Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Херсонська державна морська академія

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Одеський національний морський університет

Академія військово-морських сил ім. П. С. Нахімова

Marlow Navigation

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції

СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ І ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Херсон – 2011

Організатори конференції

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Херсонська державна морська академія
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Одеський національний морський університет
Академія військово-морських сил ім. П. С. Нахімова
Marlow Navigation

Букетов А. В., д.т.н., проф. ХДМА
Варбанець Р. А., д.т.н., проф. ОНМА
Гедвілло О. І., к.п.н., проф. ХДМА
Івановський В. Г., д.т.н., проф. ОНМУ
Ісаєв Є. О., д.т.н., проф. ХДМА
Іщенко І. М., к.т.н., проф. ХДМА
Казаренко В. М., к.т.н., доц. АВМС
Колегаєв М. О., к.т.н., проф. ОНМА
Лєонов В. Є., д.т.н., проф. ХДМА
Малигін Б. В., д.т.н., проф. ХДМА
Настасенко В. О., к.т.н., доц. ХДМА
Тимошевський Б. Г., д.т.н., проф. НУК
Ткач М. Р., д.т.н., проф. НУК

Організаційний комітет:

Голова –
Ходаковський Володимир Федорович, проф., ректор ХДМА
Заступники голови –
Бень Андрій Павлович, к.т.н., доц., проректор з науково-педагогічної роботи ХДМА
Білоусов Євген Вікторович, к.т.н., доц. каф. ЕСЕУ ХДМА
Вчений секретар конференції –
Блах Ігор Володимирович, начальник відділу інноваційних технологій ХДМА
Заст. вченого секретаря конференції –
Проценко Владислав Олександрович, асистент. каф. ЕСЕУ ХДМА
Технічний секретар –
Єнта Вікторія Володимирівна, лаб. кафедри ЕСЕУ ХДМА

Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції – Херсон : ВНЗ «ХДМІ», 2011. – 208 с.

У збірнику представлені матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», яка відбулася у м. Херсоні 12-14 жовтня 2011 р. і була присвячена проблемам експлуатації, виробництва та проектування енергетичних установок і устаткування на транспорті, а також проблемам підготовки спеціалістів у сфері транспортної енергетики й устаткування.

Матеріали збірки розраховані на вчених, викладачів, аспірантів та студентів вищих навчальних закладів та фахівців відповідних науково-дослідних установ і підприємств.

ВСТУП

Транспорт – сфера людської діяльності, що найбільш динамічно розвивається. У багатьох випадках розвиток транспортних систем визначає технічний прогрес в інших галузях господарської діяльності людини. Сучасна транспортна галузь, це складна господарська структура, що поєднує в собі велику кількість видів транспорту, діяльність яких взаємопов'язана та залежить одна від іншої. При такому рівні інтеграції різних елементів транспортної системи, для її ефективного функціонування необхідна чітка й злагоджена робота всіх ланок складного ланцюга доставки вантажів від виробників до споживачів.

У цьому зв'язку важливе значення для функціонування транспортної сфери набувають питання ефективної технічної експлуатації окремих видів і засобів транспорту. За останні роки транспортні засоби зазнали значних змін, спрямованих на підвищення їх ефективних, економічних і екологічних показників. В їх проектування, виробництво та експлуатацію широко впроваджуються нові технології. Використання сучасної обчислювальної техніки значно розширило можливості дослідників і проектувальників транспортних засобів. Комп'ютерне моделювання дає змогу досліджувати складні процеси, що відбуваються в енергетичному обладнанні, знаходити оптимальні сполучення значного числа окремих параметрів що визначають ефективність функціонування всіх видів обладнання транспортних систем. Сучасні засоби тривимірного проектування дають можливість ще на стадії створення машин і механізмів впровадити віртуальні випробування елементів конструкцій і цілих агрегатів, значно підвищуючи якість проектування й скорочуючи терміни на доведення нової техніки до виробництва та витрати людських та матеріальних ресурсів.

В галузі експлуатації, впровадження нових технологій управління робочими процесами в енергетичному та іншому обладнанні, а також впровадження засобів контролю за станом технічних об'єктів, дозволили значно підвищити експлуатаційну надійність систем, скоротити витрати на їхнє функціонування, поліпшити умови праці, скоротити шкідливий вплив на навколишнє середовище.

Широке коло питань взаємодії між фахівцями в галузях дослідження, проектування, виробництва і експлуатації транспортних засобів, а також в сфері підготовки кадрів для транспортної галузі, вимагає координації спільних дій, обміну думками, наукових дискусій. Досягнення саме цієї мети переслідували організатори Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», матеріали якої викладені у запропонованому Вашій увазі збірнику.

У програму конференції були включені роботи як відомих вчених у сфері транспортних технологій, так і доповіді молодих вчених, які тільки починають свій творчий шлях. Слід зазначити, що не всі положення, викладені в доповідях, є безумовними, деякі з них є дискусійними та потребують подальших досліджень. Однак, не дивлячись на це, було ухвалене рішення винести ці положення на загальне обговорення. В остаточному підсумку в спорі народжується істина, а положення що здаються неймовірними виявляються просто занадто сміливими для свого часу.

Організатори конференції висловлюють щиру подяку всім авторам доповідей за порозуміння та співпрацю і сподіваються, що сама конференція, дискусії та обговорення проведені в її рамках, а також матеріали конференції будуть корисними всім її учасникам, іншим фахівцям, аспірантам і студентам, які знайдуть у них відповіді на питання що їх цікавлять.

СЕКЦІЯ 1

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК, ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ ТА ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ

СИСТЕМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ КОРАБЕЛЬНОГО ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ SOFT COMPUTING

Агеев М. С., Абдулаев А. А.*
Херсонская государственная морская академия (Украина)
**Академия военно-морских сил имени П. С. Нахимова (Украина)*

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Повышение эффективности эксплуатации и надежности корабельных газотурбинных двигателей (КГТД) является главной задачей военного кораблестроения. Одним из основных путей достижения этой задачи является разработка и внедрение бортовых и переносных средств и методов диагностирования узлов и деталей КГТД.

Анализ литературы [1-5] показывает, что для авиационных ГТД уже разработаны и широко используются различные методы диагностирования, которые используются как в бортовых системах самолетов, так и наземных передвижных диагностических комплексах. Однако, в военном кораблестроении в этом вопросе, по "непонятным" причинам, застой. Только в проекте нового "Корвета" для ВМС ВС Украины предполагается оснастить КГТД бортовой системой диагностирования. В тоже время, как показано в работах [6-7], эта система не диагностическая, а вибро-контрольная (мониторинговая), и поэтому не обладает возможностью глубокого диагностирования узлов и деталей КГТД.

Военным кораблестроителям целесообразно использовать научные достижения в области диагностирования и опыт эксплуатации диагностических систем авиационных ГТД [1-2], что и предлагается в данной работе.

Проведенные авторами исследования в области создания автоматизированных систем диагностирования авиационных ГТД показывают на недостаточную обоснованность применения систем, основанных только на одном из известных методов диагностирования, так как ни один из методов не является универсальным и абсолютно надежным [1].

Естественно, что подобные системы диагностирования, построенные на основе одного классификатора, не смогут в полной мере удовлетворить возрастающие требования, предъявляемые к диагностированию двигателей, как в онлайновом (в режиме реального времени), так и в оффлайновом режиме.

Анализ последних исследований [2] показывает, что системы диагностирования авиационных ГТД, базирующиеся на комбинации различных методов, еще мало изучены и требуют тщательных исследований.

Учитывая вышеприведенный анализ существующих работ, назрела острая необходимость в создании и применении комплексного подхода, с использованием новой технологии Soft Computing, при диагностировании авиационных ГТД с использованием нечеткой логики и нейросетевых методов. Данный подход целесообразно использовать и для построения бортовых систем КГТД.

Применение данного подхода требует устойчивого и эффективного использования ресурсов современной информационной технологии.

Цель исследований. Проанализировать существующие авиационные системы диагностирования ГТД, научные достижения в этой области, и, с учетом корабельных особенностей, опыта диагностирования с помощью переносных приборов диагностирования, предложить систему диагностирования КГТД.

Основная часть. В результате проведенных исследований предлагается комплексная параметрическая система, основанная на Комплексном Анализе термогазодинамических и механических параметров (основным является вибрационные характеристики) работы КГТД с применением различных методов, приведенных на рис. 1. При этом методы Soft Computing применяются как в отдельности, так и в комбинации с другими методами (например, КА + М2 + М1 и т.п., см. рис. 1, «+» - условный знак комбинирование), что позволяют производить поэтапную оценку технического состояния (ТС) КГТД.

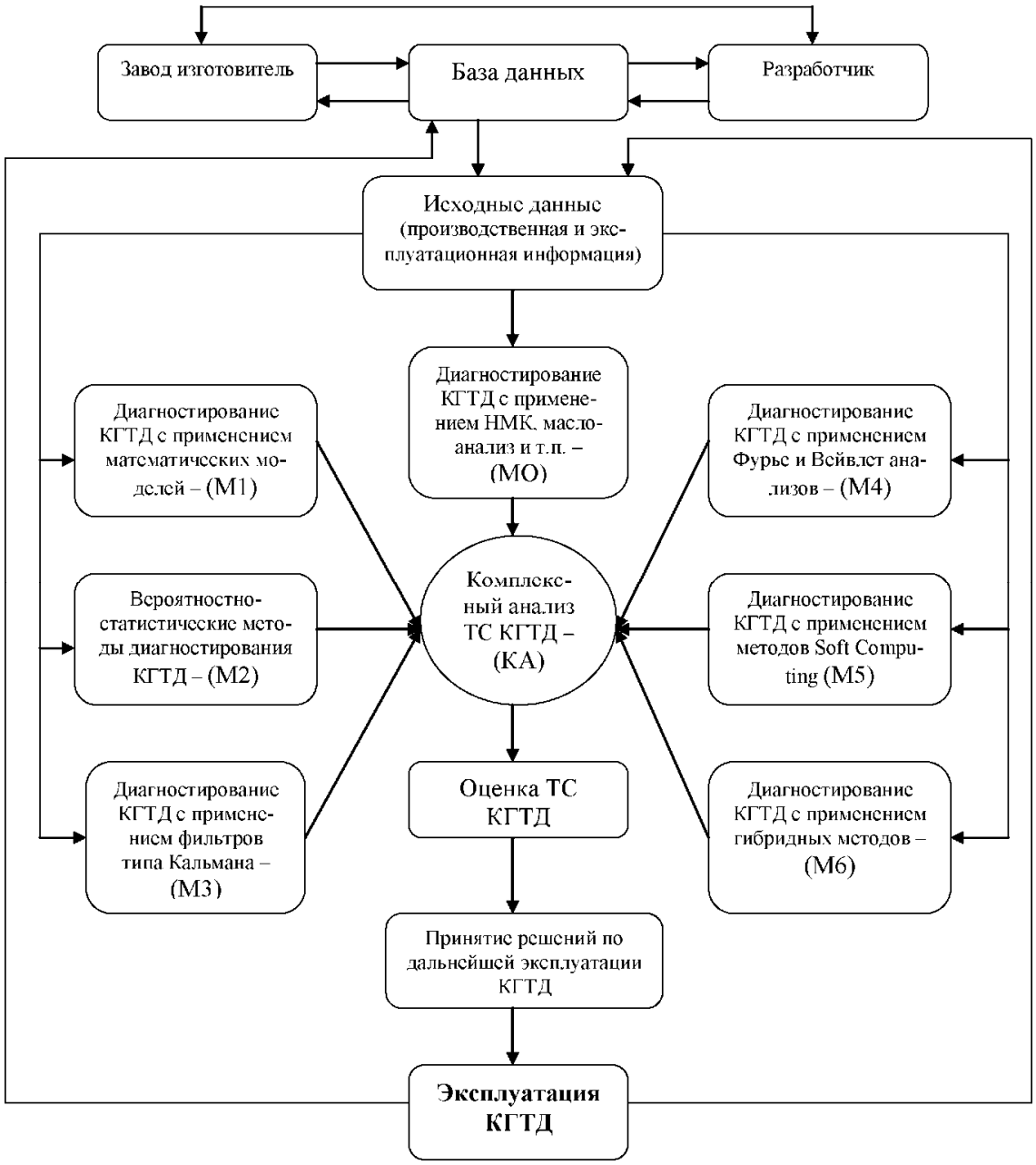


Рисунок 1. Структура комплексной системы параметрического диагностирования КГТД

Рассмотрим подсистему диагностирования с использованием алгоритма М2 + М5 + КА (рис. 2). Для реализации рассматриваемой подсистемы диагностирования КГТД проанализируем отдельные этапы ее формирования.

Процесс диагностирования двигателя, в начале эксплуатации, заключается в оценке состояния КГТД на основе статической нейронной сети (НС) с прямым распространением сигнала, путем обучения последнего имплантированным банком неисправностей однотипных двигателей (первый этап).

При этом источником формирования имплантированных неисправностей двигателя являются результаты численных экспериментов с применением нелинейной полуэмпирической Математической Модели двигателя и модели двигателя полученной на основе множественного регрессионного анализа параметров [3]. Несмотря на грубую идентификацию ТС КГТД, преимуществом данного этапа является возможность формирования первоначального «портрета» двигателя на раннем этапе его эксплуатации.

Рисунок 2. Нейро-статическая подсистема диагностирования КГТД (М2+М5+КА)

На втором этапе рассматриваемой подсистемы диагностирования КГТД анализируется наличие развития неисправности двигателя на основе нейро-статистической обработки параметров двигателя. При этом статистическая идентификация состояния двигателя начинается с N=60 -го измерения, что соответствует подчинению накопленных значений регистрируемых параметров КГТД к нормальному закону распределения [1].

Статистический подход обнаружения развития неисправности двигателя основывается на формировании гибких диапазонов регистрируемых параметров и сравнении их значений с расчетными верхними и нижними границами изменений:

$$P_n^{\hat{A}} = \overline{P_n} + K_{1,n}\sqrt{S_n^2}\ , \qquad (1)$$

$$P_n^{H} = \overline{P_n} - K_{1,n}\sqrt{S_n^2}\ . \qquad (2)$$

где $\overline{P_n}$ и S_n – среднее значение и среднеквадратичное отклонение параметров двигателей;

$K_{1,n}$ – толерантный коэффициент, зависящий от числа измерений n, принятого уровня значимости и доверительной вероятности.

Нейросетевой подход выявление неисправности базируется на формировании верхнего и нижнего порогов выходного (диагностируемого) параметра нейросетевой модели (НМ) двигателя соответствующие началу необратимого состояния КГТД. При этом выходной (диагностируемый) параметр НМ двигателя уточняется на основе анализа динамики изменения основных характеристик распределений параметров ($A(P_i)$ и $E(P_i)$), которые позволяют сформировать пороги необратимого неисправного состояния двигателя по формулам:

$$U_{\hat{I}}^{\hat{A}} = P_n + \gamma_B, \ldots \gamma_B = P_\sigma \alpha_1, \quad (3)$$

$$U_{\hat{I}}^{H} = P_n + \gamma_H, \ldots \gamma_H = P_\sigma \alpha_2, \quad (4)$$

где P_n – значение выходного параметра последнего замера;

P_σ – базовое значение выходного параметра, определяемое как среднеарифметическое за три последовательных замера;

$\alpha_1 = 0{,}5 \div 0{,}6$ и $\alpha_2 = 0{,}1 \div 0{,}2$ – коэффициенты, полученные на основе экспериментальных исследований неисправностей двигателей.

По результатам синтеза анализов нейростатистического выявления развития неисправности двигателя выдается предупредительная рекомендация первого уровня о ТС КГТД.

Завершающим этапом рассматриваемой подсистемы диагностирования КГТД является принятие решения о текущем состоянии двигателя по результатам предполагаемого (ожидаемого) и имплантированного подходов идентификации двигателя. Проверка гипотезы базируется на сравнительном анализе комбинаций результатов предполагаемого (ожидаемого) и имплантированного подходов оценки узла неисправности двигателя с помощью логической модели блока принятия решений. При совпадении результатов предполагаемой и имплантированной локализации узла двигателя, логическая модель имеет простую структуру, в противном случае за базовое решение принимается результат предполагаемой локализации, а узел, соответствующий результату имплантированной идентификации, берется под особый контроль и без проведения берегового углубленного анализа КГТД к дальнейшей эксплуатации не допускается.

Выводы. Предложенный алгоритм обработки эксплуатационной информации КГТД позволяет сформировать легко адаптируемую, для различных конфигураций средств регистрации и типов двигателя, автоматизированную систему диагностирования КГТД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Application Of Soft Computing Methods In Complex Condition Monitoring System For Aviation Gas Turbine Engines / M.G. Shaxtaxtinskiy, P.S. Abdullayev, A.C. Mirzoyev, A.S. Yakushenko, V.N. Oxmakevich // Матеріали 8 міжнародної науково-технічної конференції “АВИА - 2007”. – К. : НАУ, 2007. – Т. 2. – С. 31.14-31.17.

2. Мирзоев А. Д. Комплексная система диагностирования авиационных газотурбинных двигателей / А. Д. Мирзоев // Авиационно-космическая техника и технология. – Х. : НАКУ

3. Мирзоев А. Д. Применение методов Soft Computing в комплексной системе диагностирования авиационных ГТД / А. Д. Мирзоев // XV Туполевские чтения: Международная молодёжная научная конференция, 9-10 ноября 2007 года : Материалы конференции. – Казань : Казанский государственный технический университет, 2007. – Т. I. – С. 347-350.

4. Воробьев Ю. М. Усовершенствование бортовых систем диагностирования корабельных газотурбинных двигателей. / Ю. М. Воробьев, А. А. Абдулаев // Сб. науч. тр. АВМС им. П. С. Нахимова. – Севастополь, 2010. – Вып. 1(1). – С. 193-200.

5. Воробьев Ю. М. Вибродиагностические модели корабельных машин и механизмов. / Ю. М. Воробьев, В. И. Свиридов, А. А. Абдулаев // Сб. науч. тр. АВМС им. П. С. Нахимова. – Севастополь, 2011. – Вып. 1(5). – С. 120-132.

6. Воробьев Ю. М. Бортовые системы диагностирования корабельных газотурбинных двигателей. / Ю. М. Воробьев, А. А. Абдулаев // Эффективная и безопасная эксплуатация морских судов и сооружений: матер. науч.-техн. конф. СевНТУ – 2010, Севастополь, 15-17 сент. 2010 г. – Севастополь, 2010. – С. 16-21.

УМЕНЬШЕНИЕ ЭМИССИИ САЖИ И БЕНЗАПИРЕНА ПРИ СЖИГАНИИ В КОТЛАХ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

Акимов А. В.
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

В современных условиях эксплуатации котельных установок при сжигании мазута обслуживающий персонал встречается с рядом проблем, которые не только приводят к перерасходу топлива, снижению технико-экономических показателей, загрязнению окружающей природной среды (загазованности воздушного бассейна и загрязнению почвы и водоемов сбросными водами, содержащими нефтепродукты, в частности мазут). Наиболее часто встречающимися проблемами при использовании мазута в котлах являются обводнение мазута в результате разгрузки, транспортирования, хранении и поддержании в горячем резерве; загрязнение окружающей среды продуктами сгорания мазута (оксиды азота, сажа, бензапирен) и сбросными водами, содержащими нефтепродукты; повышение отложений сажи и золы на поверхностях теплообмена котлоагрегатов из-за невозможности обеспечения полного сгорания топлива.

Одним из наиболее эффективных и малозатратных методов решения указанных проблем является предварительная обработка исходного мазута с целью получения водомазутной эмульсии и использование уже этой эмульсии в качестве топлива.

С целью оценки снижения эмиссии твердых золовых и сажистых частиц были проведены экспериментальные исследования их концентрации в потоке дымовых газов до и после низкотемпературных поверхностей нагрева (НТПН) в зависимости от водосодержания сжигаемой водомазутной эмульсии (ВМЭ).

На рис. 1 представлена экспериментальная зависимость концентрации твердых золовых и сажистых частиц $C_{тч}$ в потоке дымовых газов до НТПН при сжигании ВМЭ с различным водосодержанием, которые показывают, что при увеличении водосодержания от 2 до 15 % наблюдается резкое снижение концентрации $C_{тч}$ с 240 мг/м^3 до 80 мг/м^3, т.е. почти в 3 раза. Это объясняется ростом турбулентности факела, которая усиливается с увеличением водосодержания ВМЭ, вследствие эффекта «микровзрыва» капель ВМЭ, что приводит к их дополнительному дроблению лучшему выгоранию более мелких сажистых частиц.

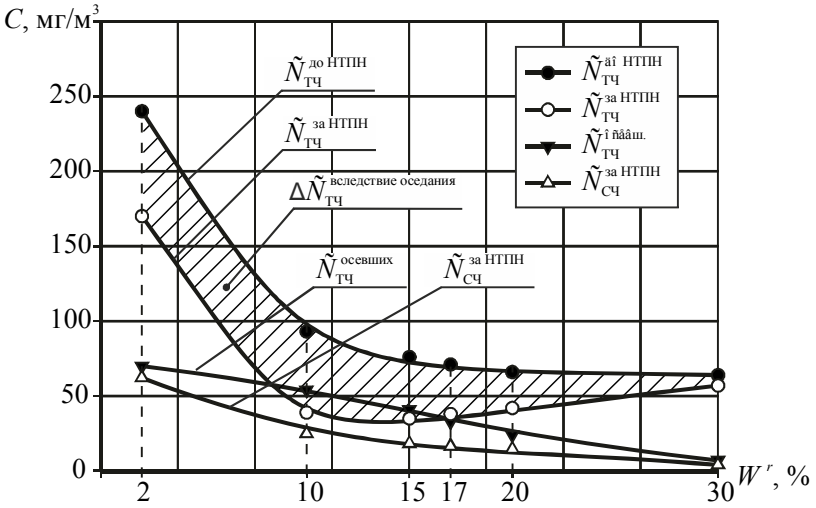


Рисунок 1. Зависимость изменения концентрации твердых и сажистых частиц в дымовых газах до и после НТПН (температура стенки ниже температуры точки росы) при сжигании ВМЭ с различной обводненностью с α = 1,35

Несмотря на увеличивающуюся влажность поверхности при увеличении водосодержании W^r в ВМЭ до 10 %, вследствие уменьшения размеров (массы) частиц и соответ-

ственно действия сил инерции и уноса мелких частиц потоком дымовых газов интенсивность осаждения этих частиц снижается. С дальнейшим увеличением водосодержания размеры дисперсность частиц увеличивается, что должно было бы привести к снижению интенсивности их осаждения, но из-за увеличения влажности поверхности и усиления ее сил адгезии, осаждение таких твердых частиц остается практически на одном уровне при изменении водосодержания ВМЭ W^r от 17 до 30 %.

Измерения концентрации частиц до и после поверхности нагрева, установленной в газоходе экспериментальной установки, показывает, что данная поверхность нагрева обеспечивает улавливание до 30 % твердых частиц, находящихся в потоке дымовых. За счет увеличения размеров поверхности с температурой стенки ниже 120 °С возможно улавливание около 50 % частиц, находящихся в потоке. Это подтверждается и значениями снижения концентрации твердых частиц $\Delta C_{\text{тч}}$, вследствие их осаждения на поверхности (рис. 1). При этом необходимо отметить, что содержание сажи в твердых частицах снижается с 64 до 20 % [2]. Это значит, что соответственно должна уменьшиться и концентрация адсорбированного в этих частицах бензапирена (БП). На основании полученных экспериментальных зависимостей концентрации сажи в дымовых газах (рис. 1) представляется возможность оценить и соответствующее значение эмиссии БП при увеличении содержания воды W^r в ВМЭ. Расчетные зависимости снижения концентрации БП, согласно [2], представлена на рис. 2.

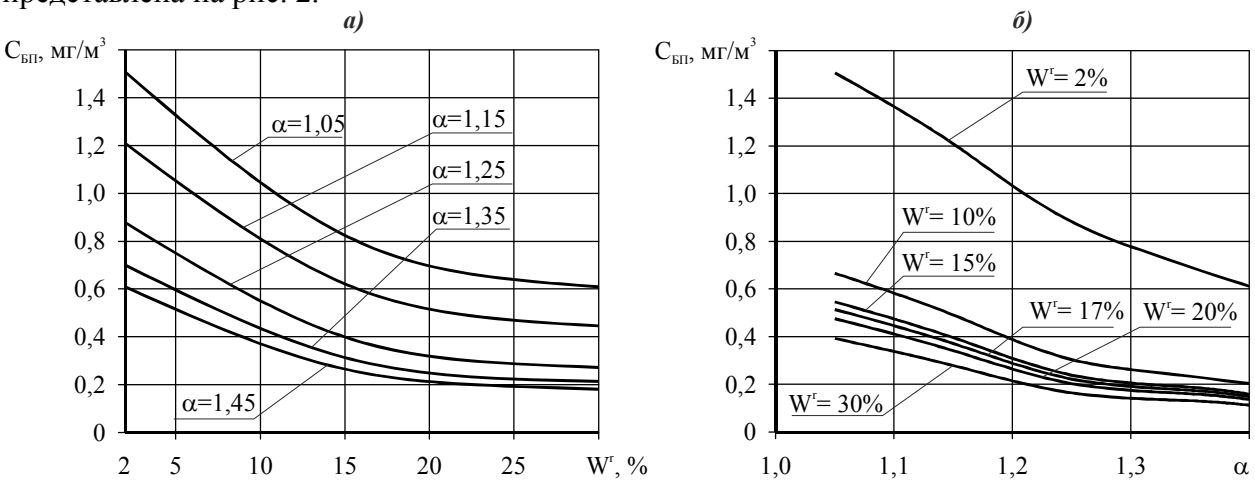


Рисунок 2. Зависимость эмиссии БП от водосодержания ВТЭ W^r (*а*) и коэффициента избытка воздуха α (*б*)

Результаты расчетов, приведенные на рис. 2 показывают, что с увеличением W^r в ВМЭ и α концентрации БП снижается. Так как в топке экспериментальной установки при проведении исследований сжигался постоянный и одинаковый расход топлива, то, зная концентрацию сажастых частиц (СЧ) в потоке газов до НТПН с температурой стенки ниже температуры точки росы (ТТР) и количество осажденных СЧ на поверхности нагрева можно определить расход (поток) уносимых твердых частиц. Анализ данных рис. 1, показывает, что на конденсационной поверхности нагрева осаждается от 10 до 30 % потока уносимых частиц в зависимости от роста W^r сжигаемой ВМЭ и, конечно, величины поверхности с температурой стенки ниже ТТР по отношению к расходу газов.

Представляет интерес оценка относительного снижения концентрации, определяющее эффективность осаждения твердых частиц при увеличении W^rот 2 до 30 %, которое определялось по формуле:

$$\cdot\gamma_{W^r_i} = \frac{C_{\text{ТЧ}}^{\text{до НТПН}} - C_{\text{ТЧ}}^{\text{за НТПН}}}{C_{\text{ТЧ}}^{\text{до НТПН}}} \qquad (1)$$

На основании данных рис. 1 получаем следующие значения $\gamma_{W^r_i}$:

$$\gamma_{W^r=2\%} = \frac{240-170}{240} = 0,292; \quad \gamma_{W^r=10\%} = \frac{93-39}{93} = 0,581; \quad \gamma_{W^r=15\%} = \frac{76-35}{76} = 0,539;$$

$$\gamma_{W^r=17\%} = \frac{71-38}{71} = 0,465; \quad \gamma_{W^r=30\%} = \frac{64-57}{64} = 0,109.$$

Таким же образом (аналогично зависимости (1)) можно оценить и эффективность улавливания η конденсационной НТПН твердых частиц при сжигании ВМЭ:

- при сжигании стандартного топлива с $W^r = 2$ %:

$$\eta_{W^r=2\%} = \frac{240-64}{64} = 0,733; \tag{2}$$

- при сжигании ВМЭ с $W^r = 10$, 15 17 и 30 %:

$$\eta_{W^r=10\%} = \frac{240-39}{240} = 0,838; \quad \eta_{W^r=15\%} = \frac{240-35}{240} = 0,854;$$

$$\eta_{W^r=17\%} = \frac{240-38}{240} = 0,842; \quad \eta_{W^r=30\%} = \frac{240-57}{240} = 0,763.$$

Результаты эффективности осаждения и улавливания частиц конденсационной НТПН при сжигании стандартного топлива и ВМЭ представлены на рис. 3.

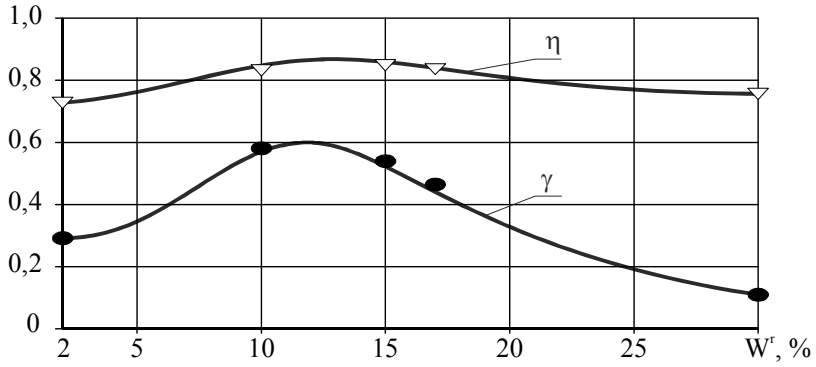


Рисунок 3. Результаты определения эффективности осаждения твердых частиц (γ) и эффективности улавливания твердых частиц конденсационной НТПН (η) при сжигания ВМЭ

Выводы. При увеличении водосодержания сжигаемой водомазутной эмульсии с 2 до 15 % наблюдается резкое снижение концентрации твердых частиц с 240 мг/м^3 до 80 мг/м^3, т.е. почти в 3 раза. Благодаря существенному снижению концентраций сажистых частиц в потоке дымовых газов при переходе на сжигании водомазутной эмульсии с водосодержанием 10 % и выше наблюдается снижение концентрации бензапирена в 1,7…1,5 раза, причем с увеличением коэффициента избытка воздуха α концентрации бензапирена снижается. Эффективность осаждения твердых частиц на конденсационную НТПН и эффективность улавливания частиц этой поверхностью максимальны при водосодержании ВМЭ от 10 до 17 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акимов А. В. Динамика снижения выбросов золы и сажи при сжигании водомазутных эмульсий в котлах [Текст] / А. В. Акимов // Наукові праці: Науково-методичний журнал. Т.95. Вип. 82. Техногенна безпека. – Миколаїв : Вид-во МДТУ ім. П. Могили. – 2008. – С. 39-46.

2. Акимов А. В. Загрязнение поверхностей нагрева котлов и экологические показатели при сжигании водотопливной эмульсии [Текст] / А. В. Акимов // Наукові праці: Науково-методичний журнал. Т.73. Вип. 60. Техногенна безпека. – Миколаїв : Вид-во МДТУ ім. П. Могили. – 2007. – С.116-125.

ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

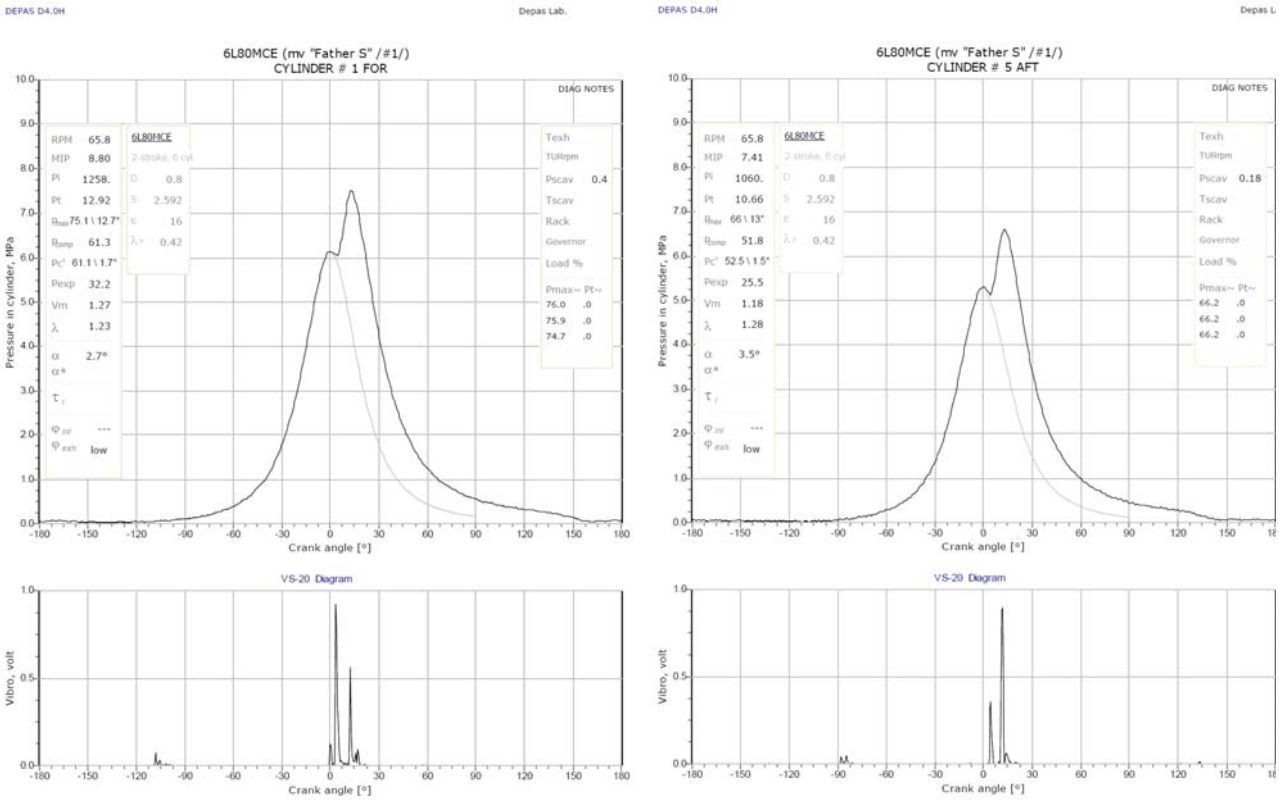
Варбанец Р. А., Варбанец А. Н., Кучеренко Ю. Н., Головань А. И.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Введение. Представлены методы проведения теплотехнических испытаний судовой дизельной энергетической установки, которые позволяют эффективно, в течение короткого перехода судна, определять основные неисправности, способствовать их устранению, повышать эффективность эксплуатации и уточнять расход топлива и масла на основных эксплуатационных режимах. Приведены данные теплотехнических испытаний главного двигателя MAN B&W балкера типа "кейпсайз". На основном эксплуатационном режиме проведена параметрическая диагностика технического состояния цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и механизма газораспределения. Анализ индикаторных показателей рабочего процесса производился с помощью системы диагностирования D4.0H. Для определения эффективных показателей и механического КПД была применена система на базе беспроводных датчиков, установленных на гребном валу, регистрирующих частотные характеристики вращения и работающих в режиме MESH-сети. Для дополнительной оценки эффективных показателей и для определения параметров турбонаддува использовались методы спектрального анализа. С помощью представленного в статье метода удалось рассчитать частоты вращения турбонагнетателей на всех эксплуатационных режимах, в том числе и для дизельгенераторов, на которых тахометры турбин были не предусмотрены.

Определение параметров рабочего процесса. Главная цель послеремонтных испытаний судовых дизелей – проверка основных рабочих параметров, качества ремонта, оценка мощности и расхода топлива на основном эксплуатационном режиме. Такие испытания были проведены для главного двигателя балкера «кейпсайз» (dwt 200 тыс.т) 6L80MCE. В целом испытания показали соответствие эксплуатационных параметров сдаточным, представленным фирмой MAN B&W. Однако при этом был выявлен ряд недостатков – последствий ремонта двигателя. Анализ индикаторных параметров рабочего процесса [1-3] помог выявить неисправности в работе газораспределительного механизма первого цилиндра, износ втулок на двух цилиндрах и некоторые проблемы в работе топливной аппаратуры высокого давления. Анализ эффективных показателей [2] позволил оценить величину механического КПД и показать его соответствие заявленной характеристике на основном нагрузочном режиме. Расчет частот вращения турбонагнетателей производился с помощью методов спектрального анализа. Для уточнения частотных характеристик решалась задача устранения эффекта «размытия» дискретного спектра, при этом использовалось аналитическое решение этой задачи в альтернативу широко распространенным, уменьшающим погрешность, методам применения окон [4]. Анализ спектров сигналов ГТН позволил диагностировать неисправности в системе турбонаддува дизельгенераторов при том, что тахометры турбин на них были не предусмотрены. Указанная методика была распространена также на асинхронные насосы. В отличие от распространенных методов вибрационного анализа [5] авторами был использован спектральный анализ акустических сигналов механизмов СЭУ в частотном диапазоне от 150 Гц до 7 кГц. Метод снижения разбаланса механических и тепловых напряжений между цилиндрами двигателя очевиден: устранение дефектов, корректировка фаз топливоподачи и газораспределения и затем, – равномерное распределение цикловых подач топлива по цилиндрам. На рис.1 представлены развернутые индикаторные диаграммы рабочих процессов в цилиндрах 1 и 5 на долевом эксплуатационном режиме 6L80MCE.

Повышенное давление конца сжатия (P_{comp}) в цил. 1 является следствием неисправности механизма привода выпускного клапана. Привод выпускных клапанов 6L80MCE – гидропневматический (открытие – гидравлика, закрытие – пневмопружина). В результате

дефекта механизма, закрытие клапана происходит раньше почти на 20 ºПКВ (см. рис. 1, а), при этом значительно увеличивается действительная степень сжатия. На вибродиаграмме 1,а импульс от закрытия клапана показан на 110 ПКВ, а на нормально работающем МГР 5-го цилиндра, соответственно 90 ПКВ до ВМТ. Работа выпускного клапана сопровождалась нехарактерным повышенным стуком. В данном случае требовалась ревизия гидравлического привода выпускного клапана цил. 1.



а) в)

Рисунок 1. Сравнение рабочих процессов цил.1 (а) и цил.5 (в) двигателя 6L80MCE

Максимальное давление сжатия цил. 5 (рис.1, в) снижено на 3% относительно паспортного значения для данного долевого режима. Это свидетельствует о неплотности прилегания новых компрессионных колец к старой втулке, имеющей износ (во время ремонта производилась замена только колец). В процессе эксплуатации необходимо контролировать параметры рабочего процесса цил. 5, и особенно P_{comp}. Если после приработки деталей ЦПГ не произойдет выравнивание P_{comp} до отклонения от среднего на величину <2% необходима ревизия и замена цилиндровой втулки.

Все фазы нормальной работы форсунки (закрытие клапана циркуляции топлива, подъем иглы, впрыск, посадка иглы и открытие клапана циркуляции) показаны на рис.1,а. Отсутствие импульсов клапана циркуляции топлива на рис.1, в свидетельствует о возможном нарушении в его работе и необходимости контроля температуры форсунки во время эксплуатации. Четкие фронты импульсов подъема и посадки иглы форсунки на рис.1, а, в свидетельствуют о нормальном давлении впрыскивания и состоянии топливной аппаратуры высокого давления.

Запись индикаторных диаграмм и определение параметров рабочего процесса на долевых и номинальном режимах позволила построить винтовые характеристики двигателя (рис.2 – зависимость параметров рабочего процесса от частоты вращения коленчатого вала с прямой передачей на винт фиксированного шага ВФШ). Изменение P_z/P_{max} на режимах свыше 75% характеризует работу VIT системы управления топливоподачей.

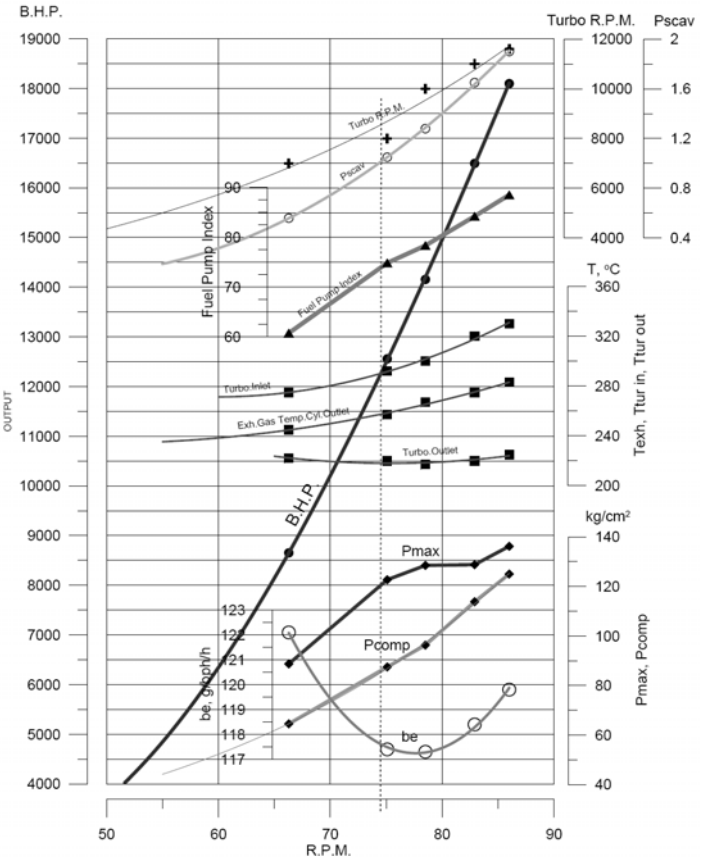


Рисунок 2. Данные испытаний 6L80MCE по винтовой характеристике

На долевых режимах (до 25%) и на режимах близких к номинальным (75…80%) начинается изменение углов опережения в сторону опоздания. На режимах свыше 75% это делается для того, чтобы P_z/P_{max} не превысила заданной фирмой величины (в данном случае 130 бар), что наиболее вероятно связано с ограничениями механических нагрузок при столь значительных размерах цилиндра (D = 80 см). Ход поршня двигателя 6L80MCE составляет S = 2,592 м и фактическое открытие выпускного клапана происходит на 135 ºПКВ за ВМТ. За счет большой длины линии расширения происходит более полный отбор энергии у рабочих газов (индикаторный КПД более 51%) и значительное падение температуры выпускных газов. Температура выпускных газов на всех режимах не превышала 280 ºС. Основной эксплуатационный режим отмечен на рис.2 пунктирной линией.

Индикаторная и эффективная мощности изменяются по винтовой характеристике в кубической зависимости от оборотов двигателя. В данном случае N_e. э.л.с. равна:

$$N_e = ((a \cdot n + b) \cdot n + c) \cdot n + d \ ,$$

где n – частота вращения КВ двигателя, мин$^{-1}$;

a, b, c, d – коэффициенты: d = 19335,96; c = -950,27; b = 15,33; a = -0,051745;

Кривая давления в конце сжатия описывается экспоненциальной зависимостью:

$$P_{comp} = k_1 e^{k_2 \cdot n},$$

где n – частота вращения КВ двигателя, мин$^{-1}$;

k_1, k_2 – коэффициенты: k_1 = 6,9243; k_2 = 0,033676;

Эффективные показатели дизельной СЭУ

Анализ основных типов главных малооборотных дизелей MAH B&W позволил сформулировать общую двухпараметрическую зависимость удельного эффективного расхода топлива в зависимости от мощности и частоты вращения вала двигателя:

$$b_e = f(n, N_e),$$

$$b_e = k \times 20{,}7 \times \exp((n_{nom} - n)/n_{nom}) + A + (B + (C + (D + Fn)n)n)n.$$

где n, n_{nom} – текущая и номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

A, B, C, D, E – коэффициенты полиномиальной зависимости, определяемые по данным теплотехнических испытаний путем минимизации функционала F_{un} с помощью процедуры безградиентного поиска Powell'64 [6]:

$$\mathrm{Fun} = \sum \left[\frac{\mathrm{f_t} - \mathrm{f}(\mathrm{A,B,C,D,F})}{\mathrm{f_t}} \right] \Rightarrow min;$$

k – коэффициент нагрузки двигателя, определяемый по формуле:

$$k = Ne_{nom} / k_1 \times \exp((n_{nom} - n)/n_{nom}) + A + (B + (C + Dn)n)n.$$

где $k1$ – коэффициент, рассчитываемый с помощью устройства, определяющего эффективный момент M_e на валу двигателя.

Определение частоты вращения газотурбонагнетателей

В большинстве случае на турбинах главных двигателей установлены тахометры. Оптические или на базе датчиков Холла тахометры устанавливаются со стороны воздушного компрессора и позволяют контролировать частоту вращения турбин на разных режимах. Сравнивая ее с паспортной частотой, можно производить диагностику газовыпускного тракта и воздухоохладителя [1, 2].

На практике часто возникает задача проверки правильности показания тахометров турбин главных дизелей. Кроме того, все вспомогательные средне- и высокооборотные дизели, как правило, не оборудованы тахометрами. Давление надувочного воздуха напрямую зависит от частоты вращения ротора ГТН. В связи с этим задача оперативного определения частоты вращения ГТН является актуальной во время эксплуатации для всех типов дизелей.

Для определения частоты вращения ГТН использовался амплитудный спектр акустического сигнала компрессора. На рис. 3. представлен спектр сигнала турбины главного двигателя. Спектр был рассчитан и построен с помощью пакета RightMark Audio Analyzer [9].

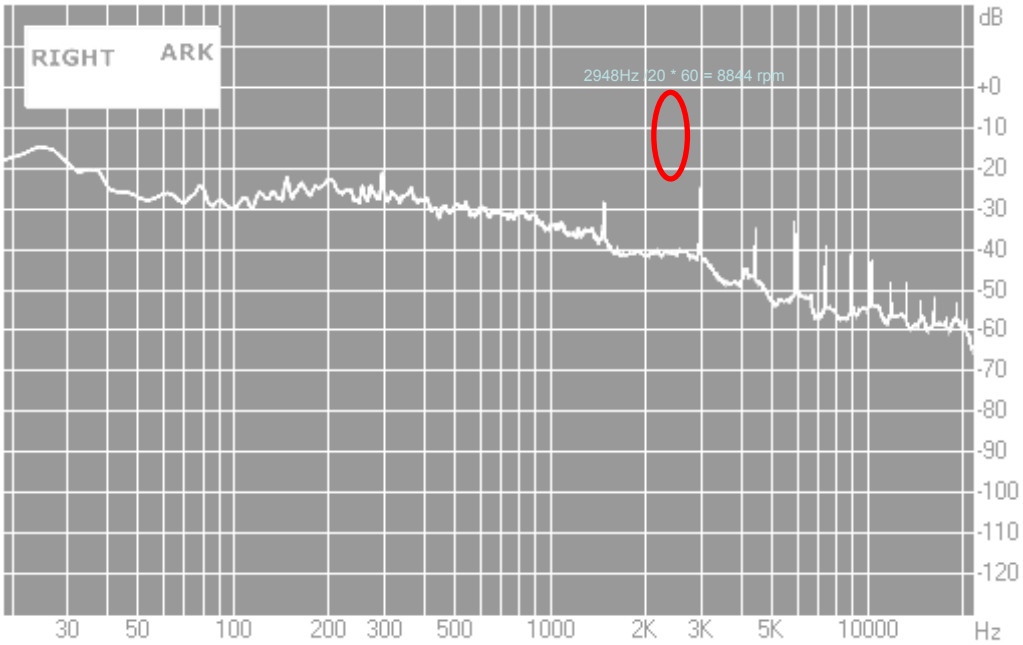


Рисунок 3. Спектр звукового wav-файла компресора ГТН главного дизеля 6L80MCE

Анализ спектра сигналов ГТН показал, что со стороны компрессора генерируется звуковой сигнал с частотой равной частоте вращения вала умноженной на количество лопаток. Для дизеля 6L80MCE с ГТН типа VTR 564-31 (20 лопаток компрессора) ожидаемая частота равна Fq = 9000 rpm/60×20 = 3000 Гц. Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и соответственно частоты генерируемых сигналов можно принять следующими: Fq_{min} = 6000 rpm/60×20 = 2000 Гц; Fq_{max} = 20000 rpm/60×20 = 6667 Гц;

На рис. 3. видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН составила:

TUR rpm = 2948 Гц/20×60 = 8844 rpm.

Заключение. Экспериментальное определение теплотехнических характеристик главных и вспомогательных дизелей судовой энергетической установки позволяет численно оценить их техническое состояние и качество проведенных ремонтных работ. Полученные данные позволяют дать заключение о расходе топлива и масла на основных нагрузочных режимах и рекомендовать параметры основного ходового режима судна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рабочие процессы судовых дизелей / [И. В. Возницкий, С. В. Камкин, В. П. Шмелев, В. Ф. Осташенков]. – М. : Транспорт, 1979. – 206 с.

2. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И. В. Возницкий – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.

3. Варбанец Р. А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков, 2004. – № 2(5). – С. 138-141.

4. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Эноксон – М.: Мир, 1982. – 482 с.

5. Варбанец Р. А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей (СОД) / Р. А. Варбанец // Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 18 – С. 134-141.

6. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Химмельблау Д. – М.: Мир, 1975. – 534 с.

7. TP bridge manual [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.kyowa.ru

8. XBee manual [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.digi.com

9. RightMark Audio Analyzer [Електронний ресурс]. – Режим доступу: audio.rightmark.org

ДЕГИДРАТАЦИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО МАСЛА В КАРТЕРЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Васильев А. Е., Логишев И. В.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Судовые энергетические установки из за их высокой экономической эффективности комплектуются двигателями внутреннего сгорания. На 83% транспортных судов энергия для движения судна вырабатывается двухтактными малооборотными двигателями и на 98% судов электроэнергия и низкопотенциальное тепло вырабатывается вспомогательными, как правило, четырехтактными, двигателями. Основной отличительной закономерностью СУЭ с дизельными установками является тот факт, что все судовые двигатели имеют водяную систему охлаждения. Применение водяной системы охлаждения приводит к тому, что при организации эксплуатации двигателей не удается исключить попадание воды в масло циркуляционных масляных систем. Попадание воды в масло приводит к интенсификации процессов изнашивания и коррозии деталей двигателей, которые сопровождаются кратковременной или аварийной их остановкой. Актуальность настоящей работы заключается в исследовании процесса дегидратации циркуляционных масел и поиска путей интенсификации этого процесса.

