с изданным по инициативе ИМО в сентябре 1997 года "Приложением VI к МАРПОЛ 73/78", посвященным предотвращению загрязнения атмосферы с судов. Правило 13 Приложения VI регламентирует предельный уровень выброса NO_x для двигателей с эффективной мощностью более 130 кВт, установленных на судах после 1.01.2000 г.

Эти пределы представлены ограничительной кривой технического кодекса ИМО по контролю над выбросами NO_x . Проведенные Комиссией по защите морской среды MEPC (ИМО) испытания различных типов судов показали, что в среднем величина выбросов судовых дизелей в килограммах на 1 тонну топлива составляют:

$$NO_x - 59$$
; $CO - 8$; $CO_2 - 3250$; $SO_2 - 2,4$; $CH - 2,7$.

По данным фирмы МАН — "Бурмейстер и Вайн" эмиссия вредных компонент в зависимости от серии, числа цилиндров, уровня форсировки может существенно различаться. Так, у дизелей серии МСЕ в среднем $C_{NOx}=1000~\%~(0,1~\%)$, тогда как дизели более ранних выпусков (серия GFCA) имеют эмиссию около $NO_x=1600~\%$.

Доля загрязнения воздушной среды транспортными судами составляет $5-10\,\%$ и постепенно увеличивается.

Результаты испытаний позволили определить оптимальные значения факторов для достижения требуемого уровня эмиссии: доля присадочной воды 22%; угол опережения подачи уменьшен на 2° поворота коленчатого вала. Удельный эффективный расход топлива увеличен при этом на 2 г/(кВт·ч), что обусловлено увеличением продолжительности впрыска топлива и снижением максимального давления сгорания.

Судовые энергетические установки

Специалисты полагают, что еще более существенный эффект может быть достигнут при рециркуляции части отработавших газов из выпускной системы на всасывание центробежного компрессора. При этом уменьшается концентрация кислорода в смеси газов в цилиндре, возрастают теплоемкость и газовая постоянная рабочего тела и, как следствие, уменьшается температура газов в цилиндре при сгорании топлива. Оба фактора обусловливают уменьшение количества NO_x , образующихся в цилиндре. Однако перепуск газов ведет к снижению коэффициента избытка воздуха при сгорании, поэтому такой способ применим, когда имеется достаточный запас по воздуху (например, на малых нагрузках).

К первичным методам снижения эмиссии можно отнести также выбор оптимального режима работы дизеля. Например, если главный дизель нагружен винтом регулируемого шага, то для снижения эмиссии NO_x малый и средний ход целесообразно осуществлять в режиме постоянной частоты вращения (n= const), т. е. изменять скорость судна только путем изменения шага винта. Это позволит снизить выброс NO_x на 10-20~% по сравнению с режимами комбинаторной кривой.

В целом благодаря применению первичных методов реально достичь снижения эмиссии NO_x на 30-50%. При введении международным законодательством более жестких требований по ограничению выбросов, первичных методов будет недостаточно. Тогда будет необходимо использовать либо вторичные методы, либо комбинации первичных методов и первичных со вторичными методами.

В настоящее время предлагается лишь одна технология для сокращения выбросов NO_x — селективная каталитическая очистка отработавших газов (SCR — Selective Catalytic Reduction). Суть ее заключается в том, что отработавшие газы пропускаются через реактор, содержащий катализатор. В реактор подается газообразный аммиак NH_3 . При температуре отработавших газов 350—450 °C в реакторе протекают химические реакции между NO_x и NH_3 , результатом которых являются безвредные продукты — азот и водяной пар.

Проблематичны в этом методе высокая стоимость и большие размеры системы. SCR-реактор по размеру равен приблизительно половине дизеля. Расходы на установку и эксплуатацию SCR-реакторов в сущест-

душного заряда, поступающего в цилиндр. Экспериментально доказано, что низкая температура воздуха в цилиндре в начале и конце сжатия обусловливает увеличение периода задержки воспламенения топлива и, как следствие, рост максимального давления цикла p_z и снижение температуры отходящих газов.

Отрицательные температуры воздуха в ресивере влекут за собой, в связи с увеличением плотности воздуха, рост подачи турбокомпрессоров (G_{κ} и давления наддува p_{κ} (рис. 2)). С одной стороны, это благоприятно сказывается на массе свежего заряда воздуха в цилиндрах и соответствующем увеличении индикаторного КПД рабочего цикла. В итоге увеличивается среднее эффективное давление p_e и уменьшается удельный расход топлива g_e .

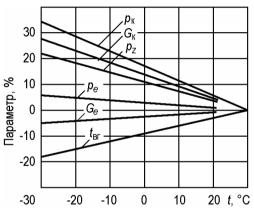


Рис. 3. Зависимость параметров дизеля от температуры наружного воздуха при его заборе на ГТК с палубы

С другой стороны, низкие температуры воздуха в цилиндре в начале и конце сжатия обусловливают увеличение периода задержки воспламенения топлива и, как следствие, существенный рост максимального давления цикла p_z . Это при том, что в современных двигателях $p_z = 15 \div 18 \, \text{МПа может}$ оказаться весьма опасным для прочности дизеля и работоспособности его подшипников. Фирма "Вяртсиля" прибегает к более экономичному решению — при

чрезмерном повышении давления к стравливанию части воздуха из ресивера. Подача холодного воздуха в цилиндр позволит применять этот способ в сочетании с рециркуляцией части отработавших газов в цилиндр компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Большаков В.Ф. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок. Учебник для ВУЗов. М.: Транспорт, 1996. 432 с.
- 2. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. Одесса: ЛАТСТАР, 2000. 238 с.
- 3. Материалы фирмы MAN B&W.

концентрации нефтепродуктов после тканевого фильтра K'_{pur} , определяющей эффективность работы фильтроэлемента.

На рис. 1-5 представлены зависимости $K'_{\text{вых}}$ от размера ячейки a, диаметра нити $d_{\rm H}$, числа слоев $n_{\rm c}$ фильтрующей ткани, удельного расхода нефтеводяной эмульсии q и ее исходной концентрации $K_{\text{вх}}$. Аналитические зависимости, полученные с помощью математической модели (1), изображены на рис. 1-5 сплошными линиями, точками обозначены данные эксперимента. Сравнение расчетных и экспериментальных данных наглядно показывает, что они согласуются между собой.

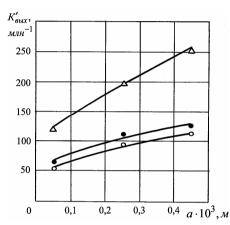


Рис. 1. Зависимость $K'_{\text{вых}}$ от размера ячейки фильтрующей ткани при: $d_{\rm H} =$ $= 0.45 \cdot 10^{-3}$ м; q = 2.5 м/ч; $K_{\text{BX}} = 10 \cdot 10^{3}$ млн⁻¹; $\Delta - n_c = 1$; • $-n_c = 5$; o $-n_c = 9$.

На рис. 1 представлены зависимости эффективности работы тканевого фильтроэлемента от размера ячейки. Чем меньше размер ячейки ткани, тем эффективнее идет процесс коалесценции и тем меньше концентрация нефтепродуктов в очищенной воде после тканевого фильтроэлемента и вспомогательного отстойника $K'_{\text{вых}}$. С возрастанием числа слоев фильтрующей ткани увеличение размера ячейки сказывается в меньшей степени на качестве очистки нефтесодержащих вод. Это можно объяснить тем, что при наложении слоев друг на друга происходит перекрытие ячеек ткани, при

этом образуется извилистый пористый канал, двигаясь по которому капельки нефти чаще сталкиваются с поверхностью ткани, что способствует интенсификации процесса коалесценции. Однако при выборе оптимального размера ячейки надо учитывать то, что с уменьшением размера ячейки ткани увеличивается её гидравлическое сопротивление, ткань быстро загрязняется механическими примесями, при этом значительно снижается ресурс её работы. Поэтому для повышения эффективности процесса коалесценции в тканевых фильтрах необходимо применять минимальный размер ячейки ткани (0,05·10⁻³ м), но при этом должна быть обеспечена эффективная регенерация фильтроэлемента без его разборки и замены. В случаях, когда регенерация фильтроэлемента затруднена, рекомендуется использовать несколько слоев фильттра без разборки и замены фильтроэлемента применяется фильтрующая ткань с минимальным размером ячейки $(0.05\cdot10^{-3} \text{ м})$, когда же возможность регенерации затруднена, применяется ткань с более крупным размером ячейки. Если необходимо получить более высокое качество очистки нефтесодержащих вод без существенного увеличения габаритов фильтра, число слоев фильтрующей ткани может быть увеличено до 9.

Существенное влияние на эффективность работы тканевого фильтра оказывает также удельный расход q нефтеводяной эмульсии через тканевый фильтроэлемент. при увеличении которого эффективность процесса коалесценции падает, при этом концентрация на выходе тканевого фильтроэлемента и вспомогательного отстойника $K'_{\text{вых}}$ возрастает (рис. 4). При увеличении удельного расхода нефтеводяной эмульсии возрастает гидравлическая сила увлечения капелек нефти потоком эмульсии, под действием которой они приближаются к коалесцирующей поверхности

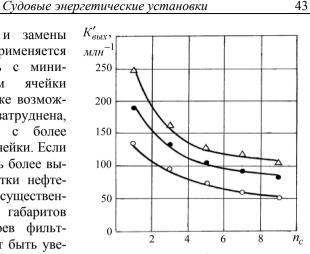


Рис. 3. Зависимость K'_{phy} от числа слоев фильтрующей ткани при: $d_{\rm H}$ =0,45·10⁻³ м; $q = 2.5 \text{ m}^3/\text{H}$; $K_{\text{BX}} = 10.10^3 \text{ MJH}^{-1}$; o — a = $= 0.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \bullet - a = 0.25 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \Delta - a =$ $= 0.45 \cdot 10^{-3} \text{ M}.$

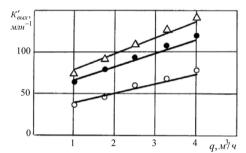


Рис. 4. Зависимость $K'_{\text{вых}}$ от удельного расхода нефтеводяной эмульсии через тканевый фильтр при: $d_{\rm H} = 0.45 \cdot 10^{-3} \,\mathrm{M}; \; n_{\rm c} = 5;$ $K_{\text{BX}} = 10 \cdot 10^3 \text{ M/H}^{-1}; \text{ o} - a = 0.05 \cdot 10^{-3} \text{ M}; \bullet - a = 0.25 \cdot 10^{-3} \text{ M}; \Delta - a = 0.45 \cdot 10^{-3} \text{ M}.$

фильтрующей ткани и укрупняются на ней. Однако, при увеличении д уменьшается время нахождения капелек нефти в объеме тканевого фильтроэлемента и увеличиваются инерционные силы, которые препятствуют процессу коалесценции. Поэтому для создания оптимальных условий протекания процесса коалесценции и предотвращения уноса укрупненных капель нефтепродукта потоком эмульсии на выход сепаратора удельный расход нефтеводяной эмульсии через тканевый фильтр не долУДК 621.431.74.019.038

Логішев І.В., Макаренко А.С. ОНМА

РАПСОВА ОЛІЯ ЯК АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО ДЛЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Відомо, що приблизно 90 % механічної енергії, яку використовує людство в своїй діяльності, виробляється двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ). Вони є основними споживачами палив нафтового походження, геологічні ресурси яких досить обмежені. Дуже гостро питання забезпечення ДВЗ паливом стає для країн імпортерів нафти, серед яких і Україна. Тому велику актуальність мають наукові дослідження і практичні дії, напрямлені на пошуки ефективних альтернативних палив ДВЗ.