Наиболее часто в практике эксплуатации двигателей внутреннего сгорания организуется процесс дегидратации масла, заключающийся в испарении воды. Исследование и моделирование процесса испарения в рамках классической механики проводилось и ранее, однако авторы приходят к выводу что более обстоятельное изучения этого процесса необходимо проводить на молекулярном уровне с позиций квантовой механики.

Рассмотрим теоретический подход для описания процесса дегидратации циркуляционного масла путем испарения воды находящейся в масле (углеводородном соединении) в молекулярном состоянии в рамках туннельного механизма.

При испарении, молекулы воды должны пройти барьер с минимальными размерами бездефектной структуры масла.

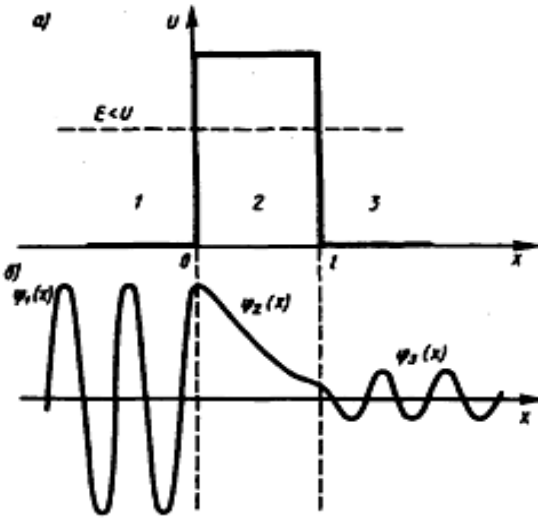


Рисунок 1. Потенциальный барьер прямоугольной формы (рис. 1а) для одномерного (по оси x) движения частицы. Решение уравнение Шредингера для стационарных состояний для каждой из выделенных областей

Рассмотрим простейший потенциальный барьер прямоугольной формы (рис. 1а) для одномерного (по оси x) движения частицы. Для потенциального барьера прямоугольной формы высоты U и ширины l можем записать:

$$U(x)=\begin{cases}0, & x<0 & (\textit{для области } 1)\\ U, & 0\le x\le l & (\textit{для области } 2)\\ 0, & x>1 & (\textit{для области } 3)\end{cases}$$

При данных условиях задачи классическая частица, обладая энергией *E,* либо беспрепятственно пройдет над барьером (при *E>U),* либо отразится от него (при *E<U*) и будет двигаться в обратную сторону, т. е. она не может проникнуть сквозь барьер. Для микрочастицы же, даже при *E>U,* имеется отличная от нуля вероятность, что частица отразится от барьера и будет двигаться в обратную сторону. При *E<U* имеется также отличная от нуля вероятность, что частица окажется в области *x>1,* т. е. проникает сквозь барьер. Подобные, казалось бы, парадоксальные выводы следуют непосредственно из решения уравнения Шредингера, описывающего движение микрочастицы при условиях данной задачи.

Уравнение Шредингера для стационарных состояний для каждой из выделенных на рис. 1, *а* области имеет вид:

$$\begin{aligned}&\psi_1(x)=A_1e^{Ucx}+B_1e^{-Ucx} && (\textit{для области } 1)\\ &\psi_2(x)=A_2e^{-\beta x}+B_2e^{\beta x} && (\textit{для области } 2)\\ &\psi_3(x)=A_3e^{Ucx} && (\textit{для области } 3)\end{aligned} \qquad (4)$$

В области *2* функция (5) уже не соответствует плоским волнам, распространяющимся в обе стороны, поскольку показатели степени экспонент не мнимые, а действительные. Можно показать, что для частного случая высокого и широкого барьера, когда □*l* >>1, B_2□0.

Качественный характер функций $\psi_1(x)$, $\psi_2(x)$ и $\psi_3(x)$ иллюстрируется на рис. 1*б,* откуда следует, что волновая функция не равна нулю и внутри барьера, а в области *3,* если барьер не очень широк, будет опять иметь вид волн де Бройля с тем же импульсом, т. е. с той же частотой, но с меньшей амплитудой. Следовательно, получили, что частица имеет отличную от нуля вероятность прохождения сквозь потенциальный барьер конечной ширины.

Таким образом, квантово-механический подход приводит к специфическому квантовому явлению, получившему название туннельного эффекта, в результате которого микрообъект может «пройти» сквозь потенциальный барьер.

Для количественного описания туннельного эффекта определяют коэффициент прозрачности *D* потенциального барьера, определяемого как отношение плотности потока прошедших частиц к плотности потока падающих. Можно показать, что коэффициент прозрачности *D* потенциального барьера определится

$$D=D_0\exp\left(-\frac{2}{h}\sqrt{2m(U-E)l}\right) \qquad (5)$$

где *U* — высота потенциального барьера, *E* — энергия частицы, *l* — ширина барьера, D_0 — постоянный множитель, который можно приравнять единице. Из этого следует, что *D* сильно зависит от массы *m* частицы, ширины *l* барьера и от (*U—E*); чем шире барьер, тем меньше вероятность прохождения сквозь него частицы.

Экспериментальная проверка зависимости проводилась на специально созданном стенде для циркуляционного масла при температуре $50C^0$ в котором находилось 0,2% воды. Определялся коэффициент прозрачности по формуле (5) который составил *D*=0,035, и было найдено соответствующее значение в эксперименте $D=0{,}04\pm0{,}005$.

Таким образом, было доказано, что при дегидратации масла имеет место туннельный эффект.

МАТРИЧНЫЕ АЛГОРИТМЫ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Гильмутдинов Ш. А.
Николаевский политехнический институт (Украина)

Вступление.

Независимо от функционального назначения и сложности транспортных средств, сроки и условия эксплуатации требуют проведения планово-предупредительных и ремонтных мероприятий для минимизации непроизводительных затрат, связанных с простоями, неэффективными и непроизводительными режимами применения техники.

Карты техобслуживания и ремонта транспортных средств представляют собой перечни технологических операций выполняемых на узлах, агрегатах и системах требующих определённого вида воздействий с применением специального оборудования, приспособлений и инструмента для приведения объекта или его параметров в номинальное или рабочее состояние. Диагностика транспортных средств и его функциональных элементов является частью мероприятий по поддержанию в рабочем состоянии узлов, агрегатов и систем, а также конструкции в целом.

Актуальность исследований.

Этапы “жизненного цикла” транспортных средств сопряжены с влиянием негативных факторов на техническое состояние как отдельных элементов так всей конструкции в целом. Анализ и выявление негативных факторов, ухудшающих техническое состояние транспортных средств, его узлов, агрегатов и систем, является важнейшей задачей системы техобслуживания и ремонта подвижного состава и совершенствования производственной базы авторемонтных предприятий. Факторы старения и изнашивания узлов, агрегатов и систем транспортных средств являются наиболее весомой составляющей в процессе повышения живучести и работоспособности конструкции, что целенаправленно закладывается в планово-предупредительные и ремонтные мероприятия системы технического обслуживания подвижного состава.

Постановка задачи.

Методы диагностики и планово-предупредительного осмотра транспортных средств обеспечивают безаварийность и снижают сроки простоя подвижного состава, а также применение компьютерных технологий создают благоприятную экономическую перспективу в решении проблем эксплуатации и модернизации производственных мощностей авторемонтных предприятий. Рабочие процессы, динамика и мощность транспортного и технологического обеспечения во многом определяют мобильность транспортной инфраструктуры и рентабельность грузоперевозок от производителя к потребителю. Компьютерные технологии во многом обеспечивают рентабельность грузопотоков за счёт внедрения методов диагностики и планово-предупредительных мероприятий по своевременному техническому обслуживанию и ремонту транспортных средств.

Системная методология в организации автоматизированного формирования карт техобслуживания и ремонта, эксплуатируемой техники в условиях интегрированного информационного пространства [3], обеспечивает принятие взвешенных конструкторско-техноло-гических решений в вопросах повышения надёжности и рентабельности транспортных средств при интенсификации грузовых потоков.

Результаты исследований.

Одним из перспективных направлений по упреждению негативного влияния эксплуатационных факторов на живучесть является разработка матричных алгоритмов формирования карт во взаимосвязи с информационными моделями объектов и процессов техобслуживания и ремонта. Под объектами техобслуживания и ремонта понимаются узлы, агрегаты и системы эксплуатируемых транспортных средств, а в качестве процессов рассматриваются процессы старения, техобслуживания и ремонта рассматриваемых объек-

тов. В качестве информационных моделей (ИМ) объектов и процессов техобслуживания и ремонта выступают взаимно-однозначные характеристики узлов, агрегатов и систем, эксплуатируемых транспортных средств, и способы влияния факторов, сопутствующих износу и старению элементов конструкции. Процессы старения требуют дополнительных изучения и исследований и в данном докладе рассматриваться не будут. Матричные алгоритмы формирования карт затрагивают процессы техобслуживания и ремонта транспортных средств их узлов, агрегатов и систем, называемых в последствии функциональными элементами конструкции (ФЭК). В докладе рассматриваются матричные алгоритмы формирования карт техобслуживания и ремонта транспортных средств с учётом уровня детализации ФЭК и включают [1]:

- алгоритмы принятия решений для объектов-аналогов (прототипов);
- алгоритмы синтеза решений из элементарных типовых;
- алгоритмы принятия решений для комплексных объектов.

Рассматриваемые ИМ, эксплуатируемых транспортных средств могут быть представлены группами: адресных, размерных, точностных, конструктивных, количественных, качественных и технологических характеристик, источником которых служит конструкторско-технологическая документация, поставляемая производителем и видоизменяемая в течение срока эксплуатации конструкции. Инновации ИМ в течение “жизненного цикла” отражают техническое состояние транспортного средства и ФЭК. Поэтому закономерности предопределения и следования [3] управляют динамикой изменения характеристик ИМ.

Методы диагностики при техобслуживании и ремонте транспортных средств обеспечивают выбор фиксированной последовательности технологических операций (ТО) в определённой производственной среде (ПС). Анализ задач решаемых при формировании карт техобслуживания и ремонта, эксплуатируемых транспортных средств, позволил сформулировать однокритериальную детерминированную задачу принятия решений (ЗПР), в рамках которой были определены компоненты матричных алгоритмов.

Компонентами матричных алгоритмов являются: область принимаемых решений $£(Y_j)$ на заданном технологическом базисе, т.е.

$$£(Y_j) = \{ l_{j1}, l_{j2}, \dots, l_{jt}, \dots, l_{jT} \},\ £(Y_j) \ni l_{jt},\ t = 1 \dots ,\ |£(Y_j)| = T \qquad (1)$$

множество условий выбора решений $F(Y_j)$, т.е. отношения, закономерности предопределения и следования, устанавливаемые при исследовании транспортных средств и процессов техобслуживания и ремонта в реальной ПС. Третьей компонентой матричного алгоритма является подмножество характеристик ИМ необходимое и достаточное для решения задачи, которой ставится в соответствие целевой функционал. Разработка матричных алгоритмов и информационное насыщение его компонент осуществляется в соответствии с целевым функционалом, т.е. функционал вида:

$$ТПА=F(РО(А\sim Р),П1,П2,\dots,Пn), \qquad (2)$$

где РО(А~Р) – формализованное представление логической операции;

П1, П2,…., Пn – подмножество проектных процедур.

Он применим при разработке матричных алгоритмов преобразования объектов-аналогов, в проектировании ТП ремонта реальных объектов, осуществляемых совокупностью проектных процедур упорядоченных фиксированной логической схемой.

Процедуры проектирования ТП на базе элементарных типовых элементов пошагово решают задачи: синтеза технологического объекта и маршрутного ряда операций по его обработке или ремонту с последующим содержательным насыщением. Разработка матричных алгоритмов синтеза решений из элементарных типовых выполнена на базе функционала целевой задачи, представленной в виде:

$$ТПТ=F(РО(\Sigma Ti).П1,П2,\dots,Пn), \qquad (3)$$

где РО(ΣТi) – формализованное представление маршрутного ряда операций;

П1, П2,…., Пn – подмножество проектных процедур.

Технология метода проектирования ТП на базе комплексных объектов состоит в формировании кодовых последовательностей, в приделах выбранного технологического класса, и групповых рядов технологических операций из состава комплексного ТП. Разработка матричных алгоритмов принятия решений для комплексных объектов выполнена на базе функционала целевой задачи, представленной в виде:

$$ТПК=F(КО1,КО2,….,КОn) \quad (4)$$

где: КО1, КО2,…., КОn – последовательность кодовых комбинаций технологических операций комплексного ТП.

Решение задачи техобслуживания транспортных средств на уровне видов техобслуживания соответствует целевому функционалу (3), компонентами которого являются множества ФЭК, определяющие группы характеристик, временной интервал как фактор ожидаемой неисправности и совокупность технологических операций или видов работ в качестве варианта принимаемых решений £(Y_j) на заданном технологическом базисе.

Матричный алгоритм выбора решений при техобслуживании транспортных средств представлен в виде таблицы 1.

Таблица 1

Табличная форма матричного алгоритма решения задачи техобслуживания транспортных средств

Виды техобслуживания	Функциональные элементы конструкции			
	K_1	K_2	. . . . .	K_n
{Множество условий выбора решений F(Y_j)}				
{Линейный список видов техобслуживания}	{Множество видов работ или технологических операций £(Y_j)}			

Решение задачи формирования карт техобслуживания ориентировано на конкретный элемент множества {$К_1$, $К_2$, ... , $К_n$}, являющихся ФЭК транспортного средства, находящегося в эксплуатации. Данная задача соответствует целевому функционалу (2), а матричный алгоритм можно представить в виде таблицы 2.

Выполнение ремонтных работ включено в состав приведённых алгоритмов с документальной разработкой технологических процессов ремонта с помощью САПР ТП осуществляемой по результатам диагностики в случаях сверхнормативных отклонений характеристик ИМ транспортного средства и ФЭК.

Таблица 2

Табличная форма матричного алгоритма формирования карты техобслуживания транспортного средства

Виды транспортных средств	Временные характеристики срока эксплуатации или пробега
	{Множество временных характеристик и интервалов пробега}
{ Множество условий выбора решений $F(Y_j)$}	
Линейный список ФЭК и видов работ $\{K_1, K_2, \ldots\ldots, K_n\}$	{Множество принимаемых решений £(Y_j)}

Выводы:

1. Системная методология в организации автоматизированной подготовки техобслуживания и ремонта в условиях интегрированного информационного пространства – ключевая стратегия повышения рентабельности транспортных средств при интенсификации грузовых потоков.
2. Матричные алгоритмы относятся к инструментальным средствам интегрированного информационного пространства, функционирующих в рамках множества локальных и сетевых проектных процедур.
3. Разработка матричних алгоритмов формирования карт техобслуживания и ремонта транспортних средств осуществляется на базе закономерностей предопределения и следования событий в реальном авторемонтном производстве, выявляемых на этапе исследований ОП и ПС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков В. П., Гильмутдинов Ш. А. Методы автоматизации проектирования технологических процессов ремонта автомобиля. Вестник национального технического университета «ХПИ». Сборник научных работ. № 33, 2010 г. С. 102-109.
2. Гильмутдинов Ш. А. Системы автоматизации проектирования. Состояние на предприятии и перспективы развития. Научно-технический сборник. Том второй «Производство, организация и технология. Ремонт и эксплуатация. Опыт создания и перспективы развития». – Николаев : НПКГ «Зоря» – «Машпроект», НО ИАУ, 2004 г. С. 115-119
3. Кузнецов Л. А., Шматова Е. Л. Выявление и описание закономерностей принятия решений при автоматизированном проектировании маршрутных технологических процессов. В сб. «Вопросы судостроения». Серия «Технология и организация производства судового машиностроения». Выпуск 27, ЦНИИ «Румб», 1981 г. С. 96-106.
4. Методика. Правила формализованного представления конструкторской и технологической информации. Под ред. Топильской Н. И. Изд-во стандартов, М. 1976.

OPERATIONAL RELIABILITY MEASURES FOR MARINE PROPULSION DIESEL ENGINES

Goncharenko A.V.
Kherson State Maritime Academy (Ukraine)

Introduction. Newly emerged types of ship propulsion engines have electronically controlled phases of working process [1, 2]. Sometimes it happens to crews engineers not be quite familiar with the peculiarities of their operation. That can result in failures of the equipment on board. And it may seem to someone that ordinary camshaft controlled main engines are more reliable. Always subjective preferences of operators exert an influence upon the process of monitoring and supporting the duly technical state of the ships' propulsion and power plants in multi-alternative situations.

Urgency of researches. Therefore, it is an important and actual problem to evaluate the probabilistic parameters in comparison between electronically and camshaft controlled engines.

Analysis of the latest researches and publications shows that rather seldom we can meet estimates for the reliability parameters. Some basic statistic data for damages to the engine or engine parts one can find in [1], [2, p. 429]. Still, stochastic operational processes need more attention.

In monographs [3, 4], dedicated to the theory of subjective preferences (subjective analysis), has been laid down the theoretical foundation to evaluation in the real view, on the basis of the developed there so called "problem-resource approach", the subjective preferences of operators with the use of the functions of subjective preferences, got as the solutions of some optimization or variation calculus problems. Herein we will try to make the theory notions applicable.

In publications [5, 6] there were attempts to get a few different applicable results in the terms of the theories of probability, subjective analysis, and random processes and their hybrid combinations. In [5, P. 89-100], in particular, it has been considered the random process of the main engine operation with the possibility of its cylinders failures. Such a kind of researches should be applied to the entire main engine with respect to its system of control.

This is also important during cadets' practical training on board ships [7].

The purpose of this work is to model mathematically the random operational processes for both camshaft and electronically controlled marine propulsion diesel engines.

The problem formulation. The task setting implies comparison of up state probabilities for camshaft and electronically controlled main engines.

The problem setting. In the simplest case we may represent the transitions of the main engine from state to state with the help of the graph shown on fig. 1.

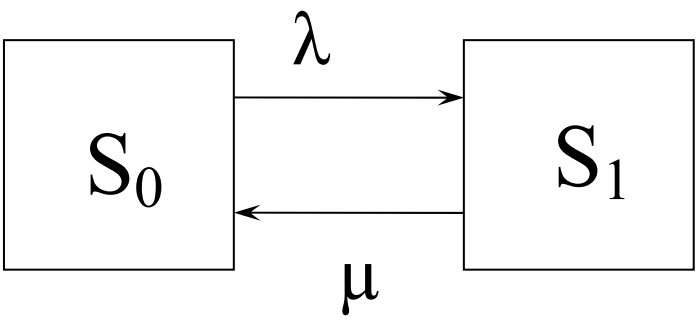


Figure 1. Graph of states of the main engine

In fig. 1 S_0 – is the up state, S_1 – down state, λ, μ – failure and restoration intensities correspondingly. In this problem setting, we presume discrete states and continuous time. Subjective preferences of the crew engineers exert an influence upon the flow processes of the random events which transmit the system of the main engine from one state to the other.

Thus, we get a system of differential equations (by Erlang):

$$\left.\begin{aligned} \frac{dp_0(t)}{dt} &= -\lambda p_0(t) + \mu p_1(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} &= \lambda p_0(t) - \mu p_1(t). \end{aligned}\right\} \qquad 1)$$

where $p_0(t)$ – probability of the main engine up state as the function of time t;

$p_1(t)$ – probability of the main engine down state.

The system (1) has a solution at the initial conditions of $p_0(t_0 = 0) = 1$, $p_1(t_0 = 0) = 0$:

$$p_0(t) = \frac{\mu + \lambda e^{-(\lambda+\mu)t}}{\lambda + \mu}, \qquad p_1(t) = \frac{\lambda\left(1 - e^{-(\lambda+\mu)t}\right)}{\lambda + \mu}. \qquad 2)$$

The solution (2) satisfies the normalization condition for any moment of time:

$$p_0(t) + p_1(t) = \frac{\mu + \lambda e^{-(\lambda+\mu)t}}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda\left(1 - e^{-(\lambda+\mu)t}\right)}{\lambda + \mu} = 1. \qquad 3)$$

As λ and μ entering the probability parameters (1-3) are constant values in time, there are horizontal asymptotes for diagrams of the probabilities, the process stabilises in the course of time. For $p_0(t)$ and $p_1(t)$ they are namely:

$$\frac{\mu}{\lambda + \mu}, \qquad \frac{\lambda}{\lambda + \mu} \qquad 4)$$

correspondingly.

The more interesting case is when λ and μ are functions of time, which means some difference, compared to the solution (2). Principally we can model the time dependences with the help of equations:

$$\lambda(t) = \lambda_l + \Delta\lambda e^{-k_\lambda t}, \qquad \mu(t) = \mu_l - \Delta\mu e^{-k_\mu t}. \qquad 5)$$

where λ_l – a limited value for the failure intensity when $t \to \infty$;

$\Delta\lambda$ – a diapason for the possible decrease of the failure intensity;

k_λ – power index of exponential dependence in time;

μ_l, $\Delta\mu$, k_μ – the analogous values the for restoration intensity.

Accordingly the problem setting, equations (5) vary for the two considered controlling systems, namely: electronic, which is depicted with the subscript "e" and camshaft, has the subscript "c" correspondingly. Thus equations (5) get the view of:

$$\lambda_e(t) = \lambda_{l_e} + \Delta\lambda_e e^{-k_{\lambda_e} t}, \qquad \mu_e(t) = \mu_{l_e} - \Delta\mu_e e^{-k_{\mu_e} t} \qquad 6)$$

for the modern type of electronically controlled marine main diesel engines and:

$$\lambda_c(t) = \lambda_{l_c} + \Delta\lambda_c e^{-k_{\lambda_c} t}, \qquad \mu_c(t) = \mu_{l_c} - \Delta\mu_c e^{-k_{\mu_c} t} \qquad 7)$$

for the traditional older type of camshaft controlled marine main diesel engines.

The problem solution and researches results. For the presumed numerical values of:

$$t = 0, \ldots, 10^3,\ \lambda_{l_e} = \frac{1}{80} = 0{,}013,\ \Delta\lambda_e = \frac{1}{10} = 0{,}1,\ k_{\lambda_e} = 0{,}005,\quad \lambda_{l_e} + \Delta\lambda_e = 0{,}113, \qquad 8)$$

$$\lambda_{l_c} = \frac{1}{50} = 0{,}02,\ \Delta\lambda_c = \frac{1}{20} = 0{,}05,\ k_{\lambda_c} = 0{,}01,\quad \lambda_{l_c} + \Delta\lambda_c = 0{,}07, \qquad 9)$$

$$\mu_{l_e} = \frac{1}{15} = 0{,}067\,,\ \Delta\mu_e = \frac{1}{16} = 0{,}063\,,\ k_{\mu_e} = 0{,}0025\,,\ \mu_{l_e} - \Delta\mu_e = 0{,}00417\,, \qquad 10)$$

$$\mu_{l_c} = \frac{1}{20} = 0{,}05\,,\ \ \Delta\mu_c = \frac{1}{25} = 0{,}04\,,\ \ \ k_{\mu_c} = 0{,}005\,,\ \ \ \mu_{l_c} - \Delta\mu_c = 0{,}01\,, \qquad 11)$$

the results of calculations are illustrated in fig. 2.

The curves on the fig. 2 symbolize the patterns (6, 7) for the given numerical values of (8-11). Their characters are interpreted in the problem setting as follows. For the electronically controlled engines it is envisaged the higher level of the failure intensity of the $\lambda_{l_e} + \Delta\lambda_e = 0{,}113$ at the beginning of the operational period of time than for the camshaft controlled engines, comparatively $\lambda_{l_c} + \Delta\lambda_c = 0{,}07$, which implies the situation when the newly type of the engines is not so quite familiar to crews in operation, and therefore not perfect operational activities and modes lead to higher level of the failure intensity.

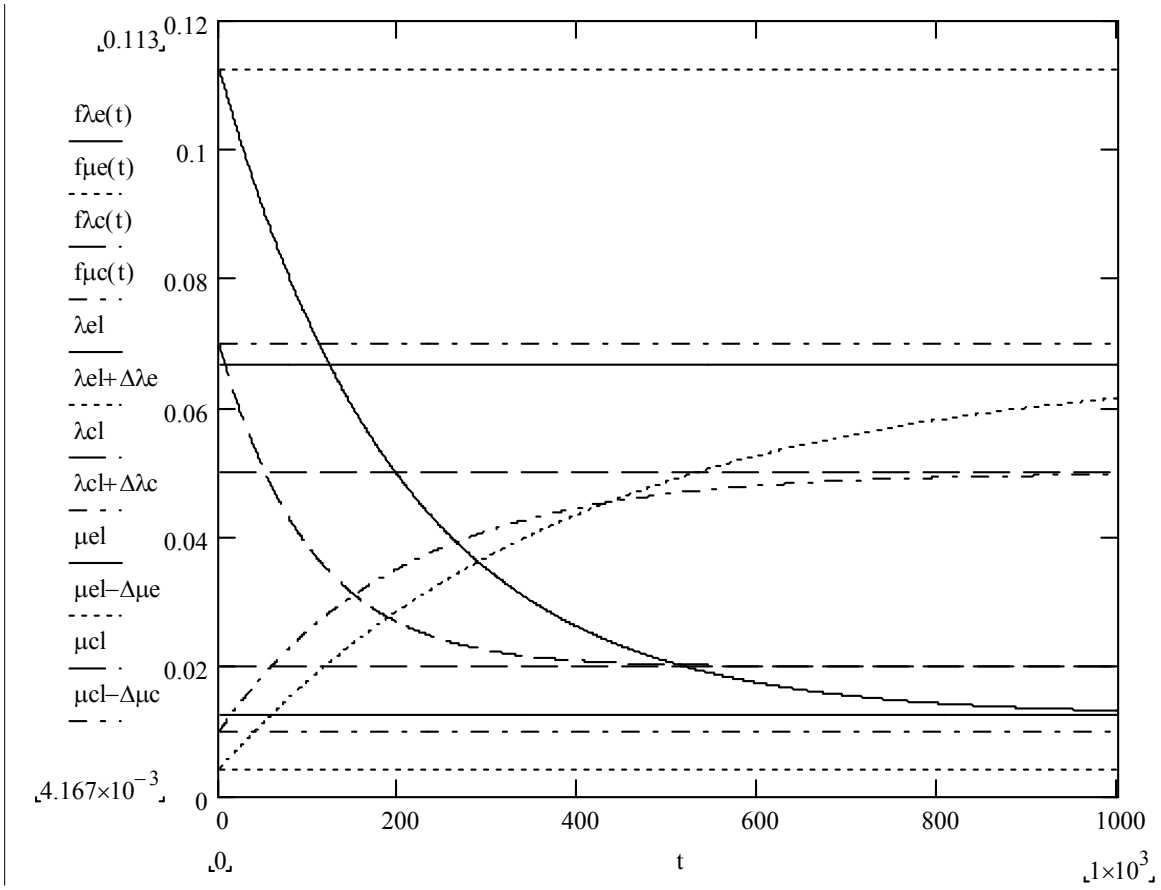


Figure 2. Failure and restoration intensities as functions of time for electronically and camshaft controlled marine main diesel engines

But potentially (see fig. 2), the diapason is wider for the electronically controlled engines $\Delta\lambda_e = \frac{1}{10} = 0{,}1$ versus $\Delta\lambda_c = \frac{1}{20} = 0{,}05$ for the camshaft controlled engines, which means the possibility for operational improvements in controlling systems of the type. And that, in its turn, results in the lower marginal level of $\lambda_{l_e} = \frac{1}{80} = 0{,}013$ for electronically controlled versus $\lambda_{l_c} = \frac{1}{50} = 0{,}02$ for the camshaft controlled engines. Though, it takes much time to get closer to the horizontal asymptote for the electronically controlled engines, because it is more complicated

object of operation. These circumstances are made allowance for by entering the smaller power index of exponential dependence in time $k_{\lambda_e} = 0{,}005$ for the electronic systems versus $k_{\lambda_c} = 0{,}01$ for the camshaft ones.

For the restoration intensities in the expressions (6, 7) as the given functions of time, form the fig. 2, we might see the modeling dependences of the other kind. At the beginning it is harder to restore the more complicated electronically controlled systems. So the intensity $\mu_e(t)$ is lower than $\mu_c(t)$ until approximately the point in time of about $t \approx 500$. The diapason of the possible changes for the electronically controlled engines is supposed to be wider $\Delta\mu_e = \frac{1}{16} = 0{,}063$ versus $\Delta\mu_c = \frac{1}{25} = 0{,}04$, but the growth is slower, $k_{\mu_e} = 0{,}0025$ versus $k_{\mu_c} = 0{,}005$.

The probabilities of up and down states for the electronically and camshaft controlled marine propulsion diesel engines with respect to the failure and restoration intensities as the given functions of time (6, 7), can be got as the solutions of the systems analogous to (1):

$$\left.\begin{aligned} \frac{dp_{e_0}(t)}{dt} &= -\lambda_e(t)p_{e_0}(t) + \mu_e(t)p_{e_1}(t), \\ \frac{dp_{e_1}(t)}{dt} &= \lambda_e(t)p_{e_0}(t) - \mu_e(t)p_{e_1}(t). \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{dp_{c_0}(t)}{dt} &= -\lambda_c(t)p_{c_0}(t) + \mu_c(t)p_{c_1}(t), \\ \frac{dp_{c_1}(t)}{dt} &= \lambda_c(t)p_{c_0}(t) - \mu_c(t)p_{c_1}(t). \end{aligned}\right\} \qquad 12)$$

The results of the calculations for the systems (12) with the use of the supposed data (8-11) are given in fig. 3.

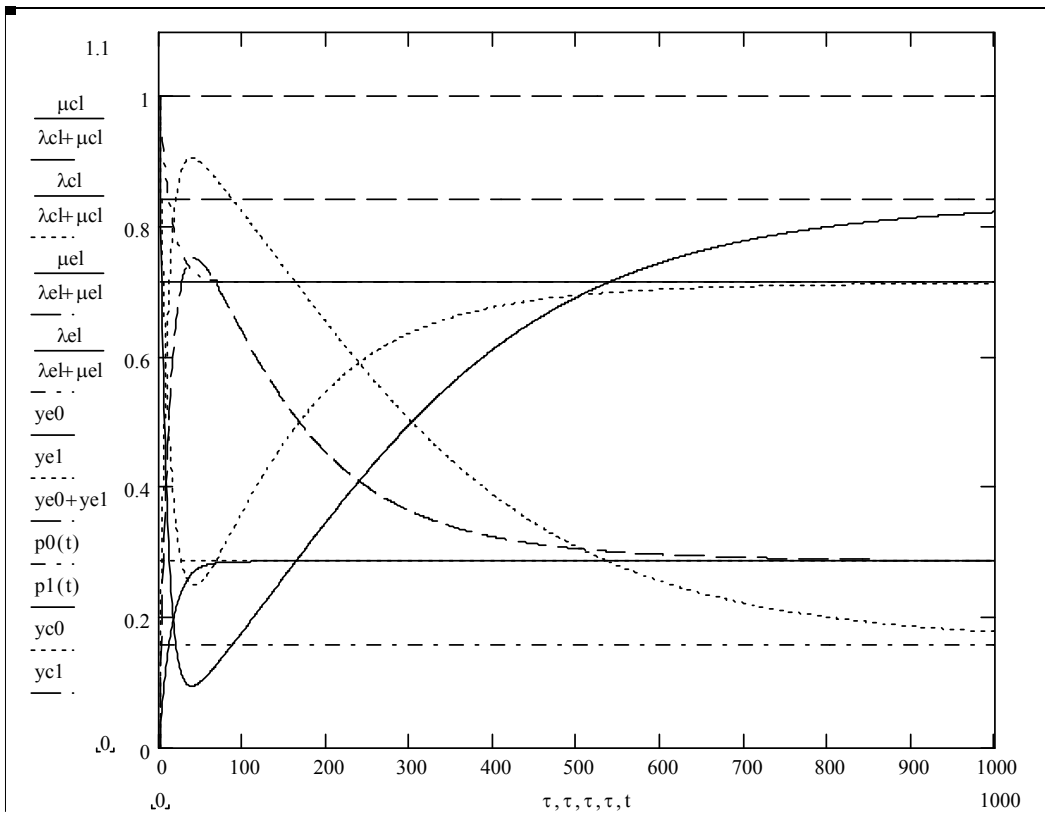


Figure 3. Probabilities of up and down states for the electronically and camshaft controlled engines

Conclusions. In the given problem setting (1-12) for the presumed numerical data (8-11) the probabilities of up and down states (12) for the marine propulsion diesel engines with the electronic and camshaft control in the course of time stabilize on the levels accordingly to the horizontal asymptotes of the view (4) for the dependences of (6, 7).

LITERATURE

1. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 1 part 512 p.
2. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 2 part 444 p.
3. Касьянов В. А. Субъективный анализ: монография / В. А. Касьянов. – К. : НАУ, 2007. – 512 с.
4. Касьянов В. А. Элементы субъективного анализа: монография / В. А. Касьянов. – К. : НАУ, 2003. – 224 с.
5. Гончаренко А. В. Типи задач рекомендованих до опрацювання при виконанні дипломної роботи за спеціальністю «Експлуатація суднових енергетичних установок» усіх форм навчання: навчальний посібник для ВНЗ / А. В. Гончаренко. – Херсон : Видавництво ПП Тріфонов, друкарня «Графіка», 2010. – 192 с.
6. Гончаренко А. В. Принципові питання змісту та методики виконання дипломної роботи за спеціальністю «Експлуатація суднових енергетичних установок» усіх форм навчання: навчальний посібник для ВНЗ / А. В. Гончаренко. – Херсон : Видавництво ПП Тріфонов, друкарня «Графіка», 2010. – 165 с.
7. Гончаренко А. В. Оформлення звітності з плавальної практики судномеханіка (заповнення книги реєстрації практичної підготовки) за спеціальністю «Експлуатація суднових енергетичних установок» усіх форм навчання: навчальний посібник для ВНЗ / А. В. Гончаренко. – Херсон : Видавництво ПП Вишемирський В. С., 2010. – 128 с.

ОЦІНКА РІВНЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ В ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ

Єрмак О. М.
Харківська національна академія міського господарства (Україна)

Аварійність дорожнього руху є одним з негативних явищ на транспорті, що, особливо останнім часом, виявляє тенденцію до зростання. З боку дороги досліджуються, головним чином, місця дорожньо-транспортних подій (ДТП) та відношення технічних факторів до них.

До статистики ДТП відноситься і діаграма зіткнень, яка складається для найбільш частих місць скоєння ДТП відповідно до ескізів, що виконуються при кожній ДТП.

Недолік статистичних даних про різного виду ДТП значно утруднює визначення небезпечних ділянок автомобільних доріг з високим ступенем аварійності, а, отже, і підходящих заходах профілактики ДТП.

Тому було досліджено закономірності ймовірності виникнення дорожньо-транспортних пригод на перехрестях транспортних потоків від інтенсивності руху, що описується показниковим законом розподілення:

$$P_{ДТП}^{інт} = \lambda \cdot \left(\sum_{i=1}^{n} N_i + \sum_{j=1}^{k} M_j \right) \cdot e^{-\lambda \cdot \left(\sum_{i=1}^{n} N_i + \sum_{j=1}^{k} M_j \right)} \quad (1)$$

де $\sum_{i=1}^{n} N_i, \sum_{j=1}^{k} M_j$ – інтенсивність транспортного потоку по головній та другорядній дорозі відповідно, авт./год.;

λ - параметр розподілення, що розраховується за формулою:

$$\lambda = \frac{1}{a} \quad (2)$$

де a – математичне очікування.

Для визначення ймовірності виникнення дорожньо-транспортних пригод на перехрестях транспортних потоків в залежності від часу доби було використано частково-апроксимуючі залежності для опису кривих розподілень в інтервалі від 6 до 15 години та від 15 до 24.

В інтервалі від 6 до 15 години та від 15 до 24 години найбільш точніше описує закон розподілення Максвелла:

$$P_{ДТП}^{6-15} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{t^2}{\sigma} \cdot e^{-\frac{t^2}{2,6 \cdot \sigma^2}} \quad (3)$$

де σ – параметр розподілення, що розраховується за формулою:

$$\sigma = \frac{a}{1,52} \quad (4)$$

Отримані залежності можуть бути застосовані при розробці та оцінки нових технологічних установок, що забезпечують новий рівень безпеки дорожнього руху на транспортних мережах.

ЛІТЕРАТУРА

Системологія на транспорті. Організація дорожнього руху [Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.]; за ред. М. Ф. Дмитриченка – К. : Знання України, 2007. – 452 с. – (5 кн. / Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.; кн. 4).

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ СЕРИИ МЕ

Калюжный А. В., Ханмамедов С. А.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Одним из ключевых направлений на пути создания систем управления современными ДВС сери МЕ является разработка основ построения систем управления по возмущению и поддержки принятия решений. По принятой терминологии это системы, активно использующие знания и опыт экспертов, ориентированные на оперативное вмешательство в работу объекта управления на основе анализа непрерывно меняющейся модели внешней и внутренней среды. Иначе их называют бортовыми оперативно-советующими экспертными системами с нечеткой логикой. В свою очередь, указанные системы относят к классу систем, основанных на знаниях *(knowledge-based systems),* или интеллектуальных систем. Интеллектуальной системой управления (ИСУ) считается такая, в которой знания о неизвестных характеристиках объекта управления и окружающей среды формируются в процессе обучения и адаптации, а полученная при этом информация используется в процессе автоматического принятия решений так, что качество управления улучшается. В зависимости от характера реализуемых интеллектуальных функций, т.е. от уровня интеллектуальности, различают ИСУ, интеллектуальные «в малом», «в большом» и «в целом».

Управляющие системы, интеллектуальные «в малом», – это такие системы, которые используют в процессе своего функционирования знания (например, в виде правил) как средство преодоления неопределенности входной информации, описания управляемого объекта или его поведения.

Управляющие системы, интеллектуальные «в большом», – это системы, организованные и функционирующие в соответствии со следующими принципами.

1. Взаимодействие с реальной внешней средой (состояние воздушного и морского бассейна в районе перехода судна) с использованием информационных каналов связи.

2. Принципиальная открытость системы с целью повышения интеллектуальности и совершенствования собственного поведения.

3. Наличие механизмов прогноза в районе перехода динамики изменения состояния судна и его систем.

4. Наличие многоуровневой иерархической структуры, построенной в соответствии с правилом: повышение интеллектуальности и снижение требований к точности моделей по мере повышения уровня иерархии в системе (и наоборот).

Управляющие системы, интеллектуальные «в целом», – это такие системы, которые, при использовании знаний на базе качественных понятий и структурных отношений между ними, обеспечивают процесс регулирования объекта и, в необходимых случаях, путем обратных связей с помощью обобщенной оценки качества движения и достижимости поставленной цели осуществляют неоднократный выбор терминальных условий и критериальной базы, определяющих текущую цель управления, а также соответственно проводят реконфигурацию способа регулирования и программы действий, исходя из заданной глобальной цели функционирования системы.

Общая структура алгоритмов многоуровневой иерархической системы управления судном и его ЭУ должна иметь три глобальных уровня управления (табл. 1)

Уровень III представляет собой уровень, на котором осуществляется формирование (выбор) текущей цели функционирования ИСУ в процессе движения судна. Используемые алгоритмы позволяют на основе наблюдения за внешней и внутренней обстановкой с использованием бортовых источников информации принять решение о сохранении или видоизменении стратегии управления движением судна.

Уровень управления II – это уровень выбора способа достижения поставленной цели. Алгоритмы управления основаны на активном использовании методов имитационного моделирования в процессе принятия решений.

Таблица 1

Уровни и алгоритмы управления

Уровни управления		Алгоритм управления	
III	Семиотические S-системы	6	Выбор цели, планирование
II	Модельные FM-системы	5	Ситуационное управление
I	Системы с адаптацией	4	Адаптивное управление
	FA-системы	3	Идентификационное управление
	Простые F-системы	2	Управление по отклонению
		1	Программное управление

Уровень управления I представляет собой уровень реализации выбранного способа достижения поставленной цели. Алгоритмы управления данного уровня сегодня наиболее разработаны и могут быть представлены как:

- системы с адаптацией, в которых предусмотрен механизм подстройки алгоритмов формирования управляющих воздействий при изменении условий функционирования объекта, т.е. в структуре алгоритма, кроме априорных, используются апостериорные знания об объекте и его среде;
- простые системы, в которых при любой наблюдаемой ситуации заранее определено, как будут формироваться управляющие воздействия и в структуре алгоритмов управления используются только априорные знания об управляемом объекте и среде его функционирования.

В последние годы для решения указанных задач управления судном и его энергетической установкой все шире используются методы теории нейронных сетей. Нейронные сети реализуются как параллельные вычислительные структуры, которые моделируют биологические процессы, обычно ассоциируемые с процессами человеческого мозга. Нейронные сети обладают способностью приобретения знаний об исследуемой предметной области, обучаясь на примерах. К числу несомненных достоинств нейронных сетей, объясняющих возросший интерес к ним со стороны специалистов, относятся:

- возможность воспроизведения достаточно сложных нелинейных зависимостей;
- нейронные сети не требуют традиционного программирования;
- высокое быстродействие (особенно в случае аппаратной реализации с использованием параллельной обработки);
- потенциально высокая помехо- и отказоустойчивость;
- универсальность применения, возможность решения плохо формализуемых задач (распознавание изображений и речи, кластерный анализ, идентификация, прогноз и т.п.).

В настоящее время сегодня уже созданы или находятся в завершающей стадии проектирования новые системы управления судами и их энергетическими установками (например, двигатели серии ME), обеспечивающие качественный прорыв в развитии судоходства, однако для достижения заложенных в них тактико-технических характеристик требуются принципиально новые подходы к организации и функционированию их судовых систем и механизмов.

Современные тенденции развития систем управления судном и особенно ЭУ связаны с их дальнейшей интеллектуализацией, основанной на технологиях обработки знаний для автоматизации функций управления и поддержки действий экипажа, как в нормальных, так и в нештатных ситуациях, возникающих в процессе рейса судна.

Одним из перспективных направлений в создании интеллектуальных систем управления и принятия решений является применение нейронных сетей и их программно-аппаратной реализации на базе нового поколения ЭВМ – нейрокомпьютеров, превосходящих другие типы вычислительных машин не только по критерию отношения производительность / стоимость, но и по их способности к решению нестандартных, плохо формализованных задач.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ КРЕЙЦКОПФНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЕЙ

Пизинцали Л. В.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Условия работы крейцкопфных подшипников современных МОД обусловлены следующими факторами:

- удельные давления на поверхности антифрикционного сплава подшипников вследствие больших значений движущей силы (до 8000 кН) близки к предельно допустимым;
- крейцкопфные подшипники КШМ воспринимают ударную нагрузку от изменения давления газов в цилиндре;
- качательное движение шатуна с относительно небольшой угловой скоростью не обеспечивает условий для создания в масляном слое гидродинамической подъемной силы, характерной для мотылевого подшипника.

Разделение рабочих поверхностей в крейцкопфном подшипнике осуществляется путем уравновешивания нагрузки от давления газов в цилиндре расклинивающим давлением возникающем в слое смазочного материала подшипника находящегося в жидкокристаллическом состоянии.

Полученные изотермы расклинивающего давления $P_{раск} = f(\frac{1}{h^3}, \theta, l, ...)$, для смазочных материалов, используемых в циркуляционных системах смазывания показали, что они в зависимости от толщины h смазочного слоя, его степени ориентационной упорядоченности θ, параметров характеризующих индивидуальные свойства смазочного материала. Зависимость носит падающий характер и таким образом толщина смазочного слоя изменяется до тех пор, пока не наступит равновесие между действующей нагрузкой на подшипник и величиной расклинивающего давления в смазочном слое. Таким образом, подшипник совершает колебательные движения на масляном слое, при этом величина давления в слое переменна. Для обеспечения регенерации слоя смазочный материал должен подводиться в период времени, когда давление в слое минимально. Этот факт и обуславливает особенность схем канализации масла современных малооборотных двигателей внутреннего сгорания. Масло по каналу в штоке поступает к навешенному на поперечину крейцкопфному насосу, который повышает давление масла до 6 МПа и подает его по сверлениям на поверхность нижнего вкладыша крейцкопфного подшипника. В маслораспределительных канавках наблюдается движение масла к рабочей поверхности вкладыша в тот момент времени когда давление в рабочей зоне подшипника минимально. Далее масло по сверлениям подводится к верхним вкладышам, а затем по сверлениям поступает на смазку подошвы ползуна. Таким образом, к нагруженным нижним вкладышам масло поступает под давлением 6 МПа, а к верхним ненагруженным и на смазку ползуна масло идет от общей магистрали циркуляционной смазки. Раздельная смазка нижних и верхних вкладышей позволяет с помощью крейцкопфного масляного сдвоенного плунжерного насоса который, крепится к верхней части стержня шатуна и приводится в действие с помощью рычагов за счет качательного его движения, осуществлять синхронизацию процесса смазывания.

Для повышение аккумулирующей способности и уменьшения пульсации давления в смазочном слое крейцкопфные подшипники изготавливают с вкладышами с искусственным микрорельефом. Вкладыш состоит из стального основания, на которое нанесен слой свинцовистой бронзы с пересекающимися под углом 14° пазами, залитыми центробежным способом оловянистым или свинцовистым сплавом. После механической обработки на рабочую поверхность вкладыша гальваническим способом наносят слой приработочного покрытия (88% свинца, остальное олово и медь).

Для увеличения равномерности распределения удельных давлений по рабочей поверхности крейцкопфных подшипников и повышения их демпфирующей способности нижние половины выполняют податливыми, за счет несимметричного расположения опорного ребра относительно середины цапфы, или различной толщины наружной и внутренней стенок нижней половины подшипника; при этом деформация цапф поперечины крейцкопфа компенсируется деформацией податливых опор подшипников.

Исследования особенностей работы крейцкопфных подшипников судовых дизелей показывают, что они значительный промежуток времени эксплуатируются в режиме граничной смазки. При эксплуатации крейцкопфных подшипников в режиме граничной смазки их ресурс составляет 15…20 тыс. часов, чем и обусловлено дальнейшее решение задачи по повышению долговечности подшипников, которое выполняется двигателестроительными фирмами в двух преимущественных направлениях. Одно направление занимается совершенствованием конструкции и материала, из которого изготавливаются подшипники, а второе направлено на улучшение свойств смазочных материалов [1, 2]. Решение обоих направлений подчинено адаптации работы подшипников в составе судовых дизелей, для обеспечения минимальные потери на трение (и таким образом сокращение затрат топлива) и минимизации величины износа подшипника (что приводит к сокращению затрат на обслуживание и ремонт). Инженерия поверхности остается одним из наиболее перспективных направлений в современном судовом материаловедении, позволяющая, решить поставленную задачу. В этом ряду следует выделить современные нанотехнологии – ионно-плазменное напыление, ионная имплантация

Данные методы обработки нами были направлены на внедрение в поверхностный слой детали узла подшипника ионов металлов, позволяющих получить в пристенном граничном смазочном слое заданную степень ориентации молекул смазки. Такая технология обработки рабочей поверхности подшипника скольжения является дальнейшим совершенствованием вкладыша, который сочетает в себе все преимущества вкладышей конструкции фирмы МИБА, при этом является более технологичным и, как показали лабораторные испытания, имеет в 1,5 раза более высокую долговечность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ханмамедов С. А., Заблоцкий Ю. В. Поповский Ю. М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со "смазочной способностью". // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. – Калинин : КГУ, 1989. – С. 49-57.

2. Поповский Ю. М., Ханмамедов С. А., Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика : научн.-техн. сб. – 1994. – Одесса : ОГМА. – 3. – С. 26-27.

ВИЗНАЧЕННЯ ВІБРАЦІЇ КОРАБЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ КОГЕРЕНТНОЇ РЛС

Пінчук О. М.
Академія військово-морських сил імені П. С. Нахімова (Україна)

У загальній проблемі скритності корабля по його фізичних полях, важливе місце займають задачі зниження віброактивності корпуса корабля, як основного джерела формування гідроакустичного поля. [1, 3]

Для успішного рішення цих задач необхідно дослідження вібраційних характеристик корпуса корабля. Визначення вібраційних характеристик традиційним методом (контактні виміри) – складна й досить трудомістка задача. Реалізація цього методу пов'язана з монтажем на кораблі сотень вібродатчиків з їх комунікаціями, розміщенням контрольно-вимірювальної, реєструючої та аналізуючої апаратури. Проведення цих заходів потребує виводу корабля з бойової й повсякденної експлуатації на тривалий час.

Вільним від відзначених недоліків є новий нетрадиційний метод визначення вібрації корабля, заснований на дистанційних вимірах за допомогою радіолокаційного способу. Застосування цього методу не вимагає розміщення на кораблі апаратури й виводу корабля з експлуатації й дозволить оперативно, практично без підготовки корабля провести вібраційні випробування в найкоротший термін.

Ціль доповіді – виклад основних положень методології, проведення натурних вібраційних випробувань корабля й деяких результатів дистанційного визначення вібрації корабля, отриманих в рамках виконаної НДР за шифром «Вібрація».

Математична модель процесу визначення вібрації корабля дистанційним методом, ґрунтується на інформації про миттєву частоту, відбитого від вібруючого об'єкта електромагнітного сигналу РЛС. Миттєва частота відбитого електромагнітного сигналу визначається як перша похідна від миттєвої фази відбитого сигналу.

$$\omega_{\text{отр}}(t) = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\,t}\left\{\,\omega_0\,t - 2\,k\left[R_0 - \xi\,(\,t\,)\,\right]\right\} = \omega_0 - 2\,k\,\frac{\mathrm{d}\xi(t)}{\mathrm{d}\,t} \qquad (1)$$

де $\xi(t) = \xi_0 \sin(\Omega t)$, ξ_0 і Ω - амплітуда й частота вібрації об'єкта;

$k = 2\pi / \lambda$ – хвильове число;

λ і ω_0 – довжина хвилі й несуча частота електромагнітного сигналу;

R_o – середня відстань від джерела електромагнітного сигналу РЛС до вібруючого об'єкта.

Другий додаток у правій частині формули (1) являє собою поточний доплерівський зсув частоти відбитого електромагнітного сигналу

$$\omega_{\text{д}}(t) = 2\,k\,\frac{\mathrm{d}\xi(t)}{\mathrm{d}\,t} = 2k\dot{\xi}(t) \qquad (2)$$

З урахуванням рівняння (1), рівняння (2) можна представити у вигляді:

$$\omega_{\text{отр}}(t) = \omega_0 - 2\,k\,\dot{\xi}\,(t)$$

Так як функція $\dot{\xi}(t)$ знакозмінна, то границі зміни частоти відбитого сигналу можна записати у вигляді:

$$\omega_0 - 2\,k\,\dot{\xi} \le \omega_{\text{отр}}(t) \le \omega_0 + 2\,k\,\dot{\xi} \qquad (3)$$

З виразу (3) виходить, що відбитий електромагнітний сигнал є частотно-модульованим.

Процес зміни частоти відбитого сигналу $2k\dot{\xi}(t)$ виділяється за допомогою частотного детектора (рис. 2). За допомогою інтегратора можна визначити величину зсуву вібруючого відбивача ($2k\xi(t)$).

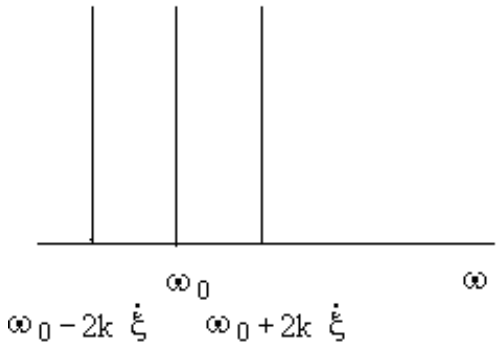


Рисунок 1. Діапазон зміни доплеровської частоти електромагнітного сигналу, відбитого від вібруючого об'єкту

Структурна схема частотного детектора з інтегратором представлена на рис.2.

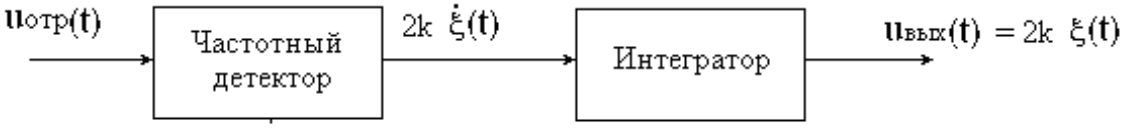


Рисунок 2. Структурна схема пристрою обробки сигналу, відбитого від вібруючого об'єкту

Формування опромінюючого електромагнітного сигналу і відбитого електромагнітного сигналу від вібруючого об'єкту (корабель) виконувалося за допомогою розробленої когерентної РЛС безперервного випромінювання.

На підставі проведених досліджень одержані наступні результати:

- визначення вібрації корабля (судна) дистанційним способом можливо за допомогою застосування дистанційного способу, заснованого на одержанні відбитого від коливного об'єкта електромагнітного сигналу РЛС і виділенням з нього інформації про характеристики вібрації об'єкта;
- відносна погрішність вимірів при проведенні вібраційних випробувань по визначенню частоти вібрації кораблів (судів) дистанційним способом не перевищила 0,03;
- розроблена методологія й радіолокаційний вимірювальний комплекс дозволяють на основі аналізу поточного доплеровського зрушення частоти відбитого радіолокаційного сигналу визначати характеристики вібрації коливних об'єктів;
- розвиток дистанційного способу визначення вібрації корабля (судна) повинне здійснюватися в напрямку дослідження впливу морського фону на відношенні рівня сигнал/перешкода з метою його підвищення для збільшення вірогідності визначення вібраційних характеристик.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ ПО АКУСТИЧЕСКОМУ СИГНАЛУ

Пущенский К. Н., Колегаев М. А.
Одесская национальная морская академия (Україна)

Наиболее распространение в судовых двигателях имеет топливная система высокого давления с нагнетательным трубопроводом и закрытой форсункой.

Основные функции, которые реализует форсунка системы высокого давления топлива, заключаются:

- в синхронизации начала подачи топлива с ходом поршня и выбранным углом опережения подачи топлива
- в вводе топлива в камеру сгорания его распыливание на частички с заданными размерами и начальной скоростью движения, образование факела горения с заданным углом раскрытия и его протяженностью.

Качественные и количественные функциональные характеристики реализуемые форсункой во многом зависят от состояния сопла форсунки.

В процессе эксплуатации форсунки геометрические размеры сопел изменяются.

Для определения технического состояния сопел форсунок, возможно осуществлять периодические измерения акустического излучения в замкнутом воздушном пространстве форсуночного стенда который имеется на каждом судне.

При выходе топлива из сопла в газовую среду испытательной камеры с на срезе сопла возбуждаются акустические колебания. Акустическое давление, в среде вызванное этими колебаниями, представляет собой разность между мгновенным значением давления в данной точке газов при наличии звуковых колебаний и статического давления в той же точке при их отсутствии.

Иными словами, звуковое давление есть переменное давление в среде, обусловленное акустическими колебаниями. Максимальное значение переменного акустического давления (амплитуда давления) может быть рассчитано при известной амплитуде колебания частиц:

$$P = 2\pi f \rho c A, \tag{1}$$

где P – максимальное акустическое давление (амплитуда давления); f – частота; c – скорость распространения ультразвука; ρ – плотность среды; A – амплитуда колебания частиц среды.

Вопрос о том, является звуковое давление векторной величиной или нет, довольно сложный. Как всякая сила, звуковое давление имеет направление. Однако, под давлением понимается сила, перпендикулярная к поверхности. И если оговорена ориентация поверхности, то это однозначно указывает направление вектора давления и ничего кроме его модуля (скаляра) больше указывать не требуется.

Для наиболее часто рассматриваемого случая продольной волны, звуковое давление направлено либо по, либо против луча, поэтому его векторные свойства опускают, рассматривают только проекцию звукового давления на луч и говорят о нем как о знакопеременном скаляре: в момент сжатия звуковое давление.

Граничный радиус $r_{гр}$, м, в испытательном форсуночном стенде — расстояние от акустического центра сопла форсунки, на котором плотность энергии прямого звука равна плотности энергии отраженного звука, определяют по формуле

$$r_{гр} = \sqrt{\frac{B}{4\Omega}} \tag{2}$$

В том случае если акустический приемник можно расположить на расстоянии до 0,5 $r_{гр}$, можно считать находящимися в зоне действия прямого звука. В этом случае октавные уровни звукового давления следует определять по формуле

$$L = L_w + 10\lg\Phi + 10\lg\chi - 20\lg r - 10\lg\Omega\,. \qquad (3)$$

Если же акустический приемник можно расположить на расстоянии более $2r_{гр}$, можно считать находящимися в зоне действия отраженного звука. В этом случае октавные уровни звукового давления следует определять по формуле

$$L = L_w + 10\lg B - 10\lg k + 6\,. \qquad (4)$$

Сравнивая текущее значение октавных уровней звукового давления новой, технически исправной форсунки, с октавными уровнями звукового давления форсунки имеющей известную нароботку, можно получить интегральную характеристику технического состояния сопел форсунки.

Данный метод в настоящее время может быть рекомендован как экспресс метод для быстрого определения состояния сопел и выбраковки форсунки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ультразвук / Под ред. И. П. Голяминой. – М. : Советская Энциклопедия, 1979. – 400 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖИДКОСТНЫХ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДИЗЕЛЕЙ

Руденко И. В.
Одесская национальная морская академия (Украина)

В судовых двигателях внутреннего сгорания через 10…15 лет эксплуатации наблюдается повышение вибрационной активности осевых и крутильных колебаний коленчатых валов.

В настоящее время единого мнения по механизму роста амплитуд колебаний особенно осевой ее составляющей. Типичными проявлениями роста амплитуды осевых колебаний является срезание рамовых и мотылевых болтов, а также болтов крепления противовесов.

Для уменьшения амплитуды осевых колебаний валов используются жидкостные демпферы колебаний. Среди жидкостных демпферов осевых колебаний наибольшее распространение получили силиконовые демпферы.

В процессе эксплуатации силиконовых демпферов их техническое состояние изменяется, что обусловлено, прежде всего, изменением протеканием процессов внутреннего трения, протекающим в демпферах.

Особенностью процессов трения в демпферах является то, что процесс сдвига реализуется в очень вязкой неньютоновской жидкости, а процессы изнашивания маховика и корпуса демпфера протекают без удаления продуктов износа. Эти процессы усугубляется окислением вязкого кремнийорганического жидкого полимера с образованием муравьиной кислоты и формальдегида. Муравьиная кислота является веществом, вызывающим химическую коррозию элементов демпфера, а также деструктирующим пристенный слой силикона, что приводит к увеличению механического износа корпуса и рабочего тела демпфера.

Влияние образовавшихся продуктов износа на работу демпфера значительно, поскольку зазоры обеспечивающие демпфирование колебаний достаточно малы и составляют: радиальный – 0,001…0,015 мм, а осевой – порядка 0,04…0,06 мм.

Кроме того, при работе демпфера наблюдается явление намагничивания элементов демпфера. Намагничивания этих тел носит достаточно сложный характер, но закономерным является то, что полюсные области магнитов становятся концентраторами, в области которых собираются продукты изнашивания. Это явление приводит к интенсификации процесса изнашивания, и как следствие, заклиниваю тела вращения демпфера продуктами изнашивания. Поэтому при контроле технического состояния демпфера необходимо следить за намагничиванем элементов демпфера

Нами разработан прибор контроля остаточного намагничивания элементов демпфера. Размагничивание демпфера рекомендуется проводить путем обматывания его деталей проводниками и кратковременному подключению к сварочному трансформатору. После размагничивания демпфера процедуру контроля намагниченности необходимо повторить. Контроль намагниченности демпфера необходимо проводить не реже одного раза в год. Применение этого метода приводит к удлинению срока службы жидкостных демпферов крутильных колебаний СДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ханмамедов С. А., Руденко И. В., Руденко В. И. Определение остаточного ресурса силиконовых демпферов судовых ДВС//Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – № 17. – Одесса : ОНМА. – С. 86-91.

2. Родин П. Т. Эксплуатация силиконовых демпферов крутильных колебаний валопроводов судовых дизелей. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1980. – 41 с.

ФОРМУВАННЯ ПРИНЦИПІВ ТРАНСПОРТНОГО ПЛАНУВАННЯ МІСТ

Санько Я. В.
Харківська національна академія міського господарства (Україна)

Розвиток транспортних систем міст та селищ повинен відповідати найсучаснішим вимогам. Головним нормативним документом у сфері містобудування є ДБН 360-92**, який регламентує основні напрямки та етапи розбудови нових та існуючих міст.

Одним із напрямків формування селітебної території є розподіл її на основні структурні елементи:

1) житловий квартал – первинний структурний елемент житлового середовища, обмежений магістральними або житловими вулицями, проїздами, природними рубежами й т.п., площею до 20…50 га з повним комплексом установ і підприємств обслуговування місцевого значення (укрупнений квартал, мікрорайон) і до 20 га з неповним комплексом;

2) житловий район – структурний елемент селітебної території площею 80…400 га, у межах якого формуються житлові квартали, розміщуються установи й підприємства з радіусом обслуговування не більше 1500 метрів, а також об'єкти міського значення. Границями житлового району є магістральні вулиці й дороги загальноміського значення, природні й штучні рубежі. Житлові райони можуть формуватися як самостійні структурні одиниці;

3) селітебний район – структурний елемент селітебної території площею більше 400 га, у межах якого формуються житлові райони. Границі його ті ж, що й для житлових районів. Дана структурна одиниця характерна для великих і найбільших міст і формується як цілісний структурний організм із розміщенням установ обслуговування районного й міського користування.

При цьому межами першого елементу є магістральні та житлові вулиці, а другого та третього магістральні вулиці та дороги загальноміського значення. Тому головний акцент приділяється формуванню розгалуженої транспортної мережі.

Останні дослідження показують, що постійне зростання рівня автомобілізації, зокрема в крупних та найзначніших містах, призводить до такого негативного явища, як утворення заторів на міських вулицях та дорогах. Це в свою чергу збільшує загальний час руху від місця проживання до місця прикладання праці в 2…3 рази, як наслідок зменшення продуктивності праці.

Для оцінки рівня розвитку транспортної мережі використовується такий показник, як щільність транспортної мережі на території міста. Вважається, що чим більше щільність транспортної мережі, тим кращі умови руху наземного транспорту.

Отже, використовуючи дане твердження, можна сказати, що головним напрямком розвитку транспортної мережі будь-якого міста є збільшення довжини вулиць та доріг. Але є одна проблема, яка заважає збільшувати щільність міських магістралей це щільна забудова.

І щоб уникнути таких проблем в майбутньому, при розробці нових житлових кварталів, районів та масивів, необхідно враховувати транспортну складову містобудування. Яка повинна базуватися на новітніх розробках у цій галузі.

ЛІТЕРАТУРА

Містобудування. Планування і забудова міських і сільських поселень” : ДБН 360-92**. – [Чинний від 2002-04-19]. – К. : ДП «Укрархбудінформ»,2002. – 92 с. – (Національний стандарт України).

ВЫБОР МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Свиридов В. И.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Для оценки технического состояния (ТС) насосных агрегатов (НА) широко используются функциональные методы диагностики, в частности, различные методы вибродиагностики. Результаты исследования вибрационных процессов, протекающих в НА, упорядочиваются и формализуются в создании математической модели (диагностической модели) исследуемого явления. Любая диагностическая модель признана отражать лишь одно или несколько определенных свойств данного явления и всегда содержит ограниченную информацию о нем. По мере расширения знаний об исследуемой стороне явления модель совершенствуется, усложняется. Другие стороны модели описываются другими моделями, которые могут быть, и не связаны между собой.

Различают детерминированные и вероятностные модели. Более общая – вероятностная модель, отражающая, как устойчивые свойства, так и случайный характер наблюдаемого явления. Последнее возникает всякий раз, когда данное явление определяется множеством факторов, причин, условий. Тогда и нецелесообразно и невозможно оценить действие каждого отдельного фактора, а необходимо устанавливать более общие – вероятностные законы явления.

Целесообразно выделить следующие классы явлений, по степени содержания случайных факторов:

1) полностью случайные, определенные множеством однородных факторов;
2) с преобладанием одного или нескольких сильных факторов и множеством слабых однородных факторов;
3) описываемые квазидетерминированными функциями, т.е. регулярными функциями, некоторые параметры которых представляются случайными, если они не оказывают влияния на результат, или неизвестны исследователю.

В первом случае только вероятностное описание способно дать характеристику общих закономерностей явления. Детерминированный подход возможен лишь при абстрактных рассуждениях (например, задав начальные условия движения бесконечно большого числа частиц, можно в принципе предсказать их движение), но практически сделать невозможно.

Во втором случае на первых стадиях изучения явления можно пользоваться детерминированными методами, но по мере повышения точности описания, измерения, представления явления, неизбежен переход к использованию вероятностных моделей.

В третьем случае вероятностная модель необходима лишь при решении некоторых задач, например, для отражения того факта, что определенные параметры сигнала неизвестны до проведения опыта, а полученные в ходе отдельных опытов значения его называются случайной величиной. Так, если на стороне передачи известны амплитуда, частота и начальная фаза периодического сигнала, то на стороне приёма один или несколько параметров сигнала обязательно неизвестны (ибо смысл передачи сообщений в том и состоит, чтобы с помощью сигнала сообщить неизвестное). Тогда факт неизвестности параметра сигнала, например фазы, отражают введением вероятностного описания его, что и позволяет количественно оценить качество обнаружения или измерения свойств слабого сигнала на фоне шумов. Из свойств рассмотренных случайных явлений следует, что детерминированная модель представляет собой частный, вырожденный случай вероятностной модели.

Рассмотрим свойства вероятностных моделей. Наиболее общий способ представления случайного явления – описание его с помощью случайной функции, полностью характеризуемой n-мерной плотностью вероятности или бесконечной последовательностью

обобщённых корреляционных или иных характеризующих функций. Таким образом, случайная функция, случайный процесс (ансамбль реализаций, на котором задана вероятностная мера) представляет собой абстракцию – обобщенную вероятностную модель случайного явления.

Недостаток такого обобщенного вероятностного описания, особенно существенный при экспериментальных исследованиях, состоит в необходимости определения бесконечно большого числа характеристик сложного случайного явления, описываемого нестационарной негауссовской многомерной плотностью вероятности. Поэтому разрабатывают конкретные (частные) вероятностные модели, в которых сложный случайный процесс представляют состоящим из конечного числа простых элементов – случайных и детерминированных функций, определенным образом связанных между собой. При таком описании случайный процесс может быть охарактеризован конечным числом функций и параметров. Это свойство чрезвычайно ценно для практики, что и определяет важность задачи создания конкретных моделей случайных физических явлений. По мере расширения объёма знаний об исследуемом объекте, явлении сформулированная вначале простая формальная модель совершенствуется, заменяется более информативной структурной моделью.

В теории измерений рассматривают иерархию моделей различного уровня. По степени точности описания явлений различают: идеальную модель, дающую истинное, полное, исчерпывающие вероятностное описание явлений, чего практически достигнуть невозможно, и рабочую модель, дающую частичное, но доступное исследователю описания явления, достаточно точное для решаемой задачи. Анализ результатов, получаемых с привлечением вероятностных моделей различного вида, и сравнение результатов, найденных с помощью рабочих моделей, позволяют теоретически оценить погрешность измерений, разделить их на отдельные составляющие, выявить причины их возникновения.

В практике статистических измерений использование статистических моделей играет более простую роль: перед проведением измерений экспериментатор на основании имеющегося опыта выбирает одну-две конкретные (априорные) модели исследуемого явления, откуда следует перечень статистических характеристик, функций или параметров, которые необходимо изменить. Далее экспериментатор определяет метод измерения для каждой из требуемых статистических характеристик соответственно поставленной задаче. В результате измерений подтверждается выбор одной из априорных моделей, которая теперь уже становиться апостериорной моделью процесса для данной постановки задачи.

Отметим еще раз, что одно и тоже физическое явление, в зависимости от условий задачи, может быть описано различными моделями. И вероятностные модели не являются исключением из этого правила. Например в [1] показано, что одна и та же осциллограмма процесса, трактуемая как реализация процесса, может быть описана различными вероятностными моделями - случайными процессами различного класса.

Выводы: при экспериментальном и практическом вибродиагностировании НА целесообразно использовать комплексную диагностическую модель вибраций, т.е. использовать различные модели сигналов вибрации диагностируемых узлов и деталей и, как следствие, соответствующие методы их обработки.

ЛИТЕРАТУРА

Новиков А. К. Статистические измерения в судовой акустике. – Л. : Судостроние, 1985. – 272 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТКАЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сторожев В. П., Ивановский В. Г., Груздев В. В.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Введение. При эксплуатации двигателей в деталях возникают различные дефекты, которые предопределяют их долговечность. Дефекты и повреждения многообразны. Это износ, коррозия, эрозия, усталость металла, трещины, тепловое воздействие, эксплуатационные отложения, и в конечном итоге поломки.

Актуальность. Проблема повышения надежности деталей судовых технических средств, в т.ч. и двигателей, является задачей важной и актуальной. Этой проблеме уделяется значительное внимание. В этом направлении выполнены многочисленные исследования, как учеными, так и производственниками. Однако до настоящего времени не изучено в достаточной степени влияние дефектообразования на долговечность деталей двигателей и, в первую очередь, деталей ЦПГ (крышек, головок поршней, выпускных клапанов, втулок цилиндров). Существует ряд вопросов, требующих более глубокого исследования.

Постановка задачи. В настоящее время более 70% установленных на судах мирового флота главных двигателей (по мощности), составляют малооборотные двигатели трех ведущих фирм: «Зульцер» (Швейцария), «Бурмейстер и Вайн» (Дания) и МАН (Германия). Это двигатели малооборотные, двухтактные, крейцкопфные, реверсивные, с наддувом, каждый из которых имеет ряд модификаций.

Безопасность эксплуатации судов зависит от многих факторов, основные из которых – техническая надежность отдельных деталей, узлов, механизмов, машин и судна в целом, а также от качества эксплуатации.

Одним из объектов, обеспечивающих жизнедеятельность судна, является главная энергетическая установка, в данном случае малооборотные двигатели.

Укрупненный анализ отказов энергетической системы судна, составленный по нашим исследованиям и литературным данным показывает, что на главный двигатель и валопровод приходится около 70% отказов, на долю вспомогательных механизмов около 20%, на долю дизель-генераторов и прочее около 10%.

Сначала отказы двигателей из-за различных дефектов были определены нами путем обмеров различных параметров большого количества основных деталей ЦПГ. Затем была выяснена доля каждого из многочисленных дефектов и их влияние на долговечность двигателей.

Так, частота появления отказов деталей, узлов, механизмов и систем следующая. Детали ЦПГ (головки поршней, втулки цилиндров, крышки, выпускные клапаны) около 45%, детали топливной аппаратуры (форсунки, топливные насосы, трубопроводы) – 15%, подшипники (головные, мотылевые, рамовые) – 15%, различные механизмы и системы – 25%.

Повреждения различных деталей являются случайным процессом в силу неравномерности режимов работы двигателей и условий их технической эксплуатации. Поэтому для оценки и прогнозирования степени характерных дефектов деталей двигателей и обработки результатов наблюдений нами использованы методы математической статистики.

Результаты исследования. Полученные данные измерений различных видов эксплуатационных повреждений, которые формируют наступление отказов или неработоспособное состояние деталей, позволили построить диаграммы Парето для деталей ЦПГ двигателей. Откуда наглядно видна роль основных дефектов в формировании отказов. Установлено, что разнообразные процессы, связанные с износом, часто играют лидирующую роль среди других причин, приводящим к отказам. Дифференцирован вклад различных дефектов в общем количестве отказывающих деталей ЦПГ двигателей.

Так, для головок поршней и выпускных клапанов основным является износ (64…85)% и до 70% соответственно, а для втулок цилиндров и крышек трещины (62…75)% и (40…58)% соответственно.

На основе статистической обработки и анализа большого массива эксплуатационных измерений и наблюдений, ремонтных ведомостей СРЗ, лабораторных экспериментов и данных морского Регистра определена роль дефектообразования в формировании отказов деталей ЦПГ двигателей.

Выводы. Выделены основные виды повреждений, которые при соответствующей наработке приводят к отказам деталей двигателей, и в первую очередь, деталей ЦПГ.

Установлено не только процентное соотношение этих повреждений, но и их влияние на время эксплуатации до наступления отказа. Такой ранжированный подход различных дефектов и повреждений дает возможность прогнозирования времени их появления, выбора наиболее эффективных технологий восстановления деталей ЦПГ двигателей. Это способствует повышению долговечности эксплуатации судовых малооборотных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ефремов Л. В. Практика инженерного анализа надежности судовой техники. – Л. : Судостроение, 1980. – 176 с.

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

ВЛИЯНИЕ КРАТНОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ НА РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАСЕЛ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Ханмамедов С. А., Мурадян П. С., Сагайдак С. А.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Масляная система двигателя внутреннего сгорания предназначена для управления процессами трения, протекающими в узлах трибосистем двигателя внутреннего сгорания. Прежде всего, нас интересуют такие аспекты процессов трения как энергетические потери на трение и износ деталей двигателя. От интенсивности протекания указанных процессов в судовом двигателе внутреннего сгорания зависят экономические затраты на приобретение топлива, а также затраты на организацию технического обслуживания и ремонта двигателя.

Анализ исследований, проведенных в данной области, показывает, что необходимо реализовать управление процессами трения таким образом, чтобы во времени процессы были стабильными и минимальными по абсолютной величине потерь трение и интенсивности изнашивания деталей его трибосистем. Так, например, если для несмазанных поверхностей узлов трибосистем, коэффициент трения и интенсивность изнашивания составляют 0,3…0,9 и $10^{-5}-10^{-6}$, то для смазанных 0,005…0,08 и $10^{-9}-10^{-11}$ соответственно. Или другими словами, энергетические потери на трение сокращаются более чем в сто раз, а изнашивание в, несколько тысяч раз при присутствии в зоне трения смазочных материалов с заданными физико-механическими свойствами. Из этого примера следует, что основная нагрузка, в реализации вышеприведенных функций системы масляной системы двигателя, выполняется смазочным материалом.

Современный смазочный материал находящийся, в двигателе внутреннего сгорания представляет собой дисперсную систему, состоящую из двух или более фаз, содержит в своем составе в качестве растворителя масло нефтяного (реже синтетического) проис-

хождения, в котором взвешены твердые частицы продуктов сгорания топлива и изнашивания металлов.

При введении смазочного материала в зону трения трибосистем ДВС необходимо, чтобы нанесение смазочного материала на смазываемую поверхность двигателя осуществлялось без значительных энергетических потерь, кроме того, смазочный материал должен обладать некоторой текучестью, чтобы после смазывания заполнялись неровности смазываемой рабочей на уровне шероховатости поверхности деталей узлов трибосистем двигателя.

Анализ тенденций развития судовых дизелей показывает, что происходит уменьшение массогабаритных показателей двигателей и рост их цилиндровой мощности.

В связи с этим следует отметить, что в масляных системах существенно изменяется их основной параметр – кратность циркуляции масла. Изменение кратности циркуляции масла приводит к интенсификации его работы.

В масле интенсифицируются процессы окисления, старения масла срок службы его сокращается. Однако как показали, проведенные нами исследования эти процессы приводят к более существенным последствиям и это, прежде всего – повышение интенсивности изнашивания подшипниковых узлов. Увеличение кратности циркуляции масла приводит к тому, что масло, пройдя через активную зону подшипника, получает в нем дефекты структуры, которые частично восстанавливаются после прохода через картер и холодильник системы. Таким образом, в циркуляционной системе должен быть установлен дополнительный элемент, в котором должна устраняться деструкция смазочного материала.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ СЭУ ПРИ СМЕНЕ ТОПЛИВА

Ханмамедов С. А.*, Радченко О. П., Мацкевич А. Р., Борисенко В. Л., Петрик Н. М.
**Одесская национальная морская академия (Украина)*
Киевская государственная академия водного транспорта (Украина)

Судовые энергетические установки судов в основном укомплектованы дизельэнергетическими установками. Агрегатная мощность таких СЭУ достигает 0,5…1,0 кВт на тонну водоизмещения судна. На протяжении последних десятилетий экономика морских перевозок подводит использованию все боле дешевых топлив, в подавляющем большинстве нефтяного происхождения. В связи с этим в настоящей работе рассматриваются аспекты организации эксплуатации дизельэнергетической установки, обусловленные неизбежным смешением топлив его дополнительным нагревом и устранением негативных явлений наблюдаемых в процессе топливоподготовки.

Применение различных по происхождению топлив связано с риском, состоящим в непредсказуемости смешения различных топлив, при переходе от одного бункера к другому. Суть проблемы скрыта в том, что два топлива при смешивании, неизбежном при переходе от заканчивающегося бункера к вновь принятому, могут дать смесь непригодную для использования. При этом каждое из топлив отдельно имеет эксплуатационные характеристики, удовлетворяющие требованиям конкретной СЭУ.

Отказ в таком случае может произойти в ряде элементов судовой системы подготовки и подачи топлива и топливной системы ДВС. Наиболее часты случаи отказа сепарационной установки, случаи отказов элементов топливной системы высокого давления дизеля, а также фильтров, вискозиметров, подогревателей.

В рамках данного исследования произведена попытка определения вероятности отказа по причине смешения топлив. На краткосрочных курсах повышения квалификации плавсостава, проводимых в соответствии требованиями STCW-95 методом анкетирования было опрошено 122 действующих механика первого и второго разряда с суммарным морским цензом в должности комсостава 372,5 года (в расчет брался только опыт работы на

судах, для которых основным является высоковязкое топливо). Целью опроса было определено суммарное число различных отказов топливных систем произошедших во время перехода переходе от заканчивающегося бункера к вновь принятому. Оно составило 57 случаев. Таким образом, на один год эксплуатации условного судна пришлось 0,153 отказа. Или за 6,5 лет эксплуатации наблюдался один случай отказа. Статистическая погрешность такого исследования составила 9%. Оценка статистической погрешности производилась расчетом доверительного интервала.

Также следует отметить, что, несмотря на невозможность в рамках проведенного анкетирования оценить изменение полученной вероятности на протяжении последних лет, есть основание полагать, что этот показатель растет, ввиду следующих причин. Во-первых: это увеличение вязкости используемых топлив, то есть увеличения доли не прошедших возгонку и крекинг остаточных фракций нефти в топливе. Во-вторых: увеличения самих процедур смены топлива в системе из-за введения зон в мировом океане, в которых существуют ограничения по содержанию серы в судовых топливах.

Для выяснения механизма нарушения эксплуатационных свойств топлива необходимо обратится к его физико-химическим свойствам. Судовое высоковязкое топливо топливо [1] является дисперсной системой и получается в результате смешения дистиллятного дизельного топлива (до 30%) с остатками перегонки нефти (70% и более) с добавлением депрессорной (снижающей температуру застывания), стабилизирующей (предотвращающей расслоение) и других присадок (до 0,2%).

Химия нефти представляет эти составляющие следующим образом. Дистиллятная фаза (газойль), является диспергирующей средой, включает в себя углеводороды с числом атомов углерода 14-17, насыщенные соединения (алканы, изоалканы) составляют 20…25%, непредельные 75…80% (циклические соединения). Остатки перегонки (мазуты), являются дисперсной фазой, состоят из молекул с числом атомов углерода 36-60, это различные цикланы 25…35%, смолы 25…35% и асфальтены 30…40%.

Однако, эксплуатационные свойства топлива это интегральные показатели всех представленных в нем веществ [2]. Более того нефти добытые в разных месторождениях неизбежно имеют отличия в химическом составе, что как следствие присуще и получаемым из них судовым топливам.

Многообразие веществ используемых в качестве присадок различными производителями топлив велико. В качестве депрессорных присадок используются, например, нефтеполимерные смолы или сополимеры этилена, в качестве стабилизирующих – различные поверхностно-активные вещества. Также существуют другие и многоцелевые присадки.

Приведенные особенности химического состава топлив обуславливают возможность протекания химических реакций при смешении топлив полученных различными путями. Наибольшую опасность для эксплуатационных показателей представляют реакции с участием депрессорных и стабилизирующих присадок. Несмотря на малую долю присадок в общей массе топлива их незначительная потеря в результате реакции может значительно изменить физические свойства топлива.

Основными последствиями в данном случае является снижение текучести (повышение вязкости) и скачек разности плотностей диспергирующей среды и дисперсной фазы с последующим расслоением фаз.

В эксплуатационном процессе СЭУ с традиционной системой топливоподачи с циркуляционным контуром тяжелого топлива, в таком случае, могут наблюдаться следующие факторы. В танках хранения – повышение вязкости, выпадение осадка, интенсивное образование отстоя. В системах перекачки – повышение нагрузки на насосы и гидравлического сопротивления вплоть до закупорки трубопроводов. В фильтрах грубой и тонкой очистки – скачек разницы давлений. В подогревателях – интенсивное образование отложений на поверхностях теплообмена, в сепараторе – интенсивное образование шлама, закупорка межтарелочнного пространства, отверстий для разгрузки шлама, повышение ве-

роятности срыва потока, в циркуляционном контуре – автоматическое повышение температуры (с целью сохранения удовлетворительной вязкости), в деаэраторе повышение интенсивности выделения испарений легких фракций топлива, в ДВС – скачек нагрузки на привод ТНВД, нестабильность работы дизеля, заклинивание пар трения ТНВД и форсунки.

Далее предлагается более детальный анализ конкретного отказа на танкере-химовозе 2008 года постройки «Petrolina ocean». В процессе перехода на топливо (IFO-380) вновь принятого бункера произошли следующие события. После подачи в отстойный танк нового топлива, произошло смешение с заканчивающимся бункером в отношении 5:1. Запущена сепарационная установка с производительностью 80% от номинальной с последующей подачей в расходной танк. Через 4 часа произошло автоматическое отключение сепаратора Mitsubishi Selfejector по причине низкого давления на выходе из сепаратора. В контуре подачи топлива к дизелю MAN B&W серии MC-C наблюдалась повышенная на 6^0 температура (141 ^{0}C). Перепад давлений на автоматическом фильтре тонкой очистки Alfa-Laval – критический.

Разборка сепаратора показала, что произошло полное заполнение всех внутренних полостей сепаратора (за исключением передачи) не текучим веществом, по своим физическим свойствам близким к консистентной смазке. Также вещество заполнило сточный шламовый патрубок сепарационной установки. Шламовая цистерна, как было обнаружено при вскрытии, содержала насыпь нерастворенного вещества. В общей сумме объем нерастворенной субстанции составлял около 400 литров.

За время работы сепаратора с учетом падения производительности было принято сепаратором около 3000 литров топливной смеси. Таким образом, доля нерастворенной фазы, выделенной в результате реакции, составила 13,3% от общего числа смеси (около 15% от тяжелой фазы нефтепродукта).

При этом необходимо отметить, что бункеровка была проведена без нарушений требований компании, и смешивания топлив в танках хранения допущено не было. Режимы подогрева отстойного, расходного танков, сепарируемого топлива и циркуляционного контура не имели отклонений от рекомендуемых производителем норм.

Таким образом, заключением и причинах происшествия могут стать следующие выводы. В результате смешения топлив произошло взаимодействие составляющих, в результате которого было нарушено действие одной или нескольких присадок. Как следствие, действие межмолекулярных сил удерживающих тяжелые фракции и обеспечивающих их удовлетворительную пластичность и текучесть было значительно ослаблено. Разность плотностей дисперсной фазы и диспергирующей среды резко возросла. В условиях центробежной сепарации из смеси стала интенсивно выделяться тяжелая фаза с низкой (нулевой) текучестью. Что создало невозможным отведение ее из сепарационной установки в качестве шлама. Так стало неизбежным накопление ее во внутренних полостях сепаратора, шламовых трубопроводах, шламовом танке. Заполнение не текучей фазой проточной части барабана сепаратора привело к срыву сепарируемого потока. Автоматическое повышение температуры в циркуляционном контуре подачи топлива к ДВС стало следствием снижения текучести дисперсной фазы, интегральный показатель среды – кинематическая вязкость, повысилась и для ее восстановления система автоматического слежения увеличила подвод греющей среды к контуру.

Эксплуатационная практика на современном флоте как показано выше изобилует подобными случаями. В разрезе этой проблемы эксплуатация флота не имеет на данный момент адекватных инструментов оценки вероятности возникновения эксплуатационных условий, приводящих к опасному смешению топлив. Не существует также рекомендаций методов и средств по снижению такой вероятности. Инструкции судоходных компаний по этому вопросу сводятся лишь к запрещению умышленного смешения топлив в танках хранения, иногда в них указывается максимальная доля смешения – 3…5 %.

Анализ же традиционных эксплуатационных процессов показывает, что смешение топлив в любом возможном соотношении не просто высоковероятно, а более того – неизбежно. Это объясняется следующим. Непрерывная подача топлива в циркуляционный контур осуществляется из расходного танка, минимальный уровень, в котором регламентируется классификационным обществом. Этот объем обычно составляет запас соответствующий расходу судна при номинальной загрузке ГД за 6 часов перехода. Согласно с этим требованием расходные топливные танки оборудуются аварийной сигнализацией. Этот минимальный уровень обычно соответствует 40…45% емкости танка. То есть, если даже организовать подачу нового топлива через сепаратор непосредственно в расходной танк, то при нарушении свойств топлива прямая подача его в контур чревата высокой опасностью отказа. Следовательно, так как смешение неизбежно, его необходимо делать до сепарации, что и происходит в отстойном танке. Избегать его становиться нецелесообразно, так как в случае потери свойств топлива сепарация позволит частичное или полное их восстановление, и главное при невозможности восстановления ограничит подачу некачественного бункера в расходной танк, что позволит принять меры для решения проблемы смешения.

Таким образом, закономерно обусловленное эксплуатационными процессами смешение топлив в отстойном танке неизбежно и более того оно позволяет при неблагоприятной реакции топлив принять адекватные меры для ограничения нежелательных последствий и не допущения отказов.

Дальнейшие выводы предполагают рекомендации по конкретным действиям экипажа для предотвращения или минимизации нежелательных последствий смешения. Перед началом использования вновь принятого топлива целесообразно провести следующие мероприятия:

1. Проверить фильтры топливной системы СЭУ.
2. Проверить работу системы автоматического контроля и регулировки вязкости (температуры) топлива.
3. Проверить систему контроля и аварийной остановки сепаратора.
4. Увеличить частоту очисток автоматического фильтра тонкой очистки.
5. Проверить выбора режима работы сепарационной установки с учетом рекомендаций производителя.
6. Увеличить частоту основных и частичных разгрузок сепаратора.

(На современных моделях сепараторов в процесс сепарации прерывается не только основной разгрузкой барабана с опорожнением и промывкой, которая обычно происходит с периодичностью 60…120 минут, но и кратковременным периодическим открытием разгрузочных отверстий – частичной разгрузкой, этот этап обычно программируется с частотой в 4…8 раз чаще, чем основная разгрузка).

Из приведенных результатов исследования очевидна необходимость предварительного прогнозирования результатов смешения топлив. Такая задача, может быть выполнена посредствам более глубокого изучения реологических характеристик топлив. Эта работа ведется авторами данного исследования [3], [4].

Например путем одновременного определения диэлектрической проницаемости (структурно чувствительного параметра) топлива до и после смешения и измерений с помощью дифференциальной сканирующей калориметрии удельной теплоемкости топлив параметра характеризующего его энергетическую эффективность и т.д.

Другим аспектом проблемы следует считать переподготовку экипажей судов и включение в современные курсы подготовки дисциплин связанных с реологией и химмотологией современных топлив.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ахметов С. А. Технология глубокой переработки нефти и газа : Учебное пособие для вузов. Уфа : Гилем, 2002. – 672 с.
2. Фукс И. Г., Спиркин В. Г., Шабалина Т. Н. Основы химмотологии. Химмотология в нефтегазовом деле : Учебное пособие. – М. : ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. Губкина, 2004. – 280 с.
3. Радченко О. П., Масленников А. А. Исследование реологии судового топлива // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2008. – Вып. 21. – Одесса : ОНМА. – С. 4-9.
4. Ханмамедов С. А., Радченко О. П., Бондаренко А. В. Совершенствование процессов топливоподготовки в судовых энергетических установках. Материалы конференции «Суднова Енергетика : Стан та проблеми». Николаев – 2009.

СОВЕШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ СУДОВЫХ МОД

Ханмамедов С. А., Слободянюк Д. И.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Повышение надежности эксплуатации судовых малооборотных дизелей (МОД) сопряжено с постоянный мониторингом состояния сопряженных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Изнашивание и поломка компрессионных колец двигателей форсированного ряда, является наиболее частой причиной их функционального отказа. Причины этого явления до настоящего времени малоизученны, что снижает эффективность эксплуатации дизелей, поэтому исследования являются актуальными.

Цель работы – идентификация и расшифровка акустического сигнала о процессе трения поршневых колец, получаемого от вибрационного датчика, установленного на цилиндровой втулке.

Анализ литературы показывает, что многие дизелестроительные фирмы устанавливают датчики акустические измеряющие уровень вибрации втулки; термопары для контроля температурных полей втулки; индукционные датчики измеряющие величину износа колец и их подвижность. За сигналами получаемыми с датчиков идет непрерывный мониторинг. Накопленная база данных позволяет сравнивая с техническим состоянием колец получаемом при вскрытии цилиндра идентифицировать получаемую информацию и на ее основе выработать алгоритмы принятия решения как для системы сигнализации так и для системы защиты двигателя. Так, например, фирмой Sulzer Дизель Ltd, разработано и установлено более чем на 60 судах во всем мире обнаруживающее модульное устройство SIPWA-TP с обработкой данных в реальном масштабе времени. Индукционный датчик установлен выше продувочных окон каждой цилиндровой втулки. Алгоритм обработки может идентифицировать сигнал и установить минимальный, максимальный и средний износ кольца, а также получена информация о его вращении.

Однако, задача идентификации сигнала от вибрационного датчика с целью установления состояния поршневого кольца при прохождении продувочных окон ранее не ставилась.

Исследованиями, проведенными нами с дизелями Sulzer 7RTA 62U и MAN B&W 7S60MC-C, на которых были установлены различные лубрикаторные системами подачи смазки установлено, что одной из основных причин поломки колец является нарушение процесса смазывания сопряжения «втулка-кольцо» в момент прохождения колец продувочных окон двигателя. Нарушение смазывания по периметру кольца в это момент приводит к скачкообразному изменению силы трения приложенной к чугунному кольцу и его

разрушению в результате деформации среза. Максимальное значение перепада силы трения вдоль периметра кольца, принимает из-за уменьшения площади сопряжения «втулка-кольцо» при прохождении продувочных окон. Такое изменении площади контакта приводит к изменению режима смазывания – от гидродинамического до граничного и сухого трения, при этом происходит увеличение частоты и амплитуды колебаний втулки цилиндра

Идентификация акустического сигнала производилась на специально установленной цилиндровой втулке в которой изменялись режимы трения. Появление в акустическом спектре колебаний вибрационного датчика установленного на втулке цилиндра сигнала с частотой 800 Гц показывает появление граничного трения при прохождении кольцами продувочных окон.

Дальнейшее увеличение частоты и амплитуды сигнала обусловлено появлением участков сопряжения «втулка-кольцо» с сухим трением, приводящим к схватыванию деталей.

Полученные результаты позволили выстроить следующий алгоритм работы лубрикаторной систем: при появлении в акустическом спектре сигнала с частотой 800 Гц увеличивается подачу смазки и вырабатывается соответствующий сигнал системой сигнализации, а в случае его увеличения до величины 1100…1200 Гц включается аварийная сигнализация и останавливается двигатель.

Данный алгоритм был испытан в составе вышеуказанных двигателей.

Применение в процессе эксплуатации двигателей данной системы управления маслоподачи, сигнализации и защиты позволяет повысить надежность работы двигателя – повысить безопасность мореплавания.

СЕКЦІЯ 2

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА НАДІЙНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ВОДЯНОГО ПАРА В ДУТЬЕВОМ АГЕНТЕ НА СОСТАВ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА ПРИ КОМПЛЕКСНОЙ УТИЛИЗАЦИИ ОТХОДОВ СЕПАРАЦИИ ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Белоусов Е. В., Кобяков Н. Н., Белоусова Т. П.*
Херсонская государственная морская академия (Украина)
**Херсонский национальный технический университет (Украина)*

1. Актуальность проблемы

В процессе сепарации топлив при эксплуатации судовых энергетических установок (СЭУ) в шламы попадает 0,5…2,5 % от исходного топлива. В результате за переход на судне могут накапливаться десятки тон отходов сепарации. С одной стороны это приводит к потерям горючих составляющих топлива, а с другой стороны создает проблемы связанные с необходимостью утилизации достаточно вредных для окружающей среды отходов. Раньше проблема частично решалась путем сжигания шламов в утилизационных котлах, однако на современных судах в связи со значительным изменением в тепловом балансе энергетической установки, утилизационные котлы не используются. Также изменилась структура потребления тепловой энергии для собственных нужд судна, теперь тепло необходимое для отопления помещений, приготовления пищи и на технологические нужды получают на месте ее потребления от электрических нагревателей. В результате сжигание шламов в утилизационных котлах или котлах инсинераторах становится не целесообразным [1].

2. Анализ состояния проблемы

Эффективное решение проблем судовой энергетики, в современных условиях, возможно только на базе комплексного подхода, когда все процессы, связанные с работой и эксплуатацией судовой энергетической установки рассматриваются как единое целое. Так, значительного снижения эксплуатационных затрат удалось достичь переведя средне и высокооборотные двигатели на тяжелые топлива, стоимость которых значительно ниже светлых нефтепродуктов. Для этого за последними время разработчикам судовых СДВС пришлось пойти на ряж конструктивных мер, к числу которых можно отнести: повышение давления наддува до 0,32...0,4 МПа [1]; повышение давления (p_c) и температуры (T_c) в конце сжатия до 10...16 МПа и 900...1200 К, соответственно, а также повышение максимального давления цикла (p_z) до 18,5...23 МПа [1, 2]; повышение давления впрыска топлива до 90...150 МПа [3]; переход на аккумуляторные системы впрыска с микропроцессорными системами управления и контроля [1-3]; оптимизация фаз газораспределения и управление ими, в частности переход на, так называемый, Миллер-процесс [1]; применение специальных законов подачи топлива в камеру сгорания, в частности с пред- или послевпрыском, а так же с несколькими последовательными впрысками [2, 3].

В качестве перспективных направлений дальнейшего совершенствования рабочего процесса СДВС рассматривается ряд технических решений, к числу которых можно отнести: использование водотопливных эмульсий; увлажнение надувочного воздуха; прямой впрыск воды в рабочее пространство двигателя, перепуск отработавших газов на впуск двигателя и т.д.

В настоящее время значительная часть усилий ведущих дизелестроительных компаний направлена на совершенствование рабочих процессов не только в дизельных двигателях но и в сопряженном с ними энергетическом оборудовании. В ряде случаев энергетическое оборудование связано между собой общим тепло- и массообменном, что позволяет значительно улучшить характеристики СЭУ в целом.

3. Решение проблемы

В качестве одного из вариантов комплексного подхода к совершенствованию топливо-экологических показателей судовой установки авторами была предложена схема, в которой система утилизации шламовых отходов участвует в общем тепло- и массообмене с другими элементами СЭУ. В предложенной схеме одновременно обеспечивается рециркуляция отработавших газов двигателя и комплексная утилизация шламов путем их газификации [1]. Такой подход позволяет не только повысить полноту использования топлива, но и понизить содержание вредных веществ в отработавших газах. Принципиальная схема установки показана на рис. 1. Основным элементом установки является газогенератор для газификации шламовых отходов сепарации. В качестве газифицирующего агента в установке используется газопаровая смесь, состоящая из отработавших газов двигателя и водяного пара, полученного за счет теплоты отработавших газов.

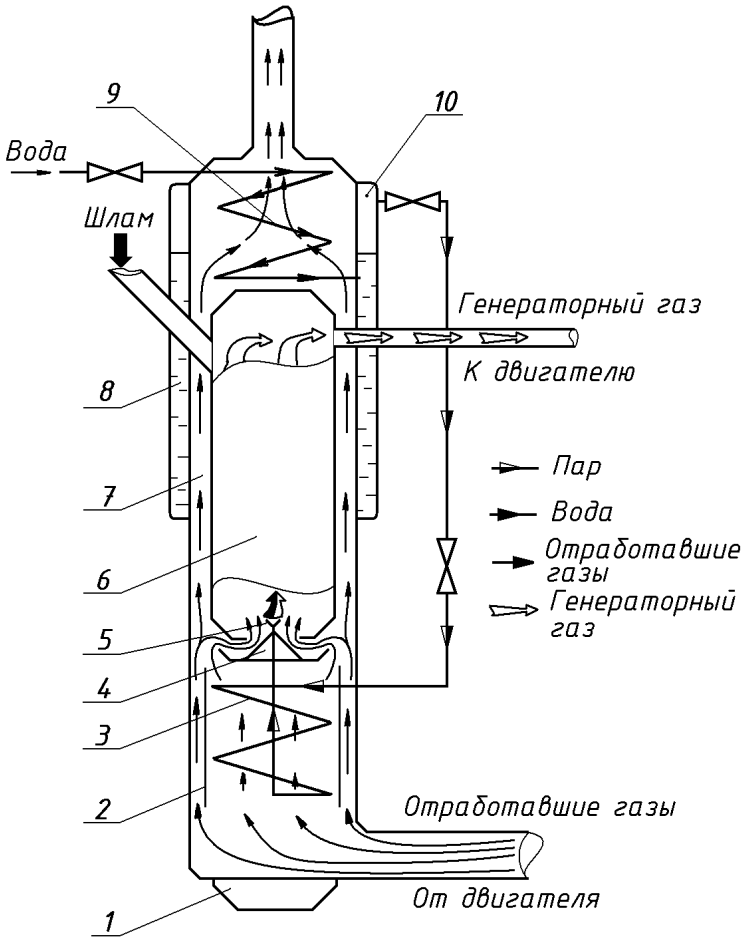


Рисунок 1. Принципиальная схема установки для комплексной утилизации шламов, рециркуляции отработавших газов и регенерации их теплоты:
1 – золоприемник; 2 – тепловой экран; 3 – пароперегреватель; 4 – регулятор газового потока через газогенератор; 5 – паровая форсунка; 6 – газогенератор; 7 – греющий контур; 8 – водяной контур; 9 – подогреватель воды; 10 – пространство сепарации пара

На наш взгляд, использование отработавших газов в качестве составляющей дутьевого агента целесообразно по следующим причинам:

- большие коэффициенты избытка воздуха у современных дизелей приводит к значительному содержанию не прореагировавшего кислорода, необходимого для поддержания процессов горения в газогенераторе;

- отработавшие газы вносят в реактор теплоту, необходимую для обеспечения нормального теплового баланса газогенератора, так как их начальная температура уже находится на уровне 300...350 °С,;

- продукты полного сгорания, содержащиеся в отработавших газах, в восстановительной зоне реактора восстанавливаются до горючих компонентов. При этом недостающая теплота для нормального теплового баланса восстановительной зоны может быть подведена к реактору за счет теплоты отработавших газов через стенки реактора.