Як наслідок, результати досліджень знайшли свій практичний прояв у планах дій Європейської Комісії (ЄК). Вже в листопаді 2000 року ЄК у своєму комюніке запропонувала замінити пальним альтернативного типу до 2020 року понад 20 % нафтового споживання транспортним сектором. Разом з комюніке були також підготовлені проекти двох директив, відповідно до яких кожна з країн — членів ЄС до 2006 року має забезпечити на своїй території збут біопалива у розмірі трьох відсотків усього автомобільного пального, що реалізовується в кожній країні Спільноти. На сьогодні в ЄС на нього припадає 0,3 відсотка споживання автомобільного пального. Таким чином, починаючи з 2006 року (а можливо і раніше), в ЄС буде існувати стабільний та зростаючий ринок біопалива з уніфікованими стандартами та зобов'язаннями до його виробництва та використання.

Беручи до уваги ємність цього ринку та сільськогосподарський потенціал України і враховуючи, що сьогодні одну з найбільших загроз системі національної та економічної безпеки держави становить надмірна залежність від імпорту енергоресурсів, для України доволі важливо адресувати проблему виходу на європейський ринок біопалива. Як відомо, основним споживачем нафтопродуктів в економіці є транспортний сектор, який майже стовідсотково залежить від цього ресурсу. Саме цей сектор і призвів до різкого збільшення рівня викидів парникових газів, що чинить загрозу не тільки стану навколишнього середовища, а й здоров'ю нації. Отож перед Україною постала нагальна потреба розробити амбіційну національну програму , що дасть змогу забезпечити умови для перетворення країни в активного учасника на європейському ринку біопалива.

3 2000 р. роботи по пошуку альтернативних палив для ДВЗ були прискорені в зв'язку з прийняттям Закону України "Про альтернативні види рідкого і газового палива" (14 грудня 2000 р.); Постанова Кабінету

лоти — 10,8 %, а в метиловому ефірі ерукової кислоти — 9,1 %. Тому з технічної високоерукової рапсової олії можна отримати ефіри з максимальною теплотворною спроможністю. Використання сумішей РО з ДП обмеженЕ підвищеною в'язкістю і коксуємістю рапсової олії.

Фізичні властивості традиційного нафтового і альтернативного палива — рапсової олії

Показники	ДП	MEPO
Густина, кг/м 3 при $t = 20$ °C	826	877
Кінематична в'язкість, мм ² /с при $t = 20$ °C	3,8	8,0
Поверхневий натяг, Н/м при $t = 20$ °C	$27 \cdot 10^{-3}$	$31,4 \cdot 10^{-3}$
Цетанове число, не менш	45	48
Температура, °С		
спалаху (не менше)	60	58
замерзання (не більше)	- 10	- 8
Випробовування на мідну пластину	витримує	витримує
Вміст в %		
сірки, не більше	0,2	0,02
золи, не більше	0,02	0,02
води	відсутня	відсутня
Сумарний вміст гліцерину, % (мах)	_	0,3
Теплота згоряння найнижча, МДж/кг	42,5	37,5

З результатів досліджень [5] визначено, що при використанні рослинних палив практично на усіх режимах роботи двигуна відзначається збільшення індикаторного ККД. Це пояснюється збільшенням інтенсивності згоряння впродовж періоду основного горіння. Однак необхідно відзначити, що зростання η_i для суміші 75 % PO + 25 % ДП більше, ніж для МЕРО. Це пов'язано зі збільшенням частки об'ємного сумішеутворення для МЕРО при зрівнюванні з РО як наслідок менших значень в'язкості і поверхневого натягу. Оскільки якість плівкового сумішеутворення на режимах великих навантажень для рослинних палив вище, ніж якість об'ємного сумішеутворення в зв'язку з високою температурою стінки КЗ, то вища і ефективність процесу згоряння при плівковому сумішеутворенні. Ефективний ККД при застосуванні рослинних палив для більшості режимів роботи двигуна знижується. Це пояснюється збільшенням витрат потужності на привод паливного насосу високого тиску.

Таким чином, використання різних видів альтернативних палив потребує певної організації роботи в циліндрі дизеля, при якій забезпечуються високі ефективні показники його роботи. Робота на паливах, що містять кисень, дозволяє забезпечити зниження емісії токсичних речовин у відпрацьованих газах і зменшити в зміст них двоокису водню.

- 2. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії / О. Адаменко та ін. / Під ред. д.т.н., проф. В. Лотько. Івано-Франківськ: Полум'я, 2000. 225 с.
- 3. Шпек Р. Аналітика: Європейський ринок біопалива: перспективи і вигоди // Економіка. 2002. № 167. С. 8.
- 4. Яворская Н. Аналитика: Посеешь семечку пожнешь солярку // Сегодня. -2003. -№ 2. C. 2.
- 5. Винтоняк В. Аналитика: Украинская рапсодия // Агроперспектива. 2000. № 1. С. 2.
- 6. Марченко А. та ін. Токсичность отработавших газов дизеля при использовании топлив растительного происхождения // Двигатели внутреннего сгорания. 2002. № 1. С. 22-25.
- 7. Марченко А. та ін. Результаты исследования рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах растительного происхождения // Двигатели внутреннего сгорания. 2003. № 1-2. С. 22-26.

Несмотря на технический прогресс, труд моряка остается опасным и стрессогенным, а профессиональный риск входит в структуру его деятельности. Надежды на то, что совершенствование судовых технических средств, в частности навигационных средств судовождения, само по себе приведет к сокращению аварий, не оправдались. Более того, в последние годы даже наметилась тенденция к их увеличению. Аварии на судах стали более разрушительными и опасными по сравнению с имевшими место 30–40 лет назад. Новейшие навигационные системы, освободив вахтенный персонал от ряда важных функций, притупили субъективное ощущение риска — того, что заставляет специалистов увеличивать количество охранительных мер.

Профессионально важные качества плавсостава достигаются психологической и тренажерной подготовкой. Доказано, что 35-часовой курс тренажерной подготовки адекватен 220 часам реального плавания. Высокая эффективность тренажа обусловлена максимальной близостью модели тренажера к реальным условиям адаптивного взаимодействия человеко-машинных систем.

Для предотвращения психоэмоционального напряжения в условиях рейса рекомендуется: подбирать лиц для профессий плавсостава с высокими адаптационными возможностями и индивидуальными качествами; использовать методы интенсивного психотренинга и фармакологические препараты, а также ряд других известных мероприятий в межрейсовый период.

Предполагаются и пути технического решения этой проблемы. Результаты многолетних исследований представленных в [2] подтверждают реальную возможность ввести в эксплуатацию суда без экипажей для снижения расходов на перевозку грузов, повышение безопасности мореплавания за счет исключения «человеческого фактора», что решит дополнительную проблему — нехватку квалифицированных морских офицеров.

Ввиду того, что процессы автоматизации развиваются нарастающими темпами путем введения периодически обслуживаемых машинных отделений, применения интегрированных систем, управление судном начало осуществляться одним человеком с мостика. Однако при этом, как отмечалось ранее, уровень аварийности не снизился.

В связи с этим на первый план выдвигается идея полной автоматизации судна. Правомерность ее реализации обосновывается рядом факторов, ускоряющих этот процесс:

- высокая стоимость (30–40 % стоимости фрахта) рабочей силы;
- технологическая возможность современного судостроения в отношении автоматизированных навигационных систем;

средства сохранной доставки груза, должна быть полностью автоматизирована, а процессы судовождения сопровождались системами гарантированного прогноза ситуаций;

- максимальное делегирование полномочий управления движением судна береговым СУДС и АИС, при этом навигационные ситуации будут под их полным контролем;
- оптимальное регулирование полномочий при управлении судном в системе «человек – машина» в зависимости от уровня технического совершенства и состояния судна.

Непременным условием успешного управления судном является необходимость создания условий для восстановления работоспособности человека.

Касаясь научных проблем судовой энергетики, то основная задача исследований заключается в переносе управления СЭУ береговыми станциями сопровождения судов, а для этого необходимо:

- минимизировать структуру управления поступательным движением судна за счет снижения потерь при трансформации энергии;
- обеспечить эффективность работы энергетического оборудования путем глубокой утилизации энергии и продуктов сгорания;
- построение математических моделей для дальнейшего изучения и более подробного анализа рабочих процессов и поведения судовых систем с целью разработки общей теории эксплуатации судна;
- осуществить переход технического обслуживания и ремонта судов на береговые сервисные станции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Псядло Э. Психологические аспекты безопасности мореплавания // Судоходствою 2004. № 4–6. С. 66–68.
- 2. Paulo E.M., Bucknall R.W.G. Technical and Economic Feasibility of an Unmanned Cargo Ship Powered by Electrical Propulsion. London: University College, 2003. 9 p.

Теплопроизводительность УК регулируется сбросом части газов помимо котла.

Нагретое масло поступает к потребителям через редукционный клапан. В ходовом режиме ВК работает только в режиме поддержки уровня теплоты в трубопроводах.

Система трубопроводов с органическим теплоносителям выполнена герметичной, что достигается применением сварных соединений и сильфонных клапанов. Эти конструктивные особенности исключают при нормальной эксплуатации протечки масла и снижают вероятность падения давления в системах.

Органический теплоноситель не вызывает коррозии внутренних поверхностей труб, в которых он двигается, и не приводит к отложению накипи.

Отсутствие накипи и продуктов окисления практически исключает необходимость химических промываний и очищений, которые, кроме достаточно высокой стоимости, могут привести к загрязнению окружающей среды.

Этот фактор также имеет значение, учитывая, что мировой морской флот продолжает расти по количеству судов и их водоизмещению, по интенсивности судоходства в наиболее населенных районах мира. При этом увеличивается и потенциальная опасность загрязнения окружающей среды.