При использовании теплоты отработавших газов для обеспечения нормального теплового баланса газогенератора, часть этой теплоты расходуется на окислительно-восстановительные реакции в слое топлива и в виде энергии химических связей возвращается в рабочее пространство поршневого двигателя с генераторным газом. Таким образом, при использовании предложенной схемы утилизации, происходит химическая регенерация теплоты отходящих газов.

Вторым компонентом газифицирующего агента является водяной пар, получаемый в утилизационной установке, так же за счет теплоты отработавших газов. Использование водяного пара позволяет организовать процесс парогазовой газификации, что дает возможность увеличить выход горючих компонентов за счет диссоциации молекул воды на водород и кислород. Однако такого рода реакции возможны только при строго определенных температурах в окислительной зоне реактора, снижение температуры может привести к их прекращению. Таким образом, для каждого конкретного случая организации процессе существует некая концентрация водяного пара, в дутьевом агенте, выше которой происходит затухание реакций или повышение концентрации становится нецелесообразным в связи со смещением констант равновесия в сторону образования продуктов полного сгорания. Исследованию влияния концентрации водяного пара в дутьевом агенте на состав газа и энергетический баланс всей утилизационной установки, посвящена данная статья.

Для проверки выдвинутых предположений, авторами была разработана укрупненная математическая модель процесса газификации шламов в газогенераторе, выполненном по схеме, приведенной на рис. 1. В качестве объекта исследования рассматривалась СЭУ транспортного судна, основные характеристики которого приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики СЭУ

Параметр	Значение
Водоизмещение судна, т	12000
Тип главного двигателя	МаК 9М43С
по ГОСТ	9ЧН 43/61
Мощность, кВт	8100
Частота вращения, мин$^{-1}$	500
Удельный расход топлива, кг/(кВт×ч)	0,171

На рис. 2 приведены расчетные данные состава генераторного газа как функции содержания водяного пара в газифицирующем агенте, поступающем в газогенератор. Для рассматриваемого случая, масса шламов подвергающихся газификации выбиралась из расчета 1,5% от часового расхода топлива главным двигателем. Эта цифра соответствует нормам IMO, однако на практике может быть значительно больше, достигая 2...3%. Влажность шламов принималась на уровне 10% от их массы.

Для рассматриваемого случая была смоделирована парогазовая газификация, при которой массовая доля водяного пара в дутьевом агенте изменялась о 0 до 50%. Наличие серы ни в жидком топливе, ни в продуктах газификации не учитывалось. Ступенчатый характер изменения концентрации различных компонентов объясняется преобладанием того или иного типа реакций в окислительной и восстановительной зоне газогенератора, а так-

же расходованием некоторых компонентов газовой смеси, что приводит к перераспределению реагентов между зонами.

Из рис. 2 видно, что теплота сгорания генераторного газа с увеличением доли водяного пара от 0 до 41% постоянно возрастает. При этом кислород, содержащийся в дутьевом агенте, практически сразу расходуется по реакции:

$$C+O_2=CO_2 +394,4 \text{ МДж/кмоль.}$$

При этом в диапазоне от 0 до 12% теплота сгорания возрастает достаточно интенсивно за счет диссоциации воды на углеродном массиве и образования монооксида углерода по реакции:

$$C+H_2O=CO +H_2 - 132,6 \text{ МДж/кмоль}$$

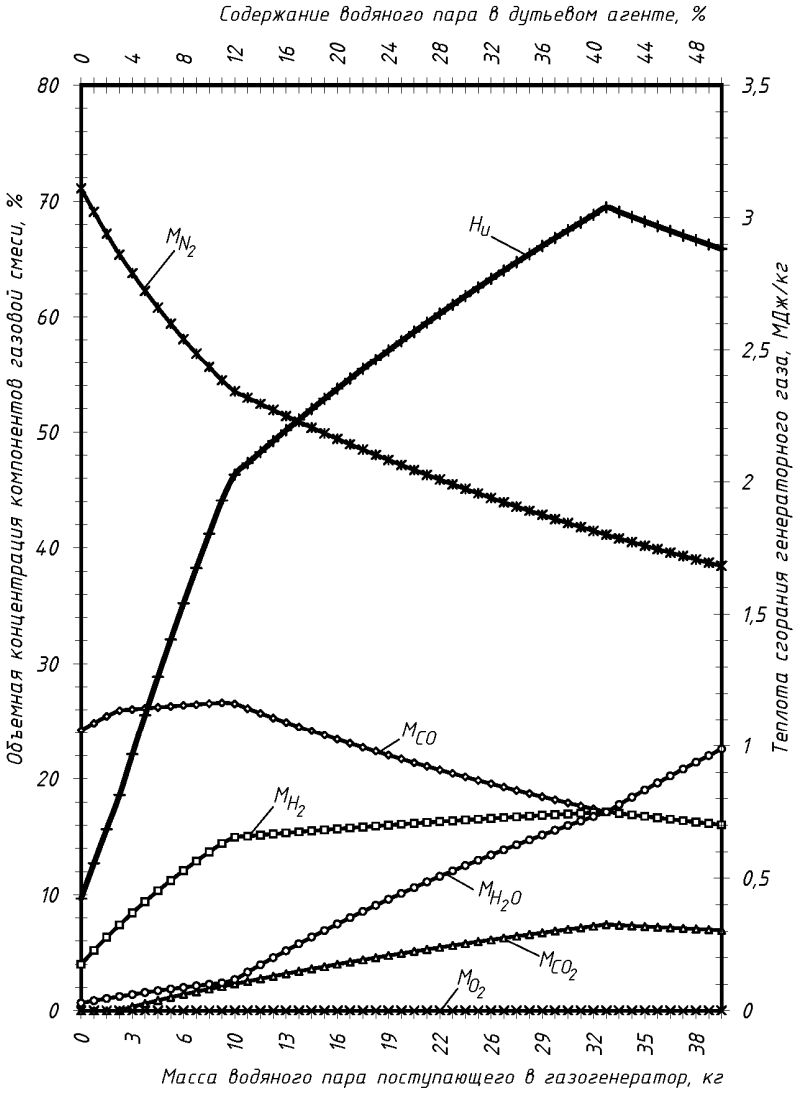


Рисунок 2. Объемная концентрация компонентов газовой смеси на выходе газогенератора как функция содержания водяного пара в газифицирующем агенте

Увеличение доли водяного пара до 12% приводит к расширению окислительной зоны, вплоть до полного исчезновения восстановительной зоны и прекращения реакций характерных для нее. На это же указывает перераспределение температур, в разных зонах реактора представленное на рис. 3. Из приведенных зависимостей видно, что при концен-

трации водяного пара на уровне 36%, температура в окислительной зоне, становится ниже, чем в восстановительной. В результате, содержание продуктов восстановления, и в первую очередь монооксида углерода CO, в составе смеси начинает падать. Далее прирост теплоты сгорания идет только за счет выделения водорода. Поэтому теплота сгорания нарастает на участке 12…41% гораздо менее интенсивно. Кроме того растет доля не прореагировавшего водяного пара, который также снижает теплоту сгорания. При повышении концентрации водяного пара свыше 41%, накопление в смеси водяного пара и диоксида углерода, доля которого возрастает в связи с отсутствием восстановительной зоны, а так же снижение концентрации водорода, приводит к понижению теплоты сгорания генераторного газа. В результате повышение концентрации водяного пара свыше 41%, в рассматриваемых условиях очевидно не целесообразно.

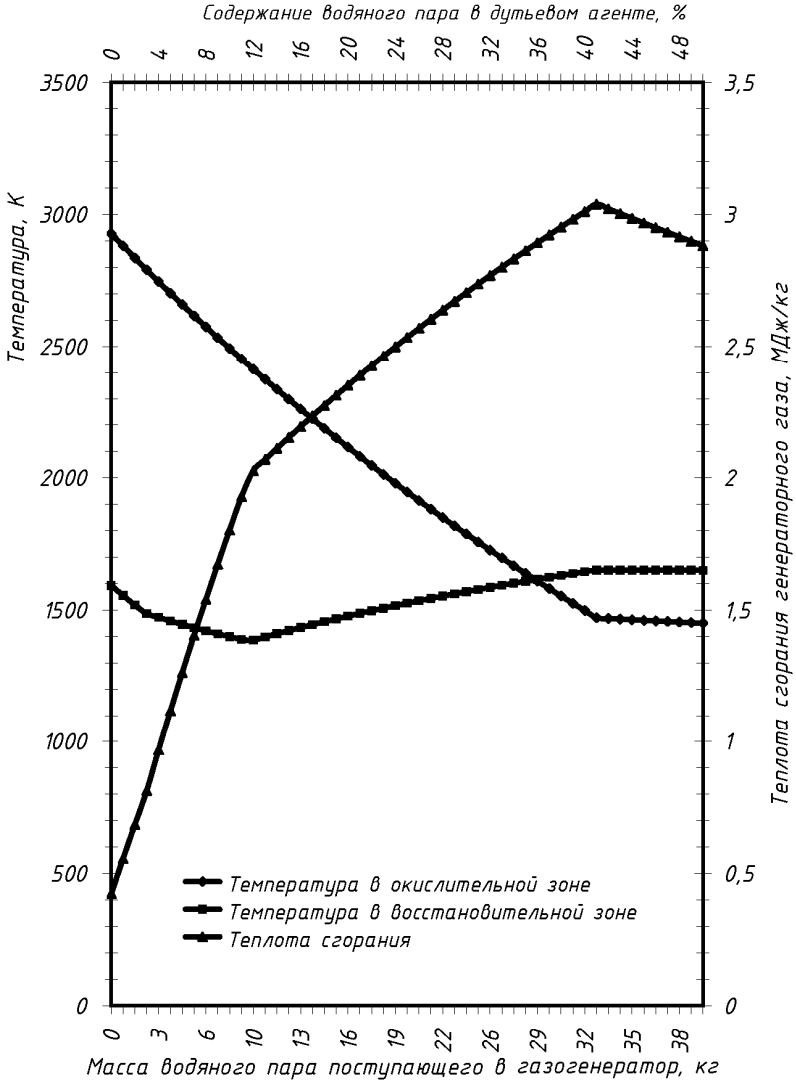


Рисунок 3. Температуры в окислительной и восстановительной зоне реактора, а также теплота сгорания генераторного газа как функция массы газифицирующего агента

Следует отметить довольно стабильные температуры в восстановительной зоне, которые лежат в диапазоне 1386…1561 К, в то время как в окислительной зоне температура снижается практически прямо пропорционально росту концентрации водяного пара с 2928 до 1450 К. При этом во всем рассмотренном диапазоне, температуры остаются достаточными для протекания всех типов реакций, что указывает на устойчивость работы рассмотренного устройства.

Из рисунков 2 и 3 видно, что для рассматриваемого случая, максимальная теплота сгорания генераторного газа в диапазоне возможных режимов работы достигается при концентрации водяного пара в дутьевом агенте на уровне 41%. Во взятом в качестве прототипа типе СЭУ эта величина соответствует расходу пара 32,8 кг/ч

Если основной задачей газификации является получение максимально высококалорийного генераторного газа, то этот режим можно считать оптимальным. При решении других задач, например совместная газификация и рециркуляция отработавших газов двигателя, с целью снижения вредных выбросов, критерием выбора режима работы газогенератора может быть количество газов необходимое для рециркуляции или концентрация водяного пара.

Расчеты показали, что при подаче 32,8 кг/ч водяного пара с газифицирующим агентом, можно получить генераторный с теплотой сгорания около 3 МДж/кг. Для поддержания температурного режима восстановительной зоны будет регенерировано 84,7 МДж теплоты отработавших газов. Это составит 0,67% от всей теплоты отводимой ими от двигателя. При этом, может быть получен генераторный газ со следующим объемным составом: CO – 17,15%; H_2 – 17,15%; CO_2 – 7,43%; O_2 – 0,0001%; N_2 – 41,13%; H_2O – 17,14%. В генераторный газ переходит примерно 48,6% теплоты шламов, что хорошо согласуется с экспериментальными данными для близкого по составу дутьевого агента [5]. Можно также ожидать, что наличие газового топлива в рабочем цилиндре двигателя благоприятно скажется на рабочем процессе двигателя, однако такое предположение требует экспериментальной проверки.

Выводы:

Разработанная модель процесса газификации шламов в аппарате, имеющем общий тепло- и массообмен с другими элементами СЭУ, позволяет спрогнозировать характер протекания реакций в газогенераторе, при известных параметрах газифицирующего агента и определить состав генераторного газа получаемого на выходе.

Рассмотренная в работе схема позволяет объединить процесс газификации с рециркуляцией отработавших газов и химической регенерацией их теплоты. В результате более 48% теплоты шламов переходит в генераторный газ и возвращается в двигатель. С учетом регенерации теплоты, эффективность всей судовой установки в рассматриваемом случае может быть повышена на 0,57%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белоусов Е. В., Кобяков Н. Н. Судно как источник загрязнения окружающей среды. Сучасні проблеми двигунобудування, стан, ідеї, рішення: матеріали науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. ДВЗ. – Первомайськ : ППІ НУК. 2011. – С. 171-177.

2. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.

3. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей : Учебник для вузов / 2-е изд. – М. : Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

4. Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург : изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.

5. Померанцев В. В., Арфеньев К. М. и др. Основы практической теории горения. Ленинград : Энергия, 1973. – 263 с.

ФРАКТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОДУКТОВ ОТЛОЖЕНИЙ В ГАЗОВЫПУСКНОМ ТРАКТЕ ДИЗЕЛЯ

Бурлаченко О. В.
Одесская национальная морская академия (Украина)

На основе анализа существующих моделей строения и процессов возникновения сажевых частиц, а также экспериментальных данных по кластерообразованию предлагается модель формирования сажевых частиц в проточной части СДВС.

Сделан вывод, что однослойные фуллерены, являясь минимально возможными замкнутыми сажевыми частицами, выполняют роль зародышей сажевых частиц большего размера. Последние вырастают путем осаждения углеродных слоев на поверхность фуллеренов с дефектами. Дефекты выступают в роли затравок для возникновения фронта роста слоев. Бездефектные фуллерены в процессе сажеобразования не участвуют из-за термодинамической стабильности вследствие совершенства структуры. Первичные сажевые частицы — глобулы — представляют собой многослойные образования с полостью в центре, размер и конфигурация которой соответствует размеру и конфигурации исходного фуллерена-зародыша. Слои в виде концентрических сфероидов, вложенных один в другой, составлены искаженными и дефектными углеродными сетками. Областями когерентного рассеяния рентгеновских лучей являются наиболее плоские участки нескольких внешних слоев сажевых частиц. Дисперсный твердый углерод в виде сажи обычно является продуктом неполного сгорания углеводородного топлива.

В основном в проточной части дизелей при термическом разложении углеводородного топлива с недостатком кислорода при температурах T=1500 С с последующим быстрым охлаждением продуктов разложения и образуются сажевые отложения.

Такой сажевый материал состоит из отдельных замкнутых частиц, где первичными являются шаровые глобулы диаметром в десятки и сотни А°, которые способны химически связываться друг с другом и образовывать вторичную структуру, объединяясь в агрегаты типа линейных ветвящихся цепочек, спиралей, гроздей и т. д., образуя так называемые фуллерены

Фуллерены необходимо рассматривать в качестве одной из разновидностей сажевых частиц [1-4]. Как результат спонтанной конденсации производных термического разложения углеводородов, фуллерены присутствуют в любом пламени при сгорании.

Знание механизмов сажеобразования и структуры сажевых частиц имеет большое значение для знания процессов изменения аэродинамического сопротивления проточной части СДВС. Природа образования отложений сажи остается предметом интенсивных исследований в рамках физики и химии явлений, имеющих место в конденсированных средах с различным масштабом структурного упорядочения.

К настоящему времени на судовых малооборотных двигателях нами были проведены систематизированные исследования, которые позволяют подтвердить изложенную концепцию отложения сажевых частиц в проточной части дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зуев В. П., Михайлов В. В. Производство сажи. – М. : Химия, 1970. – 318 с.
2. Елецкий А. В., Смирнов Б. М. // УФН – 161, – 7, 173. – 1991.
3. Curl R. F., Smalley R. E. Scientific American 10, 54. – 1991.
4. Фенелонов В. Б. Пористый углерод. – Новосибирск: Изд-во Ин-та катализа СО РАН, 1995. – 518 с.

ОБ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА СОВРЕМЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА БАЗЕ ТЕРМОХИМИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

Доценко С. М.*, Тимошевский Б. Г., Ткач М. Р., Галынкин Ю. Н., Ткач С. М.
** Первомайский политехнический институт НУК (Украина)*
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Постановка проблемы. Современные малооборотные турбопоршневые двигатели внутреннего сгорания имеют достаточно высокий коэффициент полезного действия (η_e=0,50…0,54) и относительно низкий удельный расход топлива (b_e=0,158…0,165 кг/(кВт×ч)). Это обуславливает более полное использование энергии топлива и, соответственно, снижение потерь энергии в окружающую среду в виде тепла выпускных газов, надувочного воздуха и охлаждающих жидкостей. При этом количество энергии, отводимой в окружающую среду с выпускными газами, надувочным воздухом и охлаждающими жидкостями, остается довольно высоким и составляет 46,0…50 %, соответственно. Неуклонный рост цен на нефтяное топливо и ужесточение требований по защите окружающей среды вынуждают искать пути более полного использования энергии топлива в двигателях путем утилизации вторичных энергоресурсов.

Температура выпускных газов современных двухтактных малооборотных турбопоршневых двигателей составляет 513…523 К, что создает определенные проблемы утилизации тепла этих ресурсов, связанные с их низким потенциалом. Одновременно степень повышения давления наддува в этих двигателях до уровня 4,0…4,5 приводит к увеличению температур воздуха после компрессора турбонаддувочного агрегата до 473…483 К, что позволяет рассматривать этот ресурс как перспективный для целей утилизации.

Такой относительно низкий потенциал вторичных энергоресурсов малооборотных турбопоршневых двигателей практически исключает возможность использования традиционных систем утилизации на основе цикла Ренкина. Необходимо отметить, что попытки использования такого цикла не прекращаются до сегодняшнего времени. При этом основное внимание уделяется модернизации цикла применением низкокипящих рабочих тел, усложнением тепловых схем и т.п., что не дает возможность сделать новый серьезный прорыв в повышении эффективности утилизации низкопотенциального тепла. Такой подход можно объяснить инерционностью мышления, а также большим опытом, накопленным за длительный период развития паротурбинных энергетических установок.

В настоящее время необходим принципиально новый подход к созданию систем глубокой утилизации низкопотенциальных ресурсов, который позволил бы существенно повысить эффективность таких систем.

Цель работы – определение рациональных путей утилизации низкопотенциального тепла турбопоршневых двигателей внутреннего сгорания и показателей эффективности этих систем.

Изложение основного материала. Рассмотрим эффективность некоторых традиционных систем на примере утилизации низкопотенциального тепла вторичных энергоресурсов малооборотного сверхдлинноходового дизельного двигателя MAN B&W типа 14S90ME-C9.2-TII. На рис.1 приведены зависимости эффективного удельного расхода топлива, температуры и расхода выпускных газов от нагрузки [1]. При этом в качестве базового был выбран режим нагрузки 85 %, как наиболее характерный для условий эксплуатации данного двигателя в составе стационарных и транспортных энергетических установках.

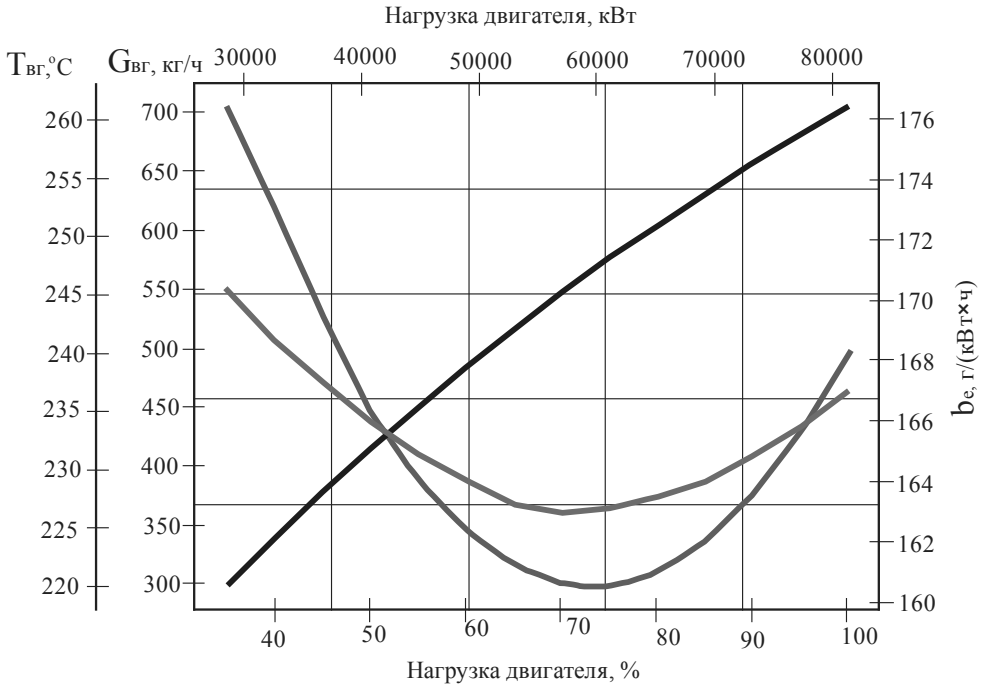


Рисунок 1. Зависимости удельного расхода топлива, выпускных газов и температуры от нагрузки двигателя
14S90ME-C9.2-TII

Параметры этого режима, положенные в основу расчетов, представлены в таблице 1. Рассмотрим традиционную систему утилизации тепла выпускных газов двигателя, основанную на паротурбинном цикле Ренкина, схема которой представлена на рис.2. Такая утилизационная установка может быть реализована с использованием в качестве рабочих тел водяного пара и низкокипящих жидкостей, например, хладонов.

Таблица 1

Параметры базового режима работы двигателя 14S90ME-C9.2-TII

1.	Нагрузка, %	85,0
2.	Нагрузка, кВт	69139
3.	Частота вращения, мин$^{-1}$	79,6
4.	Температура воздуха за турбокомпрессором, К	462
5.	Давление воздуха за турбокомпрессором, МПа	0,369
6.	Расход воздуха, кг/с	172,1
7.	Располагаемое тепло надувочного воздуха, МВт	27,05
8.	Давление выпускных газов за турбокомпрессором, МПа	0,363
9.	Расход выпускных газов, кг/с	175,3
10.	Температура выпускных газов, К	496,8
11.	Располагаемое тепло выпускных газов, МВт	34,85
12.	Удельный расход топлива, г/(кВт×ч)	164,0

Для случая использования водяного пара рабочий процесс в установке представлен на рис.3. Следует обратить внимание на тот факт, что нагрузка турбопоршневого двигателя в условиях эксплуатации, как правило, не превышает 0,85 от номинальной максимальной длительной мощности (NMCR – Nominal Maximum Continuous Rating). На этом режиме температура выпускных газов для двигателя 14S90ME-C9.2-TII составляет 496,8 К (223,6 ^{o}C), что существенно ограничивает термодинамический КПД цикла. При нагрузках

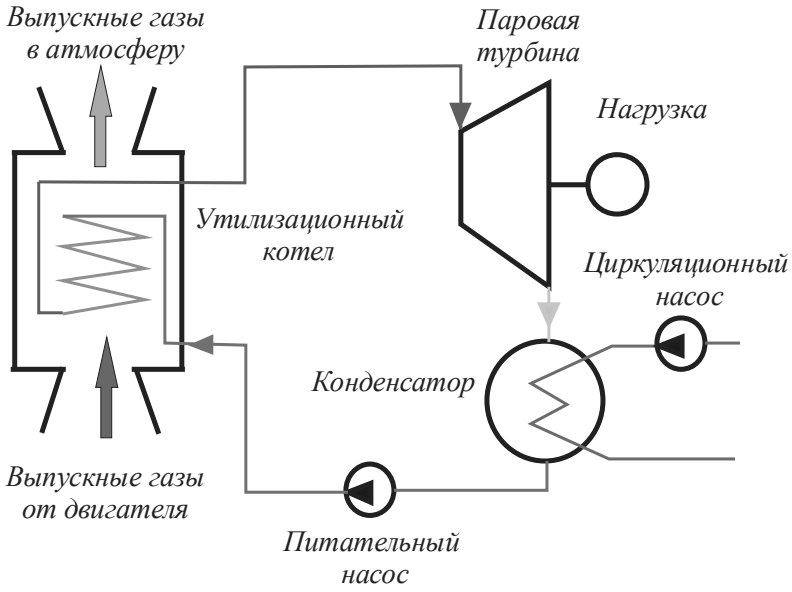


Рисунок 2. Принципиальная схема утилизационной установки

двигателя, близких к номинальным, когда энергия выпускных газов перед турбиной компрессора превышает потребности последнего, представляется возможным и целесообразным перепуск до 10% от общего количества выпускных газов. Расчеты показывают, что это позволит повысить температуру выпускных газов до 516,6 К (242,4 ^{o}С). При этом с учетом температурных напоров в теплообменных поверхностях котла-утилизатора, характера процесса, КПД элементов установки и затрат энергии на вспомогательные механизмы и оборудование (питательный, конденсатный, циркуляционный, масляный насосы, эжектор и т.п.), основные расчетные параметры рабочих процессов представлены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры рабочего процесса в утилизационной паротурбинной установке

№ п/п	Параметры	Значение	
1.	Температура выпускных газов за котлом-утилизатором, $T_{вг}$ K (^{o}C)	433 (160)	433 (160)
2.	Начальная температура перегретого пара, T_0 K (^{o}C)	473 (200)	493 (220)
3.	Начальное давление пара, P_0, МПа	0,8	1,28
4.	Энтальпия пара в начальной точке, h_0, кДж/кг	2839,7	2861,6
5.	Энтропия пара в начальной точке, s_0, кДж/(кг×К)	6,8	6,6
6.	Энтальпия пара в конечной точке h_1, кДж/кг	2431,4	2409,6
7.	Энтропия пара в конечной точке, s_0, кДж/(кг×К)	7,67	7,60
8.	Давление в конденсаторе, МПа	0,01	0,01
9.	Влажность пара в конечной точке, Y, %	6,4	7,3
10.	Температура насыщения при конечном давлении, T_s, K, (^{o}C)	319 (45,8)	319 (45,8)
11.	КПД утилизационной установки, %	9,63	10,34
12.	Мощность утилизационной паровой турбины, $N_{е\ пт}$, кВт	1076	1518
13.	Снижение удельного расхода топлива энергетической установки за счет утилизации, Δb_e, г/(кВт×ч)/%	2,51/1,56	3,52/2,19

При этом следует учесть, что процесс расширения пара большей частью осуществляется ниже линии насыщения (X=const=94,39) и КПД турбины не превышает 0,6. Расчеты рабочих процессов в паротурбиной утилизационной установке выполнены на основе методик МЭИ [2-5].

Анализ данных таблицы 2 позволяет сделать предположение, что применение утилизационных установок на основе цикла Ренкина с использованием водяного пара в качестве рабочего тела, представляется энергетически проблематичным. Если же учесть увеличение массогабаритных характеристик установки, усложнение схемы, необходимость дополнительных систем (обеспечение утилизационного контура питательной водой), а также увеличение эксплуатационных затрат и снижение надежности, то использование

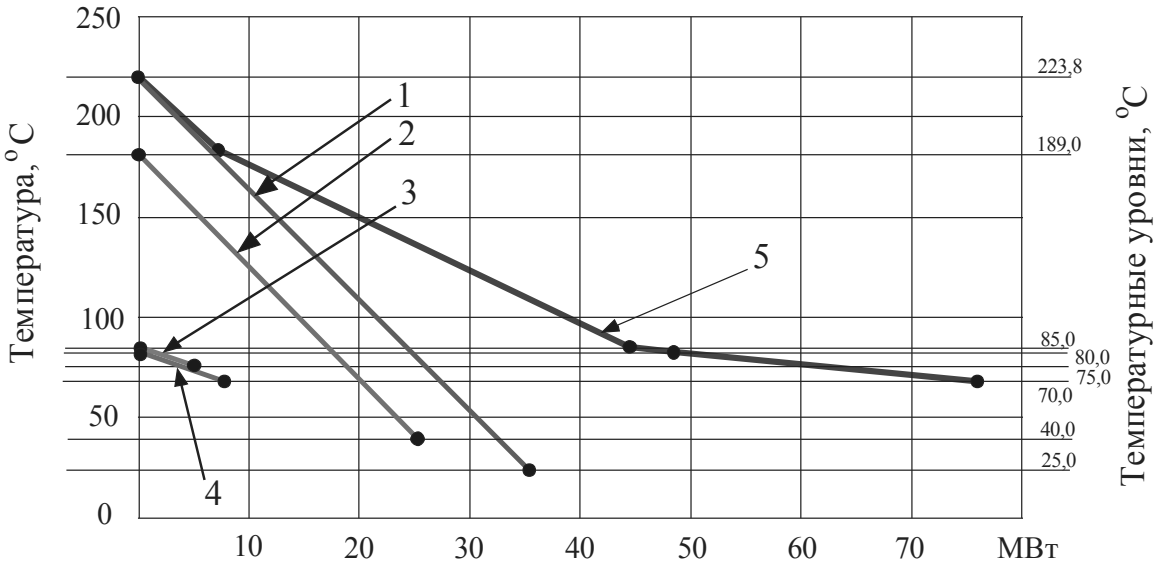


Рисунок 4. Располагаемая тепловая мощность низкопотенциальных вторичных ресурсов двигателя 14S90ME-C9.2-TII. 1 – выпускные газы; 2 – наддувочный воздух; 3 – циркуляционное масло; 4 – охлаждающая вода; 5 – суммарная тепловая мощность

такого утилизационного контура в указанных условиях представляется вовсе нецелесообразным.

В приведенном выше варианте утилизации остаются неиспользованными такие низкопотенциальные ресурсы двигателя, как надувочный воздух, охлаждающая вода и циркуляционное масло. Суммарный тепловой ресурс этих источников довольно значителен и для двигателя 14S90ME-C9.2-TII представлен на рис.4. Как следует из материалов, предоставленных MAN Diesel & Turbo [6], составляет 39,5 МВт.

В настоящее время эти тепловые ресурсы не используются в цикле Ренкина на водяном паре вследствие относительно низких температур, что не позволяет получать рабочее тело энергетически целесообразных параметров.

Такие низкопотенциальные тепловые ресурсы ДВС могут быть использованы путем применения в цикле Ренкина низкокипящих рабочих тел (НРТ), например, хладонов.

Одним из возможных перспективных путей использования низкопотенциального тепла, генерируемого малооборотными турбопоршневыми двигателями, является применение утилизационных установок на основе термохимических циклов с использованием гидридов интерметаллических соединений в качестве преобразователей энергии и водорода как рабочего тела этих установок. Принципиальная схема утилизационной установки такого типа представлена на рис. 5.

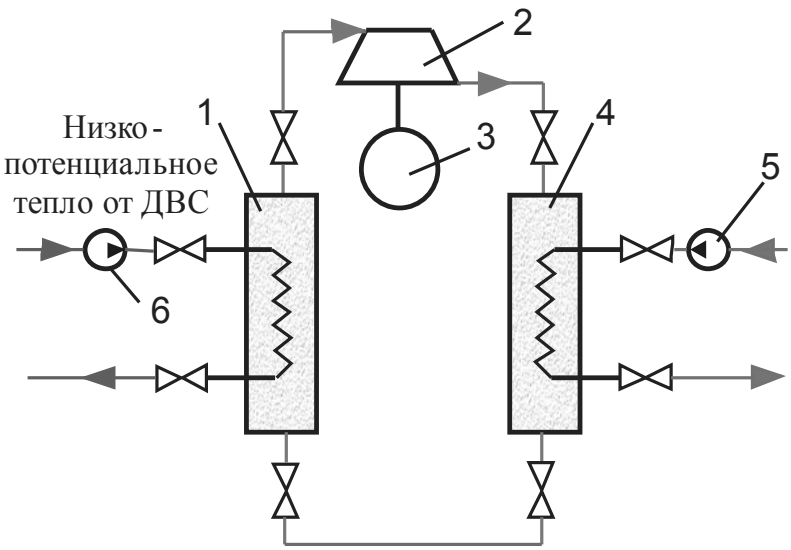


Рисунок 5. Технологическая схема утилизационной установки на основе термохимических циклов с использованием интерметаллических соединений: 1– генератор водорода; 2 – расширительная машина; 3 – электрогенератор; 4 – сорбер водорода; 5,6 – насосы

Принцип ее работы следующий. Низкопотенциальное тепло от теплового двигателя поступает на генератор водорода (десорбер) 1, который содержит обратимый гидрид интерметаллического соединения. При подводе тепла это соединение выделяет водород высокого давления, который поступает в расширительную машину 2, где происходит преобразование потенциальной энергии в механическую работу и далее – в электрическую энергию в электрогенераторе 3.

Рабочий процесс установки применительно к интерметаллиду $LaNi_{4,5}Al_{0,5}$ представлен на рис.6.

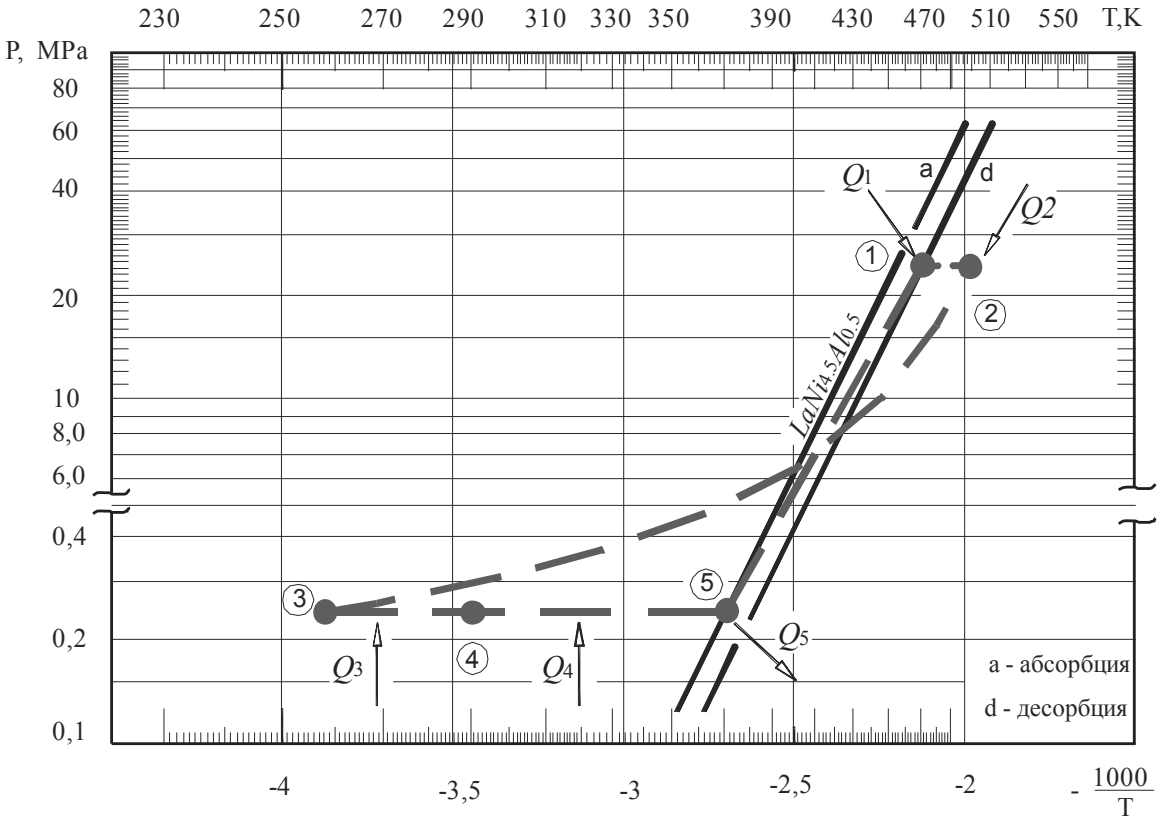


Рисунок 6. Рабочий процесс утилизационной установки на основе термохимических циклов с использованием интерметаллических соединений

Оценка эффективности приведенной схемы показала возможность повышения эффективности утилизационного контура в 1,2…1,5 раза, что приведет к росту КПД установки на 7…8%.

Вместе с тем, существует ряд научно-технических проблем, сдерживающих применение таких систем: выработка рациональных технологических решений, определение диапазонов рационального применения таких систем, конструктивная реализация основных элементов системы, экспериментальное подтверждение полученных научных результатов, проверка эффективности системы в условиях реальной эксплуатации.

Выводы:

1. Повышение эффективности установок на базе современных ДВС путем применения термохимических циклов достигает 7…8%..
2. Реализация таких циклов требует решения ряда научно-технических проблем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Project Guide. Marine Engine IMO Tier II Programme MAN Diesel, 2-nd edition, 2009.

2. Ochkov V. F., Alexandrov A. A., Orlov K. A., Ochkov A. V. Thermodynamic Cycles: Calculations on the Internet // Proceedings of the 7-th Conference "Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow", June 26-27, 2008, Pilsen, Czech Republic, pp. 165-173.

3. Очков В. Ф., Александров А. А, Орлов К. А., Волощук В. А., Очков А. В. "Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок" // Новое в российской электроэнергетике. № 10. 2008. С. 5-27.

4. Очков В. Ф. Сетевые расчеты и диаграммы теплоэнергетических процессов // Промышленная энергетика, № 12 2008. С. 37-43

5. Очков В. Ф., Александров А. А., Волощук В. А., Дорохов Е. В., Орлов К. А. Интернет-расчеты термодинамических циклов // Теплоэнергетика, № 1, 2009. С. 77-80.

6. Output Data of 14S90ME-C9.2-TII, TCA88-21, 84.0 rpm, 81340 kW, April, 2011, www.mandieselturbo.com/Papers/Basic_Principles_Of_Ship_Propulsion.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА РЕЖИМАХ ЭКСТРЕННОГО ПУСКА

Заблоцкий Ю. В, Мацкевич Д. В., Сагин С. В.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Опыт эксплуатации судовых среднеоборотных дизелей показывает, что надежность их работы, а также сроки проведения ремонтов определяются техническим состоянием деталей кривошипно-шатунного механизма, среди которых наиболее ответственными являются подшипники скольжения коленчатого вала. Нагрузки, возникающие в данном узле дизеля, достигают своего максимального значения в пусковых режимах работы дизеля. Специфической особенностью судового среднеоборотного дизеля, особенно использующегося в составе судовой вспомогательной энергетической установки, является требование к его готовности к пуску и практически мгновенному принятию высоких нагрузок. Если для двухтактных дизелей, использующихся в качестве главных, процесс пуска и нагружения до эксплуатационной нагрузки может занимать значительный промежуток времени, то для вспомогательных дизелей время выхода на режим требуемого нагружения должно быть сведено к минимуму. Режимы экстренного пуска среднеоборотных дизелей происходят также при спуске судна на воду после выхода из сухого дока, при внезапной остановке одного из работающих дизель-

генераторов по причине резкого повышения электрической нагрузки, при вводе в действие аварийного дизель-генератора и ряде других случаев.

Развитие судовых дизелей, в частности их форсировка по давлению наддува и частоте вращения, использование в подшипниках тонкостенных вкладышей, снижение маслообмена за счет уменьшения угара масла с одновременным увеличением срока его службы требует повышение надежности их работы.

Главным компонентом, обеспечивающим надежную работу пары трения подшипник-коленчатый вал, является смазочный материал.

При работе подшипники скольжения подвергаются высоким динамическим нагрузкам при различных условиях смазывания, причем именно в пусковых режимах вместо гидродинамического превалирует граничный характер смазывания. Из-за снижения толщины масляного слоя в мотылевых и рамовых подшипниках уменьшается их несущая способность, что может привести к серьезным неисправностям.

При страгивании вала с постелей подшипников скольжения происходит при нарушенном относительном эксцентриситете. Это приводит к росту температуры смазочного масла с соответствующим уменьшением его вязкости; увеличению нагруженности подшипника скольжения; уменьшению толщины масляного слоя.

Одним из вариантов обеспечения надежной работы пары вал-вкладыш на пусковых режимах является повышение давления масла в данном трибосопряжении. Эксперименты, направленные на повышение надежности работы судовых среднеоборотных дизелей, проводились на дизелях 8PC2-SL фирмы S.E.M.T.-S.X.D и S6A2 фирмы Mitsubishi. Циркуляционная масляная система первого имела два автономных масляных насоса, обеспечивающих подачу смазочного материала к дизелю через масляный фильтр и масляный холодильник. Смазывание дизелей S6A2 производилось с помощью навешенного масляного насоса.

В первом случае было предложено производить смазывание деталей движения дизеля в пусковой период с помощью совместной работы насосов, причем подача масла к дизелю осуществлялась по дополнительной масляной магистрали, минуя фильтр и охладитель. Аналогично выполнялась подача масла к дизелям S6A2, однако после набора необходимой частоты вращения, магистраль дополнительной подачи перекрывалась и смазывание продолжалось за счет работы навешенного масляного насоса.

Обеспеченное таким образом повышенное давление способствовало усилению циркуляции смазочного масла в зазоре между шейкой вала и ненагруженной частью подшипника, повышало отвод теплоты из зоны трения и благоприятно отражалось на температурном режиме работы подшипника.

И в том, и в другом случае, наблюдалось снижение уровня шума дизелей и уменьшение заброса частоты вращения вала, что свидетельствовало о более плавном пуске. Кроме того, анализ масляных проб показал значительное уменьшение механических составляющих, а при визуальном осмотре вкладышей подшипников, выполненном во время их замены, был установлен их более равномерный износ по всей поверхности, без вырывов и выкрашивания антифрикционного материала.

ДВИЖИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС СУДОВ ТИПА РЕКА МОРЕ

Кардаш В. П., Колесник Д. В.
Одесская национальная морская акдемия (Украина)
Морское инженерное бюро (Украина)

В последние годы на судах типа река море в качестве основного движительного рулевого–устройства применяют винто-рулевые колонки (ВРК), обладающие рядом эксплуатационных преимуществ по сравнению с традиционным пропульсивным комплексом.

Применение ВРК дает следующие преимущества:

уменьшается на 20…30% длина машинного отделения, что позволяет увеличить объем грузовых помещений;

упрощается их монтаж;

упрощается форма корпуса кормовой оконечности;

появляется возможность модульной замены ВРК без постановки судна в док;

появляется возможность увеличения диаметров гребных винтов, что приводит к уменьшению пропульсивного КПД;

отказ от буксиров при постановке к причалу;

высокая маневренность, что позволяет судну развернутся на месте, а при развороте ВРК на 180° с полного хода вперед до остановки судно проходит 1,5 – 2 длины корпуса.

Рассматриваемые ВРК характеризуется наличием Z – образного редуктора, составного гребного вала, удержание и стабилизация положения, которого осуществляется с помощью подшипников качения. Анализ работы винторулевых колонок данной серии судов отличается повышенной динамической нагрузкой на их элементы, возникающей при поворотах ВРК на угол более 45° с образованием косого потока жидкости, что приводит к повышенной вибрации кормовой части судна и ее возрастанию, не учитывающемуся при проектировании. Это приводит к изменению режима смазки и, как следствие, выходу из строя узлов трения. Решение этой задачи носит комплексный характер и может осуществляться по средствам нахождения условий совместной работы приводного двигателя и ВРК.

ЛИТЕРАТУРА

1. Maintenance Schedule for SRP 1010/1212FP. Technical Specification. Информационный материал фирмы SCHOTTEL GmbH@Co.KG, Германия, 2005

2. Кардаш В. П. Повышение эффективности работы судновых устройств / В. П. Кардаш, С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2007. – Вып. 20. – Одесса : ОНМА. – С. 5.

ИССЛЕДОВАНИЯ, ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ПОТОКА МОРСКОЙ ВОДЫ НА КОНТАКТНУЮ КОРРОЗИЮ МЕТАЛЛОВ

Стогний Г. В., Казаренко В. Н., Сорокин А. И.
Академия военно-морских сил имени П. С. Нахимова (Украина)

Введение. Цивилизация развивалась и продолжает интенсивно развивается в прибрежной зоне во все века и времена, и особенно современная – это факт. На 200 километровой полосе побережья Мирового океана живет половина населения, для существования которому необходима активная добыча биологических продуктов, в том числе и морских. А это исследование морей и океанов для промышленного рыболовства, морской торговли, перемещение грузов и т.д. Морская деятельность и глобализация – один из главных факторов стабильности всего мирового хозяйственного организма, где сосредоточено более половина мирового промышленного потенциала определяющего развитие и существование человечества, каждого государства в отдельности и региона в целом.

Рост грузооборота в 2011году на Украине значительно возрастает, и по прогнозам к 2020 году по сравнению с 2008 годом увеличится на 43,1%, достигнув 2,535 миллиардов тонн. Переработка грузов в морских торговых портах Украины вырастит на 43,2%.

Активная деятельность на море обеспечивает транспортную и экономическую безопасность страны, особенно при наличии анклавов, дает возможность решения геополитических задач и обеспечивает дополнительные рабочие места. При условии активного противодействия пиратским наскокам и террористическим проявлениям в районах Мирового океана. Для решения этих задач необходимы современные, скоростные, прочные и надежные корабли. Фактически готовые к немедленному выполнению поставленных задач военно-морские силы, которые являются своеобразной «длинной рукой» любой морской державы, если она себя таковым государством считает. [1-2]

Актуальность исследований. На морских кораблях и судах ряд наиболее ответственных конструкций эксплуатируются в контакте различных металлов и при усиленном воздействии потока морской воды. К ним относятся такие контактные пары, как, например, «крыльевые устройства из нержавеющей стали – корпус судов из алюминиевых сплавов», «насадки из углеродистых сталей – гребные винты из медных сплавов», «обтекатели из высоколегированных сталей – корпус судна из углеродистых или низколегированных сталей».

Проведенные исследования, показавшие изменение электрохимических характеристик металлов в зависимости от скорости потока морской воды, увеличение скорости контактной коррозии при повышении скорости потока морской воды и увеличение плотности тока для обеспечения заданного значения потенциала.

Поэтому, чтобы обеспечить надежную работу корабельных и судовых комплексов, систем, агрегатов, механизмов, узлов и деталей изготовленных из различных металлов контактирующих и работающих в морском скоростном потоке необходимо, прежде всего, изучить особенности влияния контактной коррозии на судостроительные металлы при скорости потока от 10 м/с до 50 м/с.

Анализ последних исследований и публикаций. Изучению контактной коррозии в судостроении уделено особое внимание. В зарубежных изданиях и публикация изложено достаточное количество примеров и результатов исследований по коррозии в том числе и по контактной. Однако все отечественные и зарубежные исследования по контактной коррозии проводились в спокойной морской воде либо в морском потоке от 0 до 10 м/с. В настоящее время активно проводятся исследования контактной коррозии в судостроительной промышленности США, России, Франция, Швеции, Германии и других странах в скоростном морском потоке до 30 м/с.

В предлагаемой статье изложена информация об исследовании влияния скоростного потока морской воды (от 10м/с до 50 м/с) на контактную коррозию с различными судостроительными металлами.

Постановка задачи. Процесс коррозии металлов в морской воде, как известно, идет с кислородной деполяризацией. В условиях скоростного потока облегчается доступ кислорода к поверхности металла. При этом уменьшается катодная поляризуемость катодного элемента контактной пары, что может вызвать усиленную коррозию анодного элемента. Однако коррозия в этих условиях изучена недостаточно для решения вопроса об опасности эксплуатации судовых конструкций, изготовленных из разнородных металлов, и выборе способов защиты их от контактной коррозии. Для решения указанных задач использовались методы физического и математического моделирования, различающиеся между собой по точности, трудоемкости и типу применяемых моделирующих устройств. Цель статьи – привлечь внимание участников Всеукраинской научно – практической конференции на проблемы защиты корпусов, энергетических установок и оборудования от контактной коррозии на транспорте.

Результаты исследований. Уменьшение разрушения металлов при контактной коррозии достигается мероприятиями, снижающими эффективность работы электродных пар, образованных в результате контакта разнородных металлов. В частности, для снижения коррозии контактирующих между собою материалы должны по возможности иметь наименьшую разность стационарных потенциалов в эксплуатационных условиях. По значению стационарных потенциалов металлы разбиваются на следующие группы: 1) магний и его сплавы; 2) кадмий, цинк, алюминий и их сплавы; 3) свинец, олово и их сплавы, железо и стали перлитного класса; 4) медь, хром, никель, кобальт; 5) титан и их сплавы, коррозийонно-стойкие стали, серебро, золото, платина. Разбивка по группам эмперичиски условная.

Опыт эксплуатации показывает, что металлы, отнесенные к одной группе, могут эксплуатироваться в контакте друг с другом. Контакт металлов, отнесенных к различным группам, приводит к коррозии металла, являющегося анодом в паре. В этом смысле особенно опасны контакты магния и его сплавов практически со всеми металлами, кроме кадмия и сплавов алюминия с аустенитной сталью и металлами, отнесенными к четвертой группе в приведенной выше классификации. [3]

Для определения особенностей и закономерностей влияния скоростного потока на контактную коррозию судостроительных металлов были проведены исследования контактной коррозии разнородных металлов на участках обеспечивающих изменение скорости потока морской воды в интервале от 10 до 50 м/с. С этой целью применялась установка, основной рабочей частью, которой является прямоугольная щелевая камера, в стенках которой заподлицо устанавливаются образцы диаметром 53,5 мм и хлорсеребряные электроды сравнения. Два образца, электрод сравнения и вспомогательный электрод, размещенные в верхней и нижней частях камеры, образуют электрохимическую ячейку, не зависящую от соседних. Внутрь камеры непосредственно из Черного моря насосом подается морская вода со скоростью 10, 20, 30, 40 м/с на одной установке и 50 м/с – на другой.

Исследования контактной коррозии проводили на образцах из алюминиевого сплава АМг61, широко применяемого в настоящее время для корпусных конструкций, бронзы АЖН9-4-4, используемой для гребных винтов, высоколегированной стали 12Х18Н10Т, применяемой для крыльевых устройств, обтекателей, внутренней поверхности насадок, сплава 3, применяемого для аналогичных конструкций, а также углеродистой стали 25Л.

Изучение контактной коррозии указанных выше металлов проводилось путем определения электрохимических характеристик (стационарного потенциала, поляризуемости, тока коррозии) и скорости коррозии. В результате измерений стационарных потенциалов установлено, что с увеличением скорости движения морской воды от спокойной до 50 м/с стационарный потенциал стали 25Л сдвигается в область положительных значений, изменяясь от – 650 до – 500 мВ. Наибольшее изменение его (на 70 мВ) происходит

при повышении скорости движения до 10 м/с. Стационарный потенциал бронзы АЖН9-4-4 при увеличении скорости движения воды от нуля до 50 м/с изменяется от -220 до -300 мВ. При этом наблюдается плавное изменение потенциала до скорости движения воды, равной 30 м/с, а при дальнейшем ее увеличении изменения потенциала практически не происходит. Стационарный потенциал алюминиевого сплава АМг61 при увеличении скорости движения воды значительно смещается в область отрицательных значений. На этом сплаве наибольший сдвиг потенциала происходит при переходе от спокойной воды к скорости обтекания 10 м/с и величина потенциала изменения 10 м/с и величина потенциала изменяется от – 740 до 1150 мВ. При дальнейшем увеличении скорости движения (до 50 м/с) наблюдается некоторое смещение потенциала в положительную сторону, до – 950 мВ. При этом его значение остается отрицательнее (на 200 мВ величины потенциала в спокойной воде. Величина стационарных потенциалов высоколегированной стали 12Х18Н10Т при различной скорости морской воды изменяются незначительно.

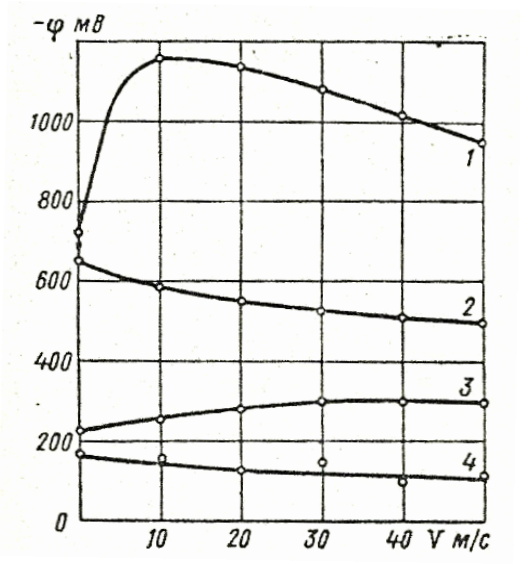


Рисунок 1. Влияние скорости движения морской воды на стационарные потенциалы металлов:
1 – сплав АМг61; 2 – сталь 25Л; 3 – бронза АЖН9-4-4; 4 – сталь 12Х18Н10Т

Анализируя ход кривых исследуемых материалов (см. рис.1), следует отметить, что для сталей по мере увеличения скорости движения воды характерен сдвиг стационарного потенциала в катодную область (в большей степени для углеродистой стали, чем для высоколегированной). Это влияние проявляется более значительно для углеродистой стали, не имеющей такой пассивной пленки, как у высоколегированной. Наблюдаемое резкое смещение стационарного потенциала алюминиевого сплава в отрицательную область при скорости движения воды до 10 м/с обусловлена, в основном, отрицательным влиянием ионов хлора, разрушающих окисную пленку на поверхности этого сплава. И только при увеличении скорости движения воды свыше 10 м/с наблюдается положительное влияние диффундируемого к поверхности металла кислорода, преобладающее над отрицательным влиянием иона хлора. Вследствие этого в интервале скоростей от 10 до 50 м/с имеет место катодный сдвиг потенциала алюминиевого сплава.

Экспериментально установлено, что катодная поляризуемость исследуемых металлов с увеличением скорости движения воды уменьшается; предельный диффузионный ток при этом увеличивается. Наиболее сильное увеличение предельного диффузионного тока наблюдается у коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т и стали 25Л в интервале скоростей потока 0…10 м/с. У бронзы АЖН9-4-4 величина предельного диффузионного тока увеличивается практически пропорционально скорости движения морской воды. Удельная ка-

тодная поляризуемость испытуемых металлов при увеличении скорости движения морской воды уменьшается, что подтверждается данными, приведенными в таблице.

Из анодных поляризационных сталей 25Л приведенных в таблице 1 видно, что анодная поляризуемость практически не зависит от скорости потока морской воды. По-видимому, это объясняется активирующим влиянием хлор-ионов, так как их концентрация в морской воде значительная и не позволяет кислороду при интенсивном подводе его в процессе движения воды образовывать на поверхности стали оксидные пленки, которые могли бы замедлить скорость анодной реакции. Таким образом, сталь 25Л остается все время в активном состоянии, а продукты коррозии при больших скоростях потока удаляются движущейся водой и мало влияют на анодный процесс растворения стали.

Таблица 1

Катодная и анодная поляризуемости металлов при скоростном потоке воды

Марка металла	Поляризуемость металла при скорости потока морской воды, м/с				
	0	10	20	30	50
КАТОДНАЯ ПОЛЯРИЗУЕМОСТЬ					
Бронза АЖН9-4-4	1,27	0,7	0,46	0,26	0,04
Сталь 12Х18Н10Т	4,1	1,6	0,6	0,43	0,25
Сталь 25Л	0,75	0,304	0,22	0,13	0,07
Сплав 3	3,8	1,91	1,56	0,61	0,36
АНОДНАЯ ПОЛЯРИЗУЕМОСТЬ					
Сплав АМг61	0,4	0,78	0,43	0,26	0,07
Сталь 25Л	0,11	0,1	0,07	0,06	0,04

Несколько иной ход имеют анодные поляризационные кривые алюминиевого сплава АМг61. Высокая анодная поляризуемость сплава, как в спокойной воде, так и в скоростном потоке, обусловлена большой пассивностью алюминиевого сплава. По мере увеличения скорости движения воды и плотности поляризующего тока все большая часть поверхности металла будет освобождаться от оксидной пленки. Потенциал сплава при этом довольно резко смещается в положительную сторону, в результате чего усиливается депассивирующее, разрушающее пленку действие хлор-ионов, и сплав при плотности тока 8 А/м практически находится в активном состоянии.

Для определения интенсивности контактной коррозии анодных металлов по поляризационным критериям (см. рис.2) был определен ток коррозии для каждой пары металлов при различных скоростях движения морской воды. Как видно из диаграммы, в спокойной воде величина тока пар металлов бронзы АЖН9-4-4, стали 25Л, высоколегированной стали 12Х18Н10Т и сплава 3 в контакте с более анодными металлами – алюминиевым сплавом АМг61 и сталью 25Л определяется скоростью диффузии кислорода к катоду. При этом плотность тока коррозии при всех испытываемых сопряжениях металлов составляет 0,1…0,25 А/м, что совпадает с плотностью предельного диффузионного тока (25 мкА/см) для спокойной воды и не зависит от природы металла катода.

При движении воды скорость контактной коррозии анодного металла определяется концентрацией кислорода и толщиной диффузионного слоя, т. е. гидродинамическими условиями у поверхности катодного металла.

Как известно, движущаяся вода увеличивает доставку кислорода к поверхности металла, и при скорости выше 10 м/с происходит постепенный переход от диффузионного контроля к кинетическому.

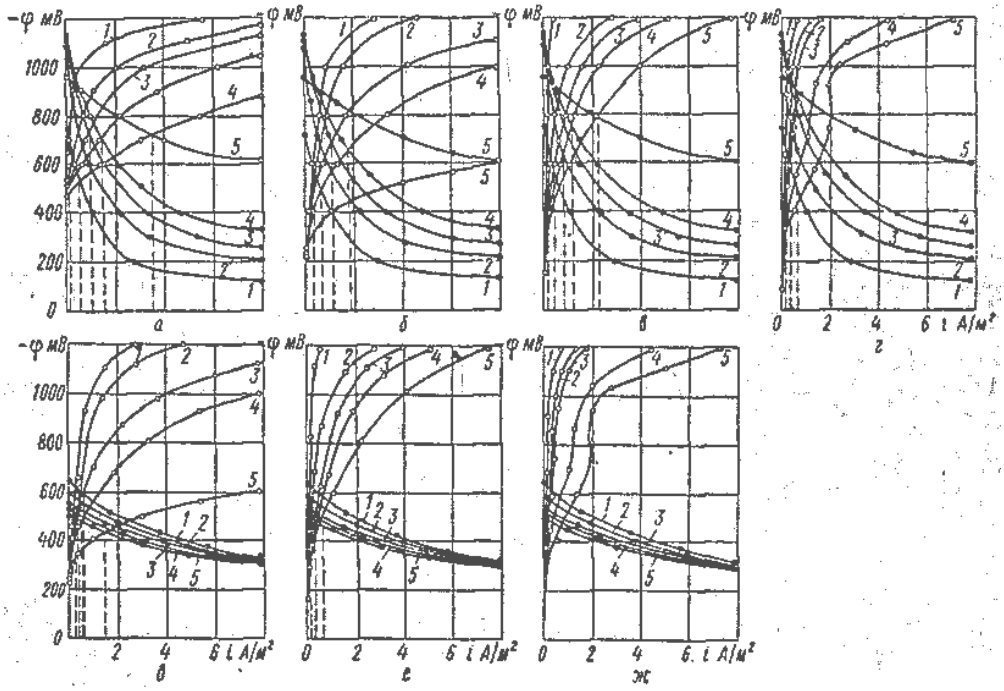


Рисунок 2. Поляризационные коррозионные диаграммы контактных пар:

Сталь 25Л – сплав АМг61 (а); бронза АЖН9-4-4 – сплав АМг61 (б); сталь 12Х18Н10Т – сплав АМг61 (в); сплав – 3 – сплав АМг61 (г); сталь 25Л – бронза АЖН9-4-4 (д); сталь 25Л – сталь 12Х18Н10Т (е); сталь 25Л – сплав 3 (ж) при скорости движения воды 0 (1); 10 (2); 20 (3); 30 (4); 50 м/с (5)

Природа металла, положение и наклон анодной поляризационной кривой влияют на величину потенциала сопряжения, но не на скорость процесса при диффузионном контроле. И только при переходе от диффузионной кинетики восстановления кислорода к кинетической сказывается природа металла катода. Это подтверждается величинами плотностей тока коррозии, определенными из коррозионных диаграмм. Графические зависимости плотностей тока коррозии для исследуемых пар контактируемых металлов при различных скоростях движения морской воды, представленные на рис. 3. Показывают, что все кривые начинаются из одной области точек, близких по своим значениям. Это свидетельствует об отсутствии существенного влияния материалов в спокойной морской воде. Некоторое усиление контактной коррозии алюминиевого сплава АМг61 и стали 25Л наблюдается лишь при контакте анодных металлов с медным сплавом (см. рис.3. Кривые 1 и 5)

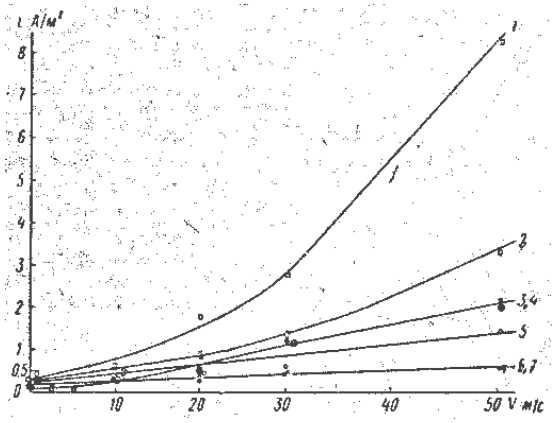


Рисунок 3. Зависимость плотности тока коррозии от скорости потока морской воды для различных сопряжений металлов: 1 – АМг61+Бр.АЖН9-4-4; 2 – АМг61+сталь 25Л; 3 – АМг61+12Х18Н10Т; 4 – АМг61+сплав 3; 5 – сталь 25Л+Бр.АЖН9-4-4; 6 – сталь 25Л+12Х18Н10Т; 7 – сталь 25Л+сплав 3

По мере увеличения скорости движения морской воды на интенсивность контактной коррозии анодных металлов значительное влияние начинает оказывать материал катода. Наиболее заметно влияние катодного материала в сопряженных парах, где анодом является алюминиевый сплав АМг61. Так, при скорости потока морской воды, равном 50 м/с, плотность тока коррозии для этого сплава в паре с бронзой АЖН9-4-4 достигает 8,3 А/м², тогда как при контакте со сталью 25Л плотность тока меньше чем в два раза (3,4 А/м²).

Высоколегированная сталь (Х18Н10Т) и сплав 3 оказывают практически одинаковое влияние на скорость контактной коррозии анодных материалов при всех скоростях потока морской воды (см. рис. 3, кривые 3,4 – для алюминиевого сплава и кривые 6, 7 – для стали 25Л). Это обусловлено близкими электрохимическими характеристиками указанных катодных материалов, что подтверждается данными таблицы.

Данные электрохимических исследований контактной коррозии анодных металлов в потоке морской воды согласуются с результатами коррозионных испытаний этих сопряжений металлов при том же соотношении площадей (1:1) и тех же скоростях потока морской воды. Как следует из диаграмм, на рис. 4 и 5, на скорость контактной коррозии анодных металлов (алюминиевого сплава и стали) влияние катодного металла наблюдается при повышенных скоростях потока морской воды (более значительное для алюминиевого сплава по сравнению со сталью). Наиболее опасными из всех исследованных катодных материалов для стали и алюминиевого сплава являются медные сплавы, в данном случае – бронза АЖН9-4-4.

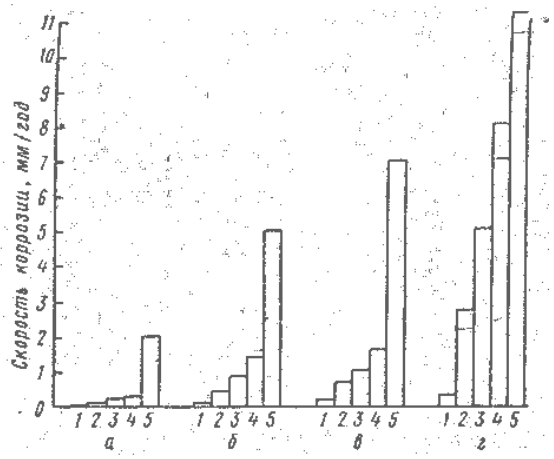


Рисунок 4. Скорость контактной коррозии алюминиевого сплава АМг61 в сопряжении с катодными металлами при соотношении площадей 1:1 и разных скоростях потока морской воды – 0(1), 10 (2), 20 (3), 30 (4), 50 м/с (5): а – АМг61; б – АМг61 – 12Х18Н10Т; в – АМг61 – 25Л; г – АМг61 – АЖН9-4-4

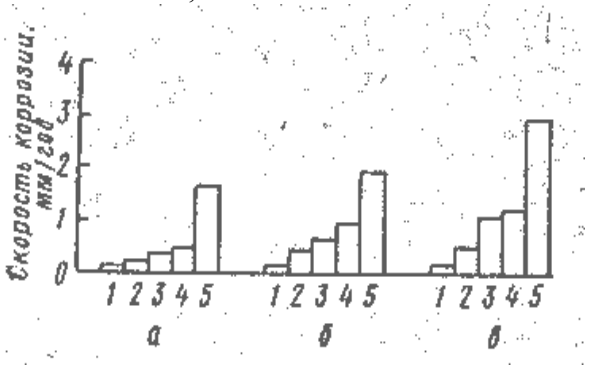


Рисунок 5. Скорость контактной коррозии стали 25Л в сопряжении с катодными металлами при соотношении площадей 1:1 и разных скоростях потока морской воды – 0 (1), 10 (2), 20 (3), 30 (4), 50 м/с: а – 25Л; б – 25Л – 12Х18н10Т; в – 25Л – АЖН9-4-4

Ввиду необходимости применения электрохимической защиты для корпусных конструкций, эксплуатирующихся в движущейся морской воде, исследовали влияние скорости потока морской воды на плотность тока в условиях катодной поляризации при заданных значениях потенциалов сопрягаемых пар металлов в интервале от – 800 до – 1400 мВ. Как показано на рис. 6, для поддержания заданного потенциала катодной поляризации при контакте разнородных металлов с увеличением скорости потока морской воды плотность тока резко возрастает. Значительное увеличение плотностей катодного тока при одних и тех же заданных потенциалах наблюдается также в условиях потока морской воды для контактируемых металлов по сравнению с поляризацией металла без контакта (см. кривые 1, 1 и 4, 4 на рис.6), и тем больше, чем выше скорость потока воды.

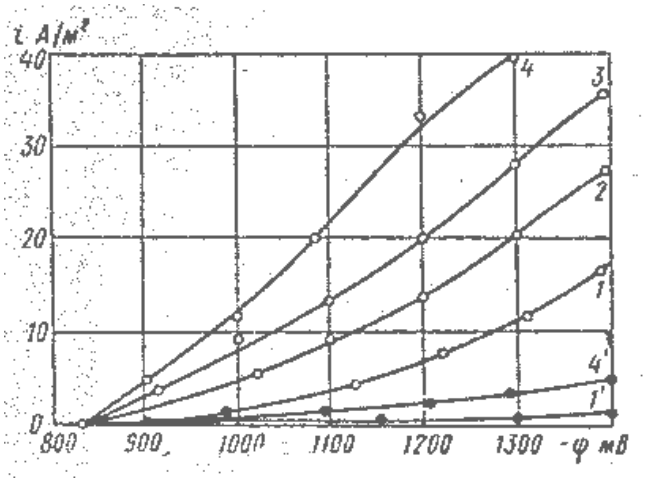


Рисунок 6. Зависимость установившейся плотности катодного тока от заданного потенциала катодной поляризации металлов при скорости движения морской воды (1, 1), 20 (2), 30 (3), 50 м/с (4, 4) для сопряжений бронза АЖН 9-4-4 – сплав АМг61 при Sk:Sa = 1:1 (0); сплав АМг61 без контакта (0)

Это свидетельствует о значительном увеличении расхода электроэнергии для нужд катодной защиты и, естественно, о нежелательности контакта разнородных металлов при повышенных скоростях движения морской воды.

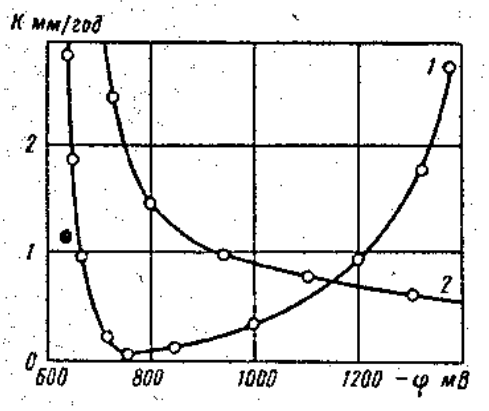


Рисунок 7. Зависимость скорости коррозии алюминиевого сплава в контакте с бронзой АЖН9-4-4 при Sk:Sa = 1:1 от потенциала при катодной поляризации в спокойной воде (1) и при скорости потока 50 м/с (2)

Рассматривая коррозийное состояние анодного металла – алюминиевого сплава АМг61 в сопряжении с бронзой АЖН9-4-4 при соотношении площадей 1:1 под воздействием катодной поляризации, видно, что в условиях потока морской воды (50 м/с)

наблюдается смещение в отрицательную сторону на 400 мВ и более области опасных с точки зрения «перезащиты» потенциалов по сравнению со стационарными условиями (рис. 7). Это свидетельствует о необходимости проведения дальнейших исследований коррозийного поведения сопрягаемых металлов в условиях катодной поляризации в потоке морской воды с целью уточнения параметров электрохимической защиты для конструкций, изготовляемых из разнородных металлов и эксплуатируемых при высоких скоростях потока морской воды. [4-5]

В судостроении постоянно ведутся поиски лучших материалов для корпусов кораблей и судов, прочных, легких и стойких. Последнему качеству судостроительного материала уделяется особое внимание, как технологическим, так и прочностным свойствам. А это, в свою очередь, требует усиленных поисков решений защиты от электрохимической, контактной коррозии корабельных и судовых агрегатов, при эксплуатации их в скоростном морском потоке. [6]

Выводы. Из изложенного очевидна актуальность проблемы исследований по оценке опасности контактной коррозии судовых конструкций в движущемся скоростном потоке морской воде, определения параметров и способов их защиты в этих условиях.

1. При увеличении скорости потока морской воды вследствие ускорения диффузии кислорода к поверхности металла наблюдается интенсификация процесса контактной коррозии.
2. Влияние катодного материала наиболее значительно проявляется в случае использования в качестве анода алюминиевого сплава (АМг61) по сравнению со сталью.
3. Заданные потенциалы при катодной поляризации контактируемых пар и увеличении скорости потока морской воды обеспечиваются при повышенных плотностях тока.
4. Результаты электрохимических исследований подтверждены данными коррозионных испытаний тех же пар металлов и при тех же скоростях потока морской воды.
5. Для оценки возможности применения электрохимических способов защиты на алюминиевых корпусах и корпусных конструкциях и установления предъявляемых к ним требований необходимо определение параметров защиты алюминиевых сплавов в потоке морской воды, исключающих опасность «перезащиты».

ЛИТЕРАТУРА

1. Шевченко М. «Транспортная стратегия Украины на период до 2020 года», Рост грузооборота в 2011году. Порты Украины № 1-2011. – С. 4-5,8.

2. Пашин В. М. «Проблемы, требующие неотложного решения». Судостроение № 6 – 2010. – С. 3-8.

3. Герасименко А. А. Защита от контактной коррозии. «Защита от коррозии, старения и биоповреждений машин, оборудования и сооружений». «Машиностроение» Москва : 1987 – С. 605-607.

4. Сорокин А. И., Климова В. А., Люблинский Е. Я. Влияние скорости потока морской воды на контакную коррозию металлов. «Технология судостроения» № 7-1985. – С. 79-83.

5. Иоссель Ю. Я., Кленов Г. Э., Павловский Р. А. Расчет и моделирование контактной коррозии судовых конструкций. Л. : «Судостроение», 1979. – С.13-108.

6. Шенкнехт Р., Люш Ю., Шельцель М., Обенаус Г. Суда и судоходство будущего. Л. : «Судостроение», 1981. – С. 91-92.

ТЕПЛОВАЯ ДЕФОРМАЦИЯ ОСТОВОВ ДИЗЕЛЕЙ

Фока Д. А., Ханмамедов С. А.
Одесская национальная морская академия (Украина)

В процессе эксплуатации современных судовых двигателей внутреннего сгорания все большее внимание уделяется термостабильности их остовов. Неотъемлемой частью успешной эксплуатации двигателей является сопоставление теплового расчета остова двигателя с реально наблюдаемым. Цель теплового расчета остова двигателя – оценка сопротивляемости остова и его основных элементов тепловым воздействиям и создание теплоустойчивой конструкции двигателей. Расчет температурных полей в остове двигателя , выполненный на этапе проектирования, позволяет выбрать лучший конструктивный вариант из нескольких.

В настоящее время для расчета температурных полей и тепловых деформаций корпусных деталей остова двигателей применяют аналитические методы и метод конечных элементов.

При использовании аналитических методов рассчитываемая конструкция представляется в виде совокупности балок или пластин. При введении определенных допущений, для каждого из этих элементов возможно получить решение аналитическими методами. Для уточнения аналитического решения в расчетную схему вводятся коэффициенты, получаемые эмпирическим путем.

Достоинством аналитических методов является их относительная простота, а также то, что используемые аналитические формулы наглядно показывают влияние того или иного параметра рассчитываемой конструкции на ее смещения, наличие возможности быстро сравнить различные варианты конструкции.

Вместе с тем, аналитические методы имеют значительные недостатки – при их использовании нельзя учесть реальную геометрическую форму корпусных деталей, местные деформации отдельных конструктивных элементов. Аналитические решения для деталей сложной формы имеют значительную погрешность и требуют коррекции с помощью эмпирических коэффициентов, которые, в свою очередь, применимы только для ограниченного набора конструкций, аналогичных тем, для которых имеются экспериментальные данные.

В связи с этим в последнее время на этапе проектирования остовов дизелей, в сфере механического проектирования, наблюдается всплеск заинтересованности к CAE – системам (системам инженерного анализа), реализующих метод конечных элементов. Наиболее известными программными комплексами, используемыми в механическом проектировании, являются Nastran, Ansys, Catia, Cosmos, Samcef.

При использовании метода конечных элементов, рассчитываемая конструкция остова двигателя представляется в виде совокупности простых геометрических объектов – конечных элементов, для каждого из которых заранее определен вид функциональной зависимости распределения перемещений в этом элементе от перемещений в его узлах.

При этом необходимо отметить, что в настоящее время в остове двигателя в самостоятельную систему выделены элементы обеспечивающие удержание и стабилизацию осей валов дизелей.

Для обеспечения заданного временного и пространственного положения коленчатого вала двигателя предусматривается управляемая тепловая деформация остова двигателя, которая позволяет удерживать заданное положение оси вала. Это позволяет в конечном итоге, например, осуществить переход в базовый порт с отключенными цилиндрами и т.д., воздействуя на тепловую деформацию двигателя.

ОСОБЕННОСТИ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЯЗКИХ ТОПЛИВ

Ханмамедов С. А.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Для современного этапа развития судовой энергетики характерным является использование топлив с вязкостью более 360 сСт. Для описания реологического поведения этих топлив необходимо уточнение существующих моделей дисперсных систем. В настоящее время для описания поведения вязкого топлива можно использовать две основных модели дисперсной системы

В первом случае предполагается, что в системе существует непрерывная сетка межчастичных связей, которую можно рассматривать как квазикристаллическую решетку. Часть узлов решетки свободна ("вакансии"). Возможность течения системы обусловлена перемещением этих вакансий под действием сдвигового напряжения. С помощью этой модели удобно исследовать течение топлив в элементах топливной аппаратуры с характерным размером менее 10 мкм.

Во второй модели рассматриваются группы частиц, двигающиеся как единое целое (агрегаты или блоки). Текучесть системы зависит от размера агрегатов, который, в свою очередь, определяется скоростью деформации. Эта модель соответствует случаю рис.1 более глубокого разрушения структуры, например, в сопле форсунки двигателя.

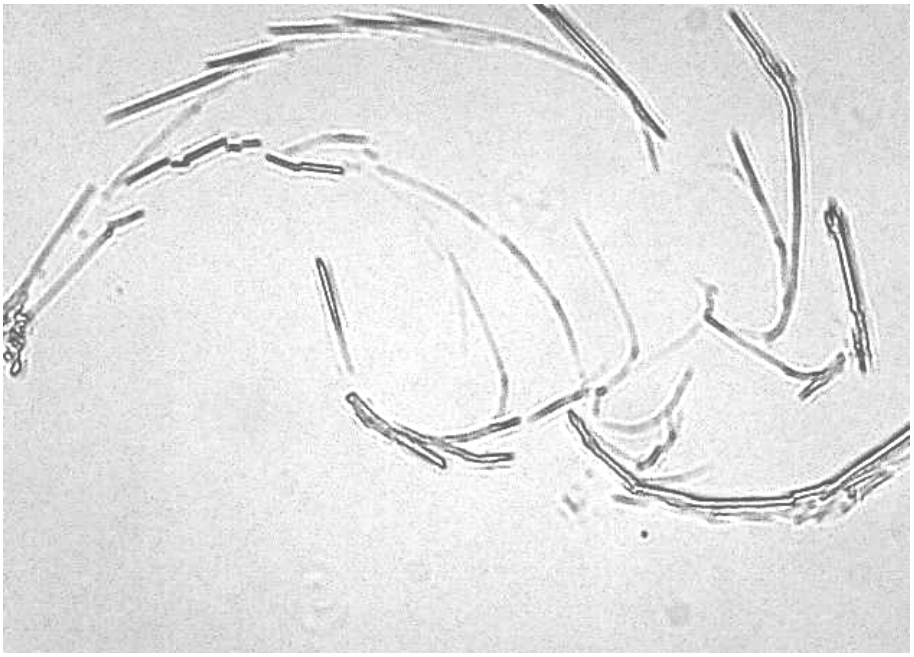


Рисунок 1. Микрофотография топлива вязкостью 360 сСт, температура 52°С увеличение ×280

При таком деформировании образуется разрыв сплошности, т.е. появляется зона локализации сдвига с пониженной концентрацией дисперсной фазы. На рис.1 наблюдаются дефекты структуры в виде дисклинаций с характерным размером 30 мкм.

Рассматривая это явление по аналогии с образованием трещины в кристалле и используя критерий Гриффитса для роста трещины, можно считать, что образование разрыва сплошности произойдет при напряжении сдвига:

$$\tau \geq \frac{F}{a^2}\sqrt{\frac{a}{l}}, \qquad (1)$$

где l, a – характерные размеры неоднородности, F – сила взаимосвязи между частицами, обусловленная межмолекулярным притяжением.

Таким образом, при прохождении сопла форсунки топливо распадется на частички зародыши, которых мы наблюдаем на рис. 1.

На рис. 2 приведена зависимость распределения диаметров частичек, образовавшихся после прохождения через сопловое отверстие форсунки диаметром 0,3 мм. Давление топлива перед форсункой 32 МПа.

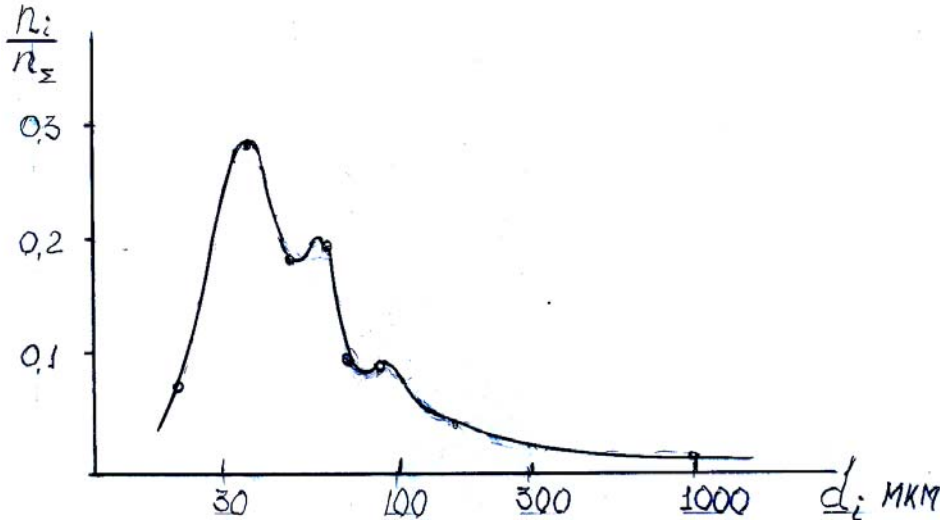


Рисунок 2. Зависимость распределения диаметров капелек топлива, образовавшихся после прохождения через сопловое отверстие форсунки диаметром 0,3 мм, давление топлива перед форсункой 32 МПа

Как видно из рис. 2 среди частичек топлива образовавшихся после прохождения сопла наблюдаются частички с диаметром ряда 30, 60, 90 мкм.

Это указывает на то, что разрушение сплошности струи топлива попадающей в камеру сгорания происходит преимущественно по границам дефектов структуры топлива.

Таким образом, размеры частичек топлива образовавшихся в камере сгорания, зависят, прежде всего, от природы топлива и наличия в нем дефектов структуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ханмамедов С. А. Алтоиз Б. А. Пыжов Е. В., Народицкая Т. В. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые машины и механизмы: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса : ОНМА. – С. 45-49.

СЕКЦІЯ 3

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

КОРОЗІЙНА ТРИВКІСТЬ ЕПОКСИДНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ГРАДІЄНТНИХ ПОКРИТТІВ У СЕРЕДОВИЩІ БЕНЗИНУ

Букетов А. В., Алексенко В. Л., Красненький В. М., Пірог А. П.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Полімерні композитні покриття (КП) широко використовують у різних галузях промисловості і машинобудування для захисту технологічного устаткування суден від корозії. При цьому відомо, що епоксидні КП відзначаються поліпшеними фізико-механічними і антикорозійними властивостями. При формуванні епоксидних КП доцільно спочатку наносити адгезійний шар, який забезпечує поліпшену взаємодію полімеру з металевою основою, а після цього – функціональний шар, що сприяє поліпшенню антикорозійних властивостей захисного покриття. Для поліпшення антикорозійних властивостей КП у епоксидний зв'язувач необхідно вводити полідисперсний двокомпонентний наповнювач за критичного вмісту. Виходячи з цього дослідження впливу складу епоксидних покриттів і технології їх формування на адгезійні, когезійні, а, отже, і антикорозійні властивості захисних покриттів під впливом агресивних середовищ, у тому числі й бензину, є актуальною задачею сучасного матеріалознавства у суднобудуванні.

У якості об'єкта досліджень обрано епоксидний олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84). Для полімеризації епоксидних композицій використовували затверджувач ПЕПА (ТУ 6-05-241-202-78). При формуванні покриттів з рівномірним розподілом двокомпонентного полідисперсного наповнювача у епоксидний зв'язувач вводили частки коричневого шламу (КШ) з дисперсністю 63 мкм і вмістом 40 мас.ч., діоксиду титану з дисперсністю 10-20 мкм і вмістом 60 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. ПЕПА. При формуванні функціонально-градієнтних покриттів вводили КШ і діоксид титану при тому ж вмісті і додатково вводили карбід кремнію при вмісті 80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20. Покриття з рівномірним розподілом двокомпонентного полідисперсного наповнювача формували за такою технологією: дозування компонентів, гідродинамічне суміщення дисперсних часток і зв'язувача, введення отверджувача ПЕПА і затверджування композиції. Затверджували покриття за експериментально встановленим режимом. Далі проводили дослідження зразків.

Функціонально-градієнтні покриття формували за такою технологією:

- формування адгезійного шару товщиною 100 мкм, який містить частки КШ і діоксиду титану; витримка упродовж 2 год. при температурі T = (293 ± 2) K для забезпечення взаємодії між шарами градієнтного покриття;

- нанесення корозійностійкого шару товщиною 200 мкм не пізніше, ніж за 2 год. після нанесення адгезійного шару, котрий містить карбід кремнію; витримка покриття упродовж 72 год. при температурі T = (293 ± 2) K.

Покриття наносили на сталь Ст.3. Випробовували на розтяг зразки, котрі піддавали витримці упродовж 30 діб на повітрі і у середовищі бензину при кімнатній температурі. Випробування на розтяг проводили на розривної машині FM-1000. Записували діаграми розтягування зразків з покриттями і без них. Фіксували деформації, за яких відбувається розтріскування і відшарування покриття.

Доведено, що матеріал покриття на основі вихідної матриці після витримки на повітрі протягом 30 діб характеризуються модулем пружності E_c = 3,8 ГПа, при цьому їх когезійна міцність становить 52,2 МПа, а адгезійна міцність 42,3 МПа. Після витримки таких покриттів у середовищі бензину модуль пружності зменшується до E_c = 3,6 ГПа, когезійна міцність знижується до 47,0 МПа, а адгезійна міцність до 31,1 МПа відповідно.

Зменшення адгезійної міцності викликається як фізичними, так і хімічними змінами у результаті абсорбції бензину у полімерний матеріал або у місці адгезійного контакту (місце стику "покриття – основа"). Припускали, що хімічні зв'язки як у області адгезійного контакту, так і у об'ємі епоксидного КП руйнуються внаслідок внутрішнього (адсорб-

ційно розклинюючого) ефекту Ребіндера. Такий ефект реалізується після витримки епоксидної матриці у бензині внаслідок адсорбції молекул у об'єм покриття. На початковому етапі досліджень спостерігали утворення мікротріщини, а надалі молекули бензину досягають місця тріщини, розмір якої є меншим, ніж два розміри молекули. У результаті молекули агресивного середовища під тиском сусідніх молекул роклинюють тріщину. Внаслідок цього руйнується спочатку на мікро-, а потім на макрорівні полімерне покриття основи.

Додатково встановлено, що використання одношарового покриття з дисперсними частками, порівняно з матрицею, після витримки на повітрі забезпечує підвищення модуля пружності (для зразків, витриманих на повітрі) з 3,8 до 4,2 ГПа, когезійної міцності з 52,2 до 58,2 МПа і адгезійної міцності з 42,3 до 49,7 МПа. Аналіз зовнішнього вигляду зразка з одношаровим покриттям, яке містить дисперсні частки КШ і діоксиду титану дозволяє констатувати про наявність поперечних, стосовно напряму сили навантаження, тріщин. Витримка таких покриттів у середовищі бензину зумовлює погіршення як їх адгезійних, так і когезійних властивостей. Це, як зазначалось вище, зумовлено насамперед проникненням середовища у об'єм покриття і частковому руйнуванню, завдяки розклинюючому ефекту Ребіндера, фізичних та хімічних зв'язків між макромолекулами олігомера та активними центрами на поверхні часток.

Показано, що максимальними показниками фізико-механічних властивостей характеризуються функціонально-градієнті покриття. Водночас їх витримка у середовищі бензину призводить до незначного зменшення модуля пружності (від 4,6 до 4,5 ГПа), а когезійна і адгезійна міцності зменшуються від 59,3 до 54,3 МПа та від 51,4 до 46,8 МПа відповідно. Візуальний аналіз зразків після досліджень дозволяє стверджувати, що колір зразків після витримки у середовищі бензину майже не змінився, присутні лише поперечні, стосовно напрямку прикладання сили навантаження, тріщини у покритті. Отже, встановлено, що покриття градієнтного виду характеризується підвищеними адгезійними і когезійними властивостями внаслідок того, що внутрішня частина покриття підвищує адгезійну міцність, а зовнішня частина – захищає основу від корозії.

При цьому, механізм незначного погіршення властивостей як одношарового, так і функціонально-градієнтного покриттів можна пояснити на основі явища адсорбційної пластифікації або зовнішнього ефекту Ребіндера. Макромолекули на поверхні твердого тіла (у нашому випадку покриття) мають нескомпенсовані вільні зв'язки у напрямку зовнішнього серердовища (у нашому випадку бензину). Маючи надлишкову енергію, макромолекули полімеру взаємодіють з молекулами бензину, при цьому їх вільна енергія зменшується. Водночас знижується опір поверхневого шару (і загалом покриття в цілому) пружному і пластичному деформуванню, швидше відбувається пластична течія, утворення мікро- та макропор. Вище експериментально було підтверджено перебіг такого виду адсорбційної пластифікації.

Отже, у роботі на основі експериментальних досліджень встановлено, що агресивне середовище бензину несуттєво впливає на фізико-механічні властивості епоксидних захисних покриттів, які використовують для захисту технологічного устаткування у різних галузях промисловості. Доведено, що після витримки захисних покриттів, сформованих на сталі Ст.3, у середовищі бензину, порівняно з повітрям, модуль пружності зменшується від 3,8-4,6 до 3,6-4,5 ГПа, а когезійна і адгезійна міцності від 52,2-59,3 до 47,0-54,3 МПа та від 42,3-51,4 до 38,1-46,8 МПа відповідно. Максимальними показниками фізико-механічних властивостей характеризуються функціонально-градієнті покриття, сформовані на основі епоксидної діанової смоли (100 мас.ч.), твердника ПЕПА (10 мас.ч.) і дисперсних часток коричневого шламу (40 мас.ч.), діоксиду титану (60 мас.ч.) і карбіду кремнію (80 мас.ч.). Розроблені покриття можна рекомендувати для захисту технологічного обладнання, що експлуатується у середовищі бензину.

ДЕТАНАЦИОННОЕ ГОРЕНИЕ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ СЕРИИ МЕ

Гончаров И. В., Колегаев М. А.
Одесская национальная морская академия (Украина)

В процессе эксплуатации двигателей серии МЕ при его переводе на режим работы с минимальным выбросом CO_x, NO_x топливо в цилиндр двигателя подается трижды за один оборот двигателя. При этом процессы горения топлива в цилиндре существенно отличаются. Так первые две подачи топлива проходят при минимальной скорости движения поршня около ВМТ при этом рабочий объем равен приблизительно объему камеры сгорания. Третья подача топлива в двигателях серии МЕ объемом ~8…10% осуществляется за несколько градусов до открытия окон. Параметры газовой среды в рабочем цилиндре при этом значительно отличаются от первых двух подач топлива. Процесс горения в этом случае является наименее изученным предметом исследования авторов.

Горение и взрыв газов (и аэрозолей) – это с точки зрения химии одинаковые процессы превращения смеси горючих газов и окислителя в продукты сгорания, а с точки зрения физики – принципиально различные процессы, и имеющие существенно различные внешние проявления.

В технической литературе часто встречается термин «взрывное горение», под которым понимают дефлаграцию со скоростью распространения турбулентного пламени порядка 100 м/с. Однако такое название лишено всякого физического смысла и ничем не оправданно. Горение газообразных смесей бывает дефлаграционным и детонационным, и никакого «взрывного горения» не бывает. Введение в практику этого понятия, очевидно, было вызвано желанием авторов особо выделить высокотурбулентное дефлаграционное горение, одним из важных поражающих факторов которого является скоростной напор газа, который сам по себе (без образования ударной волны) может и разрушить элементы проточной части двигателя [1, 4].

Известно, что при некоторых условиях дефлаграция может переходить в детонацию. Условия, способствующие такому переходу, – это обычно наличие длинных вытянутых полостей, например, труб, галерей, горных выработок и проч., особенно если они содержат препятствия, служащие турбулизаторами газового потока. Если горение начинается как дефлаграция, а заканчивается как детонация, то кажется логичным предположить наличие некоторого промежуточного по своей физической природе переходного режима, который некоторые авторы и называют взрывным горением. Однако и это не так. Переход дефлаграционного горения в длинноходовом двигателе в детонацию можно представить следующим образом. Вследствие турбулизации и соответствующего увеличения поверхности пламени скорость его распространения увеличивается, и оно толкает впереди себя горючий газ с большей скоростью, что в свою очередь ещё больше увеличивает турбулентность горючей смеси впереди фронта пламени. Процесс распространения пламени становится самоускоряющимся с усиливающимся поджатием горючей смеси. Поджатие горючей смеси в виде волны давления и повышенной температуры (температура в акустической волне повышается по закону адиабаты Пуассона, а не по адиабате Гюгонио, как это происходит при ударном сжатии) распространяется вперед со скоростью звука. А всякое новое дополнительное возмущение со стороны ускоряющегося фронта турбулентного пламени распространяется по уже нагретому поджатием газу с большей скоростью (скорость звука в газе пропорциональна $T^{1/2}$, где T – абсолютная температура газа), и поэтому оно вскоре догоняет фронт предыдущего возмущения и суммируется с ним. А обогнать фронт предыдущего возмущения оно не может, так как местная скорость звука в холодном горючем газе, расположенном в невозмущённом газе, значительно ниже. Таким образом, на переднем фронте первого акустического возмущения происходит сложение всех

последующих возмущений, амплитуда давления на фронте акустической волны увеличивается, а сам фронт из первоначально пологого становится все более крутым и в конечном итоге из акустического превращается в ударный. При дальнейшем росте амплитуды ударного фронта температура в нём по адиабате Гюгонио достигает температуры самовоспламенения горючей смеси, что и означает возникновение детонации. Детонация – это ударная волна, в которой происходит самовоспламенение горючей смеси.

Рассматривая описанный механизм возникновения детонации, важно отметить, что его нельзя понимать как непрерывный переход от дефлаграции в результате постоянного ускорения фронта пламени: детонация возникает скачкообразно впереди дефлаграционного пламени, даже на существенном расстоянии от него, когда там создаются соответствующие критические условия. В дальнейшем детонационная волна, представляющая собой единый комплекс ударной волны и волны химической реакции, распространяется стационарно с постоянной скоростью по невозмущенному горючему газу, независимо от породившего её дефлаграционного пламени, которое при подходе к продуктам детонации вскоре вообще перестает существовать.

Таким образом, ударная волна, волна химической реакции и волна разрежения в продуктах сгорания в цилиндре двигателя движутся с одинаковой скоростью и вместе представляют собой единый комплекс, обусловливающий распределение давления в зоне детонации в виде острого короткого пика. Строго говоря, зона химической реакции отстоит на некотором расстоянии от фронта ударной волны, так как процесс самовоспламенения возникает не сразу же после ударного сжатия горючей смеси, а по истечении определённого периода индукции и имеет некоторую протяжённость, поскольку химическая реакция происходит хотя и быстро, но не мгновенно. Однако ни начало химической реакции, ни её конец на экспериментальной кривой пика давления никаких характерных изломов не определяют. При экспериментах датчики давления которые мы устанавливаем в камере сгорания двигателя фиксируют детонацию в виде очень резких всплесков давления, причем инерционность датчиков, которые используются в судовой энергетике и их линейные размеры (минимальный с диаметром ~ 2 мм) не позволяют проводить достоверных измерений не только профиля волны, но даже и её амплитуды. Для грубых оценок амплитуды давления в детонационной волне можно считать, что оно в 2…3 раза превышает максимальное давление взрыва данной горючей смеси в камере сгорания . Если детонационная волна подходит к поршню, то происходит её отражение, в результате которого давление ещё увеличивается. Этим и объясняется большая сила детонации. Воздействие детонационной волны на поршень очень специфично: оно носит характер ударный характер. С другой стороны детонационная волна проходя через выхлопной коллектор, достигает проточной части турбонагнетателя и, по данным исследований, повышает эффективность его работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Водяник В. И., Тараканов С. В. Возникновение волн давления при самовоспламенении газа перед фронтом пламени в замкнутом сосуде // Физика горения и взрыва. – 1985. – № 1.
2. Зельдович Я. Б., Баренблат Г. И., Либровч В. Б., Махвиладзе Г. М. Математическая теория горения и взрыва. – М. : Наука, 1980. – 478 с.
3. Зельдович Я. Б., Компанеец А. С. Теория детонации. – М. : Гостеоретиздат, 1955.
4. Солоухин Р. И. Ударные волны и детонация в газах. – М. : Физматгиз, 1963.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ПРИ ВИКОРИСТАННІ МОДУЛЯТОРІВ ІМПУЛЬСУ ТИСКУ

Доценко С. М., Литвин С. М.
Первомайський політехнічний інститут НУК (Україна)

Постановка проблеми. При використанні газодизель-генераторів їх ефективність, економічність та екологічні показники у значній мірі залежать від системи подачі та величини запальної дози дизельного палива. Для зменшення експлуатаційних витрат при оптимізації газодизельного процесу величину запальної дози палива потрібно зменшувати до мінімально можливої. Одним із раціональних рішень поставленої задачі зменшення запальної дози дизельного палива є використання модулятора імпульсу тиску (МІТ). Наявність МІТ приводить до збільшення крутизни фронтів та амплітуди імпульсу подачі, підвищує швидкість переміщення голки форсунки, що гарантує відсутність пропусків подач. Відведення частини палива під плунжер модулятора призведе до збільшення активного ходу плунжера насоса в 1,5...2,5 рази, що стабілізує показники паливоподачі [1,2].

Для перевірки правильності проведених раніше теоретичних досліджень потрібно провести експлуатаційні випробування газодизель-генератора оснащеного штатною паливною апаратурою та модуляторами імпульсів тиску.

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що запропоновані рішення, спрямовані на зниження запальної дози рідкого палива, відрізняються складністю конструкції та великою собівартістю і дозволяють досягти мінімального рівня запальної дози 10…15% від номінальної циклової подачі [3-5]. У літературі фактично відсутні дані з організаційних та конструктивних рішень, спрямованих на зменшення запальної дози рідкого палива газодизеля від рівня 5% та менше.

Метою експериментальних досліджень була перевірка позитивного ефекту, який очікувався при застосуванні модуляторів, з виведенням загального висновку про можливість використання модернізованої паливної апаратури з модуляторами імпульсу тиску для підвищення паливної економічності газодизеля.

Основна частина. До випробувань газодизель 6ГЖЧН 26/34 (без модуляторів імпульсу тиску) працював надійно та стабільно при запальній дозі дизельного палива на рівні 19,5кг/год (10% від витрати на номінальному режимі). Експериментальні дослідження приводилися на випробувальному стенді АТВТ ″Первомайськдизельмаш″ (Рис. 1) з газодизелем 6ГЖЧН 26/34, в штатній комплектації (паливні насоси високого тиску ТН 26, форсунки ФД 45-1 з штатними розпилювачами $8\times0{,}4\times155^0$ та модуляторами імпульсу тиску, які були встановлені безпосередньо перед форсункою). Для забезпечення надійного пуску двигуна з розгерметизованими нагнітальними клапанами в момент пуску включався додатковий паливо–підкачувальний насос, який забезпечував тиск палива в системі на рівні 0,05 МПа.

При роботі двигуна з навантаженням 200кВт відбулося регулювання запальної дози дизельного палива. При запальній дозі 6кг/год двигун працював нестабільно, з пропусками самозаймання палива, навантаження коливалось в межах 100кВт. При збільшенні запальної дози до 8кг/год двигун почав працювати більш стабільно, але навантаження періодично коливалося в межах 50кВт, що підтверджувало нестабільну роботу паливної апаратури. Для забезпечення гарантованої безвідмовної роботи двигуна запальна доза була встановлена на рівні 9,5-10кг/год.