Несмотря на целый ряд преимуществ, следует отметить, что котлы с органическим теплоносителем значительно дороже паровых по причине высокой стоимости самого котла, его систем и дополнительных требований безопасности по их размещению и использованию на судне. Хотя цена термомасла сравнима с ценой масел, применяемых в двигателях внутреннего сгорания, все же стоимость органического теплоносителя при больших его объемах в системах котельной установки достаточно высока.

Для оценки эксплуатационных характеристик паровых и термомасляных котлов нами исследована судовая котельная установка с утилизационными котлами, в которых используются различные теплоносители.

Целью работы было получение сравнительных характеристик и показателей работы обычного судового парового котла и котла с органическим теплоносителем через анализ влияния на их работу наиболее характерных эксплуатационных факторов, таких как загрязнение наружной поверхности нагрева, режима работы двигателя, на котором установлен УК и отложений накипи на внутренней поверхности нагрева.

Произведен выбор мощности УК с разными теплоносителями на основании характеристик ГД, таких как эффективная мощность двигателя,

фициент термического сопротивления при загрязнении сажистыми частицами приблизительно равен $10~\text{m}^2\text{K}/\text{kBT}$ на каждый мм толщины загрязнений. В нашем исследовании в качестве минимальной толщины принята толщина слоя в 0,5 мм. Максимальное загрязнение принято равным 3 мм или $30~\text{m}^2\text{K}/\text{kBT}$.

Судовые энергетические установки

Результаты выполненного на электронной модели анализа отражены на графике (рис. 1).

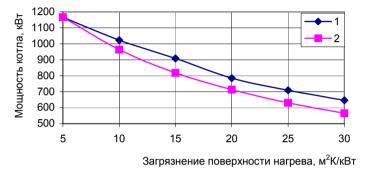


Рис. 1. Зависимость мощности котлов от загрязнения поверхности нагрева: 1 — паровой котел, 2 — масляный котел.

На модели парового утилизационного котла проведен анализ влияния на его показатели отложений разных типов и толщин накипи.

На внутренней поверхности при работе котла может отлагаться накипь, которая в зависимости от того, какой водой питается котел, бывает силикатной и кальциевой. Кроме того, может откладываться накипь с примесями нефтепродуктов.

Силикатная накипь образуется при питании котла водой, получаемой в портах с берега (из артезианских скважин).

Кальциевая накипь откладывается при питании конденсатом с добавочной водой, получаемой в судовой испарительной установке.

В случае попадания нефтепродуктов в котел, может образовываться смешанная накипь с примесями нефтепродуктов.

Как известно, даже незначительный слой накипи приводит к резкому повышению температуры парообразующих трубок ВК и их последующему разрушению.

В утилизационных котлах накипь к выходу из строя трубок не приводит. Она только значительно влияет на паропроизводительность котла, снижая ее [5].

Толщина накипи при исследовании принималась в интервале от 0,1 до 1,6 мм. Анализ проводился при номинальной мощности главного двигателя.

Таким образом, масляный котел более чувствителен к загрязнению наружной поверхности нагрева.

Исследование влияния отложения накипи на внутренней поверхности нагрева дало такой результат:

- мощность парового котла при силикатной накипи снижается на 27,5 %, а при кальциевой на 16 %.
- коэффициент теплопередачи в парообразующей поверхности при силикатной накипи падает на 34,1 %, а при кальциевой накипи на 20,7 %.

При снижении мощности двигателя со ста до семидесяти процентов мощность парового котла падает на 37,2 %, а термомасляного только на 9,5 %, что дает преимущество последнему.

Отсутствие накипи в котле с органическим теплоносителем является также его преимуществом перед паровым, так как в нем не происходит снижения мощности из-за отложений накипи.

Проведенный сравнительный анализ влияния эксплуатационных условий на показатели работы масляного и парового утилизационных котлов показал, что:

- при загрязнении внешней поверхности нагрева котел с органическим теплоносителем по своим эксплуатационным характеристиках не имеет преимуществ перед паровым;
- влияние загрязнения на работу котла более пагубно. Поэтому очистка его внешней поверхности должна быть более тщательной;
- отложение накипи на внутренних поверхностях нагрева утилизационного котла имеет место только в паровом, что дает преимущества термомасляному котлу;
- уменьшение мощности главного двигателя приводит к падению мощности обоих котлов, но мощность масляного котла снижается более медленно;
- термодинамические характеристики термомасляного котла несколько хуже, что приводит к увеличению его габаритов.

Полученные результаты имеют практическое значение и могут быть использованы при проектировании, заказе котлов для конкретных типов судов, а также при эксплуатации термомасляных и паровых УК. Эти результаты позволяют выполнить анализ эффективности работы котлов в составе судовой дизельной и газотурбинной установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Marine engineer review 2000 – 2003; MER, March, 2002. – C. 30-31; MER, June 2002. – C. 22-25.

УДК 621.186.8.005:543.3

Сурин С.М., Наконечный М.А. ОНМА

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОТЛОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПОВСЕДНЕВНОГО ХИМКОНТРОЛЯ

На переходах для обеспечения потребностей морских судов в тепле и паре обычно используют утилизационные котлы (УК). К сожалению, паропроизводительность УК существенно зависит от нагрузки главного двигателя, загрязненности наружных поверхностей. Последние, в свою очередь, определяются условиями плавания, загрузкой судна, временем плавания. Для определения паропроизводительности УК от указанных переменных обычно проводят теплотехнические испытания котлов [1-4], г лавная цель которых — практическая оценка их возможностей при работе на разных эксплуатационных нагрузках. Результаты испытаний помогут персоналу судов точнее планировать работу энергетической установки (ЭУ) на предстоящий рейс. Они помогут судовладельцу более обоснованно выбирать проект судна с наиболее экономичной СЭУ.

В процессе теплотехнических испытаний сложнее всего определять паропроизводительность котла. Обычно её определяют косвенным путем по расходу питательной воды. Последний определяют по изменению уровня воды в сепараторе или теплом ящике при временном отключении питательного насоса [2-4]. Однако, такие измерения имеют ряд неопределенностей, численные величины которых оценить в судовых условиях сложно. Например, величину утечки теплоносителя из контура паросиловой установки [ПСУ]. Кроме того, измерение паропроизводительности указанными методами требует непрерывного присутствия механика на рабочем месте, чтобы исключить упуск уровня воды в сепараторе или теплом ящике, что в эксплуатационных условиях далеко не всегда возможно. Измерение паропроизводительности УК по результатам химконтроля представляется более простым и позволяет исключить указанные неопределенности. Поэтому тематику данного исследования следует считать актуальной.

Пожалуй, единственным показателем качества вод ПСУ, который можно использовать для определения паропроизводительности УК, является концентрация хлоридов. Хлориды при параметрах судовых УК не участвуют ни в каких химических реакциях.

Схема теплотехнических испытаний судовых котлов приведена в [2-5] и представлена на рис. 1 с дополнительными точками отбора вод на анализ. Здесь a1, a2 — концентрация хлоридов в питательной воде, b1, b2 — концентрация хлоридов в котловой воде. Цифры 1 и 2 относятся соответственно к утилизационному и вспомогательному котлам.

Здесь τ_{κ} — промежуток времени между первым и конечными измерениями концентраций хлоридов (сутки, несколько суток, недель и пр.), с; индексы «к» в (1) и (2) соответствуют концентрациям хлоридов в котловой воде при $\tau=0$ и $\tau=\tau_{\kappa}$.

Концентрация хлоридов в питательной воде $[C1]_{\text{пв}}$ за все время испытаний τ_{κ} обычно не меняется, т. к. на ходу судна работает опреснительная установка и качество добавочной воды близко к качеству дистиллята. Но именно это обстоятельство существенно усложняет практическое использование предлагаемой методики.

Численная величина $Д_n$, подсчитанная по формуле (2), будет среднеинтегральной для времени опыта τ_{κ} . Во время перехода судна главный двигатель работает в стационарном режиме (если температура забортной воды сильно не меняется). В то же время со временем наружные отложения растут и ведут к заметному уменьшению $Д_n$. Поэтому в процессе теплотехнических испытаний ПСУ следует по возможности уменьшать τ_{κ} , предварительно подсчитав ожидаемую погрешность измерения. Предположительно τ_{κ} следует ограничивать сутками.

В настоящее время на судах для повседневного химконтроля используют комплектные лаборатории SPECTROPAK 310 фирмы ЮНИТОР. Обычно для измерения хлоридов в питательной и котловой водах отбирают пробы в объёме 50 мл. При таком объёме пробы погрешность определения [Cl]_{кв} не превышает 5%. Концентрацию хлоридов в питательной воде [Cl]_{пв} обычно нормируют на уровне [Cl]_{пв} < 3 мг/кг. При указанном объёме пробы воды погрешность определения [Cl]_{пв} оказывается выше 100 %. В то же время методика CHLORIDE TEST лаборатории SPECTROPAK 310 предусматривает возможность варьировать объём проб воды в достаточно широком диапазоне. Так, при пробе воды в 1000 мл хлорид содержание одной таблетки составит 1 мг/кг против 20 мг/кг при объёме пробы в 50 мл. Кроме того, погрешность анализа можно уменьшить ещё в 4 раза, если после растворения первой таблетки в пробе последовательно добавлять по 1/4 таблетки до перехода цвета пробы от желтого к кирпичному.

Указанную методику анализа питательной воды на $[C1]_{\text{пв}}$ опробовали в лаборатории «Водоконтроль и водоподготовка» на кафедре «Техническая эксплуатация флота» ОНМА. При этом удалось с помощью лаборатории SPECTROPAK 310 и отечественной лаборатории СКЛАВ-1 определить концентрацию $[C1]_{\text{пв}} = 3,0$ мг/кг с погрешностью менее 5%.

В настоящее время планируются очередные рейсовые теплотехнические испытания судовых котлов с измерением их паропроизводительности по данной методике.

УДК 620.193:[621.181:629.12]

Ромашко В.Н. ОНМА

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ СУДОВЫХ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОНТУРОВ НА РАЗНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В литературе результаты теплотехнических испытаний УК приводятся в [1-3]. Результаты этих испытаний указывают на нестабильность работы УК при переменных нагрузках ГД и при загрязненных наружных поверхностях нагрева.

Целью данного исследования является экспериментальное определение влияния нагрузки ГД и наружных отложений на работу утилизационных установок. Решение данной задачи позволит дать обоснованные рекомендации персоналу судов и судовладельцам о рациональной эксплуатации УК.