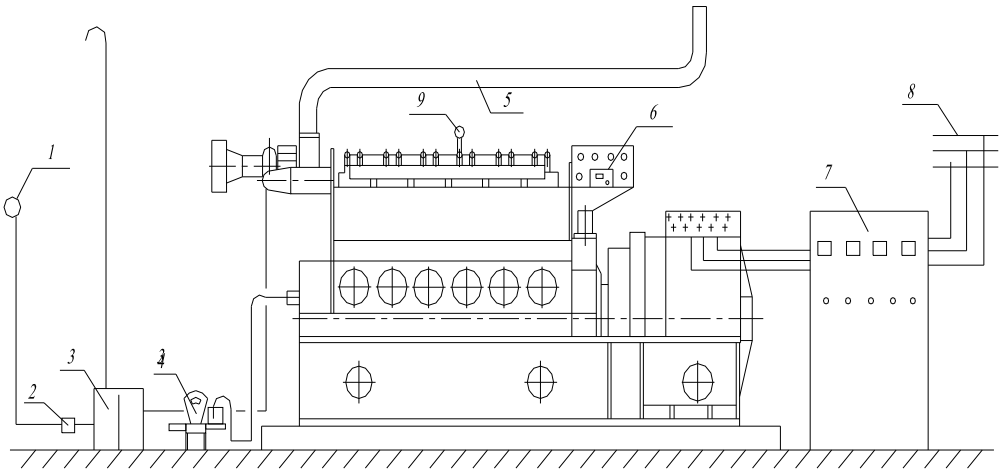


Рисунок 1. Випробувальний стенд:
1 – трубопровід газу; 2 – лічильник витрати газу; 3 – блок газової апаратури; 4 – ваги настільні; 5 – трубопровід випускний; 6 – щит приладів; 7 – щит управління; 8 – трубопровід; 9 – кришка робочого циліндра.

У процесі випробувань замір параметрів фіксувався наступним чином. У трубопроводі 1 замірявся тиск газу в системі. Витрату паливного газу заміряв витратомір – лічильник ТУРГАС (2) у комплекті з блоком БИР–2–М1. Ціна поділки найменшого розряду лічильника газу складає 0,1м^3. Тиск газу на вході в двигун замірявся в блоці газової апаратури 3. Витрата дизельного палива вимірювалась ваговим способом на стенді 4. Чутливість циферблатних вагів типу РН-1Ц13У складала 0,005 кг, а відносна похибка виміру складала 0,1%. У трубопроводі випускному 5 вимірювались викиди шкідливих речовин портативним газоаналізатором «testo 300M» призначеного для вимірювання концентрації O_2, CO, NO_x та коефіцієнта надлишку повітря. Даний прибор зареєстрований в Державному реєстрі засобів вимірювальної техніки та допущений до застосування в Україні. На щиті приладів 6 фіксувались тиск та температура води й масла, температура вихлопних газів. На щиті управління 7 фіксувались сила, напруга та частота струму. Для виміру ефективної потужності використовувався вимірювальний комплект типу К-505. Вмонтовані в комплект вимірювальні прилади (амперметр, вольтметр, ватметр) відповідають класу точності 0,5. У кришці робочого циліндра 9 були встановлені манометри для заміру максимального тиску згорання. Отримані при випробуваннях основні параметри представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Результати моторних випробувань газодизеля 6ГЖЧН 26/34

Найменування параметрів		Розмірність	Величина параметрів			
1	Потужність газодизеля	кВт	200	400	600	800
2	Барометричний тиск	мм. рт. ст.	756			
3	Максимальний тиск згорання по циліндрах	МПа				
	1-циліндр		4,6	5,4	6,2	7,8
	2-циліндр		4,7	5,2	6,0	7,5
	3-циліндр		4,8	5,6	6,4	7,9
	4-циліндр		4,9	5,6	6,4	8,0
	5-циліндр		4,8	5,8	6,4	8,1
	6-циліндр		4,9	5,8	6,6	8,2
4	Середнє значення	МПа	4,8	5,6	6,3	7,9

Продовження таблиці 1

5	Температура газів на виході з циліндрів:	К				
	1-циліндр		601	673	723	738
	2-циліндр		612	693	773	795
	3-циліндр		625	713	743	761
	4-циліндр		617	703	723	752
	5-циліндр		631	693	723	748
	6-циліндр		597	673	693	735
6	Середнє значення	К	633	691	730	755
7	Тиск масла у двигуні	МПа	0,39	0,38	0,35	0,34
8	Витрата дизельного палива (запальна доза)	кг/год	10,2	10,1	9,6	9,9
9	Витрата газу	нм^3/год	145	188	236	262

У ході випробувань, при запальній дозі 9,6…10,2 кг/год, двигун працював на всіх режимах надійно, без пропусків самозаймання та інших порушень у роботі. Максимальний тиск згорання по циліндрах (P_{max}) при роботі двигуна з МІТ зменшився на 1,5…2МПа, а середня температура газів на виході з циліндрів ($T_г$) зросла на 20-35К (рис. 2, 3).

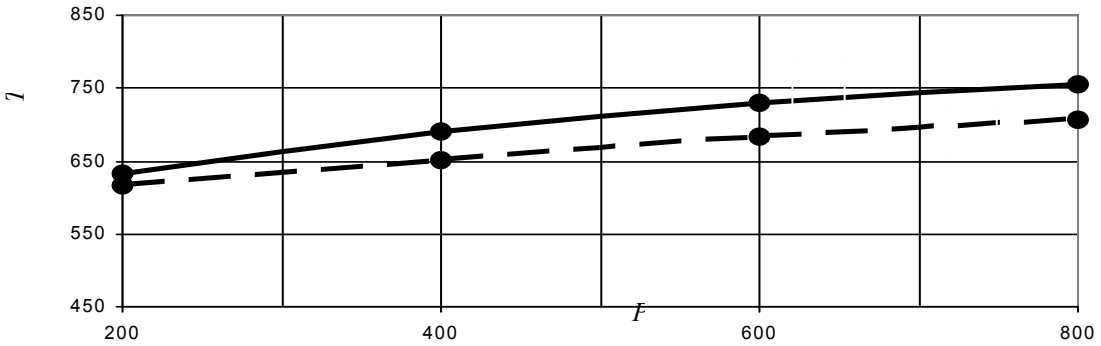


Рисунок 2. Навантажувальна характеристика газодизельного двигуна: – – – робота без МІТ; —— робота з МІТ.

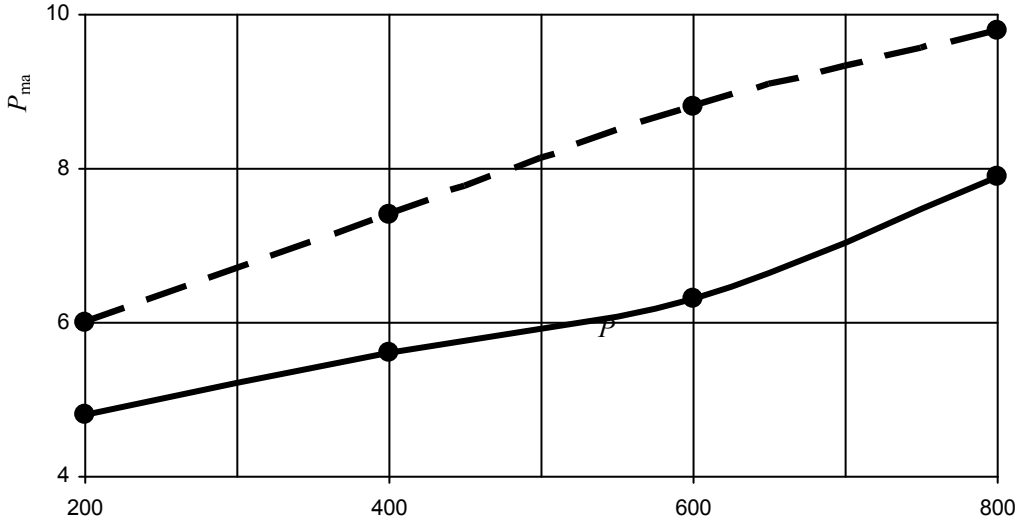


Рисунок 3. Навантажувальна характеристика газодизельного двигуна: – – – робота без МІТ; —— робота з МІТ.

Використання штатної паливної апаратури з модуляторами дозволила знизити запальну дозу дизельного палива ($Q_{зап}$) до рівня 4,5...5,5% від номінальної витрати на дизельному паливі (рис. 4.), при цьому незначно зросла витрата газоподібного палива ($Q_г$).

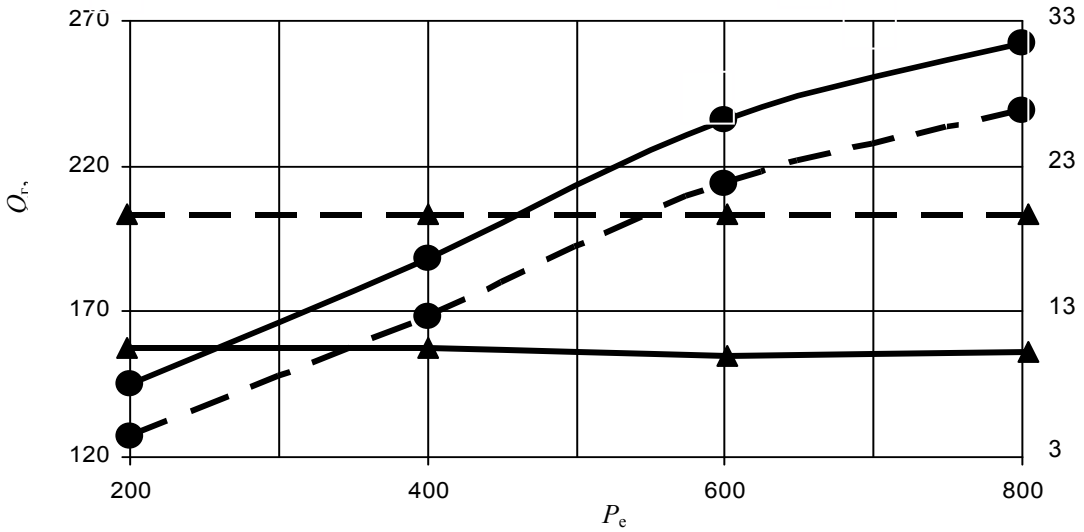


Рисунок 4. Залежність витрати газу (●) та запальної дози (▲) палива, від навантаження при комплектації : —— МІТ: – – – при штатній комплектації без МІТ.

Висновок. У результаті експериментальних випробувань модернізованої паливної системи на газодизелі 6ГЖЧН 26/34, було підтверджено, що використання модуляторів імпульсу тиску при збереженні штатної комплектації паливної апаратури забезпечує зниження запальної дози дизельного палива до рівня 4,5...5,5% від номінальної витрати при роботі на дизельному паливі (порівняно з 10% при роботі без модуляторів імпульсу тиску).

ЛІТЕРАТУРА

1. Новый способ модернизации топливной аппаратуры при конвертировании дизель – генератора с жидкого топлива на газ // С. Н. Литвин, С. М. Доценко, А. Л. Григорьев, А. Н. Врублевский. Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: „ХАИ”, 2000. – Вып. 19. – С. 64-69.

2. Доценко С. М. Підвищення паливної економічності суднових газодизель-генераторів шляхом інтенсифікації впорскування запального палива : Дис. канд. техн. наук : 05.08.05. – Суднові енергетичні установки – Миколаїв. 2006. – 201 с.

3. Лазарев Е. А. и др. Особенности рабочего процесса и конструкции дизелей с управляемым впрыском топлива. – Двигатели внутреннего сгорания. Обзорная информация. – М. : ЦНИИТЭИтяжмаш, 1984. – Вып.1.

4. Новиков Л. А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей. // Двигателестроение – 2002. – № 3. – С. 32-34.

5. Хачиян А. С., Багдасаров И. Г. Топливная система с изменяемыми характеристиками впрыскивания. // Двигателестроение - 1986. – № 7. – С. 23-26.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ГЕНЕРИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВА В СИСТЕМЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕРИИ МЕ

Кивуля Д. Н, Колегаев М. А.
Одесская национальная морская академия (Україна)

Значительное распространение в современных судовых двигателях получила топливная система высокого давления Common Rail с электронной системой управления WECC-9520 приведенная на рис. 1. По своему конструктивному решению является наиболее общей для двигателей последнего поколения.

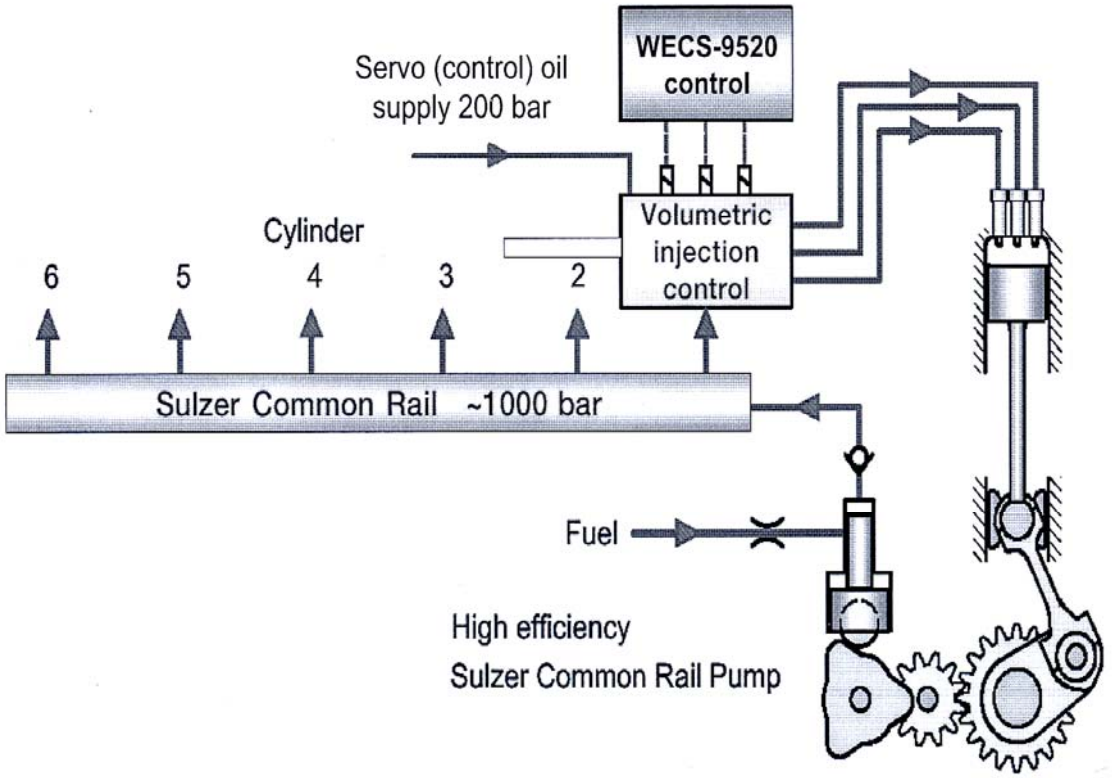


Рисунок 1. Принципиальная схема топливной системы высокого давления судовых двигателей внутреннего сгорания серии МЕ

Основные функции, которые выполняет система высокого давления топлива, заключаются в формировании заданного количества топлива, необходимого к подаче в цилиндр, синхронизации начала подачи топлива с ходом поршня и заданным углом опережения подачи топлива, ввод топлива в камеру сгорания и распыливание с заданными характеристиками.

В настоящей работе рассмотрены особенности основных процессы, протекающие в топливной системе высокого давления двигателей оборудованных такой топливной системой высокого давления.

Рассмотрим процессы, протекающие в топливном насосе высокого давления.

По своей конструкции с физической точки зрения насос представляет собой резонатор Гельмгольца (рис. 2). Собственная частота резонатора Гельмгольца:

$$F = \frac{C_0}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{VL}}, \qquad (1)$$

где F — частота генерируемых колебаний [Гц], S — сечение канала соединяющего резонатор с трубопроводом высокого давления [м^2] и его длина L [м], V — объем резонатора [м^3], C_0 — скорость звука в топливе [м/с].

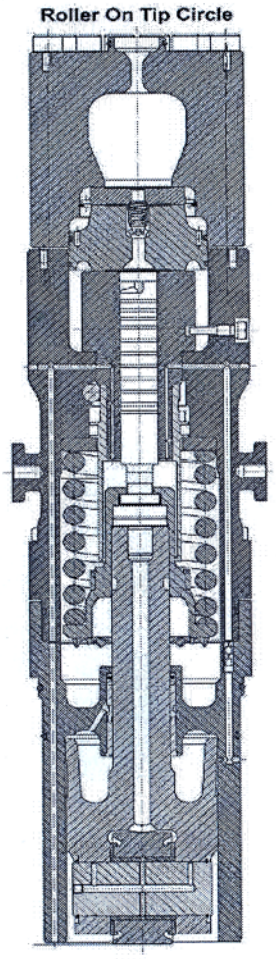


Рисунок 2. Топливный насос высокого давления двигателя внутреннего сгорания серии ME

Возбуждение колебаний резонатора осуществляется механическим путем с помощью плунжера топливного насоса. Привод плунжера топливного насоса осуществляется в большинстве случаев от распределительного вала двигателя. Закон модуляции комбинированный – амплитудная модуляция осуществляется путем коммутации клапанов управления, а неглубокая частотная модуляция обусловлена работой невозвратного клапана.

В нагнетательной полости насоса, таким образом, осуществляется возбуждение колебаний давления топлива, которое подается к форсунке двигателя. Мощность такого генератора достигает нескольких кВт.

Как показали исследования, в камере резонатора в топливе осуществляется возбуждение продольных, поперечных колебаний и поверхностной волны которая распространяется по поверхности трубопровода высокого давления вплоть до среза сопла форсунки.

Топливный насос порождает сложные волновые процессы, которые распространяются в волноводе (трубопроводе), достигают иглы форсунки, на запорном конусе которой

осуществляется демодуляция сигнала, что приводит к подъему иглы, а боковая волна способствует дроблению струи топлива выходящего из сопла форсунки на капли с диаметром обусловленном величине микродефектов в структуре топлива (порядка 20 мкм.). Результаты, исследований процесса колебаний давления топлива перед форсунками, закономерность движения иглы приведены на рис. 3.

Как видно из рис.3 частота колебаний давления топлива в трубопроводе высокого давления совпадает с собственной частотой резонатора рассчитанной по формуле (1).

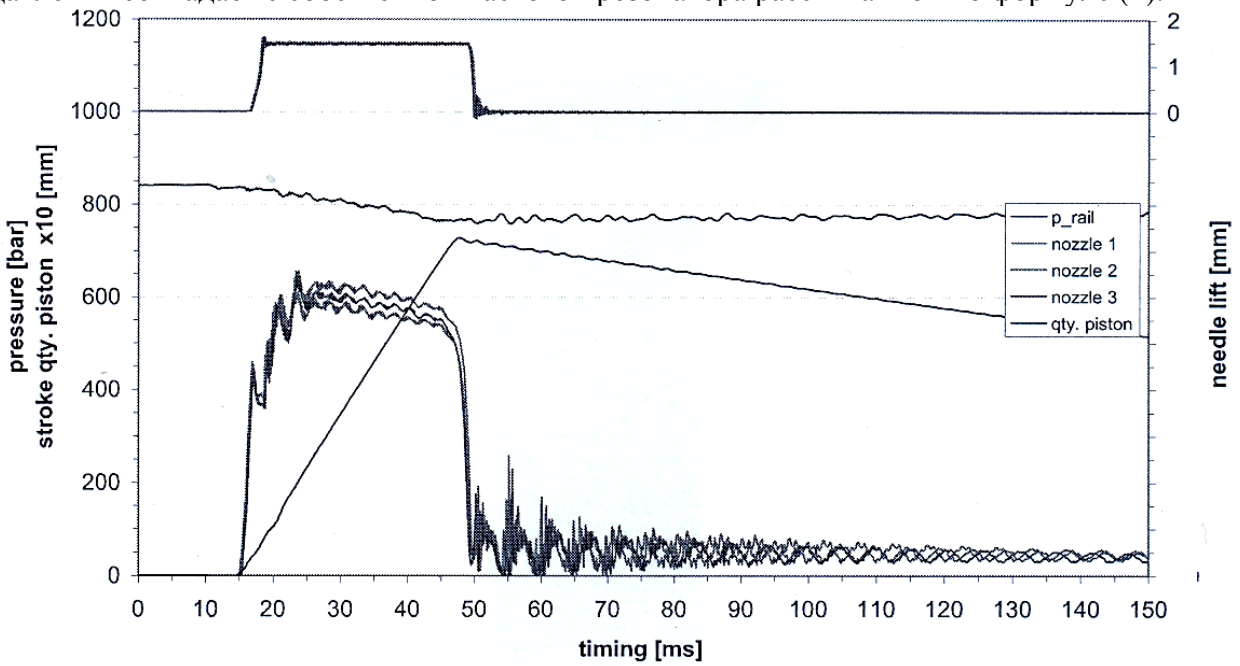


Рисунок 3. Осциллограмма процесса колебаний давления топлива в каждой из трех форсунок, закон движения иглы форсунки при давлении топлива 840 bar

При прохождении сопла распылителей форсунки в струе топлива кроме поверхностной волны наблюдаются поперечные колебания, которые делают поток неустойчивым и что вызывают дробление топлива преимущественно по границам дефектов структуры топлива.

Таким образом, от реализации заданного закона модуляции колебаний топлива в системе высокого давления осуществляется управление открытием иглы форсунки и процессом его распыливания.

РАЗРАБОТКА ВЫСОКОПРОЧНОГО И ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОГО ДЛЯ МОРСКОЙ СРЕДЫ ПОКРЫТИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОРПУСОВ СУДОВ

Леонов В. Е., Рублёв И. И.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Давней проблемой всего судоходства была недостаточно высокая скорость движения плавательных средств. Именно поэтому инженеры из Университета Дюка (США) решили вплотную подойти к её решению.

Профессор электротехники Уржумов [1] считает, что суда слишком много энергии тратят на то, чтобы «расталкивать» воду по мере движения вперед. По его словам на базе Университета уже разработано особое покрытие, которое призвано снизить массу воды, «расталкиваемой» судном в процессе своего плавания. Вода при этом снаружи покрытия будет оставаться абсолютно неподвижной, это нивелирует воздействие поперечной силы,

а, значит, судну не придется «тянуть» за собой лишнюю воду. Такое покрытие позволяет судну значительную экономию по топливу.

Актуальность исследования. Существует также проблема «обрастания» судов морской флорой и фауной. Проблема эта гораздо серьезнее, чем может показаться на первый взгляд. По расчетам американских ученых ежегодно на борьбу с «обрастанием» в мире расходуется примерно 500 млн. долл. США. Также, по данным тех же специалистов потеря скорости из-за обрастания составляет 8…15%, а расход топлива увеличивается на 20…35 % за междудоковый период. При благоприятных условиях для морских организмов – обрастателей – их масса на корпусе судна за два месяца может достичь 200 т! [2].

Можно возразить, что все это относится к большим судам. Некоторое время назад в США проводились испытания, целью которых было выяснить влияние обрастания днища лодки на ее скорость. Для этого на мерной миле периодически замерялась скорость 5-метровой глиссирующей лодки с подвесным мотором N=35 л.с.. Результаты показали после месячного пребывания в морской воде лодка с одним водителем показала скорость на 14 км/час меньше, а с шестью человеками на борту вообще не вышла на глиссирование, развив всего 16 км/час вместо положенных при этой нагрузке 37 км/час. Как ни странно, результаты испытаний в пресной воде тоже оказались не особенно утешительными. Хоть днище и обрастало менее интенсивнее, через месяц скорость лодки снизилась на 11 км/час (2 человека), а с шестью – на 18,5 км/час.

Существует также необходимость защитить корпус судна от коррозии. Борьба с коррозией проводится различными способами в зависимости от характера воздействия агрессивной среды, назначения конструкции и условий ее эксплуатации. Коррозия в морской воде протекает по уравнению:

$$4Fe + 6H_2O + 3O_2 = 4Fe(OH)_3. \qquad (1)$$

Гидратированный оксид железа $Fe(OH)_3$ и является тем, что называют ржавчиной.

В повседневной жизни для сплавов железа (сталей) чаще используют термин «ржавление». Менее известны случаи коррозии полимеров. Применительно к ним существует понятие «старение», аналогичное термину «коррозия» для металлов. Например, старение резины из-за взаимодействия с кислородом воздуха или разрушение некоторых пластиков под воздействием атмосферных осадков, а также биологическая коррозия. Скорость коррозии, как и любая химическая реакция, зависит от температуры, pH среды. Повышение температуры на 100^0C увеличивает скорость коррозии на несколько порядков. Коррозия корпуса судна приводит к уменьшению толщины слоя корпуса и как следствие – к потере механической прочности, разлому корпуса судна.

Постановка задачи. В настоящее время используются такие способы защиты металла, как легирование, ингибиторная защита, защитные покрытия, электрохимическая защита. Лакокрасочные покрытия часто используют в сочетании с протекторной или катодной защитой.

Для повышения коррозионной стойкости судовых конструкций, выполненных из стали, ее легируют хромом, никелем, титаном, молибденом и некоторыми другими элементами. Как показала практика, коррозионная стойкость хромоникелевой нержавеющей стали в морской воде достигается только при содержании в ней 17…19 % хрома и 8…10 % никеля, из-за чего значительно повышается стоимость стали. Следует учитывать, что нержавеющая сталь, являясь коррозионно-стойкой в морской воде, в то же время склонна к язвенной коррозии, интенсивность которой может достигать значительных размеров, из-за чего необходимы дополнительные затраты на электрохимическую защиту. По причине высокой стоимости титановых сплавов и сложности технологии их применение в отечественном судостроении весьма незначительно, несмотря на широкое распространение титана и высокую коррозионную стойкость его сплавов. Более широко в морском судостроении используется медь и большинство ее сплавов, которые применяются для деталей судовых механизмов и работают в морской воде без специальных средств защиты от

коррозии, так как являются коррозионно-стойкими. Медные сплавы гораздо меньше подвержены обрастанию морскими организмами, их применение ограничивается только дефицитностью меди и стоимостью.

Ингибитором коррозии называют вещество, при введении небольшого количества которого в коррозионно-активную среду замедляется процесс коррозии металла и сохраняются при этом неизменными физико-химические свойства ингибитора. В качестве ингибиторов наиболее часто используются нитратно-хроматные, хроматно-щелочные присадки, хроматы натрия и калия, эмульсионные присадки. Вторым направлением применения ингибиторов в морском флоте является использование поверхностно-активных веществ, растворяющихся в нефтепродуктах и обладающих хорошей адгезией к металлу. Ингибитор вытесняет с поверхности металла воду и образует защитную пленку. Ингибиторы способствуют образованию на стальных поверхностях защитной пленки, в результате чего скорость коррозии в среде нефтепродуктов снижается в несколько десятков раз.

Металл можно защитить от коррозии нанесением на его поверхность защитного покрытия. В зависимости от вида защитной пленки покрытия бывают лакокрасочные, металлические, неметаллические, плакитированные, оксидные, металлизационные.

Из всех видов защитных покрытий в судостроении наибольшее распространение получили лакокрасочные, чему способствуют сравнительно низкая стоимость и простота нанесения. Лакокрасочные материалы представляют собой многокомпонентные системы, способные при нанесении на защищаемую поверхность высыхать с образованием пленок, удерживаемых силами адгезии, слипания, силы Ван-дер-Ваальса. Эта пленка не только отделяет металл от внешней среды, но и препятствует образованию гальванических пар на поверхности металла.

По сравнению с лакокрасочными металлические покрытия обладают большей механической прочностью, но из-за сложности нанесения покрытия стоимость их более высока. Металлические защитные покрытия наносят гальваническим, химическим и термическим способами, для чего применяются такие металлы, как медь, цинк, олово, никель, хром. В судостроении наиболее широко используется цинкование, которому подвергается большинство трубопроводов судовых систем и некоторые отдельные блоки.

Цинковое покрытие, имея хорошее сцепление с основным металлом, обладает низкой механической прочностью, что нужно учитывать при эксплуатации. При образовании гальванической пары цинковое покрытие, обладая более низким потенциалом, является анодом и будет сохранять от коррозионного разрушения основной металл.

Никелирование применяется в защитно-декоративных целях и в качестве одного из слоев многослойных покрытий. Хромирование применяется для придания износостойкости, восстановления размеров изношенных деталей, защиты от коррозии. Покрытия из меди обладают хорошим сцеплением с металлом и имеют высокую прочность и эластичность.

Из неметаллических покрытий на судах часто применяют цемент и бетон для покрытия отсеков двойного дна льял, ватервейсов и других мест, где скапливается вода. Кроме этого, для защиты судовых конструкций от коррозионного разрушения применяются такие материалы, как битум и пластмассовые материалы. Применение неметаллических покрытий экономически целесообразно ввиду их невысокой стоимости.

Плакитированное покрытие создается в результате прокатки основного металла и листов из нержавеющей стали, меди, алюминия. Для лучшего сцепления металлов прокатывание ведут с нагревом, благодаря чему обеспечивается диффузия между основным металлом и покрытием. Такое покрытие в судостроении применяется редко из-за сложности и высокой стоимости.

При оксидировании на поверхности металла искусственно создают прочную и плотную защитную пленку оксидов железа, обладающих высокой коррозионной стойкостью. Этот метод в судостроении используется для временной защиты в период постройки судна, а также для улучшения защитных свойств лакокрасочных покрытий. [3]

Металлизационные покрытия получают путем напыления на поверхность основного металла другого металла, обладающего лучшими антикоррозионными свойствами, с помощью портативных аппаратов.

Рассмотренные методы борьбы с коррозией основаны на образовании защитной пленки на поверхности металла, которая легко может быть повреждена и металл в этом месте может быстро разрушаться. Замедление или прекращение коррозии металла может быть достигнуто путем электрохимической зашиты, которая подразделяется на протекторную или катодную [8].

Принцип действия протекторной зашиты заключается в том, что к основному металлу (защищаемому) присоединяют другой металл с более высоким отрицательным потенциалом. В образованной таким образом гальванической паре будет растворяться металл протектора, являясь анодом, а основной металл не разрушается. Протекторы для защиты корпусов и механизмов морских судов от коррозии изготовляются из сплавов на основе цинка, алюминия и магния. Простота выполнения и отсутствие эксплуатационных расходов обеспечивают широкие возможности для применения протекторной защиты, которая используется для защиты корпусов, танков, теплообменных аппаратов и других судовых конструкций. Для установки протектора к наружной обшивке судна приваривают специальную арматуру, а корпус в месте установки протектора и сам протектор со стороны, обращенной к корпусу, до постановки покрывают 6-10 слоями этинолевой краски. Основными критериями срока службы протектора являются его износ и прочность крепления арматуры к корпусу судна. наложением электрического тока от внешнего источника.

Результаты исследований. По требованиям Международной морской организации (ММО) и Регистра, наполнители корпуса металлических поверхностей судов, находящихся в подводной части, не должны содержать ионов тяжелых металлов.

Нами проведены исследования по подбору наполнителя, композиционного диспергента, не содержащих ионов тяжелых металлов, которые представляют собой природные носители. Последние экономически целесообразны и экологически безопасны. Результаты проведенных исследований в морской воды механически прочного наполнителя показали, что набухание образца не превышает 5% против 25% – ныне используемых, при механической прочности опытного образца в 2,5 раза выше, чем ныне существующие на практике аналоги. В силу высокой адгезионной способности опытного образца наполнителя, нанесенного на металлическую поверхность корпуса судна и высокой эластичности наполнителя не происходит растрескивания опытного образца, что исключает диффузию морской воды, кислорода, диоксида углерода к металлической поверхности корпуса судна.

Исследования показали, что металлический образец, покрытый экспериментальным наполнителем, не подвергается локальной и общей коррозии, при длительном испытании (более года).

Результаты исследований:

1. Предложенный наполнитель обладает высокой адгезионной способностью к металлическим поверхностям корпуса судна.
2. Опытный образец наполнителя не содержит ионов тяжелых металлов, что предотвращает загрязнение морской среды ионами тяжелых металлов.
3. Опытный образец наполнителя позволяет снизить скорость коррозии образца на металлической поверхности в три раза по сравнению с известными аналогами.
4. Стоимость опытного образца наполнителя в несколько раз ниже известных аналогов поскольку его предложено получать из отходов растительного происхождения.
5. Опытный образец наполнителя обладает высокой эластичностью, что предотвращает механическое его растрескивание и доступ оксидантов и металлической поверхности.

Выводы:

1. Выполнен анализ научно-технической литературы и патентов по вопросу защиты корпуса судна и охраны окружающей среды.
2. Исследован новый опытный образец на механическую прочность.
3. Проведен анализ опытного образца на компенсацию растяжения в лабораторных условиях.
4. Опытный образец показал снижение скорости коррозии в три раза по сравнению с существующими аналогами.

Силиконовые жидкости, силаны и силоксаны, выпускаемые в промышленных масштабах в виде 100%-ных активных мономеров, эмульсий, растворов полимеров в различных растворителях, жидких полимеров или твердых хлопьев. В настоящее время широко применяемые. Эти материалы используются в качестве компонентов модификаторов органических смол или в качестве основного связующего компонента в рецептурах защитных покрытий. Такие покрытия обладают стойкостью к повышенным температурам, атмосферной коррозии, биообрастанию, истиранию и другими качествами, которые покрытия приобретают благодаря использованию силиконовых технологий, но также имеют недостатки по защите целостности защитного слоя, недостатки подкорковой ржавчины, дороговизной расходуемых материалов, загрязнению окружающей среды.

С увеличением количества морских судов в настоящее время существует необходимость создания новых композиций для покрытия корпусов суден способных защитить обшивку судна от коррозии, а также морскую среду загрязнений тяжелыми металлами или компонентами защитных покрытий.

ЛИТЕРАТУРА

1. http://topwar.ru
2. Гуревич Е. С. Защита морских судов от обрастания. – Л.: Судостроение, 1978, – 103 с.
3. Голубев Б. П. Дозиметрия и защита от ионизирующих излучений. 4-е изд. М. : Энергоатомиздат, 1986 – 135 с.
4. Алексахин Р. М. Ядерная энергия и биосфера. М. : Энергоиздат, 1982 – 255 с.
5. Гусев Н. Г., Рубцов П. М., Коваленко В. В., Колобашкин В. М. Радиационные характеристики продуктов деления. М. : Атомиздат, 1974. – 157 с.
6. Гуревич Е. С. Защита от обрастания. книга 1, М.: Наука, 1989. – 432 с.
7. Соболевский М. В., Музовская О. А., Попелева Г. С. Свойства и применения кремнийорганических продуктов. М., Химия, 1975.
8. Гусев Н. Г., Машкович В. П., Суворов А. П. Защита от ионизирующих излучений. Под ред. Н. Г. Гусева. Т.1 : Физические основы защиты. М. : Атомиздат, 1980; – 407 с. Т.2 : Защита от излучений ядерно-технических установок. Энергоатомиздат, 1983. – 365 с.
9. Разработка новых композиционных материалов (Кн. 2 : Анализ степени воздействия ионизирующих излучений различного спектрального состава на жизнеспособность подводной флоры и фауны. Ч.3 : Экспериментальные исследования степени воздействия ионизирующих излучений на подводную микрофлору, ТГТУ, Тверь, 1999. – 239 с.
10. http://cavitechservice.com,
11. http://znai35.ru/nanolux/nanolux.htm

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭКСТРАПОЛЯЦИИ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Минчев Д. С., Нагорний А. В.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Постановка проблемы и актуальность исследований

Надёжное моделирование рабочего цикла комбинированных двигателей внутреннего сгорания невозможно без достоверного определения на каждом временном слое расчёта параметров компрессоров и турбин, входящих в их состав.

Известно, что, несмотря на достигнутый прогресс в расчетных методах, наиболее достоверные характеристики компрессоров и турбин различных типов могут быть получены только экспериментальным путём. Сказанное в полной мере относится к характеристикам радиально-осевых центростремительных турбин, находящих широкое применение как в составе турбокомпрессоров, служащих для наддува двигателя, так и в качестве силовых турбин, преобразующих энергию отходящих газов в механическую работу, передаваемую на коленчатый вал.

Экспериментальные характеристики имеют существенный недостаток: они определены в ограниченном диапазоне режимов работы турбины, что связано в основном с особенностями испытательных стендов. Кроме того, ведущие фирмы-производители турбокомпрессоров представляют характеристики турбин в крайне упрощённом и схематизированном виде, что существенно усложняет их использование в расчётах. Таким образом, задача разработки универсальной методики экстраполяции характеристик турбин, используемых в составе комбинированных ДВС, является актуальной.

Цель работы

Проверка адекватности математической модели экстраполяции экспериментальных характеристик радиально-осевых центростремительных турбин двигателей.

Изложение основного материала

Расходная характеристика турбины и характеристика эффективности турбины обычно представляются в приведенных параметрах совокупностью вида:

$$\text{РХТ}: G_{t\text{пр}} = f(\Pi_t)\big|_{n_{t\text{пр}}=idem};$$

$$\text{ХЭТ}: \eta_t = f(\Pi_t)\big|_{n_{t\text{пр}}=idem} \text{ либо } \eta_t = f(u_{1t}/c_0)\big|_{n_{t\text{пр}}=idem};$$

$$G_{t\text{пр}} = \frac{G_t\sqrt{T_t}}{p_t}; n_{t\,\text{пр}} = \frac{n_{\text{ТК}}}{\sqrt{T_t}},$$

где G_t, $G_{t\text{пр}}$ – действительный и приведенный расход газов через турбину соответственно; T_t, p_t – температура и давление газов на входе в турбину; $n_{\text{ТК}}$, $n_{t\text{пр}}$ – действительная и приведенная частота вращения ротора турбины соответственно.

Экстраполяция экспериментальных характеристик турбины турбокомпрессора заключается в их распространении на интересующую расчётную область, характеризующуюся заданным диапазоном изменения степени понижения давления газов в турбине Π_t и приведенной частоты вращения $n_{t\text{пр}}$. Как правило, необходимо обеспечить расчёт параметров турбины в диапазоне $\Pi_t = 1\ldots5$ и $n_{t\text{пр}} = 0\ldots n_{t\text{пр.max}}$, где $n_{t\text{пр.max}}$ соответствует предельно допустимой для данного турбокомпрессора частоте вращения ротора.

При разработке методики экстраполяции необходимо удовлетворить следующим требованиям:

1) обеспечить возможность продления экспериментальных кривых постоянных частот (изотах) на всю расчётную область;

2) обеспечить возможность добавления дополнительных изотах для повышения подробности характеристик и расширения расчётного диапазона;

3) обеспечить возможность экстраполяции характеристик с удовлетворительной точностью при недостатке исходных данных.

Для выполнения указанных требований методику экстраполяции целесообразно выстраивать в соответствии с термодинамической теорией ступени турбины, что позволит осуществлять взаимосвязанную экстраполяцию РХТ и ХЭТ.

Стержневые уравнения алгоритма предлагаемой методики следующие:

$$G_{t\text{пр}} = F_{1t}\varphi_t\Psi_{1t}\xi_{1t}\frac{1}{\sqrt{R_{\mu t}}}; \tag{1}$$

$$\eta_{et} = \alpha_{\text{ут}}\left[1-2\varphi_t^2\left(1-\rho_t\right)\cdot\left(\left(\frac{1}{\varphi_t^2}-1\right)+\left(\frac{1}{\psi_t^2}-1\right)\left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}}\right)^2+\left(\frac{c_{2t}}{c_{1t}}\right)^2\right)\right]-\xi_{\text{тр}}; \tag{2}$$

$$G_{t\text{пр}} = F_{2t}w_{2t}\xi_{1t}\xi_{2t}\frac{1}{R_{\mu t}\sqrt{T_t^*}}\left(\frac{1}{\Pi_t}\right)^{\frac{1}{k_t}}, \tag{3}$$

где F_{1t}, F_{2t} – площадь сечения на выходе потока из НА и РК соответственно; ξ_{1t}, ξ_{2t} – коэффициенты, учитывающие отличие плотности газа при действительном и адиабатическом истечении на выходе из НА и РК турбины соответственно; φ_t, ψ_t – скоростные коэффициенты НА и РК турбины; Ψ_{1t} – функция расхода НА турбины; ρ_t – степень реактивности ступени турбины; c_{1t}, c_{2t} – абсолютная скорость газа на выходе из НА и на выходе из РК соответственно; w_{2t} – относительная скорость на выходе из РК; $\alpha_{ут}$ – коэффициент утечек; $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент снижения КПД турбины из-за потерь на трение; T^*_t – температура заторможенного потока на входе в турбину; $\Pi_t = p^*_t/p_{2t}$ – степень понижения давления на ступени турбины (отношение полного давления на входе в НА к статическому давлению на выходе из РК).

Уравнения (1) и (3) представляют собой уравнения расхода, записанные для выходного сечения НА и РК турбины соответственно. Уравнение (2) позволяет определить эффективный КПД ступени турбины для чего необходимо рассчитать треугольники скоростей на выходе из НА и РК, определить φ_t и ψ_t, вычислить величину утечек газа через зазоры и определить потери мощности на трение в подшипниках и дисковые потери. Уравнение (3) является замыкающим для общей системы уравнений и позволяет её разрешить относительно независимого параметра, в качестве которого предлагается использовать степень реактивности турбины ρ_t.

Основные трудности, возникающие при расчёте характеристик турбины связаны с определением в каждой расчётной точке параметров α_{1t} (угол выхода потока из НА), φ_t, ψ_t, β_{2t} (угол выхода потока из РК).

В работе [3] предложена методика определения α_{1t} и φ_t для безлопаточного НА в зависимости от режима течения газа. Методика включает в себя систему из трёх уравнений, решаемых численно с использованием подробных сведений по геометрии проточной части НА. В случае отсутствия данных сведений можно воспользоваться следующими регрессионными зависимостями, которые получены путём обработки экспериментальных данных:

$$\varphi_t = \varphi_{t\,\max}\left(A\cdot \text{M}_{c1}^2 + B\cdot \text{M}_{c1} + C\right);\ \alpha_1 = \alpha_{1\text{к}} + \mu_{\alpha 1}\left(D\cdot \text{M}_{c1}^2 + E\cdot \text{M}_{c1} + F\right),$$

где $\varphi_{t\ \max}$ – максимальное значение скоростного коэффициента; $\mu_{\alpha 1}$ – множитель; M_{c1} – число Маха для минимального сечения НА; A, B, C, D, E, F – постоянные коэффициенты.

Одной из наиболее сложных задач при экстраполяции характеристик эффективности турбины является задача определения скоростного коэффициента колеса турбины ψ_t, отображающего суммарные потери энергии в колесе турбины. Как известно, потери в ко-

лесе турбины состоят из профильных потерь, в состав которых входят потери на входе, потери на трение и кромочные потери и концевых потерь (перечисленные виды потерь оцениваются скоростным коэффициентом ψ_t), а также потерь в радиальном зазоре и дисковых потерь:

$$\psi_t = \sqrt{1 - (\zeta_{\text{вх.рк}} + \zeta_{\text{тр.рк}} + \zeta_{\text{кр.рк}} + \zeta_{\text{кон.рк}})}$$

Величина кромочных и профильных потерь при работе турбины на нерасчётных режимах является определяющей. В [1] потери, связанные с нерасчётным углом выхода потока газа из направляющего аппарата в рабочее колесо выделяются в отдельный вид потерь на входе и определяются путём численного решения весьма громоздкой системы уравнений. На основании анализа экспериментальных и расчётных зависимостей, приведенных в [1] можно предложить следующий упрощённый подход для определения коэффициента потерь на входе в колесо турбины $\zeta_{\text{вх}}$:

$$\text{при } \beta_{1t} > \beta_{1t\text{к}} - \delta\beta_{1t\text{к}}: \zeta_{\text{вх}} = a_{\text{вх}} \sin^2(\beta_{1t} + \delta\beta_{1t} - \beta_{1t\text{к}});$$

$$\text{при } \beta_{1t} < \beta_{1t\text{к}} - \delta\beta_{1t\text{к}} \zeta_{\text{вх}} = b_{\text{вх}} \sin^2(\beta_{1t} + \delta\beta_{1t} - \beta_{1t\text{к}}),$$

где $a_{\text{вх}}$ и $b_{\text{вх}}$ – коэффициенты (или полиномы), подбираемые на основании экспериментальных зависимостей КПД турбины; β_{1t}, $\beta_{1t\text{к}}$ – действительный и конструктивный угол входа потока газа в РК в относительном движении; $\delta\beta_{1t\text{к}}$ – поправка, учитывающая неравномерность эпюры скорости на входе в РК.

Для более точного расчёта ψ_t во всём диапазоне изменения Π_t необходимо учесть изменение потерь на трение при течении газа в межлопаточном канале колеса турбины. Воспользуемся формулой Семёнова:

$$\zeta_{\text{тр}} = 4C_f \frac{l_{\text{х}}}{D_{\text{экв}}} \left(\frac{w_{\text{ср}}}{w_{2\,\text{ад}}} \right)^2, \; D_{\text{экв}} = 4F/P,$$

где C_f = 0,01…0,03 – коэффициент трения в канале рабочего колеса; l_p – длина хорды средней линии профиля лопатки рабочего колеса; $D_{\text{экв}}$ – средний эквивалентный диаметр канала рабочего колеса; F, P – площадь и периметр среднего поперечного сечения канала соответственно; $w_{\text{ср}}$ – средняя скорость газа в канале.

Скоростной коэффициент РК с учётом изложенного может быть рассчитан по такой зависимости:

$$\psi_t = \frac{w_{2t}}{w_{2\,\text{ад}t}} = \sqrt{\psi'^2_{t\,\text{рас}} - \zeta_{\text{тр.рк}} - \zeta_{\text{вх}} \frac{w_{1t}^2}{w_{2\text{ад}t}^2}}$$

где ψ_{tpac} – скоростной коэффициент на расчётном режиме, w_{1t} – действительная относительная скорость на входе в РК; w_{2adt} – теоретическая скорость газа на выходе из РК при адиабатном истечении; $\zeta_{к.с}$ – коэффициент потерь в косом срезе на выходе из РК (при установлении критической скорости на выходе).

Теоретическая относительная скорость на выходе из РК:

$$w_{2\text{ад}t} = c_{1t} \sqrt{\left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}}\right)^2 + \frac{1}{\varphi_t^2} \frac{\rho_t}{1-\rho_t} - \left(\frac{u_{1t}}{c_{1t}}\right)^2 \left(1 - \mu_t^2\right)},$$

где μ_t – степень радиальности РК турбины.

Для определения осреднённого угла потока на выходе из РК β_{2t} можно воспользоваться методикой [3]. Как и в случае определения α_{1t} необходимо учесть отклонение потока вследствие его расширения в косом срезе при сверхкритическом истечении.

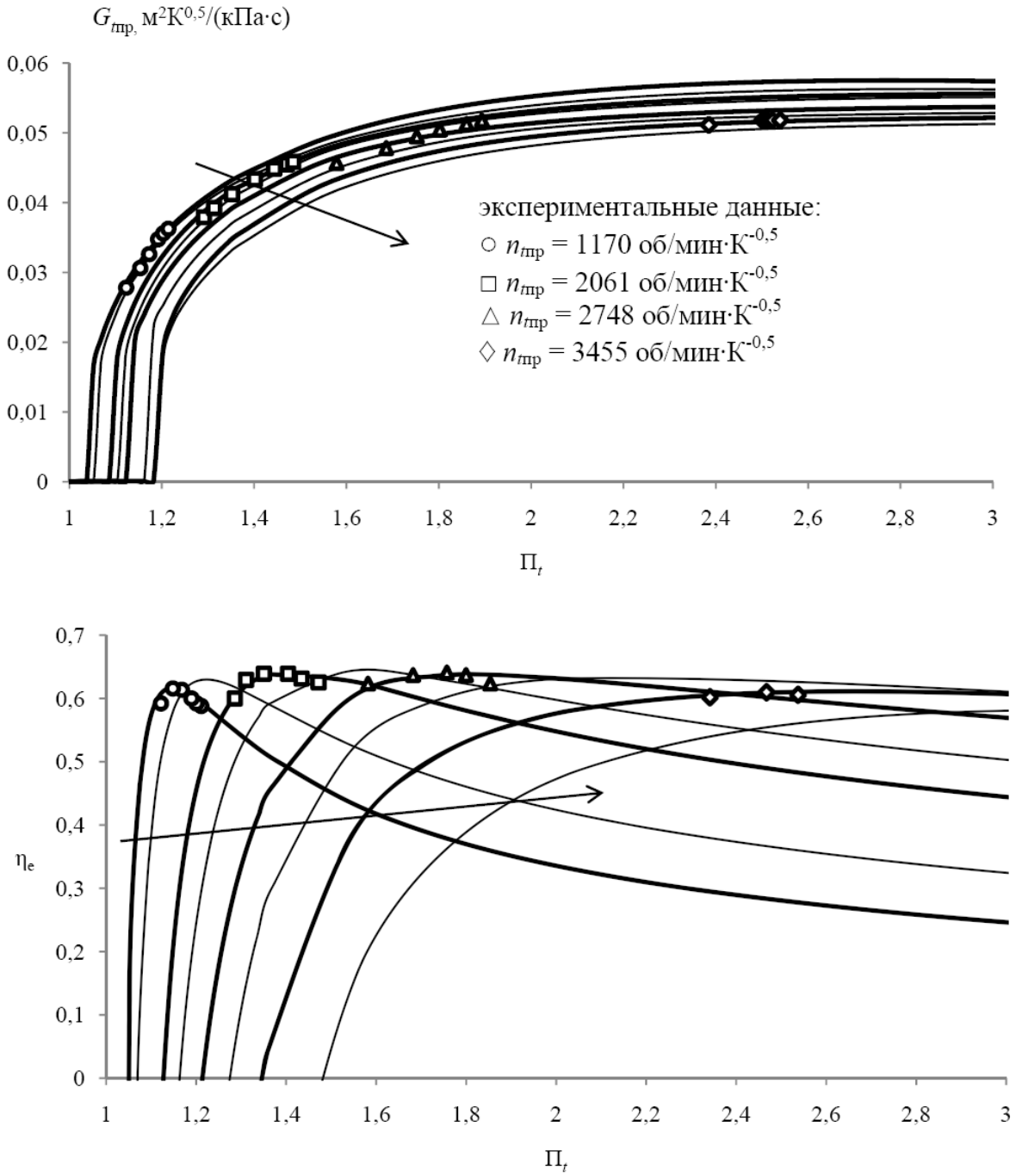


Рисунок 1. Экстраполированная характеристика турбины турбокомпрессора ККК К29. Вверху расходная характеристика, внизу – характеристика эффективности. Жирными линиями показаны экстраполированные изотахи, значения приведенной частоты для которых соответствует экспериментальным изотахам. Стрелками показано направление возрастания приведенной частоты вращения ротора турбины.