Для выполнения общей цели выполнены следующие вспомогательные задачи:

- получены упрощённые аналитические зависимости для расчёта физических характеристик рабочих тел в интервале рабочих температур и давлений утилизационного контура;
- разработана обобщённая модель утилизационного контура при работе ГД на разных нагрузках;
- 3) исследована модель на ЭВМ и получены соответствующие динамические характеристики утилизационного контура;
- 4) экспериментально определены динамические характеристики утилизационных контуров в процессе эксплуатации судов и сопоставлены с результатами моделирования на ЭВМ.

Из-за отсутствия литературных данных о работе утилизационных установок на разных режимах работы ГД были проведены теплотехнические испытания утилизационных контуров на трёх судах. В процессе испытаний выполнены измерения необходимых параметров штатными измерительными приборами.

Соответствующие данные использовали для сопоставления с результатами математического моделирования на ЭВМ. Расчёт на ЭВМ вели методом последовательных приближений для каждого элемента котла с заданной погрешностью 0,2 %. После окончания расчётов всех элементов котла уточняли паропроизводительность котла с принятой в исходных данных. Расчёты вели с учётом сходимости результатов до 0,5 %.

Тепловой расчёт секций змеевиков УК вели по общепринятым формулам теплопередачи. В качестве исходных данных использовали конструктивные характеристики элементов котла и нагрузку ГД.

Загрязнённость наружной поверхности труб оказалась чрезвычайно высокой, что подтверждают многократные возгорания сажи в УК.

Штатная система очистки предусматривала обдувку наружных поверхностей паром, но она оказалась неэффективной. Для улучшения качества очистки приняли технологию отмывки труб водой под высоким давлением.

Наиболее надёжным способом очистки наружных поверхностей нагрева может быть технология с использованием химических препаратов (типа "Soot Remover" фирмы UNITOR), которые должны вводиться в газо-выпускной тракт $\Gamma Д$ на протяжении всего перехода судна между портами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

- 1. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Результаты теплотехнических испытаний утилизационного контура с котлом "Diesecon" // Судовые энергетические установки. 2000. № 6. Одесса: ОГМА. С. 97-100.
- 2. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Сравнение результатов теплотехнических испытаний утилизационных контуров с котлом "Diesecon". // Судовые энергетические установки. 2000. № 7. Одесса: ОГМА. С. 111-113.
- 3. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Моделирование на ЭВМ расчётов утилизационных контуров на переменных режимах работы главного двигателя// Судовые энергетические установки. 2000. № 8. Одесса: ОГМА. С. 73-76.
- 4. Сурин С.М., Журавлёв А.А. Теплохимические испытания утилизационного контура на судне «Инженер Ермошкин» // Теплоэнергетика. 1983. №10.

З месяца) очищать. Как правило, очистка производится механическим путем с выводом электролизера из действия. При проведении таких очисток нарушается специальное покрытие электродов, что приводит к их быстрому выходу из строя. В связи с высокой стоимостью комплекта электродов, изготовленных из дефицитных материалов (около 20 % от общей стоимости установки), представляется актуальной проблема поддержания электролизера в чистоте на протяжении всего периода эксплуатации и, соответственно, продления общего срока службы электролизерной системы предотвращения обрастания.

Судовые энергетические установки

На кафедре "Судовая теплоэнергетика" ОНМА разработана система предотвращения обрастания, которая лишена недостатков, присущих перечисленным выше системам и устройствам.

Монтируемая на судах система предназначена для предотвращения биологического обрастания судовых водоприемных устройств (водозаборных решеток, внутренних полостей кингстонных ящиков, приемных фильтров), трубопроводов, теплообменников и другого оборудования, контактирующего с забортной водой [2, 3].

Принцип действия системы основан на подаче к поверхности водоприемных решеток и в кингстонные ящики водогазовой смеси с целью создания неблагоприятных гидрохимических условий для оседания и развития личинок обрастателей (балянусы, мидии и т.п.). Водогазовая смесь, являющаяся предотвращающим обрастание реагентом, получается в результате диспергирования в морской воде, с помощью эжекторов, дымовых газов, отбираемых от вспомогательных ДВС. При растворении в морской воде СО₂ и других растворимых компонентов, содержащихся в продуктах сгорания, образуется водогазовая смесь, величина рН которой после эжекторов на 1,5...2 единицы ниже, чем рН исходной забортной воды, т.е. вода становится подкисленной. При подаче этой смеси к поверхности водоприемной решетки (через перфорированные насадки, закрепленные с внутренней стороны каждой из штатных решеток) и при отсутствии расхода воды через кингстон, поток пузырьков продуктов сгорания и подкисленной воды омывает поверхность решетки и образует на ее внешней стороне своеобразный защитный экран, отпугивающий личинки обрастателей. При работе же штатных насосов забортной воды (т.е. при наличии расхода воды через кингстон) выходящая из насадок водогазовая смесь захватывается основным потоком поступающей на технологические нужды забортной воды и, омывая ребра водозаборной решетки, поступает в полость кингстонного ящика, где перемешивается, равномерно распределяя газ по всему объему. Обработанная таким образом вода поступает затем через приемный фильтр в судовую систему забортной воды. В результате перемешива $7 \, \mathrm{m}^3$ /ч) и 6 (производительностью по воде $3 \, \mathrm{m}^3$ /ч). В эжекторах забортная вода насыщается дымовыми газами, поступающими из газовых трактов вспомогательных ДВС (в районе глушителей) через секущие пробки 7, газовые фильтры 8, газопромывное устройство 9 и невозвратно-запорные клапаны 10.

После эжекторов водогазовая смесь через клапаны 11,12 (от эжектора большей производительности) и 13 (от эжектора меньшей производительности) подается по гибким резиновым шлангам к распределителям водогазовой смеси (перфорированным насадкам), соответственно бортового 14, донного 15, и скулового 16 кингстонных ящиков.

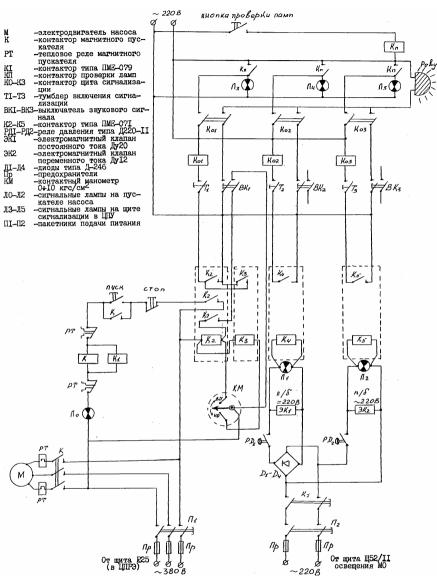
Распределители водогазовой смеси представляют собой трубчатую конструкцию с выфрезерованными щелями. Распределители (насадки) установлены с внутренних сторон водоприемных решеток и соединены с трубопроводом водогазовой смеси гибкими резиновыми шлангами.

Подкисленная и насыщенная газами вода истекает через щели в распределителях, выполненных с двух сторон, омывает поверхности водоприемных решеток и частично поступает также во внутренние полости кингстонных ящиков. Этим самым достигается предотвращение обрастания как поверхностей водоприемных решеток, так и полостей кингстонных ящиков.

При работе штатных насосов охлаждения обработанная таким образом вода через кингстоны 17, штатные приемные фильтры 18 и секущие клинкеты 19 поступает в судовую систему забортной воды на охлаждение элементов СЭУ и другие технологические нужды. Нерастворившиеся газы и воздух удаляются из кингстонных ящиков через клапаны 20 по воздушным трубам, на конце которых установлены расширительные бачки 21, служащие для исключения выплескивания воды из гусаков воздушных труб вместе с выходящими газами. При работе системы предотвращения обрастания газоотводные клапаны 20 от кингстонных ящиков должны быть постоянно открыты.

Таким образом, одновременно происходит предотвращение обрастания водоприемных решеток, кингстонных ящиков, приемных фильтров, трубопроводов и теплообменников со стороны забортной воды.

Контроль за работой системы осуществляется по мановакууметрам 22 и манометрам 23, установленными на приборных щитках возле каждого эжектора. Каждый из приборов снабжен манометровым краником. На нагнетательной линии насоса 3 установлен контактный манометр 24, электрически связанный с пускателем насоса, сигнальной лампочкой 25 (на щите ЦПУ) и ревуном. В случае превышения давления рабочей воды выше установленного предела (0,65 МПа) срабатывает контактный манометр 24, останавливается насос 3, на щите ЦПУ загорается красная



Судовые энергетические установки

Рис. 2. Принципиальная электрическая схема системы предотвращения обрастания.

Обслуживание системы необходимо производить в соответствии с разработанной технологией, отдельные положения которой могут уточняться в соответствии с конкретными условиями эксплуатации системы по согласованию с авторами метода.

- 0,015 МПа, что соответствует максимальной производительности эжекторов по газу. Оставить систему в работе.
- 4. ВНИМАНИЕ! Во время работы системы следить за вакуумом во всасывающих камерах эжекторов, не допуская повышения давления выше 0 МПа, во избежание попадания воды в газовые тракты вспомогательных двигателей. В случае срыва работы эжекторов необходимо быстро остановить насос и закрыть клапана 10 и пробки 7 на газовой магистрали.
- 5. В случае увеличения вакуума во всасывающих камерах эжекторов до -0,02...0,025 МПа (при полностью открытых клапанах и пробках на газовой магистрали) необходимо промыть сетку газового фильтра 8.
- 6. При остановке ДГ, от которого производился отбор газов, необходимо открыть пробки 7 на работающем ДГ и лишь затем закрыть их на остановленном ДГ.
- 7. При снижении давления всасывания насоса 3 до -0,06...-0,07 МПа необходимо очистить сетку водяного фильтра 2.
- 8. Во время работы следить за температурой подшипников, контролировать показания приборов.
- 9. Через каждые 250...300 часов работы очистить сетки газовых фильтров. При необходимости почистить и притереть клапана и пробки 7, 10, 26, 30 на газовой линии.
- 10. Каждые сутки-двое производить спуск шлама и грязной воды из газопромывного устройства 9, его промывку и заполнение свежей водой до метки на водомерном стекле (около 1/2 объема емкости устройства).
- 11. Перед сливом шлама и сменой воды в газопромывном устройстве временно закрыть невозвратно-запорные клапаны 10 перед обоими эжекторами, которые снова открыть после заполнения свежей водой.
- 12. В процессе работы системы следить за показаниями водомерного стекла газопромывного устройства, не допуская его работы без воды.
- 13. Каждую вахту производить проверку рабочих параметров и по мере необходимости их регулировку.
- 14. В случае срывов работы насоса гидрофора забортной воды и эжекторного насоса испарителя, имеющих автономный прием от донного кингстонного ящика (это может происходить при сильной качке и малой осадке судна), прикрывать клапан 12 подачи водогазовой смеси в донный кингстонный ящик до прекращения явления срыва, а также выпустить воздух из этих насосов. При полной осадке судна вновь полностью открыть клапан 12 на донном кингстонном ящике.
- 15. Следить за наличием воды в гидрозатворах 29 и 31.
- 16. Следить за герметичностью газовой магистрали, своевременно устраняя неплотности во избежание засасывания воздуха, что может резко уменьшить эффективность борьбы с обрастанием.

	T T				
Признаки При закрытых пробках 7 и	Причины	Способ устранения Проверить работу насоса			
при закрытых прооках / и клапанах 10 на газовой магистрали разряжение в эжекторах менее -0,09 МПа.	ность насоса. Износ пробок 7 и клапанов 10 или	и полноту открытия кла-			
	Отсутствие воды в гидро- затворах 29, 31.	Залить воду в гидрозатворы.			
При полностью открытых пробках и клапанах на газовой магистрали разряжение в эжекторах более -0,02 МПа.		Вскрыть крышку фильтра, прочистить и промыть сетку.			
	Снизилась производительность насоса.	Проверить работу насоса.			
эжекторов 5 и 6 больше 0 МПа. Включение электромагнитных клапанов 26, световой и звуковой сигнализации.	Забиты сопла или диффузоры эжекторов.	Разобрать эжекторы, прочистить сопла и диффузоры. Открыть клапаны согласно инструкции.			
Изменение напора насоса, контролируемое контактным манометром 24: а) Включение сигнальной	Симзилея напов насоса	Проверить работу насоса			
лампочки 25 и ревуна;	ниже установленного на				
б) Включение сигнальной лампочки 25, ревуна и от- ключение насоса.	выше установленного на контактном манометре 24 (выше 0,650,66 МПа).				
Срыв работы насоса гидрофора забортной воды или эжекторного насоса опреснителя, имеющих автономный прием воды от донного кингстонного ящика.	насосы, что не исключено при сильной качке и ма-	отрегулировать подачу во-			

Конкретная схема дооборудования судна системой предотвращения обрастания выбирается в зависимости от его типа, конструктивных особенностей судна и осадки, расположения кингстонных ящиков и оборудования в машинном отделении, расхода забортной циркуляционной воды через судовую систему, режимов её работы и т.п. После выбора

УДК 62-83: 621.3.025:629.13

Котриков К.П., Бурденко А.Ф. ОНМА

ПУСК МОЩНЫХ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОТ ОТДЕЛЬНОГО СИНХРОННОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Судовые энергетические установки

Пуск мощных асинхронных двигателей (АД) судовых электроприводов сопровождается большими бросками пускового тока, провалом напряжения и снижением частоты, оказывающими влияние на работу других потребителей электроэнергии. В связи с этим накладываются ограничения на величину провалов напряжения и снижения частоты. В ряде случаев мощность пускаемого АД соизмерима с мощностью одного из синхронных генераторов (СГ), работающих на общие шины судовой электроэнергетической системы. При этом питание АД может быть осуществлено от отдельного СГ, работающего только на этот потребитель [3]. Пуск АД в этом случае не оказывает влияния на работу остальных потребителей и может быть осуществлен как при пониженном напряжении, так и при пониженной частоте СГ. Одним из наиболее мощных судовых потребителей электроэнергии является подруливающее устройство (ПУ), обычно имеющее винт регулируемого шага (ВРШ), что позволяет осуществить пуск АД при минимальном моменте сопротивления. ($M_c = 0.15 \div 0.20 M_H$, где M_H — номинальный момент).

Дифференциальные уравнения, описывающие переходные процессы в системе $\Pi Y - A \mathcal{I} - \phi$ идер $- C \Gamma - \mu$ дизель, имеют вид [1, 2]:

$$\begin{split} & \frac{d\psi_{f}}{d\tau} = U_{f} \frac{r_{f}}{x_{sf}} (\psi_{f} - \psi_{ad}); \\ & \frac{d\psi_{rd}}{d\tau} = \frac{r_{1d}}{x_{sdd}} (\psi_{ad} - \psi_{rd}); \\ & \frac{d\psi_{rC}}{d\tau} = \frac{r_{1C}}{x_{sdC}} (\psi_{aC} - \psi_{rC}); \\ & \frac{d\psi_{rd}}{d\tau} = \alpha \, s\psi_{rQ} - B_{20}\psi_{rd1} + B_{10}\psi_{d1}; \\ & \frac{d\psi_{rQ}}{d\tau} = -\alpha \, s\psi_{rd1} - B_{20}\psi_{rQ} + B_{10}\psi_{Q}; \\ & \frac{d\psi_{d}}{d\tau} = \left\{ Q \left[\alpha (C_{4}\psi_{C} - C_{5}\psi_{rC}) + \frac{r_{s} + r_{s}}{x_{s1}} (\psi_{ad} - \psi_{d}) \right] + C_{9} \frac{d\psi_{f}}{d\tau} \right\} / C_{12} + \end{split}$$

дольной и поперечной осям СГ; x_{s1} , x_{sf} , x_{sdd} , x_{sdq} — индуктивные сопротивления рассеяния обмоток статора, возбуждения, демпферных контуров ротора по продольной и поперечной осям СГ; x_{ad} , x_{aq} — индуктивные сопротивления взаимоиндукции контуров обмотки статора СГ по продольной и поперечной осям; r_1 , r'_2 — активные сопротивления обмоток статора и ротора АД; x_1, x_2' — индуктивные сопротивления рассеяния обмоток статора и ротора АД; x_{12} — индуктивное сопротивление намагничивающего контура АД; r_{π} , x_{π} — активное и индуктивное сопротивления питающего фидера; $s = (w_1 - w)/w_1$ — скольжение; ω , ω_1 — угловая скорость поля и ротора АД; T_a — постоянная времени агрегата $C\Gamma$ – дизель (Д); T_r — постоянная времени регулятора скорости дизеля; J — момент инерции системы A I - I I Y; ϕ — относительное изменение угловой скорости дизеля; $w_{1\mu} = 2\pi f_{1\mu}$; $f_{1\mu}$ — номинальная частота СГ; $\alpha = f_1 / f_{1\mu} = w_{\partial} / w_{\partial\mu}$; w_{∂} , $w_{\partial\mu}$ — текущая и номинальная скорость дизеля; p — число пар полюсов обмотки статора АД; μ_p относительное изменение положения рейки топливных насосов Д; δ статизм механической характеристики агрегата СГ-Д; M_c — момент сопротивления на валу АД; $\tau = t \, w_{1_H}$ — время в о. е.; $\phi = \alpha - 1$; $Y_1 = 1/(C_1x_2' + x_1);$ $C_1 = 1 + x_1/x_{12};$ $C_2 = 1 + x_2'/x_{12};$ $B_{10} = Y_1r_2';$ $B_{20} = C_1 B_{10}$; $D_{10} = Y_1 r_1$; $D_{20} = C_2 D_{10}$; $k_1 = X_2 / (x_{s1} x_{sdC})$; $k_2 = X_1 / (x_{s1} x_{sf})$; $k_3 = X_1/(x_{s1}x_{sdd})$; $1/X_1 = 1/x_{ad} + 1/x_{sf} + 1/x_{sdd} + 1/x_{s1}$; $1/X_2 = 1/x_{aC} + 1/x_{s1} + 1/x_{sdC}; \quad k_4 = x_{II}; \quad k_5 = (1 - X_1/x_{s1})/x_{s1}; \quad k_6 = (1 - X_2/x_{s1})/x_{s1};$ $k_7 = Q x_{\pi} + 1/(Q C_2 Y_1); C_3 = 1 + k_5 x_{\pi}; C_4 = 1 + k_6 x_{\pi}; C_5 = k_1 x_{\pi}; C_6 = k_2 x_{\pi};$ $C_7 = k_3 x_{11}$; $C_9 = k_2 k_7$; $C_{10} = k_3 k_7$; $C_{11} = k_1 k_7$ $C_{12} = Q + k_5 k_7$; $C_{13} = Q + k_6 k_7$; коэффициент связи Q = 1 при соединении обмоток статора АД звездой и $Q = \sqrt{3}$ — при соединении треугольником.

Приведенная выше система дифференциальных уравнений решена численным методом Рунге – Кутта – Мерсона для конкретного случая ПУ с ВРШ при $M_{\rm c}=0,15$. Приводной двигатель ПУ АД с короткозамкнутым ротором мощностью 1000 кВт. АД питается от отдельного СГ мощностью 1000 кВт, имеющего параметры синхронного генератора типа МСК1250-750, работающего с независимым возбуждением. Данные агрегата СГ-Д: $T_a=2,0$ с; $T_r=0,3$ с; $\delta=0,02$.

На процесс пуска АД от отдельного синхронного генератора оказывает влияние величина напряжения на зажимах обмотки статора Γ , его

мя его восстановления уменьшились соответственно до 30 процентов и $t_{\rm B} = 1,55$ с, уменьшилось время пуска АД до $t_{\rm H} = 1,89$ с.

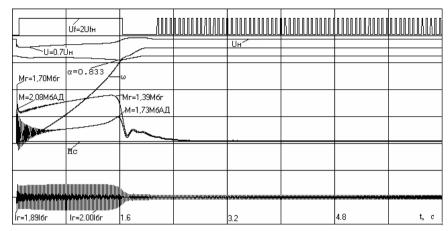


Рис. 2. Включение АД при $U = U_{\rm H}; \ U_f = 2 U_{\rm fh}$

Однако при этом электромагнитный момент СГ на завершающем этапе разгона АД возрос до $1,39M_{\rm 6r}$; провал частоты возрос до 16,7 процентов. Момент и ток статора СГ, момент АД приведены в долях своих базовых величин, соответственно $M_{\rm 6r}$, $I_{\rm 6r}$, $M_{\rm 6AД}$. Изменение момента АД при его включении на номинальное напряжение носит колебательный характер и сопровождается большим ударным моментом СГ, достигающим при разных значениях U_f величины $1,63...1,70M_{\rm 6r}$. В связи с этим прямое включение АД на СГ при номинальном напряжении на обмотке статора в рассматриваемом случае неприемлемо.

Bключение AД при пониженном напряжении на зажимах обмотки статора $C\Gamma$.