Экстраполяция характеристик турбины в соответствии с предлагаемой методикой заключается в расчётном построении характеристик по имеющимся сведениям о геометрии проточной части ступени турбины и приведении расчётных характеристик в соответствие с экспериментальными данными путём подбора значений ряда корректирующих параметров. В качестве корректирующих параметров выступают параметры, определяющие величину различных составляющих потерь в проточной части турбины (φ_{tmax}, $a_{вх}$, $b_{вх}$, ψ_{tpac} и ряд других), параметры характеризующие геометрию проточной части (в случае, если таковые неизвестны).

Для проверки адекватности изложенной математической модели выполним с её помощью экстраполяцию экспериментальных характеристик турбины турбокомпрессора ККК К29 [4]. Данная турбина является радиально-центростремительной с безлопаточным направляющим аппаратом и следующей геометрией проточной части: диаметр колеса турбины на входе d_{1t} = 81,9 мм, наружный диаметр РК на выходе d_{2t} = 74,4 мм, диаметр втулки РК $d_{2втt}$ = 26,4 мм, высота лопатки РК на входе $b_{н.а}$ = 11,8 мм, средний конструктивный угол выхода потока из РК $\beta_{2tк} = 44^0$.

На рис. 1 приведена экстраполированная характеристика турбины ККК К29, сопоставленная с экспериментальными данными. Экстраполированные характеристики представлены в виде набора из 8 изотах $n_{tпр}$ = 1170; 1550; 2061; 2350; 2748; 3150; 3455; 4000 мин$^{-1}$. Взаимное расположение изотах указано при помощи стрелок. Как видно, предложенная модель позволяет с высокой точностью описывать экспериментальные данные, причём вид экстраполированной характеристики соответствует теории ступени турбины.

Данные характеристики в виде цифровых массивов интегрируются в замкнутую математическую модель рабочего цикла комбинированного ДВС [2].

Выводы:

Предложенная методика экстраполяции экспериментальных характеристик радиально-осевых центростремительных турбин ДВС является адекватной и может быть использована для подготовки цифровых характеристик турбокомпрессора, необходимых для осуществления замкнутого моделирования рабочего цикла комбинированных ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Митрохин В. Т. Выбор параметров и расчёт центростремительной турбины / В. Т. Митрохин. – М. : Машиностроение, 1966. – 199 с.
2. Минчев Д. С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы наддува: дисс. … к.т.н. / Д. С. Минчев. – Николаев, НУК, 2011. – 243 с.
3. Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 208 с.
4. Samech Shaaban. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance : doktor-ingenieur genehmigte Dissertation / Shaaban Samech. – Vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Hannover, 2004. – 256 p.

НАВАНТАЖЕННЯ НЕСПІВВІСНИХ ВАЛІВ МУФТОЮ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ

Проценко В. О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. При поєднанні муфтою з торцевою установкою прямих канатів валів за наявності неспіввісностей Δ_r, γ, Δ_a виникатимуть пружні сили та моменти, які будуть додатково навантажувати вали та опори.

Актуальність роботи. Вказані сили та моменти можуть стати причиною появи вібрацій, виходу з ладу підшипників та втомного руйнування з'єднаних валів. Для запобігання зниження втомної міцності поєднуваних валів та довговічності підшипників, актуальним є зменшення додаткових зусиль від неспіввісності.

Постановка задачі. В зв'язку з перспективністю муфт з канатними пружними елементами задачу даної роботи становить теоретичне визначення додаткових навантажень та обґрунтування алгоритму монтажу муфт з торцевою установкою прямих канатів.

Результати досліджень. Для виконання досліджень за методикою [1] була розроблена та виготовлена муфта з чотирма канатами діаметром $d_к$ = 6 мм конструкції (6×19 + о.с.) за ISO 2408 (рис. 1) діаметр однієї дротини δ = 0,38 мм, довжина каната $L_к$ = 33 мм, діаметр розташування канатів D = 145 мм.

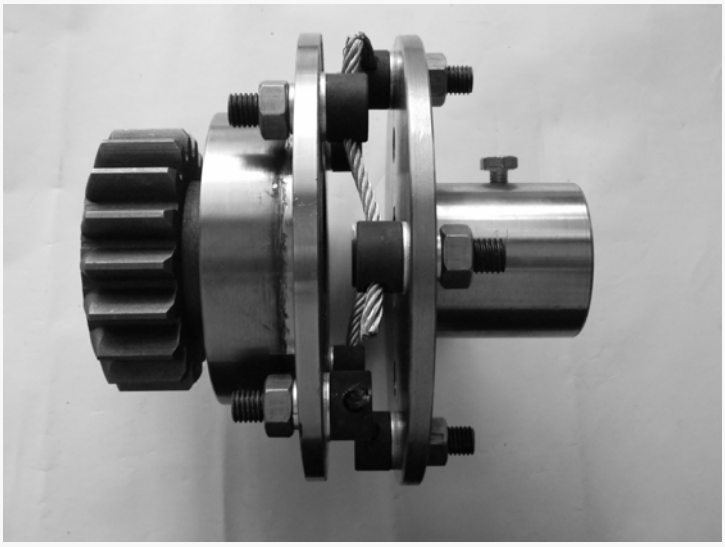


Рисунок 1. Виготовлена муфта з торцевою установкою прямих канатів

Спочатку розглянемо вплив на додаткові навантаження тільки осьової неспіввісності Δ_a ($\gamma=0$, $\Delta_r=0$) (рис. 2). В результаті наявності радіальної неспіввісності виникатиме осьова сила $F^{\Delta a}_a$ від деформації згину канатів:

$$F_a^{\Delta_a} = \frac{12zG\Delta_a}{L_к^3}, \tag{1}$$

де G – зведена згинальна жорсткість каната.

Підставляючи в (1) формулу для визначення згинальної жорсткості каната [2], та сили його натягнення [1] отримаємо формулу для осьового навантаження на напівмуфти від осьової неспіввісності Δ_a:

$$F_a^{\Delta_a} = \frac{24kd_к^2\Delta_a T}{L_к^3 D\cos\left(\frac{\pi}{2z}\right)\cos\varepsilon}, \tag{2}$$

де T – обертальний момент, що передає муфта.

Cosε враховує зміну натягнення каната в результаті осьового зміщення ($\sin\varepsilon = \dfrac{\Delta_a}{L_{\hat{e}}}$).

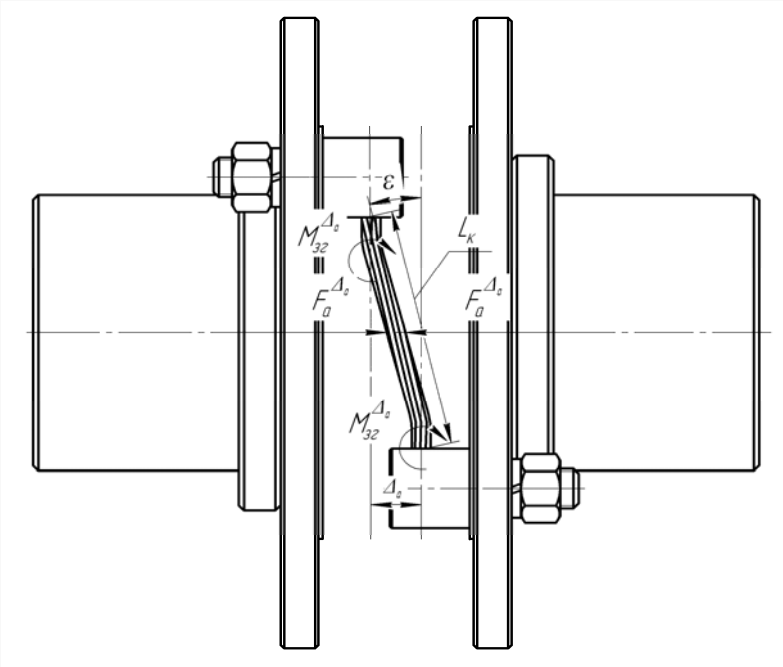


Рисунок 2. Навантаження від осьової неспіввісності валів

Відповідно, осьова жорсткість навантаженої муфти:

$$C_a = \frac{24kd_к^2T}{L^3{}_к D\cos\left(\dfrac{\pi}{2z}\right)\cos\varepsilon}. \tag{3}$$

Крім цього, від згину кожного каната виникатимуть згинальні моменти $\grave{I}\ {}^{\Delta_{\grave{a}}}_{\text{çã}}$. Ці моменти при парній кількості канатів і відсутності інших зміщень крім осьового взаємно врівноважитимуться.

$$M_{зг}^{\Delta_a} = \frac{F_a^{\Delta_a}L_к}{2z}. \tag{4}$$

Тепер розглянемо вплив тільки кутової неспіввісності γ ($\Delta_a = 0$, $\Delta_r = 0$) (рис. 3).

Звідки
$$F_a^{\gamma} = \frac{2zG\Delta_a}{L^2{}_к}. \tag{5}$$

Підставляючи в (8) формули для визначення жорсткості каната та сили натягнення, після перетворень, отримаємо остаточну формулу для визначення осьового навантаження від кутової неспіввісності γ, Н:

$$F_a^{\gamma} = \frac{4zkd_к^2T\gamma}{L^2{}_к D\cos\left(\dfrac{\pi}{2z}\right)\cos\gamma}. \tag{6}$$

Cosγ враховує зміну натягнення каната в результаті кутового зміщення.

Крім цього, від згину канатів виникатиме згинальний момент $M_{зг}^{\gamma}$, Нм:

$$M_{зг}^{\gamma} = F_a^{\gamma}L_к = \frac{4zkd_к^2T\gamma}{L_к D\cos\left(\dfrac{\pi}{2z}\right)\cos\gamma}. \tag{7}$$

Відповідно, кутова жорсткість навантаженої муфти, Нм/рад:

$$C_\gamma = \frac{4zkd_к^2T}{L_к D\cos\left(\frac{\pi}{2z}\right)\cos\gamma}. \tag{8}$$

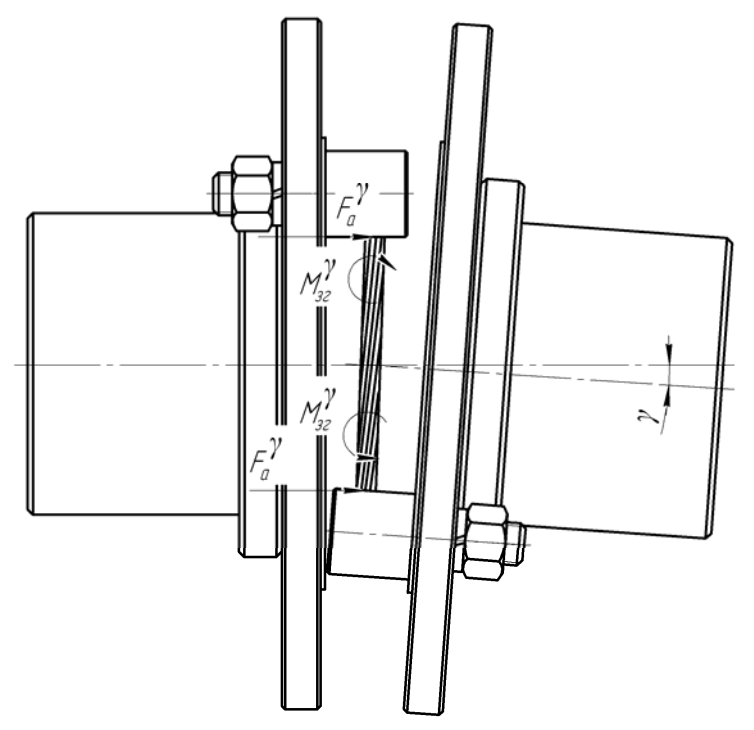


Рисунок 3. Навантаження від кутової неспіввісності валів

При наявності радіальної неспіввісності Δ_r матиме місце циклічне навантаження валів (рис. 4) радіальними пружними силами F_r (розтягнення і стиску). Крім сил виникатимуть моменти $M_{зг}^{\Delta_r}$ від згину канатів.

Вказані моменти складатимуть величину:

$$M_{зг}^{\Delta_r} = \frac{3G\Delta_r}{L_к^2}\sin\Omega, \tag{9}$$

де Ω – кут між віссю каната та напрямком зміщення.

Моменти $M_{зг}^{\Delta_r}$ мають різні напрямки, і тому, у випадку парної кількості канатів, взаємно врівноважуються – через це надалі їх не враховуємо.

Пружна радіальна сила від розтягненого каната становитиме:

$$F_r^p = \frac{E_к^p S_\Sigma \Delta_r}{L_к}\cos\Omega, \tag{10}$$

де $E^p{}_к$ – модуль пружності каната при стиску.

Пружна сила від стисненого каната становитиме:

$$F_r^{cm} = \frac{E_к^{cm} S_\Sigma \Delta_r}{L_к}\cos\Omega, \tag{11}$$

де $E^{cm}{}_к$ – модуль пружності каната при стиску.

Очевидно, ці сили сягатимуть максимуму у випадку максимальної деформації – тобто при розташуванні канатів паралельно напрямку зміщення Δ_r ($\Omega = 0^o$).

У випадку чотирьох канатів в муфті результуюча радіальна сила становитиме:

$$F_r = F_r^p - F_r^{cm} = \frac{\Delta_r S_\Sigma}{L_к}\cos\Omega(E_к^p - E_к^{cm}). \qquad (12)$$

Модуль пружності канатів з органічним осердям при розтягненні становить приблизно $E^p{}_к = 1{,}0...1{,}2\times10^{11}$ Па ($1{,}0...1{,}2\times10^5$ МПа).

Модуль пружності при стиску $E^{cm}{}_к$ до сьогодні не досліджувався взагалі, але очевидно, що він є меншим ніж $E^{cm}{}_к$, оскільки при стиску дротини та сталки канатів мають простір для радіальних зміщень.

У випадку збільшення при монтажі довжини каната $L_к$ на величину радіального зміщення Δ_r складова $F^p{}_{рад}$ стане рівною нулю, а складова $F^{cm}{}_{рад}$ набуде величини:

$$F_r^{cm} = \frac{2E_к^{cm} S_\Sigma \Delta_r}{L_к}\cos\Omega. \qquad (13)$$

А радіальна жорсткість муфти становитиме:

$$C_r = \frac{2E_к^{cm} S_\Sigma}{L_к}\cos\Omega. \qquad (14)$$

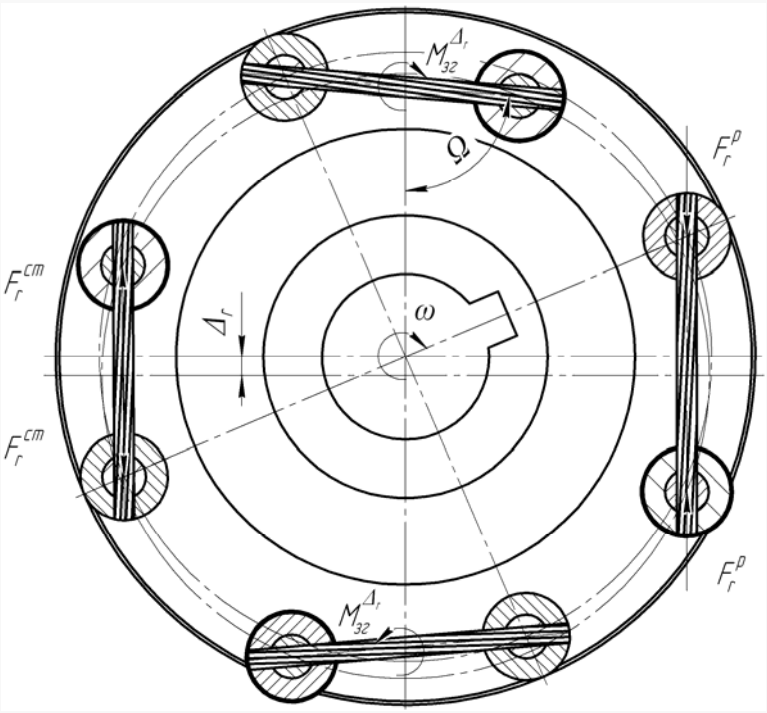


Рисунок 4. Навантаження від радіальної неспіввісності валів

До цього варіанту, ймовірно, слід прагнути при монтажі муфти. Для його досягнення недопустимо виконувати затяжку канатів при фіксованому положенні напівмуфт. Після установки напівмуфт на вали потрібно затягнути спочатку всі канати в одній напівмуфті та виконати початкову затяжку канатів в іншій напівмуфті виконуючи проворот муфти від руки. Потім слід надати муфті обертання вхолосту для видовження канатів і після цього виконати завершальну затяжку канатів, це дозволить при експлуатації знизити навантаження на вали та підшипники.

Для підтвердження наведеного алгоритму монтажу були виконані експериментальні дослідження жорсткості каната, що був застосований в муфті при стиску (рис. 5) та самої муфти (рис. 6). Канат затискали одним кінцем в шпіндельному патроні токарно-гвинторізного верстату 16К20, а іншим кінцем – в патроні встановленому в піноль задньої бабки (рис. 5).

Досліджувався канат довжиною $L_к$ = 33 мм аналогічною довжині канатів установлених в муфті. Деформацію каната заміряли індикатором годинникового типу, а зусилля стиску – за рахунок визначення колового зусилля та моменту на маховику задньої бабки.

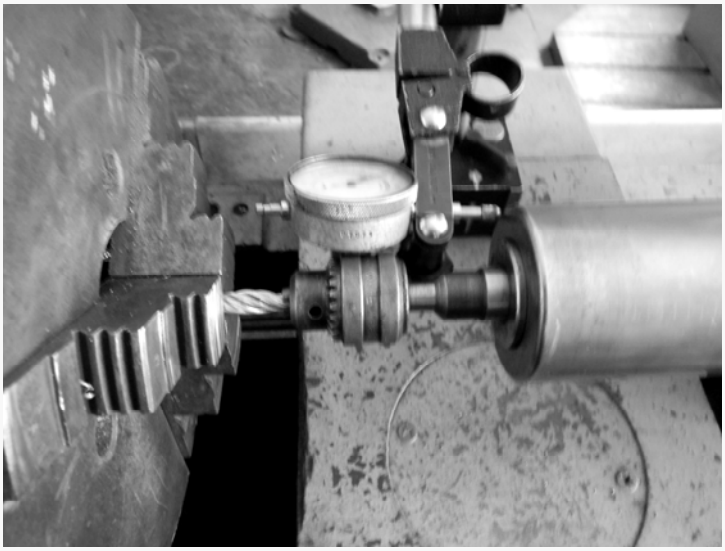


Рисунок 5. Визначення стискальної жорсткості каната

Показник тертя в спряженнях був визначений попередньо за рахунок стиску тарувальної пружини жорсткістю c = 0,35 кг/мм і склав $tg(\psi+\varphi)=0{,}38$. В результаті досліджень встановлено, що жорсткість каната при стиску залежить від навантаження нелінійно, і при абсолютній деформації каната Δ = 1,5 мм складає $c_к$ = 446 Н/мм, що відповідає модулю пружності каната при стиску $E^{ст}{}_к$ = 1173 МПа. Тобто, застосування запропонованого алгоритму монтажу в нашому випадку дозволить зменшити радіальну жорсткість муфти і радіальне навантаження на вали приблизно в $\frac{(E_к^р - E_к^{ст})}{2E_к^{ст}} = \frac{1{,}0...1{,}2\times10^5 - 1173}{2\times1173} \approx 42...50$ разів.

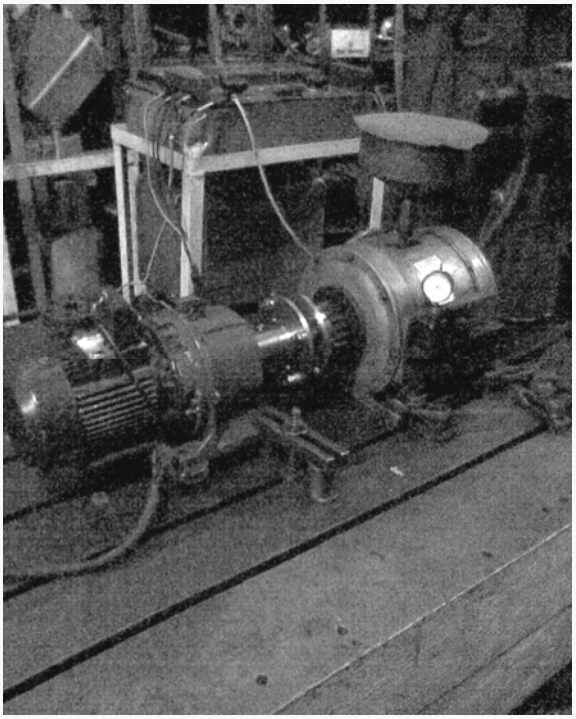


Рисунок 6. Загальний вид стенда з досліджуваною муфтою

Після цього виконували дослідження муфти на спеціальному стенді з відкритою схемою навантаження (рис. 6). Стенд складався з мотор-редуктора 6МП40-35,5-110, з'єднаного досліджуваною муфтою з порошковим гальмом ПТ-40М.

При першому випробуванні виконували установку напівмуфт на вали мотор-редуктора і затяжку канатів «як є» без провороту напівмуфт. Після вмикання мотор-редуктора і навантаження муфти гальмом починалися вібрації корпусів мотор-редуктора і гальма помітні при дотику руки. При повторному складанні муфти з виконанням початкової затяжки канатів із проворотом напівмуфт від руки, роботі муфти на холостому ходу та завершальної затяжки канатів вібрації зникали, що свідчить про правильність запропонованого алгоритму монтажу. Муфта навантажена моментом T = 200…220 Нм працювала 7 годин – пошкоджень її деталей при цьому не виявлено.

Для дослідного зразка муфти за формулами (3), (8) і (14) визначені значення жорсткостей і внесені в таблицю 1 разом з жорсткостями основних типів муфт аналогічної навантажувальної здатності. Коефіцієнт k ,був прийнятий рівним 1,2, що відповідає відносному прольоту $L_к/d_к$ = 33/6 = 5,6 [2]. Впливом кутів ε і γ знехтували.

Таблиця 1

Жорсткісні властивості деяких конструкцій муфт

№	Конструкція муфти	Момент T, Нм	$D\times l$, мм	Жорсткість				Джерело
				Крутильна C, Нм/град	Радіальна C_r, Н/мм	Осьова C_a, Н/мм	Кутова C_γ, Нм/град	
1	Муфта з тороподібною оболонкою вигнутого профілю	250	220×280	25	80	120	72	[3]
2	Муфта з тороподібною оболонкою увігнутого профілю	250	220×200	16	306	175	84	[4]
3	Муфта з гумовим конічним кільцем-шайбою	250	170×180	40	297	-	33	[3]
4	Муфта з гумовою зірочкою	250	135×190	59	1900	-	50	[5, 6]
5	Муфта з гумовими пелюстками конструкції МДТУ ім. Баумана	250	460×340	19	15,5	48	18	[7]
6	МПВП	250	140×165	128	3300	-	-	[3, 8]
7	Муфта пружна пальцево-дискова	200	180×230	50	448	110	12	[8]
8	Муфта з торцевою установкою гвинтових пружин «Карделіс»	260	180×160	39	550	-	-	[3, 9]
9	Муфта з осьовою паралельною установкою стрижнів «Форст»	286	126×80	-	800	-	-	[3, 9]
10	Муфта з осьовою паралельною установкою пакетів пружин «Вальдрон»	180	127×108	-	660	-	-	[3, 9]
11	Ланцюгова муфта	250	140×222	-	2293	-	-	[10]
12	Зубчаста муфта зі сталевою обоймою та бочкоподібними зубцями	250	Z=30; m=2,5; b=12	5500	900	-	63	[11]
13	Зубчаста муфта з капроновою обоймою та бочкоподібними зубцями	250		1750	450	-	50	
14	Муфта БНГ	250		200	150		20	[11]
15	Напівжорстка дискова муфта	250	135×172	28272	6125000	3900	25	[3, 8, 12]
15	Муфта з торцевою установкою прямих канатів	200	170×180	9469	920	45	0,55	

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. За рахунок теоретичних досліджень отримані залежності для визначення додаткових навантажень на вали поєднані муфтою з торцевою установкою прямих канатів за наявності неспіввісностей.

2. За рахунок виконання експериментальних досліджень визначена жорсткість каната при стиску та розроблений алгоритм монтажу муфти з торцевою установкою прямих канатів.

3. В порівнянні з поширеними конструкціями муфт, муфта з торцевою установкою прямих канатів характеризується низькою осьовою та кутовою жорсткістю.

4. Подальші дослідження слід спрямувати на визначення для допустимої не співвісності за рахунок ресурсних випробувань муфт.

ЛІТЕРАТУРА

1. Проценко В. О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В. О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К. : КНУБА. – 2011. – Вип. 77 – С. 44-50.

2. Проценко В. О. Експериментальні дослідження статичної жорсткості з'єднувальних муфт з осьовою установкою прямих канатів / В. О. Проценко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький : ХНУ. – 2010. – № 4 (160) – С. 38-44.

3. Ряховский О. А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов / Под ред. О. А. Ряховского. – Л. : Политехника, 1991. – 384 с.

4. Ряховский О. А. Упругие муфты с резиновой торообразной оболочкой / О. А. Ряховский, В. П. Варламов, С. С. Иванов, Г. В. Иванова // Вестник машиностроения. – 1988. – № 1. – С. 31-33.

5. Михайлов Ю. К. Муфты с неметаллическими упругими элементами : Теория и расчет / Ю. К. Михайлов, Б. С. Иванов. - Л. : Машиностроение, 1987. – 144 с.

6. Гонюков В. И. Экспериментальное определение радиальных нагрузок и изгибающих моментов, возникающих в механических муфтах / В. И. Гонюков, В. Ф. Клименко, А. Г. Лымарь, Ю. В. Чудутов // Вестник машиностроения. – 1979. – № 6. – С. 34-35.

7. Решетов Д. Н. Упругая муфта с повышенной компенсирующей способностью / Д. Н. Решетов. О. А. Ряховский, В. Н. Богачов, Д. В. Голованов, Ю. А. Бродский // Вестник машиностроения. – 1985. – № 2. – С. 3-8.

8. Поляков В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. А. Ряховский / Под ред. В. С. Полякова. – Л. : Машиностроение, 1979. – 344 с.

9. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов - М. : Высшая школа, 1998. – 447 с.

10. Скуратовский А. К. Влияние несоосности валов на величину радиальных усилий в цепной муфте / А. К. Скуратовский, Ю. А. Попченко, М .С. Тривайло, А. Г. Лымарь // Технология и автоматизация машиностроения. - 1980. - Вып. 26. – С. 60-63.

11. Поляков В. С. Зубчатые муфты с обоймами из пластмасс / В. С. Поляков, В. Н. Коськин // Расчет и конструирование машин. Труды ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М. И. Калинина. – 1966. – № 269. – с. 25-31.

12. Поляков В.С. Определение компенсирующей способности муфты с промежуточными дисками / В. С. Поляков, Ю. К. Михайлов // Расчет и конструирование машин. Труды ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М. И. Калинина. – 1967. – № 285. – С. 13-19.

К ВОПРОСУ О ПРЕДСТАВЛЕНИИ ВИБРОКИПЯЩЕГО СЛОЯ КАК ПСЕВДОПЛАСТИЧЕСКОЙ ЖИДКОСТИ

Русанов С. А., Луняка К. В., Никитенко Г. В.
Херсонский национальный технический университет (Украина)

Введение. Использование вибрации как интенсификатора физико-химических процессов используется в различных технических областях достаточно давно [1]. Особенно следует подчеркнуть возможность совмещения технологических процессов, проведения их совместно с транспортной операцией. Вибрационная техника часто более экономичная как с точки зрения энергопотребления, так и с точки зрения металлоемкости, выгодно отличается большей компактностью и простотой в эксплуатации.

Актуальность исследований. Проектирование вибрационной техники для интенсификации процессов в сыпучих средах даже при определении простых расходных характеристик наталкивается на значительные сложности, связанные с описанием гидродинамики течения вибрирующего слоя в рабочем пространстве машины или аппарата. Известные эмпирические подходы к определению основных характеристик часто имеют либо прикидочных характер, либо применимы только для конкретного оборудования в узком диапазоне рабочих параметров [1, 2], поэтому при выборе вибрационного оборудования для виброобработки сыпучих материалов и, тем более, при проектировании нового оборудования, вопрос о надежных методах расчета и прогнозирования основных параметров работы в конкретных, наперед заданных условиях имеет первостепенное значение.

Постановка задачи. В [3, 4] нами была указана математическая модель и принципы работы построенной на ней системы автоматизированного моделирования гидродинамики виброкипящего слоя сыпучего материала «Виброслой 1.0» [5] и сравнение численных расчетов с имеющимися данными натурных экспериментов. В [4] были получены результаты, указывающие на то, что течение виброкипящего слоя в открытом канале после осреднения с точки зрения виброреологии соответствует течению псевдопластической жидкости. В данной работе мы оценим возможность использования теории течения псевдопластических жидкостей для моделирования течения виброкипящего слоя.

Результаты исследований. Рассмотрим устойчивое движение виброкипящего слоя в поле силы тяжести по поверхности, наклоненной под углом α к горизонту, которая совершает колебания, перпендикулярные к ее плоскости (рис. 1). Движущей силой течения будет являться проекция силы тяжести на дно канала G_x.

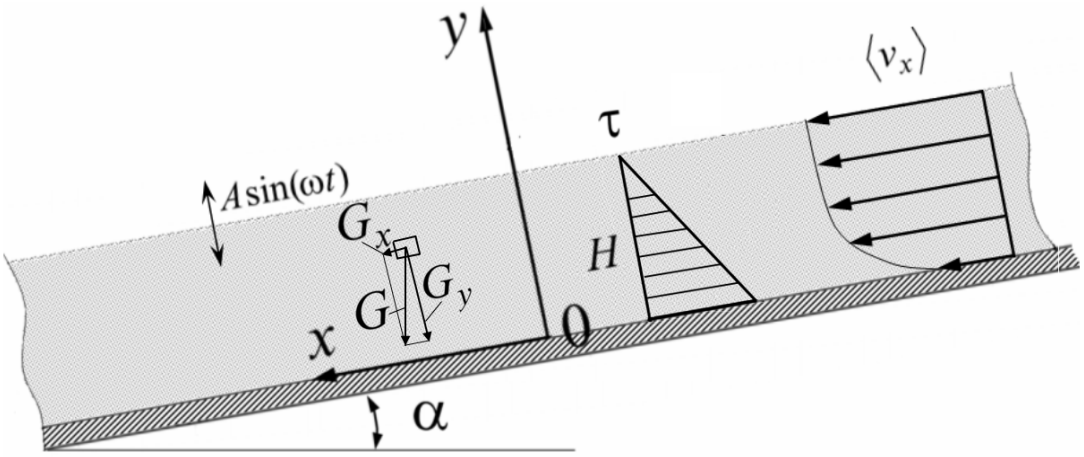


Рисунок 1. Расчетная схема к рассматриваемой задаче

Поле скоростей установившегося течения будет иметь вид $\mathbf{v} = \langle v_x(y) \rangle \mathbf{i}$, где **i** – орт оси *Ox*, $\langle v_x(y) \rangle$ – осредненное значение скорости потока виброкипящего слоя вдоль вибрирующей платформы.

Уравнение установившегося движения для оси *x* принимает вид (введено обозначение $\tau = \tau_{xy}$), [6]:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} + \rho_s \varepsilon_s g \sin(\alpha) = 0 \tag{1}$$

где τ – напряжения сдвига, Па, ρ_s – плотность материала частиц слоя, кг/м^3, ε_s – объемная доля частиц в слое, откуда, с учетом того, что на поверхности $\tau\big|_{y=H} = 0$, получаем:

$$\tau = \rho_s \varepsilon_s g \sin(\alpha)(H - y)\,. \tag{2}$$

Граничным условием для данной задачи вместо стандартного условия прилипания жидкости будет условие проскальзывания неньютоновского течения вдоль несущей поверхности [7]:

$$\tau\big|_{y=0} = \beta_{н.п.} \langle v_x \rangle\big|_{y=0}\,, \tag{3}$$

где $\beta_{н.п.}$ – коэффициенты проскальзывания слоя относительно несущей поверхности [7].

В [4] по найденным в системе автоматизированного моделирования виброкипящих слоев «Виброслой 1.0» профилям скоростей слоя в открытом канале были получены кривые течения, аппроксимация которых степенным законом показала, что виброкипящий слой можно отнести к псевдопластическим жидкостям, с уравнением кривой вида:

$$\tau = \mu_0 \dot{\gamma}^k\,, \tag{4}$$

где $\dot{\gamma} = \dfrac{\partial \langle v_x \rangle}{\partial y}$ - скорость сдвига, μ_0, k – константы модели.

На данном этапе уже возможно непосредственное интегрирование уравнения (2) с учетом зависимости (4) и граничным условием (3). Решение представляется в виде:

$$\langle v_x \rangle = \frac{kH\left(\dfrac{G_x H}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{k}} + \dfrac{1+k}{\beta_{н.п.}} G_x H - k\left(\dfrac{G_x (H-y)}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{k}} (H-y)}{1+k}\,, \tag{5}$$

где обозначено $G_x = \rho_s \varepsilon_s g \sin(\alpha)$.

Рассмотрим течение слоя высотой H=0,27 м, плотностью частиц ρ_s = 2400 кг/м^3 и объемной долей твердой фазы ε_s=0,6 на лотке с уклоном α=20°. Вибрационное перемещение осуществляется с параметром перегрузки $\Gamma = A\omega^2 / g\cos\alpha$ = 2,33. Для указанных условий пересчет в системе «Виброслой 1.0» дает следующие значения параметров модели μ_0=8·10^3 Па·с^k; k=0,6; $\beta_{н.п.}$=40·10^3 Па·с/м. На рис. 2 показано сравнение полученных численным расчетом (рис.2, а) и по формуле (5) (рис.2, б) профилей скорости виброкипящего слоя.

Выводы. Как видно из рисунка (5), моделирование течения виброкипящего слоя как псевдопластической жидкости дает удовлетворительные результаты, что дает возможность использовать при проектировании оборудования с виброкипящим слоем стандартных CFD программ САПР, поддерживающих модели неньютоновских жидкостей со степенным законом, например COMSOL Multiphysics.

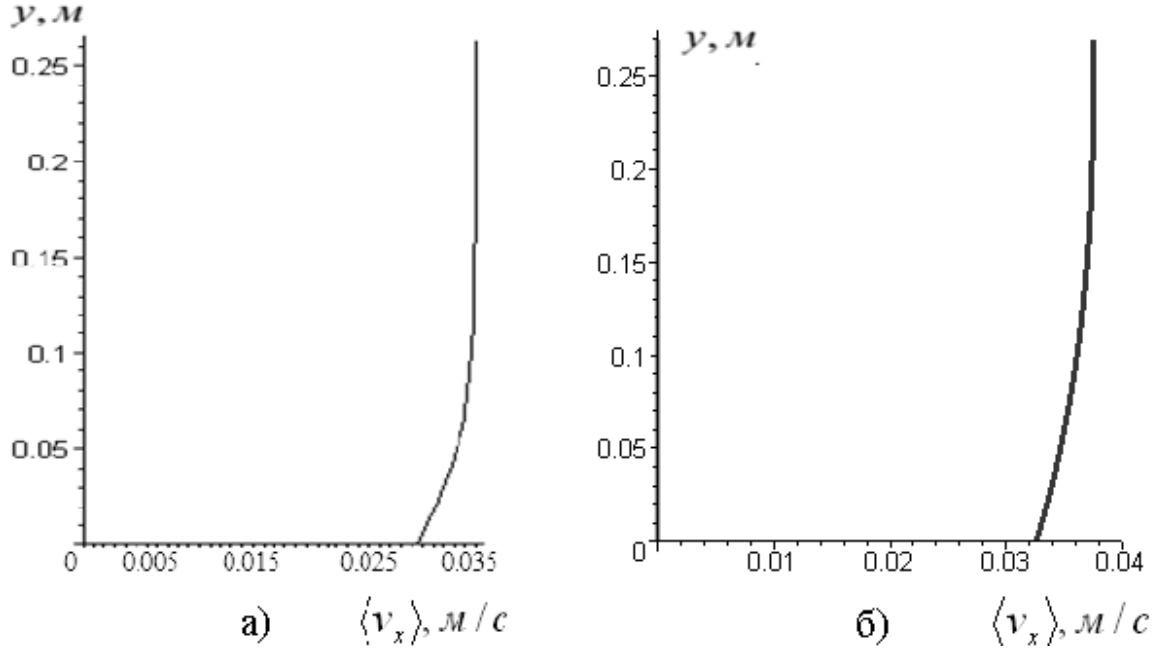


Рисунок 2. Профили скорости виброкипящего слоя, полученные численным расчетом (а) и по формуле (5) (б)

ЛИТЕРАТУРА

1. Членов В. А., Михайлов Н. В. Виброкипящий слой. – М. : Наука, 1972. – 343 с.
2. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. – М. : Наука, 1981. – 320 с.
3. Русанов С. А., Луняка К. В., Ардашев В. А. Некоторые теоретические аспекты процесса виброкипения // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 6/5 (30). – С. 23-25.
4. Русанов С. А., Луняка К. В., Клюєв О. І., Глухов Г. М. Математичне моделювання робочого процесу в апаратах з віброкиплячим шаром та розробка систем автоматизованого моделювання гідродинаміки киплячих шарів // Автоматика. Автоматизация. Електротехнические комплексы и системы. – 2009. – № 1 (23). – С. 15-24.
5. Система автоматизованого моделювання гідродинаміки віброкиплячих шарів “Виброслой 1.0”. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 25051. /С. А. Русанов. – № 24961 : Заявл. 14.04.2008; Опубл. 24.07.2008.
6. Вильке В. Г. Теоретическая механика: Учебник. – СПб. : Издательство “Лань”, 2003. – 304 с.
7. Литвинов В. Г. Движение нелинейно-вязкой жидкости. – М. : Наука, 1982. – 376 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС АВТОТРАКТОРНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Савчук В. П.
Херсонский факультет
Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (Украина)

Обеспечение надежности конструкций автомобилей и тракторов является важной составляющей функционирования транспортного комплекса. Ресурсоопределяющими конструктивными элементами автотракторных трансмиссий, в большинстве случаях, являются трибосопряжения: зубчатые передачи, подшипниковые узлы, манжетные уплотнения. Особого внимания заслуживают подшипники скольжения зубчатых колес тяжелонагруженных коробок передач (КП) и раздаточных коробок (РК), выход со строя которых приводит к отказам третьей группы сложности. Основными повреждениями таких узлов есть износ рабочих поверхностей подшипника, который непременно оказывает влияние на условие зацепления в зубчатой передаче и провоцирует образование питтинга на боковых поверхностях зубчатых колес, что впоследствии, может вызвать поломку зубьев. Так же известны случаи заклинивания подшипников при работе на нейтральной передаче, вызывающие самопроизвольное движение транспортного средства.

Отличительной особенностью подшипников скольжения зубчатых колес постоянного зацепления КП и РК является работа при различных режимах смазки. При передаче крутящего момента зубчатым колесом подшипник воспринимает радиальную нагрузку и работает в режиме качения с проскальзыванием. В противном случае подшипник работает в режиме скольжения, воспринимая незначительную нагрузку от свободно вращающегося зубчатого колеса. Проведенный нами анализ технической литературы показал отсутствие расчета на долговечность таких подшипников скольжения.

С целью определения влияния эксплуатационных режимов нагружения подшипников скольжения, работающих в режиме качения с проскальзыванием, нами проведены натурные стендовые испытания подшипниковых узлов РК колесного тягача ХТЗ 17221 и его модификаций. Материалы втулки и вала подшипникового узла пористая металлокерамика ПА-ЖГрДМс и сталь 18ХГТ соответственно. Пример получаемых осциллограмм протяженности контакта рабочих поверхностей и отметчик угла поворота и распределения давления по периметру подшипника приведен на рис. 1. Так же регистрировались средняя температура подшипника и температура масла на входе в исследуемый узел при помощи цифровых термометров.

Использование масел различной вязкости и температуры (рис. 2) не оказывает значительного влияния на значение пиковых напряжений в подшипнике. Применение вместо масла марки М-16ИХП-3 масла М-8В$_2$ только вызвало смещение кривых на величину 5…7 °С при исследовании диапазона рабочих температур от 25 до 65 °С.

Плавное повышение максимальных давлений в подшипнике на 0,5 МПа вызвано снижением вязкости смазки и уменьшением толщины смазочного слоя. Дальнейшее повышение температуры приводит к плавному снижению давлений на подшипник за счет увеличения податливости материала металлокерамической втулки и тепловых расширений в исследуемом узле, что приводит к изменению реального зазора.

Проведенные исследования влияния скорости качения на распределение давлений в исследуемых подшипниках показывают практически отсутствие влияния этого параметра на напряжения в материале подшипника (рис. 3).

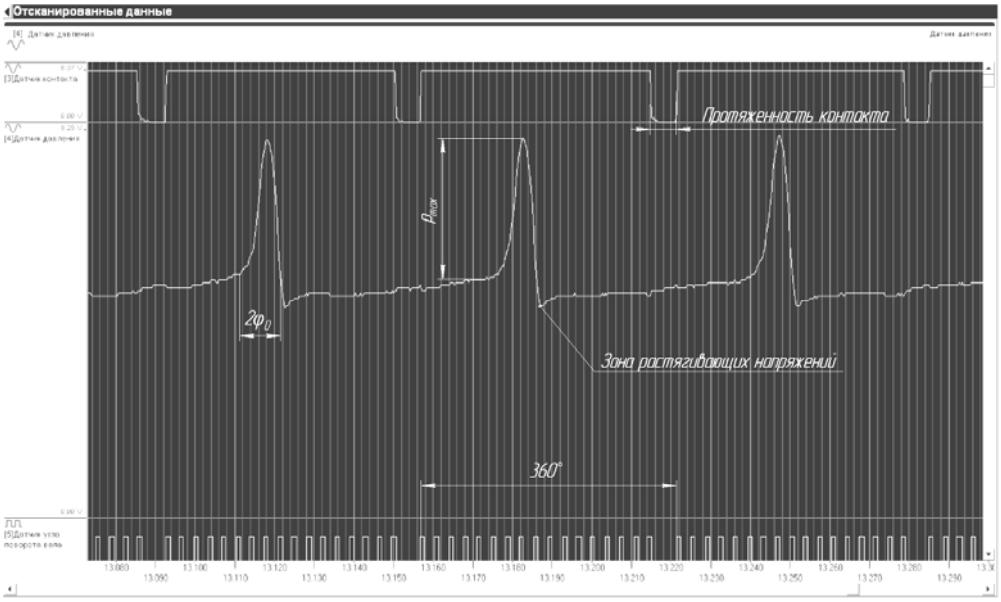


Рисунок 1. Пример осциллограммы распределения давления по периметру подшипника скольжения

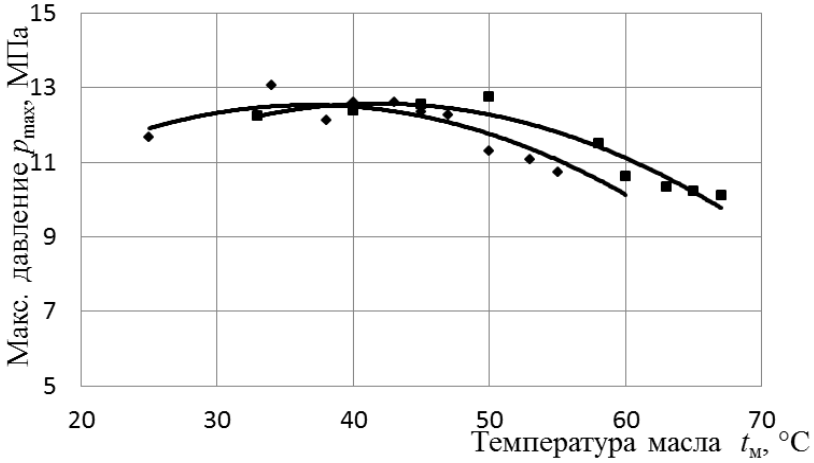


Рисунок 2. Зависимость изменения максимального давления в подшипнике от температуры масла при n=1250 мин $^{-1}$, p_m=3,9 МПа и ψ=0,0014:
■ – масло М-16ИХП-3; ♦ – масло М-8В$_2$.

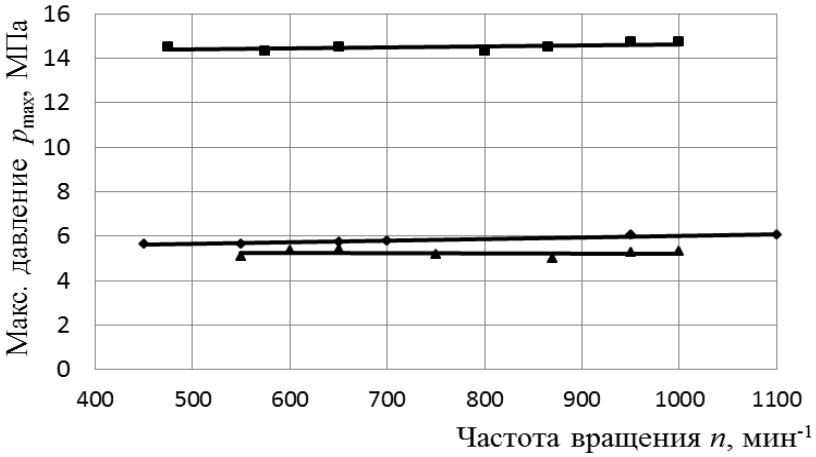


Рисунок 3. Влияние частоты вращения узла на изменение максимальных давлений в подшипнике:
■ – p_m=3,1 МПа, $t_м$=35 °С, ψ=0,0060; ♦ – p_m=3,5 МПа, $t_м$=35 °С, ψ=0,0011;
▲ – p_m=3,1 МПа, $t_м$=35 °С, ψ=0,0011

Значение максимальных давлений при частотах вращения узла от 300 до 1800 мин$^{-1}$ так же практически не меняется (максимальная разница в этом диапазоне составила 1,5 МПа). Несколько меняется зона растягивающих напряжений, которая образуется на выходе из нагруженной зоны подшипника (рис. 1). Мы полагаем, что образованию таких зон способствуют условия работы подшипников скольжения, а именно качение в условиях упругой деформации контактирующих поверхностей. В процессе нагружения подшипника радиальной нагрузкой контактирующие поверхности упруго деформируются, при этом поверхность цапфы сжимается, а поверхность подшипника растягивается. Материал подшипника на выходе из нагруженной зоны не успевает восстановить прежнюю форму, что объясняется его вязкоупругим поведением. Наличие зон с меняющимися знаками нагружения вероятно влияет на условие сопряжения металлокерамической втулки с шестерней рабочего ряда РК и может являться одной из причин ее проворота, что требует дополнительных исследований.

Для оценки теоретических зависимостей влияния относительного зазора ψ в подшипнике на его напряженное состояние были проведены стендовые испытания подшипниковых узлов с разными относительными зазорами. Исследования производились с использованием масла М-8В$_2$ в его температурном диапазоне 40…45 °С. Полученные данные приведены в графическом виде на рис. 4. Данные были аппроксимированы в линейную функцию, как наиболее точно отображающую результаты практических исследований и теоретических зависимостей.

Как видно из рисунка, увеличение относительного зазора ψ с 0,0011 до 0,0014 повлекло увеличение максимальных напряжений в подшипнике в среднем на 50%, а дальнейшее увеличение ψ до 0,0060 – в 2,5 раза. Это позволило создать максимальные напряжения в материале подшипника до 25 МПа при значении удельной нагрузки p_m=5 МПа, т.е. напряжения, пятикратно превышающие удельные. Следовательно, можно утверждать, что наиболее эффективным способом снижения напряженного состояния подшипника скольжения, работающего в условиях качения с малым проскальзыванием является снижение значения относительного зазора ψ.