На рис. 3 и рис. 4 показан процесс пуска АД при одинаковом напряжении на зажимах обмотки статора, равном $0,6\,U_{\rm H}$ и разном характере форсировки возбуждения СГ. В первом случае (рис. 3) форсированное напряжение возбуждения $U_f=1,5\,U_{\rm fh}$ подается на обмотку возбуждения через 0,8 с после включения АД и поддерживается на этом уровне неизменным до завершения его разгона. Напряжение на зажимах обмотки статора после его провала до $0,27\,U_{\rm fh}$ плавно возрастает до номинального в конце пуска АД. Момент СГ при этом не превышает $0,853\,M_{\rm бr}$, время пуска двигателя составляет $t_{\rm fl}=4,53$ с. Увеличение напряжения возбуждения до $U_f=2\,U_{\rm fh}$ при поддержании его неизменным на этом уровне до конца разгона АД сокращает время пуска до $t_{\rm fl}=3,15$ с, однако при этом электромагнитный момент СГ в конце разгона АД достигает

85

Включение $A\mathcal{I}$ при отсутствии напряжения на обмотке статора $C\Gamma$

Судовые энергетические установки

АД включается на зажимы обмотки статора СГ при отсутствии напряжения на обмотке возбуждения. После включения АД подается напряжение U_f на обмотку возбуждения. Пуск АД осуществляется при плавном нарастании напряжения на зажимах обмотки статора от нуля до номинального. На рис. 5 показан пуск при неизменном значении $U_f = U_{fh}$. Напряжение на зажимах обмотки статора СГ медленно нарастает с нуля и к концу разгона двигателя достигает $0,67\,U_h$. АД начинает разгоняться через 3,1 с после подачи напряжения на обмотку возбуждения. Время пуска при этом составляет 11,5 с. Момент генератора плавно нарастает и достигает максимума, равного $0,417\,M_{0f}$ в конце разгона АД. Ток СГ за время пуска не превышает $1,05\,I_{0f}$.

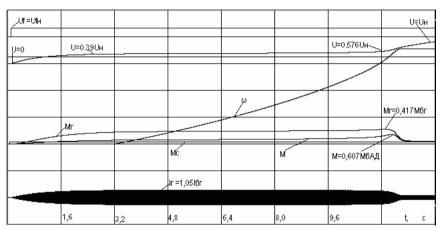


Рис. 5. Включение АД при U = 0; U_f = $U_{f^{\rm H}}$

Увеличение напряжения U_f приводит к сокращению времени пуска АД, однако при этом возрастает электромагнитный момент генератора. Так, при подаче на обмотку возбуждения напряжения $U_f = 1.5 U_{fi}$ напряжение на зажимах обмотки статора к концу разгона АД достигает 0,91 $U_{\rm H}$, двигатель начинает разгоняться через 1,28 с, время пуска АД сокращается до 4,27 с. Максимальный момент СГ достигает 0,893 $M_{\rm GF}$, ток статора возрастает до 1,63 $I_{\rm GF}$. При $U_f = 2U_{fi}$, которое остается неизменным в течение всего времени разгона АД, пуск уже осуществляется за 2,83 с, но момент СГ возрастает до 1,25 $M_{\rm GF}$, ток статора — до 2 $I_{\rm GF}$. Более благоприятным будет пуск АД при ступенчатом изменении напряжения U_f . Наибольшая форсировка возбуждения дается на начальном этапе пуска, затем по мере разгона двигателя она уменьшается. Харак-

вышает $0.417 M_{\rm fr}$, а ток статора $1.05 I_{\rm fr}$. АД начинает разгоняться через 3.25 с после включения. До этого времени частота напряжения СГ достигает номинального значения. Таким образом, разгон АД осуществляется при номинальной частоте. Процесс пуска АД протекает практически так же, как это показано на рис. 5 для пуска при $\alpha=1$ и $U_f=U_{\rm fit}$.

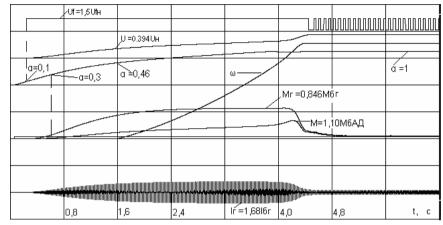


Рис. 7. Пуск при нарастании α от 0 до 1; U_f = 1,5 U_{fH}

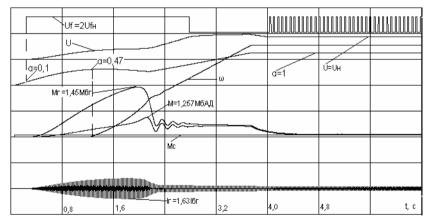


Рис. 8. Пуск при нарастании α от 0 до 1; U_f = $2U_{f\!\!\scriptscriptstyle H}$

На рис. 8 показан процесс пуска АД при $U_f = 2U_{fh}$. В этом случае время пуска сокращается до 3,72 с, однако электромагнитный момент СГ возрастает и достигает недопустимо большой величины 1,45 M_{6r} ; нарастание частоты замедляется. Разгон АД осуществляется при изменении частоты от 0,47 до номинального значения.

возбуждения $C\Gamma$ разгон AД осуществляется при плавном нарастании нагрузки на валу дизеля (моменте $C\Gamma$), не превосходящей номинальную, и минимальном времени пуска.

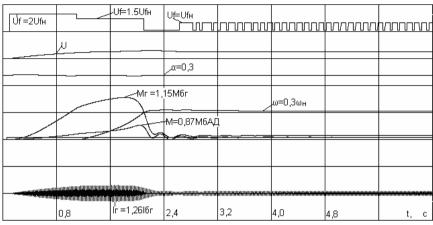


Рис. 10. Пуск при $\alpha = 0.3 = \text{const}$; $U_f = (2.0 - 1.5 - 1.0)U_{fH}$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Уменьшение ударных моментов на дизель при пуске мощных двигателей в системе дизель синхронный генератор асинхронный двигатель //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. Одесса: ОГМА. 1999. № 4. —С. 60-63.
- 2. Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Влияние пуска мощных электроприводов на работу судовых дизель-генераторных установок //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. Одесса: ОГМА. 2001. №6. С. 41-46.
- 3. Яковлев Г.С. Судовые электроэнергетические системы. Л.: Судостроение, 1967.-386 с.

это касается как гидравлических, так и электронных регуляторов частоты вращения двигателя, а также современных систем электронного управления форсунками, т.к. сохраняются механические устройства управления впрыском топлива в цилиндры дизеля.

Нелинейность типа «люфт» или «сухое трение» в замкнутом контуре регулирования, содержащем колебательные элементы, уменьшает устойчивость системы [4] и способствует развитию автоколебательных процессов. Причем, увеличение зоны люфта Δ_n в регуляторе частоты вращения пропорционально увеличивает амплитуду автоколебаний (рис. 1).

Целью настоящей работы является создание компьютерной модели синхронного дизель-генератора с системами стабилизации напряжения и частоты, позволяющей моделировать автоколебательные процессы в контуре регулирования частоты вращения с электронным или гидравлическим регулятором.

Структурная схема системы представлена на рис. 2. Нелинейное звено расположено между чувствительным элементом частоты вращения и регулирующим линейным блоком С. Для электронного и гидравлического регуляторов передаточная функция $W_{\omega}(p)$ имеет различный вид. Генератор в схеме на рис. 2 представлен нелинейной зависимостью между электромагнитным моментом, частотой вращения и нагрузкой генератора $M_g = M(\omega_r, g_n)$.

Расчет параметров автоколебаний проводился с помощью компьютерных программ SG-RD и SG-RN30 на языке Паскаль, содержащих модели синхронного дизель генератора с электронным и гидравлическим регулятором частоты вращения соответственно. Модели содержат математическое описание автономного синхронного генератора (СГ), инерционного возбудителя, пропорционально-интегрального регулятора напряжения, дизеля с электронным (SG-RD) или гидравлическим (SG-RN30) регулятором частоты вращения.

Синхронный генератор описан системой дифференциальных уравнений первого порядка для потокосцеплений статора и обмотки возбуждения, а так же алгебраическими уравнениями для токов статора и ротора в системе координат (d, C), связанной с ротором [5]:

$$\frac{d\psi_{sd}}{d\tau} = \psi_{sC}\omega_{r} - r_{s}i_{sd} - u_{sd}; \quad \frac{d\psi_{sC}}{d\tau} = -\psi_{sd}\omega_{r} - r_{s}i_{sC} - u_{sC}; \quad \frac{d\psi_{f}}{d\tau} = -u_{f} - r_{f}i_{f};$$

$$i_{f} = \left[L_{d}\psi_{sd} - (L_{d} + L_{sd})\psi_{f}\right] / (L_{d}^{2} - L_{d}L_{f} - L_{f}L_{sd});$$

$$i_{sd} = \left(\psi_{f} - L_{f}i_{f}\right) / L_{d}; \quad i_{sC} = \psi_{sC} / (L_{C} + L_{sC}),$$
(1)

Регулятор частоты вращения преобразует рассогласование ε между заданной ω_{r0} и фактической частотой ω_r в положение топливной рейки h, обеспечивающее соответствующий движущий момент дизеля M_d .

В уравнениях (5) сделано допущение о пропорциональной зависимости между положением топливной рейки h и движущим моментом дизеля M_d . Пульсирующий характер момента M_d вследствие вспышек топлива в цилиндрах в этом исследовании не учитывается с целью выявления влияния параметров системы регулирования частоты дизельгенератора на автоколебания.

Электронный и гидравлический регуляторы частоты вращения описываются разными передаточными функциями. Электронный регулятор можно представить апериодическим звеном первого порядка κ

 $W_{\omega}(p) = \frac{K_{\omega}}{T_{\omega}p + 1}$ и соответствующим уравнением

$$T_{\omega} \frac{dh}{dt} = K_{\omega} \varepsilon - h \,, \tag{6}$$

где K_{ω} , T_{ω} — коэффициент усиления пропорционального регулятора и постоянная времени исполнительного механизма.

Гидравлический регулятор с исполнительным сервомотором, охваченным жесткой и изодромной обратными связями можно представить следующими уравнениями [2]:

$$T_{c} \frac{dh}{dt} = K_{h} \varepsilon - x - K_{oc} h;$$

$$T_{H} \frac{dx}{dt} = K_{H} \frac{dh}{dt} - x,$$
(7)

где K_h , K_{oc} , K_u — коэффициенты усиления, жесткой и изодромной обратных связей, T_c , T_u — постоянные времени сервомотора и изодрома, x — выходной сигнал изодрома.

Передаточная функция, соответствующая уравнениям (7) имеет вид:

$$W_{\omega}(p) = \frac{(T_{\rm u}p + 1)K_h}{T_{\rm u}T_{\rm c}p^2 + (T_{\rm u}K_{\rm oc} + T_{\rm c} + K_h)p + K_{\rm oc}}.$$

При численном решении дифференциальных уравнений их переменные являются дискретными функциями времени $t=nT_0$, где T_0 — шаг интегрирования, n — натуральное число. Выходная переменная нелинейности типа «люфт» остается неизменной, пока ее разница с входной переменной не превысит величины люфта. Если в какой-то момент времени расчета $t=nT_0$ разница между ε и Δ_{ω} превысит вели-

- 5. Момент инерции дизеля J_m и коэффициент обратной связи гидравлического регулятора $K_{\rm oc}$ оказывают обратно пропорциональное влияние на амплитуду $A_{\rm oc}$ и частоту ω автоколебаний.
- 6. Параметры изодрома гидравлического регулятора $K_{\rm u}$, $T_{\rm u}$ мало влияют на автоколебания.
- 7. Параметры регулятора напряжения СГ мало влияют на автоколебания в контуре регулирования частоты.
- 8. Генератор образует обратную связь по частоте вращения w_r через электромагнитный момент сопротивления M_g (см. рис. 2, a), тем самым его параметры оказывают влияние на параметры автоколебаний.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. М: Транспорт, 1988. 328 с.
- 2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машгиз, 1963. 623 с.
- 3. Мигулин В.В. и др. Основы теории колебаний. М.: Наука, 1988. 392 с.
- 4. Сыромятников В.Ф. Эксплуатация систем автоматического регулирования судовых силовых установок. М.: Транспорт, 1975. 272 с.
- 5. Вишневский Л.В., Веретенник А.М. Оптимизация регулятора возбуждения автономного синхронного генератора // Електромашинобуд. та електрообл. 2003. Вип. 60. С. 22-27.

- 1,00 > d > 0,80 реально достигаемый уровень значения показателя y_i , обеспечивающий наибольший положительный эффект;
- 0.89 > d > 0.60 допустимый и хороший уровень показателя y_i ;
- 0,60 > d > 0,37 допустимый и достаточный уровень показателя y_i
- 0.37 > d > 0 реально достигаемый наихудший уровень показателя y_i ;
- d = 0 значение y_i , при котором режим обработки заведомо неприемлем для практической реализации в силу низкой его эффективности в экономическом, техническом, организационном и т.п. плане.

Обобщенная функция желательности D представляет собой среднее геометрическое частных желательностей показателей ОМ с учётом их важности в системе рассматриваемых характеристик. Определяется по формуле:

$$D = \sqrt[C]{d_1^{\alpha_1} \cdot d_2^{\alpha_2} \cdot \cdot \cdot d_{n-1}^{\alpha_{n-1}} \cdot d_n^{\alpha_n}}$$

$$\tag{1}$$

где C — степень извлечения корня, определяемая как сумма значений коэффициентов веса, т.е.

$$C = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i ; (2)$$

 d_i и α_i — соответственно частная желательность и коэффициент «веса» i-го параметра обрабатываемости (y_i) ; n — число частных параметров, характеризующих OM.

Величина коэффициента α находится пределах $1 \ge \alpha > 0$. При этом с ростом важности частного параметра значение α увеличивается. Конкретные значения α определяются характером решаемой задачи и могут, например, быть найдены экспертным опросом специалистов.

Значения частных желательностей d_i могут быть найдены графическим или аналитическим способом. При этом необходимо учитывать вид ограничений, установленных для каждого параметра ОМ. При аналитическом расчете в случае одностороннего ограничения, имеющего вид $y \le y_{\text{max}}$ или $y \ge y_{\text{max}}$, значения d_i , определяются по формуле:

$$d_i = \exp[-\exp(-y_i')], \tag{3}$$

где y_i' — некоторая безразмерная величина, линейно связанная с y_i и определяемая по формуле:

$$y'_{i} = \frac{y'_{\text{max}} (y_{\text{min}} - y_{i}) - y'_{\text{min}} (y_{\text{max}} - y_{i})}{y_{\text{min}} - y_{\text{max}}}$$
(4)

Таблица 1. Результаты графоаналитического и аналитического определения обобщенного показателя (D) и частных безразмерных параметров (d_{ji}) обрабатываемости чугунов и стали

ение	Параметры и их оценки d_i									
е обознач териала	Скорость ре		Температура резания		Составляющая силы резания P_Z			D	D_{lpha}	
Условно	V_{60} , м/мин	$d_{1i} = d_{1i}^{\alpha}$	t °C	d_{2i}	d_{2i}^{α}	<i>Р</i> _Z , кг	d_{3i}	d_{3i}^{α}		
1A	142	0,84	750	0,61 0,58	0,82	62	0,66 0,66	0,78 0,78	0,71 0,69	0,74 0,73
2A	80	0,60	750	0,61 0,58	0,82	87	0,60 0,59	0,74 0,73	0,63 0,60	0,61 0,60
3A	110	0,75	734	0,62 0,59	0,83	70	0,64 0,64	0,77 0,77	0,68 0,66	0,70 0,59
4A	70	0,60	700	0,66 0,63	0,84	96	0,58 0,56	0,72 0,71	0,61 0,59	0,58 0,58
5A	70	0,60	550	0,78 0,78	0,90	98	0,57 0,55	0,71 0,70	0,67 0,63	0,60 0,60
10Б	140	0,85	650	0,70 0,69	0,86	47	0,72 0,70	0,82 0,80	0,76 0,74	0,77 0,76
12Б	20	0,25	500	0,82 0,82	0,92	140	0,40 0,41	0,58 0,59	0,49 0,43	0,35 0,35
14Γ	74	0,62	720	0,63 0,61	0,83	96	0,58 0,59	0,72 0,71	0,63 0,59	0,59 0,59
15Γ	61	0,50	650	0,70 0,69	0,87	116	0,52 0,52	0,68 0,67	0,61 0,57	0,55 0,54
16Γ	36	0,35	650	0,70 0,69	0,86	133	0,46 0,43	0,62 0,60	0,55 0,46	0,43 0,42
13B	124	0,80	850	0,48 0,44	0,75	80	0,62 0,61	0,75 0,74	0,61 0,61	0,68 0,65

3. Одностороннее ограничение составляющей силы резания P_Z имеет вид $P_{\rm Zmax}$ 150 кг, а $d_{P_{\rm Zmax}}=0,37$. Таким образом, убывание силы резания сопровождается ростом значений $d_{P_{\rm Z}}$.

Графически решение задачи нахождения частных желательностей требует построение функции Харрингтона для параметров, имеющих односторонние ограничения. С помощью этой функции решается задача масштабирования-создания единой метрики для всех рассматриваемых параметров. Данные для построения графика функции Харрингтона, представленные в табл. 2, позволили получить кривую, от-

101

Результаты аналитического расчета и графоаналитического определения обобщенного показателя D с учетом и без учета весомости факторов представлены в табл. 3. При расчете D_{α} приняты следующие значения коэффициента весомости α_{ν} =1,0; α_{ℓ} =0,4; α_{Pz} =0,6. Таким образом, расчет D_{α} производился при C=2,0, а расчет D — при C=3,0.

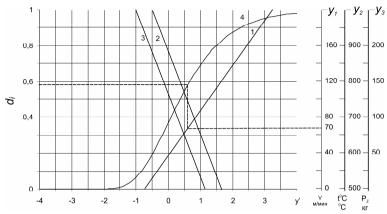


Рис. 1. Номограмма перевода характеристик обрабатываемости в соответствующие желательности: 1, 2, 3 — прямые для перевода значений соответственно V_{60} , t °C, P_Z в d_1 , d_2 , d_3 ; 4 — функция желательности

На базе значений D и D_{α} , представленных в табл. 3, построены ранжировочные ряды, характеризующие уровень обрабатываемости представленных материалов. Графическая интерпретация результатов отражена на рис. 2.

Таблица 3. Реперные точки для графиков перевода значений $y_{y_1}, y_{f^{\circ}C}, y_{f^{\circ}Z}$ в $y'_{y_2}, y'_{f^{\circ}C}, y'_{f^{\circ}Z}$

34, 31 € 312 3 4, 3 1 € 3 12					
Оцениваемые параметры	y_i	y'_i	d_i		
Скорость резания V , м/мин.	20	0	0,37		
	200	3,0	0,95		
Температура резания t , °С	900	0	0,37		
	500	1,6	0,80		
Coordinate D. Avers Booking and	150	0	0,37		
Составляющая P_Z силы резания, кг.	50	1,0	0,70		

В числителе значения d и D, найденные графоаналитическим способом, в знаменателе — аналитическим.

Из сопоставления ранжировочных рядов (рис. 2) следует, что они отличаются не только по величине характеристики обрабатываемости, но и по месту их расположения в ряду сопоставляемых материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

 $2004 - N_{\odot} 10$

- 1. Harrington E. The desirability function // Industrial Quality Control. V. 21, №10. 1965. P. 494-498.
- 2. Карташова Т.М., Штаркман Б.И. Обобщенный критерий оптимизации функция желательности. М.: Изд. АН СССР. № 8. С. 53-63.
- 3. Молодцов Н.С. Восстановление изношенных деталей судовых механизмов. М.: Транспорт, 1988. 182 с.
- 4. Молодцов Н.С., Олейник А.И. Выбор номенклатуры деталей судовых технических средств. Сер. "Техническая эксплуатация флота и судоремонт". ЭИ. Вып. 5(867)-6(868), 1997. С.1-15.
- 5. Артамонов А.Я. Исследование обрабатываемости высокопрочного чугуна. М.: Машгиз, 1955. –134 с.

105

свойств вне влияния остальных. Тем самым не соблюдается принципиально важное требование независимости, управляемости и совместимости факторов при планировании и реализации экспериментов.

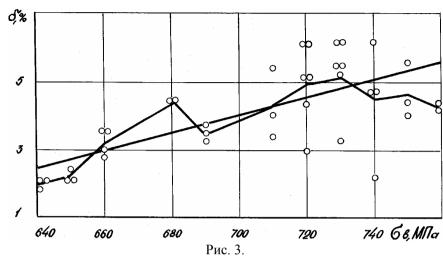
Вместе с тем, известно, что в отличие от стали и сплавов цветных металлов, механические свойства которых определяются химическим составом и свойствами матрицы, механические свойства графитизированных чугунов зависят также от размеров, формы и количества графитовых включений. Как в конструкционных углеродистых сталях, так и в чугунах, возрастание прочности за счет блокирования плоскостей скольжения, в частности, за счёт увеличения доли перлита или его размельчения сопровождается ростом твёрдости и уменьшением пластичности. С другой стороны, увеличение прочности чугуна за счёт улучшения формы графита (повышения степени его сфероидизации) или уменьшения его количества и размеров приводит к увеличению модуля упругости и соответствующему росту пластичности материала.

Так как влияние графита на твёрдость незначительна, по сравнению с тем воздействием, которое оказывается им на параметры прочности и пластичности, для чугунов равной твёрдости следует ожидать существенного рассеивания $\sigma_{\text{в}}$ и δ . Данное обстоятельство подтверждается результатами статистической обработки информации, полученной в ходе механических испытаний высокопрочных чугунов с шаровидным графитом (ВЧШГ).

Исследованиям были подвергнуты образцы 1500 плавок следующего химического состава: 3,2-3,6% C, 2,5-3,2% Si, 0,4-1,0% Mn; до 0,1% P; 0,03 S и 0,04-0,07% Mg. После обработки магнием в автоклаве различную гамму структур получали термической обработкой. Меру рассеивания значимой $\sigma_{\scriptscriptstyle B}$ и δ при заданных значениях твердости иллюстрируют рис. 1 и 2.

На рис. 1 по оси абсцисс отложены значения σ_B , а по оси ординат — накопленные частости δ . Группирование экспериментальных точек вдоль прямых линий свидетельствует о нормальном законе распределения значений σ_B для всех исследованных структурных групп ВЧШГ. При равной твёрдости вариация значений σ_B достигает 20-25%, а относительного удлинения — до 700%.

При постоянных значениях σ_B и НВ рассеивание σ_B сокращается в 2-2,5 раза оставаясь достаточно большим. Данное обстоятельство иллюстрирует рис. 3, из которого следует, что при постоянной твёрдости возможен рост σ_B с одновременным увеличением δ . Это объясняется влиянием графитовых включений форма, размеры, количество и характер распределения которых по-разному изменяют уровень значений σ_B и δ . Статистический анализ показывает, что увеличение количества вклю-



чений на единицу площади шлифа приводит к резкому падению пластичности материала при практически неизменном значении σ_{B} . Гиршович А.Г [3] считает, что увеличение числа включений графита за счёт его размельчения не оказывает влияния на прочность, так как при этом улучшается форма графита, однако увеличивается коэффициент концентрации напряжений.

Возможность управления прочностью отражает зависимость [1].

$$\sigma_{\rm B} = HB \left(1 - K_{\phi} G \right), \tag{2}$$

где K_{Φ} — коэффициент формы графита, G — содержание графита в %, $\sigma_{\rm B}$ — предел прочности в МПа.

Коэффициент 3,5 безразмерен и является отношением σ_B к твёрдости основной структуры без графита, например, стали.

Коэффициент K_{Φ} , являясь морфологическим показателем формы графитовых включений, рассчитывается по однотипным методикам, основу которых составляют классификаторы или эталоны форм графита. Это коэффициент растёт с переходом формы графита от шаровидной $(K_{\Phi} < 0.07)$ к пластинчатой $(K_{\Phi} > 0.13)$.

Содержание графита G в формуле (2) определяется из выражения.

$$G=C_{\text{общ}}-C_{\text{cb}},\tag{3}$$

где $C_{\text{общ}}$ — общее содержание углерода в %; $C_{\text{св}}$ — содержание связанного углерода в %.

Влияние структуры на твердость чугуна определяется зависимостью [4]

$$HB = K_1 + \frac{13.8C_{cB}}{\alpha_L^2},$$
 (4)

 $\theta = \frac{64,8V^{0.60}S^{0.15}t^{0.10}\sigma_s^{1,17}}{HB^{0.90}\delta^{0.16}},$ (6)

где θ — температура резания, °C; V — скорость резания, м/мин; S — подача, мм/об; t — глубина резания, мм.

Формальный анализ представленной модели выявляет факт снижения температуры резания при повышения твердости обрабатываемых материалов, что противоречит общепринятому мнению о росте θ с увеличением НВ. Выявленные расхождения объясняются тем, что в ранее проведенных исследованиях не учитывалось влияние прочности и пластичности обрабатываемого материала. Вместе с тем детальный анализ модели (6) позволяет сделать два важных вывода:

- 1) Рост твердости обрабатываемого материала вызывает повышение температуры резания только в том случае, если этот рост сопровождается увеличением $\sigma_{\scriptscriptstyle B}$ и соответствующим уменьшением δ .
- Если особенности микроструктуры не приводят к увеличению σ_в и снижению δ, то температура резания будет уменьшаться с ростом твердости обрабатываемого материала.

С материаловедческих позиций, первый вывод отражает влияние на θ свойств металлической матрицы материала, второй учитывает влияние неметаллических включений (при прочих равных условиях).

Предлагаемый подход к решению задачи повышения эффективности обработки материалов, учитывающий влияние комплекса их механических свойств, может быть рекомендован и для решения задачи рационального выбора конструкционных материалов, обеспечивающих повышение работоспособности, долговечности и надёжности деталей СЭУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Lillybeck N.P., McKimpson M.Y., Wimber R/T., Donies D.W. Bestimmung der Graphitform-Bestundigkeit im Cynbeisen mit Vermicular Graphit durch Auswertung der mechanischen Eidenschaften/ Giesserei-Praxis.
- 2. Бельков А.И., Бельков А.А. Зависимость физико-механических свойств чугунов от коэффициента формы графита // Литейное про-изводство. − 1998. №11. С. 28-29.
- 3. Гиршович Н.Г. Кристаллизация и свойства чугуна в отливках. М.: Машиностроение, 1960. 560 с.
- 4. Patterson W., Opitz H., Coppetti P. Zerspanbarkeit von Grauquß. Forshungsber. Landes Nordrhein-Westfalen, 1965. № 1491.

УДК 621.43.052

 $2004 - N_{\odot} 10$

Калюжный В.О. Ханмамедов С.А. Предотвращение вредных выбросов с выпускными газами современных малооборотных судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. -2004. -№ 10. - Одесса: ОНМА. - С. 34-39.

Рассмотрены способы снижения вредных выбросов современных малооборотных дизелей, а также результаты испытаний, выполненных международными морскими орагнизациями и фирмами-разработчиками. Предложен вариант низкотемпературного охлаждения наддувочного воздуха для уменьшения выброса NO_x .

Илл. 3. Список лит. 3.

Kaliuzhny V.O. Khanmamedov S.A. Preventing Harmful Overshoots with Exhaust Gasses of Modern Low-Speed Marine Diesels // Ship power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 10. – Odessa: ONMA. – P. 34-39.

Ways of decreasing harmful overshoots in modern low-speed diesels and the results of testing made by international marine organizations and manufacturers are considered. The variant of low temperature cooling of supercharge air in order to decrease NO_x overshoots is suggested.

Ill. 3. Bibl. 3.

УЛК 629.12

Истомин В.И. Методические рекомендации для определения рациональных параметров тканевых фильтров // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - 2004. - № 10. - Одесса: ОНМА. - С. 40-44.

На основе математической модели процесса коалесценции нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах разработаны рекомендации для определения рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров тканевых фильтроэлементов. Илл. 5. Список лит. 3.

Istomin V.I. Methodical Recommendations for Determination of Rational Characters of Cloth Filters // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 10. – Odessa: ONMA. – P. 40-44.

On the basis mathematic model of coalescention process of oil-content waters in cloth filters elaborated recommendations for determination of construction and operating characters of cloth filters.

Ill. 5. Bibl. 3.

УДК 621.431.74.019.038

Логішев І.В., Макаренко А.С. Рапсова олія як альтернативне паливо для суднових дизелів // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. -2004. -№ 10. - Одесса: ОНМА. - С. 45-49.

Показано шляхи розширення номенклатури палив для дизелів за рахунок використання біопалив, зокрема рапсової олії та її сумішей з дизельним паливом. Наведені фізичні властивості такого палива, показані проблеми його згоряння в дизелях і визначені напрямки оптимізації процесів паливопідготовки.

Табл. 1. Список літ. 7.

Logishev I.V., Makarenko A.S. Rapeseed Oil — an Alternative Fuel for Diesel Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 10. – Odessa: ONMA. – P. 45-49.

The ways of increasing the fuel variety for diesel engines are given here using the biofuel especially rape oil and it's blends with diesel oil. Physical properties of biofuel and the

Проанализированы результаты испытаний утилизационных контуров. Рассмотрены причины низкой паропроизводительности утилизационных котлов. Даны рекомендации по предотвращению загрязнения наружных поверхностей котла.

Илл. 1. Список лит. 4.

Romashko V.N. Peculiarities of Marine Waste-Heat Loops Dynamics at Different Working Modes of Main Engines // Ship power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 10. – Odessa: ONMA. – P. 65-67.

The test data of waste-heat loops are analyzed. The reasons of low capacity of the exhaust gas boilers surveyed. The advisories on a pollution prevention of external surfaces of the boiler are given.

Ill. 1. Bibl. 4.

УДК 620.197.181:628.113.5:629.12.06

Абрамов В.А., Павленко Б.А. Система предотвращения биологического обрастания водоприёмных устройств, трубопроводов и оборудования, входящих в контур судовой системы забортной воды // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 10. – Одесса: ОНМА. – С. 68-77.

Приведена технология предотвращения биологического обрастания, основанная на использовании продуктов сгорания в качестве противообрастающего реагента в смеси с морской водой, дан пример применения.

Илл. 2. Список лит. 2.

Abramov V.A., Pavlenko B.A. System of Preventing Biofouling of Intake Devices of Saltwater System Loop // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 10. – Odessa: ONMA. – P. 68-77.

The technology of preventing biofouling based on the use of combustion materials as an anti biofouling component mixed with the sea water; the example of use is given.

Tab. 4. Ill. 1. Bibl. 2.

УЛК 62-83:621.3.025:629.13

Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Пуск мощных асинхронных двигателей от отдельного синхронного дизель - генератора // Судовые энергетические установки: науч.техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. № 10. – С. 78-88.

Показано влияние частоты, напряжения на обмотках статора и возбуждения на электромагнитные процессы при включении мощного асинхронного двигателя в системе синхронный генератор – асинхронный двигатель.

Илл. 10. Список лит.: 3

Kotrikov K. P., Burdenko A. F. Starting of the Powerful Asynchronous Motors from the Separate Synchronous Diesel-Generator // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. 2004. − № 10. – Odessa: ONMA. – P.78-88.

The influence of the frequency, the voltages of the stator and the exciting windings on electromagnetic processes at starting of the powerful asynchronous motor in the synchronous generator – asynchronous motor system is shown.

Ill. 10. Bibl. 3

УДК 621.431.74.004.67

Молодцов Н.С., Олейник А.И. Комплексная оценка обрабатываемости материалов деталей СТС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. − 2004. − № 10. − Одесса: ОНМА. − С. 95-102.

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 практическим 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.

 $2004 - N_{\odot} 10$

Формат бумаги A5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст набирать через 1 интервал, шрифт *Times New Roman*, кегль 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисуночные подписи — кегль 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