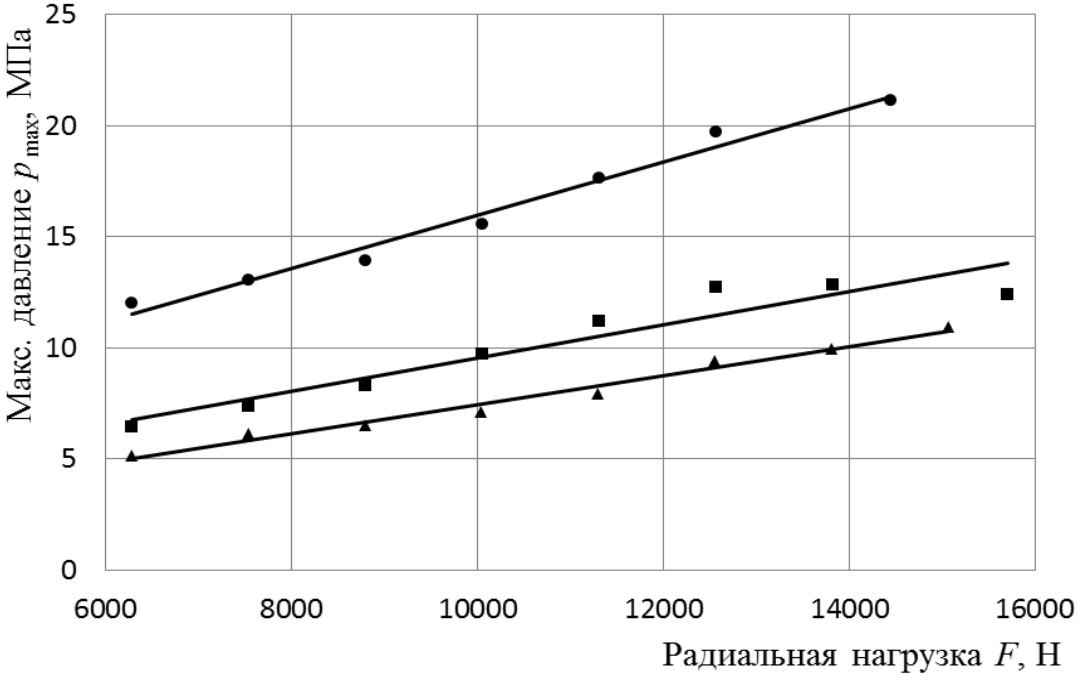


Рисунок 4. Изменение максимальных давлений на материал подшипника в зависимости от приложенной нагрузки и относительного зазора ψ:
● – ψ=0,0060; ■ – ψ=0,0016; ▲ – ψ=0,0011.

Графические зависимости распределения давления по периметру подшипников скольжения при ψ=0,0060 и масле М-8В$_2$ и различных радиальных нагрузках и прочих равных условиях приведены на рис. 5. Согласно рекомендаций по использованию подшипников из металлокерамики ПА-ЖГрДМс [152] максимально допустимая удельная нагрузка на материал не должна превышать p_m=2,5 МПа, предельно допустимая нагрузка при трении составляет 15 МПа, а предел прочности при радиальном сжатии $\sigma_{р.с.}$=200 МПа.

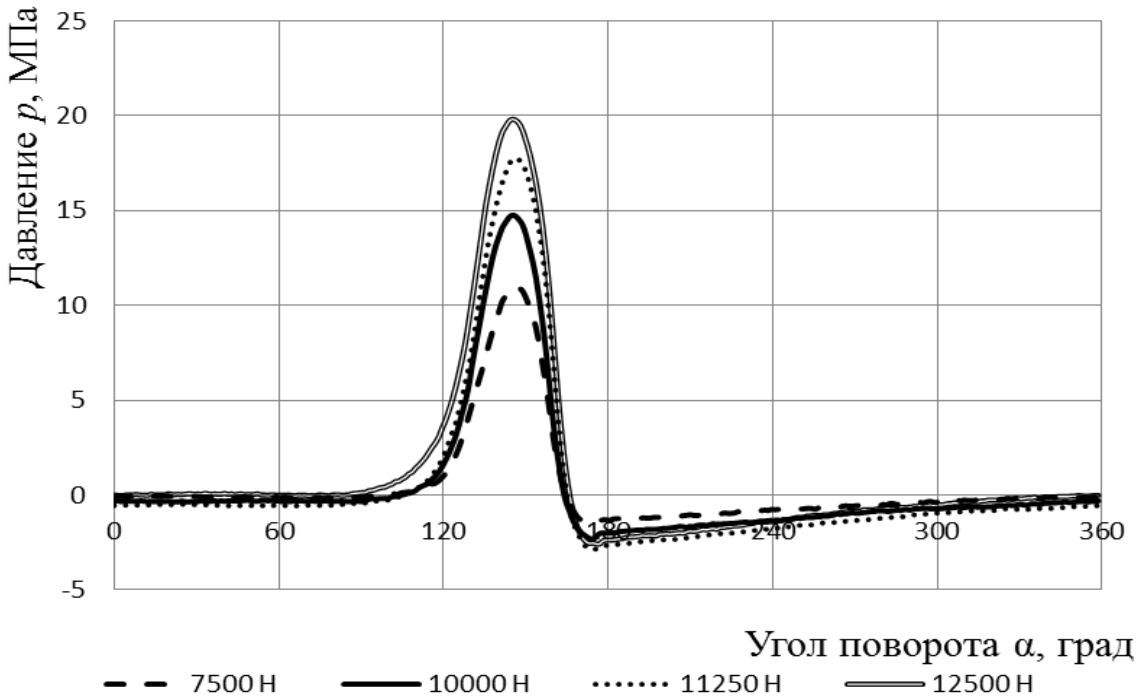


Рисунок 5. Зависимость влияния приложенного радиального усилия на распределение давления по периметру подшипника при ψ=0,0060 и масле М-8В$_2$ ($t_м$=35 °С, n=1000 мин$^{-1}$)

Выводы:

1. Подшипники скольжения зубчатых колес тяжелонагруженных зубчатых колес КП и РК являются ресурсоопределяющими узлами.

2. На сегодняшний день не существует методик расчета долговечности подшипников скольжения, работающих в режиме качения с проскальзыванием.

3. Результаты проведенных стендовых испытания натурных образцов подшипников РК колесного тягача ХТЗ 17221 и его модификаций позволили установить взаимосвязь между режимами нагружения и его напряженным состоянием. Получены графические зависимости влияния начальной вязкости и температуры масла, частоты вращения узла, радиальной нагрузки и относительного зазора на напряжения, развиваемые по периметру подшипника.

4. Зарегистрированы участки подшипника на выходе из нагруженной зоны, воспринимающие напряжения растяжения, составляющие около 20 % от значения максимальных сжимающих напряжений.

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ В'ЯЗКОСТІ МОТОРНИХ МАСЕЛ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА ZL 40

Савчук В. П., Лісовий В. Л.*

Херсонський факультет
Харківского національного автомобільно-дорожнього університету (Україна)
**Херсонська державна морська академія (Україна)*

Підшипники колінчастого валу працюють в основному при гідродинамічному режимі тертя. В правильно спроектованому та виготовленому підшипнику порушення цього режиму може бути тільки під час пуску, миттєвих перевантажень, при зниженні в'язкості масла, порушенні його подачі. При нормальній роботі суднового дизеля середньої напруженості мінімальне значення товщини масляного шару дорівнює 7…8 мкм. В форсованих моделях гідродинамічна плівка зменшується до 4 мкм. Така товщина є граничною, оскільки можливі локальні порушення гідродинамічного режиму, які викликані потраплянням в зазор абразивних частинок, розміри яких перевищують величину зазору. Звідси виходить, що в процесі нормальної експлуатації підшипника, коли поверхні тертя розділені шаром масла, можливе зношування. На практиці може відбуватися пластична деформація, що викликана високими гідродинамічними тисками, які створюються в масляному прошарку. Максимальна величина гідродинамічного тиску в 2,5…3 рази перевищує середній тиск зовнішньої сили, що діє на підшипник. В умовах рідинного мащення підшипники ковзання стійко працюють в широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Це пояснюється їх властивістю пристосовуватися до різних умов роботи завдяки підвищенню в'язкості масел при зниженні температури. Втрати на тертя в підшипниках можуть здійснювати великий вплив на вантажопідйомність змащувального шару через те, що в'язкість масла в значній мірі залежить від температури підшипника. Значне тепловиділення може призвести до настільки сильного падіння в'язкості, що вантажопідйомність масляного шару стане недостатньою для сприймання зовнішнього навантаження.

В шатунних підшипниках колінчастого вала двигуна ZL 40 використовуються тонкостінні вкладиші, виготовлені із сплаву типу Pb-Al: АО9-2 із параметрами працездатності [1]:

– питомий тиск p_m=29,5 МПа;
– максимальна швидкість ковзання $v_к$=20 м/с;
– комплексний критерій $p_m v$=100 МПа·м/с.

Гідродинамічний розрахунок проведемо для порівняння працездатності вузла при роботі на двох сортах масел за класифікацією SAE: SAE 30 і SAE40. В якості аналогів використаємо масла фірми Castrol TPL 123 (SAE 30) і TPL 124 (SAE 40), що можуть використовуватись в якості циркуляційних масел суднових тронкових ДВЗ, що працюють на дистилятному паливі з вмістом сірки менше 1,5%. Масла відповідають ТУ У 00152365.078-97. Для проведення розрахунків, вихідні дані приведено в табл. 1.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку

№ п/п	Назва параметру	Значення
1	Площа поршня F_n, (м^2)	0,125
2	Діаметр шатунної шийки $d_ш$, (м)	0,326
3	Довжина опорної частини шатунної шийки $l_ш$ (м)	0,142
4	Номінальна частота обертання колінчастого валу n, (хв$^{-1}$)	600
5	Швидкість ковзання v, м/с	10,24
6	Радіальний зазор в підшипнику δ, (м)	$0{,}3\cdot10^{-3}$

За результатами динамічного розрахунку встановлено, що r_{max}=1,5·10^{6}Н. Тоді максимальне питоме навантаження на вкладиш:

$$\kappa_{\max} = \frac{r_{\max}}{l \cdot d_{ш}} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{0,142 \cdot 0,326} = 34,56 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

де r_{max}– максимальна сила, діюча на шатунну шийку, Н.

Середня сила, що діє на шатунну шийку:

$$r_{сер} = \frac{1}{36}\sum_{1}^{48} r_i = \frac{14,2 \cdot 10^6}{36} = 0,39 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

де r_i – значення сили через 20° кута повороту колінчастого валу.

Середній тиск на 1 м^2 площі проекції цапфи:

$$\kappa_{сер} = \frac{0,39 \cdot 10^6}{0,142 \cdot 0,326} = 8,42 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Згідно до отриманих даних, максимальне значення показника $p_m v = k_{\max} \cdot v_{\max}$=8,42·10^6·10,24=86,22 МПа·м/с ([$p_m v$]=100 МПа·м/с), що відповідає вимогам по довговічності для даного матеріалу.

Відносний зазор в підшипнику становить:

$$\psi = \frac{2\delta}{d_{ø}} = \frac{0,6 \times 10^{-3}}{0,326} = 1,84 \times 10^{-3}.$$

Кутова швидкість валу становить $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \times 600}{300} = 62,8 ñ^{-1}$.

Спочатку розрахунок виконаємо для масла Castrol TPL 123, задавшись значенням температури масла 100°С.

Проведемо розрахунок коефіцієнту вантажопідйомності за виразом:

$$\hat{O} = \frac{\psi^2 k_{ñåð}}{\mu\omega} = \frac{\left(1,84 \times 10^{-3}\right)^2 \times 8,42 \times 10^{-3}}{0,0101 \times 62,8} = 45,4.$$

Відношення довжини шатунної шийки до її діаметру становить $l_{ш} / d_{ш} = 0,142 / 0,326 = 0,435$. Для знаходження відносного ексцентриситету χ, використаємо [2], згідно якої для відношення $l_{ш} / d_{ш}$=0,45 і Φ=45,4 відносний ексцентриситет набуває значення χ=0,985.

Густина моторного мастила, яке використовується для даного ДВС згідно інструкції по експлуатації по стандарту SAE – SAE 30, становить:

$$\rho_{100} = \rho_{20} / \left[1 + \kappa_V (t - 20)\right] = 920 / \left[1 + 68,8 \cdot 10^{-5} \cdot 100\right] = 872,0 \text{ кг/м}^3,$$

де k_v – температурний коефіцієнт об'ємного розширення змащувальних масел. Для масла, яке має густину ρ=920 кг/м^3 згідно [3] k_v=68,8·10^{-5} °С$^{-1}$.

При розрахунку підшипника перш за все визначаємо температуру масляного шару. Спочатку цією температурою задаємося та встановлюємо відповідне їй значення динамічної в'язкості масла μ. Далі виконуємо обчислення та визначаємо температуру масла $t_м$. Такі ж дії виконуємо для інших двох варіантів (80 та 120°С), та по їх результатам будуємо залежності $\mu = f(t)$ і $\mu = f(t_i)$. Точка перетину цих кривих дає необхідне значення температури (рис. 1, 2). Після цього виконуємо перевірочний розрахунок. Аналогічно проводимо розрахунок для шатунного підшипника, працюючого на маслі Castrol TPL 124 (SAE 40). Гідродинамічний розрахунок представлено в табл. 2.

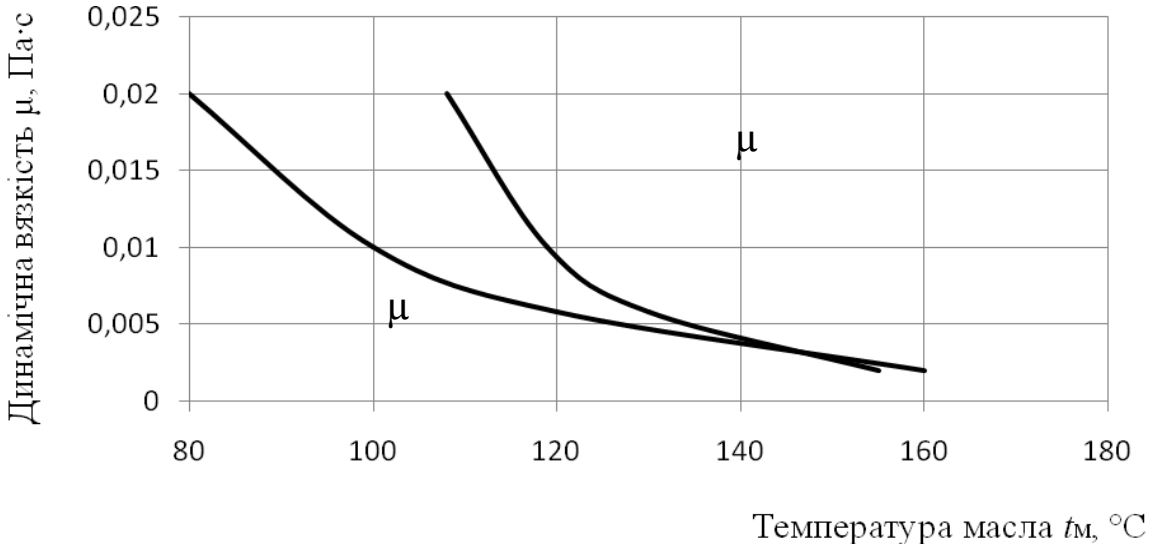


Рисунок 1. До розрахунку температури масла в шатунному підшипнику (SAE 30)

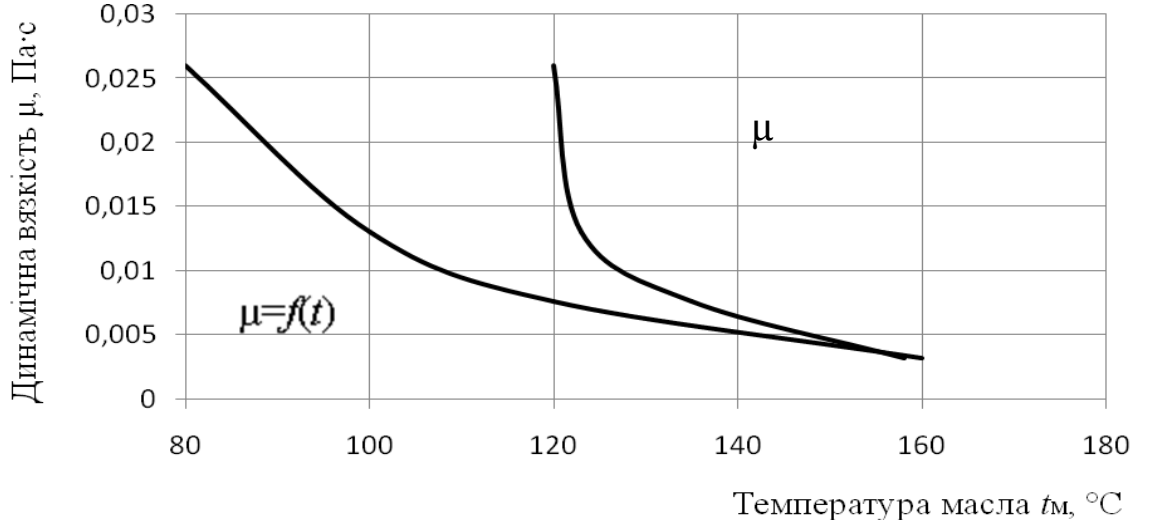


Рисунок 2. До розрахунку температури маслав шатунному підшипнику (SAE 40)

Із побудованих графіка видно, що розрахункова температура складає близько $t_м$ = 146°С для маслаCastrol TPL 123 і $t_м$=155°С для Castrol TPL 124.

Підставляємо це значення в таблицю і виконуємо перевірочний розрахунок.

Таблиця 2

Гідродинамічний розрахунок шатунного підшипника

Параметр, що визначається	Залежність для розрахунку	Castrol TPL 123	Castrol TPL 124
Температура масла$t_м$, °С	Задано	120	146
Густина масла ρ, кг/м^3	$\rho = \dfrac{\rho_{20}}{1+\kappa_v \cdot (t-20)}$	860,8	846,6

Продовження таблиці 2

В'язкість масла μ,Па·с	$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{t_0}{t}\right)^m$	0,0058	0,0033
Коефіцієнтнавантаження, Ф	$\Phi = \frac{\psi^2 k_{сер}}{\mu\omega}$	78,3	137,5
Відноснийексцентриситет, χ	Задано	0,990	0,994
Коефіцієнтторцевоївитрати,q_1	Задано	0,29	0,28
Окружнавитрата масла, q_0	Задано	0,41	0,31
Коефіцієнтопору,ξ	Задано	27,1	27,5
Теплоємність масла, C_t, кДж/кг·°С	$C_t = (53,2 + 0,107 \cdot t) \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho_{20}}}$	2,177	2,270
Приріст температури в масляному шару Δt ,·°С	$\Delta t = \frac{\xi\psi\mu 10^{-3}}{C_t \rho\omega^2 q_1}$	5,36	3,13
Температура масла на вході в навантажену зонуt_1,°С	$t_1 = t_0 + \Delta t \cdot \frac{q_0}{q_1}$	127,5	149,5
Максимальна температура масла,t_{max},°С	$t_{max} = t_1 + \Delta t$	132,86	152,6
Середня температура масла,$t_м$,°С	$t_m = 0,5 \cdot (t_1 + t_{max})$	130,18	151,00

Розрахуємо мінімальну товщину масляного шару. Для шатунного підшипника, працюючого:

– на маслі SAE 30: $h_{min} = 0,5 \cdot d_ш \cdot \psi \cdot (1 - \chi) = 1,8$ мкм.

– на маслі SAE 40: $h_{min} = 2,4$ мкм.

Критична товщина залежить від мікронерівностей контактуючих поверхонь шийки та вкладиша. Для відносно коротких підшипників $h_{кр} = R_z^ш + R_z^в$, де $R_z^ш$ і $R_z^в$ – шорсткість шийки вала та вкладиша відповідно. $R_z^ш = 3,2$мкм, $R_z^в = 0$ мкм (оскільки на поверхні вкладиша нанесено шар для припрацювання). Тоді $h_{кр} = 3,2 + 0 = 3,2$ мкм.

Відношення $\frac{h_{min}}{h_{кр}} = \frac{1,8}{3,2} \approx 0,56$ для масла з класифікацією SAE 30 і $\frac{h_{min}}{h_{кр}} = \frac{2,4}{3,2} \approx 0,75$ для масла з класифікацією SAE 40 свідчить про наявність граничного мащення в розрахунковому підшипникові, при роботі на вказаних маслах.

Втрата потужності на роботу сил тертя при обертанні шийки визначається за формулою $N = f\frac{l d_ø^2 \psi^2 \mu 10^{-3}}{2\omega}$.

Тоді:

– при роботі на маслі Castrol TPL 123: $N = 1,46$ кВт;

– при роботі на маслі Castrol TPL 124: $N = 1,91$ кВт.

Таким чином, у результаті проведених розрахунків, нами встановлено, що максимальний та середній питомий тиск на підшипник становить 34,56 МПа та 8,42 МПа відповідно. Отримані дані свідчать про достатню міцність антифрикційного матеріалу використовуваних підшипників.

Розрахунок теплового балансу підшипника показав, що середня температура масла Castrol TPL 123 і Castrol TPL 124 в підшипнику становить146 і 155°С відповідно. Отримане значення мінімальної товщини змащувальної плівки при роботі на маслах Castrol TPL 123 і Castrol TPL 124 складає h_{min}=1,8 і 2,4 мкм відповідно, що забезпечує роботу підшипників в режимі граничного тертя в умовах номінального режиму навантаження досліджуваного двигуна.

Проведений розрахунок втрат потужності двигуна показав, що використання в двигунові ZL 40 менш в'язкого масла (SAE 30 навпроти SAE 40) надає можливості зменшити втрату потужності в одному шатунному підшипнику 0,45 кВт (3,6 кВт на 8-ми підшипниках), або зниження втрат на 23,5%.

ЛІТЕРАТУРА

1. ГОСТ 14113-78 Сплавы алюминиевые антифрикционные. Марки. – Введ. 1978-01-20. – М. : Изд-во стандартов, 1978. – 10 с.

2. Чернавский С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский – М. : Машгиз, 1963. – 243 с.

3. Воскресенский В. А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) : справочник / Воскресенский В. А., Дьяков В. И. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.

ВЛИЯНИЕ НА ЭКОЛОГИЧЕСКУЮ БЕЗОПАСНОСТЬ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Щедролосев А. В.
Херсонский филиал
Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Экологическая безопасность - совокупность состояний, процессов и действий, обеспечивающая экологический баланс в окружающей среде и не приводящая к жизненно важным ущербам (или угрозам таких ущербов), наносимым природной среде и человеку. Развитие судовых энергетических установок (СЭУ) в значительной степени определяется требованиями экономичности и экологической безопасности, которые отражены в международных и национальных нормативных документах. В сложившейся практике процессы использования топливно-энергетических ресурсов в элементах судовых энергетических установок, как на морском транспорте, так и на судах флота рыбной промышленности сопровождаются значительными потерями энергии, а также загрязнением окружающей среды. Внедрение энергосберегающих технологий при использовании топливно-энергетических ресурсов на судах способствует снижению вредных выбросов, а именно их суммарному количеству, но не решает проблему экологической безопасности. Экологическая безопасность использования топливно-энергетических ресурсов на судах определяется рациональным использованием мощностей при минимизировании или отсутствии вредных факторов, воздействующих на состояние окружающей среды [1].

Судовая энергетическая установка как источник загрязнений. При эксплуатации СЭУ используемая морская вода возвращается в морскую среду несколько измененной. Так, например, забортную морскую воду используют на судах для обеспечения работы СЭУ. При этом наблюдается тепловое загрязнение за счет уноса обычного тепла, кото-

рое получает морская вода при ее использовании для охлаждения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и других устройств. Вместе с этим в Мировой океан попадают нефтесодержащие воды (обводненное топливо и масло).

Межправительственная морская консультативная организация (ИМКО), входящая в состав ООН и занимающаяся проблемами загрязнения биосферы разработала документы, которые необходимы для определения экологического статуса судна:

- Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года, с изменениями 1978 года (МАРПОЛ 73/78) [2];

- Технический кодекс по ограничению выбросов окислов азота.

19 мая 2005 г. вступило в силу Приложение VI к Конвенции МАРПОЛ 73/78 – «Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов». В нем выдвигается ряд требований по ограничению выбросов [3]:

- ограничение выбросов озоноразрушающих веществ;
- ограничение выбросов окислов азота (NO_x) судовых дизелей;
- ограничение выбросов окислов серы (SO_x);
- ограничение выбросов летучих органических соединений с танкеров;
- ограничение по сжиганию в судовых инсенераторах.

Уменьшения вредных выбросов вредных веществ достигают путем перевода дизельных двигателей на природный газ, в отдельных случаях для подавления вредных выбросов используют рециркуляцию отработанных газов, каталитическое обезвреживание NO_x. Одним из экономически приемлемых путей повышения энергетической эффективности и экологической безопасности СЭУ является переход на альтернативные виды топлива, применение которых способствует обеспечению сокращения количества вредных выбросов в окружающую среду судовыми двигателями. Выделяют следующие группы альтернативных видов топлива:

- эмульсии нефтяных топлив с кислородсодержащими соединениями, такими как спирты, эфиры, вода;

- синтетические жидкие топлива из органического сырья;

- топлива ненефтяного происхождения, отличающиеся по своим свойствам от традиционных (спирты, сжатый природный газ, сжиженные газы).

Вместе с тем, что при эксплуатации СЭУ происходит выброс вышеперечисленных загрязняющих веществ, она является источником различных шумов и вибраций (уровень шума дизелей составляет около 105…115 дБ). Для уменьшения вредных воздействий шума и вибраций применяют демпферы, антивибраторы, глушители, фильтры, шумопоглощающие переборки, звукоизолирующие покрытия.

Параметры энергетического оборудования, которые влияют на экологическую безопасность судовых энергетических установок. Параметры, влияющие на экологическую безопасность, можно разделить на две категории: общие и специальные. Общие – это параметры, характеризующие все типы СЭУ. Специальные - характеризуют конкретную энергетическую установку. К общим параметрам относятся качество и расход топлива, потери в окружающую среду, коэффициент избытка воздуха. К специальным параметрам относятся давление продуктов сгорания, угол опережения впрыска топлива), температура топлива, коэффициент наружных загрязнений.

Общие параметры:

1. Качество топлива. Основным источником теплоты при сгорании топлива является окисление углерода и водорода. Кроме этого, с увеличением молекулярной массы в состав топлива могут входить соединения азота, кислорода, тяжелые металлы, сера и др. Основное топливо, используемое на судах – мазут, получаемый в процессе переработки нефти (предельное содержание серы около 2 % и коксуемость – 6 %). Также, используются мазуты М-40, М-100В, IFO-30, IFO-180, IFO-380 [4]. На судах с дизельной энергетической установкой предельное содержание серы в топливе с 01.01.2011 г. должно составлять – 2 %, а с 01.01.2013 г. – 1 %.

2. Расход топлива. Расход топлива необходимо согласовывать с количеством подаваемого воздуха для избежания химического недожога и увеличения концентрации кислорода в отработанных газах. При использовании низкосортного топлива следует увеличивать расход топлива для сохранения рабочие параметры СЭУ (в судовых котлах – паропроизводительность, а на дизелях – частоту вращения вала). Расход топлива для судовых котлов составляет 0,2…0,6 кг/(кВт·ч), а для дизелей – 0,25…0,3 кг/(кВт·ч).

3. Потери теплоты и топлива в окружающую среду. В связи с неполным сгоранием топлива возникает недожог топлива, который отрицательно влияет не только на экологию океана и воздуха, но и снижает общий КПД СЭУ. При недожоге образуются твердые сажистые частицы (пиролиз топлива при температуре свыше 1500 °С), более низкомолекулярные углеводороды, свободный водород и угарный газ, а также происходит термический крекинг (процесс расщепления "тяжелой" молекулы на две более "легкие"). Эти продукты неполного сгорания горючи и имеют среднюю общую удельную теплоту сгорания практически сопоставимую с мазутом. Указанный параметр может достигать 2…5 % от массы всего сжигаемого в СЭУ топлива.

4. Коэффициент избытка воздуха. Этот параметр определяет отношение действительного количества воздуха в горючей смеси к теоретически необходимому для ее полного сгорания. Стехиометрическое количество воздуха – это такое количество воздуха, которое необходимо для полного сгорания топлива. Для полного сгорания дизельного топлива необходимо 13…15 кг воздуха на 1 кг топлива, для мазута – порядка 10…13 кг. Среднее значение этого параметра составляет 1,2…1,4 [2].

Специальные параметры:

1. Давление продуктов сгорания. Этот параметр влияет лишь на работу дизельных и газотурбинных двигателей, так как давление в топке котла почти всегда постоянно и мало отличается от атмосферного. В процессе работы дизеля постоянно меняется давление в связи с перемещением поршня в цилиндре. При повышении давления увеличивается концентрация SO_3 из-за окисления SO_2, а также NO_2 из-за окисления NO. Кроме этого, данный параметр влияет на значение термического КПД: чем больше давление сжатия, тем больше КПД установки. Решением этой проблемы является увеличение температуры горения топлива. Равновесие реакций смещается в обратную сторону, где солеобразующий оксид азота восстанавливается до NO, а SO_3 – до SO_2 [4].

2. Угол опережения впрыска топлива. Процесс интенсивного образования NO_x происходит в фазе быстрого горения смеси. Чем выше скорость тепловыделения в этой фазе, тем интенсивнее появляются локальные зоны образования оксидов азота. Увеличение тепловыделения в начальной фазе процесса сгорания приближено к термодинамическому циклу. С увеличением угла опережения вспрыска топлива КПД и выбросы NO_x также увеличиваются [6]. Цикловая подача топлива определяет качество и состав топливной смеси, от чего зависят экономичность работы двигателя, токсичность выхлопов, мощностные характеристики. Цикловая подача топлива является одним из важных параметров, характеризующих техническое состояние дизельного ДВС, в частности состояние топливного насоса высокого давления. Выход указанного параметра за пределы допускаемых значений приводит к ухудшению работы двигателя, закоксовыванию деталей цилиндро-поршневой группы, снижению мощности двигателя, увеличению удельного расхода топлива. Уменьшение скорости роста цикловой подачи топлива в переходном режиме ведет к значительному уменьшению выбросов в атмосферу.

3. Коэффициент наружных загрязнений. Этот параметр характеризует работу паровых котлов. Он показывает, какое количество твердых сажистых частиц осаждается на поверхности трубок котла. Для главных паровых котлов он составляет 0,003…0,006 $м^2 \cdot ºС/Вт$, для вспомогательных и утилизационных котлов – 0,003…0,009 $м^2 \cdot ºС/Вт$. Коэффициент наружных загрязнений снижается при росте скорости уходящих газов. Следовательно, при меньших значениях этого параметра (оседания на стенках трубок) количество сажистых частиц, уносимых с газами растет [4].

4. Температура топлива. Этот параметр также характерен для паровых котлов. Мазут более требователен к температуре, чем дизельное топливо, так как в состав мазута входят высокомолекулярные углеводороды, парафины, которые при средних температурах воздуха застывают и увеличивают вязкость топлива. Увеличение вязкости топлива может привести к ухудшению его качества. Для снижения его зависимости от температуры в топливо добавляют различные вещества, в том числе дизельное топливо (30…40 % от массы топлива), воду (водотопливные эмульсии с содержанием воды до 30 %) и т.д.

Выводы. На основании проведенного анализа определены основные и специальные эксплуатационные параметры энергетического оборудования. На основе этих параметров в дальнейшем будут определены режимы работы энергетического оборудования и влияние их на экологическую безопасность СЭУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хотунцев Ю. Л. Экология и экологическая безопасность: Учеб. пособие. – М. : Академия, 2004. – 480 с.

2. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ 73/78). // URL: http://vel-master.my1.ru/load/25-1-0-76 (дата обращения: 13.09.2011).

3. Правила запобігання забрудненню з суден // URL : http://zakon.nau.ua/doc/?uid=1014.3103.0 (дата обращения: 13.09.2011).

4. Денисенко А. И., Костылев И. И. Судовые котельные установки : учебник для вузов. СПб. : Элмор, 2005. – 286 с.

5. Артемов Г. А., Горбов В. М. Суднові енергетичні установки : Навчальний посібник. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 356 с.

6. Возницкий И. В., Пунда А. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, Том 2 : М. : Моркнига, 2008. – 470 с.

СЕКЦІЯ 4

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ, ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

СИСТЕМНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗМІННИХ ВІДРІЗНИХ РІЗАЛЬНИХ ПЛАСТИН

Бабій М. В., Настасенко В. О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Робота відноситься до області сучасних технологій в ремонтному та промисловому виробництві продукції суднобудування, зокрема – до збірних відрізних і канавкових різців з механічним кріпленням змінних непереточуваних пластин і різальних пластин для їх оснащення.

Актуальність, наукова новизна і практична значущість роботи. На сьогоднішній день до найбільш прогресивних інструментів для відрізки деталей і формування різного виду канавок при виконанні ремонтних робіт в судноремонтних цехах і, особливо, у промисловому виробництві продукції суднобудування, відносять види відрізних різців, що оснащені змінними непереточуваними пластинами (ЗНП) з механічним кріпленням їх до корпусу різця [1]. Дані види різців забезпечують можливість швидкої заміни ЗНП без зняття інструменту з верстата і не вимагають виконання переточувань, що особливо важливо при їх використанні на суднах і в ремонтному виробництві. Головні їх переваги представлені на рис.1 [2].

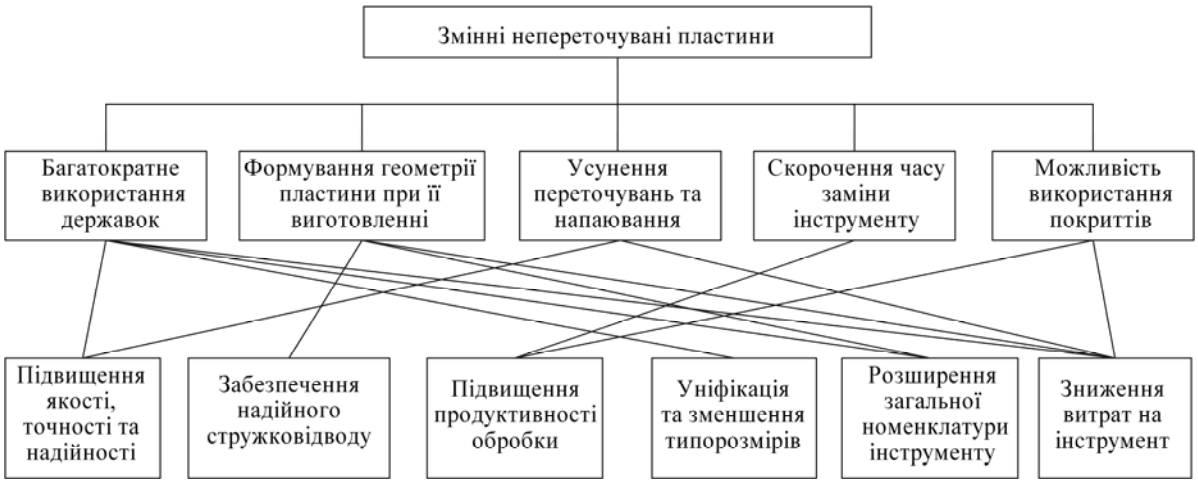


Рисунок 1 – Переваги змінних непереточуваних пластин

Недоліками даних пластин є: обмеження кількості різальних кромок; нераціонально великі витрати твердого сплаву; висока їх вартість з розрахунку на одне різальне лезо, вище, ніж у звичайних багатогранних непереточуваних пластин (БНП) в 1,5 і більше разів, і досягає від 8 до 12 $ за одну різальну пластину, що є істотним недоліком у рамках сучасного вітчизняного виробництва. Тому питанням підвищення продуктивності ЗНП, зменшення їх вартості приділяється все більша увага, що підтверджує актуальність і важливість виконуваної роботи.

Постановка задачі. Завданнями даної роботи є застосування евристичних методів проектування змінних непереточуваних пластин для відрізних та канавкових різців, з метою знаходження нових технічних рішень по удосконаленню їх конструкцій та підвищенню продуктивності.

Базою для проектування вже відомих, або принципово нових видів інструментів, є поелементний принцип проектування. Інструмент, що проектується, розглядається як сукупність елементів, що мають конкретне функціональне призначення. Кожен елемент може мати декілька конструктивних виконань, що дає можливість знайти велику кількість нових технічних рішень [2].

У процесі проектування відрізна змінна непереточувана пластина (П) розглядається як частина технологічної системи, яка взаємодіє із зовнішнім середовищем (ЗС) та оброб-

лювальною деталлю (Д). Різальна пластина трактується як складна система, яка складається з окремих елементів, які виконують визначені функції (табл.1). Організаційна модель відрізної змінної непереточуваної пластини у вигляді графу, типу «дерево», представлена на рис. 2. З підвищенням рівня системи елементи конкретизуються.

Таблиця 1

Елементи відрізної різальної пластини та їх функції

Елемент		Функція	
Код	Найменування	Код	Призначення
Перший рівень			
П	Пластина відрізна різальна	$Ф_1$ $Ф_2$	Відрізка матеріалу Формоутворення поверхні деталі
Другий рівень			
$Е_0$	Робоча частина	$Ф_{01}$ $Ф_{02}$ $Ф_{03}$	Відрізка матеріалу Формоутворення поверхні деталі Видалення стружки із зони різання
$Е_1$	Закріплювально-приєднувальна частина	$Ф_{11}$ $Ф_{12}$ $Ф_{13}$ $Ф_{14}$	Забезпечення базування Забезпечення закріплення Забезпечення зв'язку робочої частини $Е_0$ із зовнішнім середовищем Відведення тепла
Третій рівень			
$Е_{0-1}$	Різальний	$Ф_{0-11} = Ф_{01}$ $Ф_{0-12} = Ф_{02}$ $Ф_{0-13} = Ф_{03}$	
$Е_{0-2}$	Калібруючий	$Ф_{0-21} = Ф_{02}$	
$Е_{1-1}$	Зона базування	$Ф_{1-11}$	Забезпечення базування
$Е_{1-2}$	Зона закріплення	$Ф_{1-21}$	Забезпечення закріплення
Четвертий рівень			
$Е_{0-1-1}$	Головна різальна кромка	$Ф_{0-1-11} = Ф_{01}$ $Ф_{0-1-12} = Ф_{02}$	
$Е_{0-2-1}$	Допоміжна різальна кромка	$Ф_{0-2-11} = Ф_{02}$	
$Е_{1-1-1}$	Поверхня базування	$Ф_{1-1-11}$	Забезпечення базування
$Е_{1-2-1}$	Поверхня закріплення	$Ф_{1-2-11}$	Забезпечення закріплення

продовження табл. 1

Елемент		Функція	
Код	Найменування	Код	Призначення
П'ятий рівень			
$E_{0-1-1-1}$	Передня поверхня	$\Phi_{0-1-1-11} = \Phi_{01}$ $\Phi_{0-1-1-12} = \Phi_{02}$ $\Phi_{0-1-1-13}$	Схід стружки
$E_{0-1-2-1}$	Задня поверхня	$\Phi_{0-1-2-11} = \Phi_{02}$ $\Phi_{0-1-2-12}$	Відведення тепла
$E_{0-2-1-1}$	Допоміжна задня поверхня	$\Phi_{0-2-1-11} = \Phi_{02}$ $\Phi_{0-2-1-12}$	Відведення тепла
$E_{1-1-1-1}$	Поверхня базування	$\Phi_{1-1-1-11} = \Phi_{1-1-11}$ $\Phi_{1-1-1-12}$	Відведення тепла
$E_{1-2-1-1}$	Поверхня закріплення	$\Phi_{1-2-1-11} = \Phi_{1-2-11}$ $\Phi_{1-2-1-12}$	Відведення тепла

Функціональну структуру відрізної змінної непереточуваної пластини можна представити у вигляді орієнтованого графу, вершинами якого є елементи, а ребрами – їх функції. З кожної вершини виходить стільки ребер, скільки елемент має функцій. Ребра можуть мати один «вихід» та декілька «входів». Функціональні структури другого (вхідного) та п'ятого (вихідного) рівнів приведені на рис. 3 – 4.

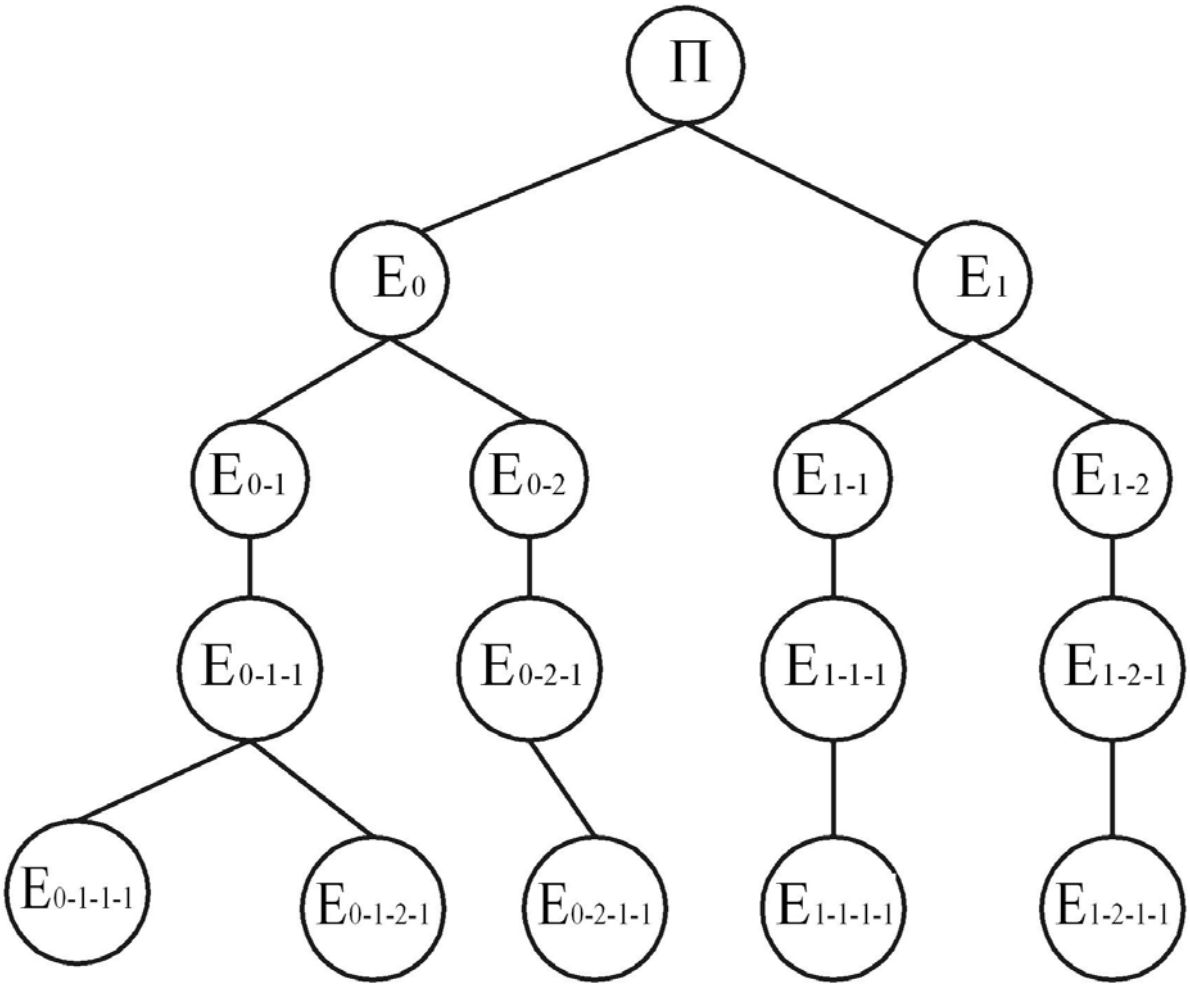


Рисунок 2. Граф організаційної структури відрізної різальної пластини

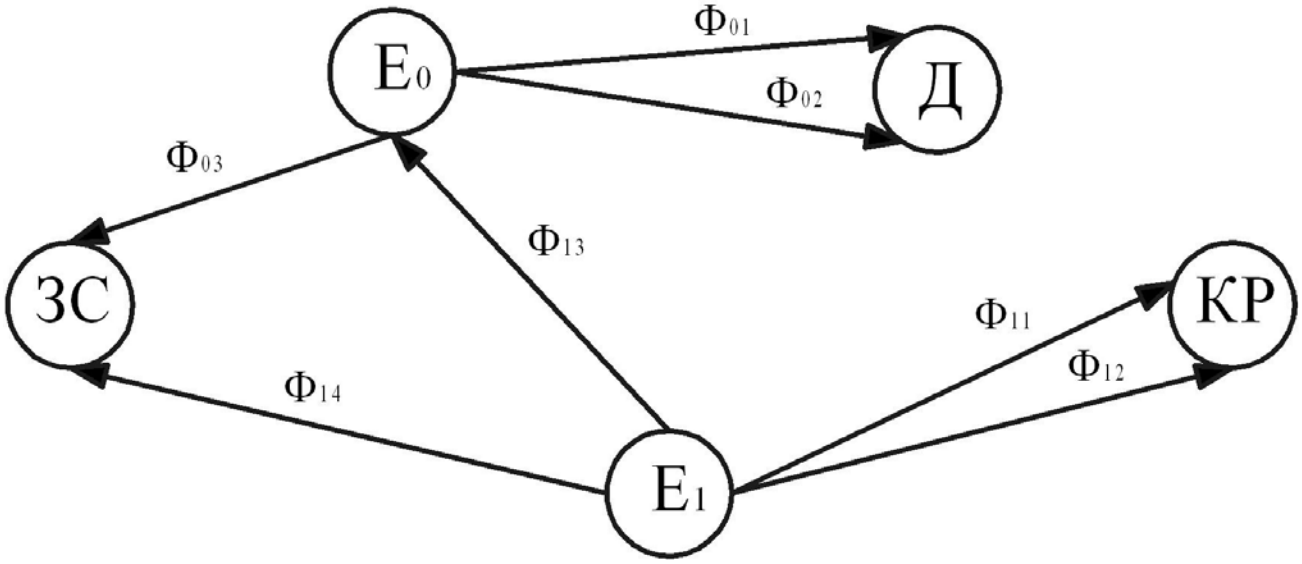


Рисунок 3. Елементи графу функціональної структури відрізної різальної пластини (другий рівень)

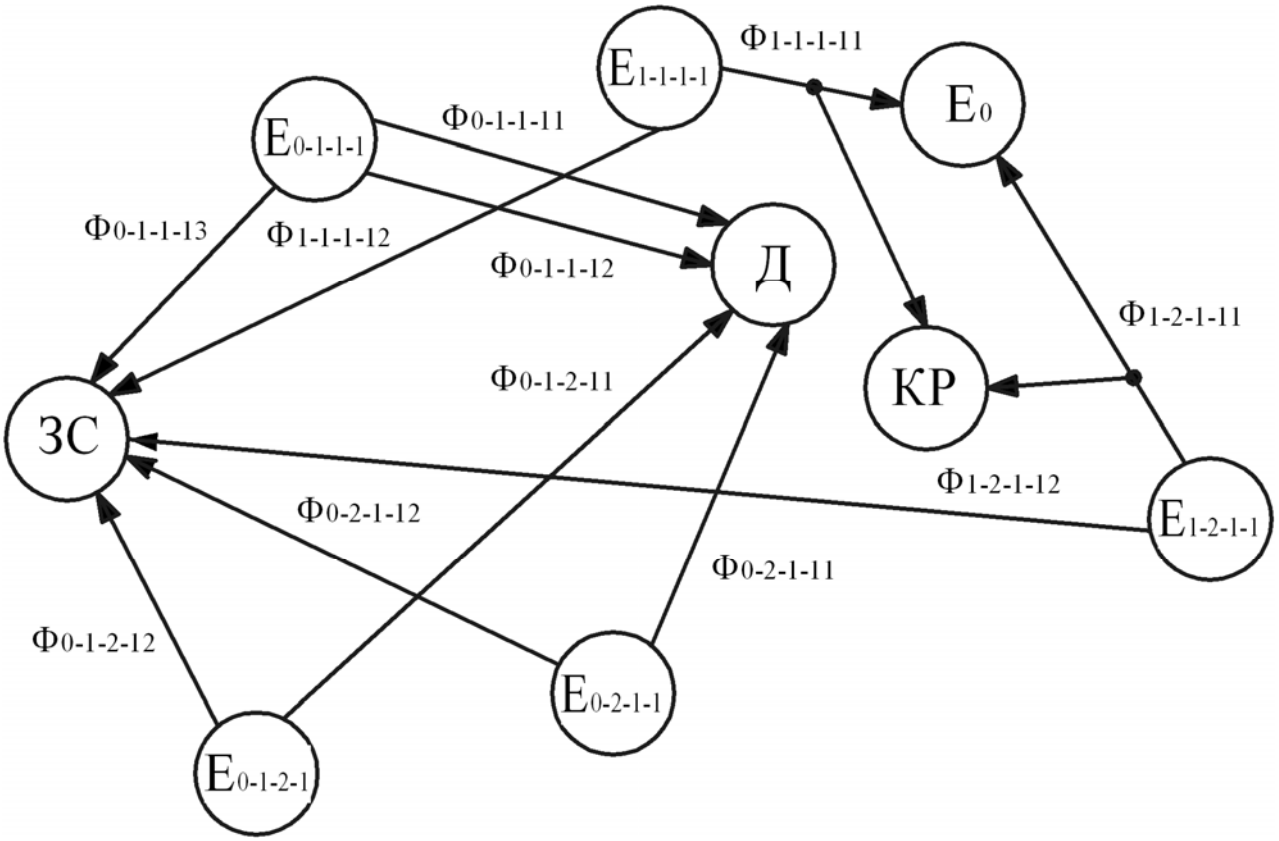


Рисунок 4. Елементи графу функціональної структури відрізної різальної пластини (п'ятий рівень)

Кожен елемент різальної пластини має певні ознаки, варіювання якими дає можливість трансформування одного технічного рішення у інше (рис.5, табл.2). Оскільки метою аналізу є вдосконалення конструкції відрізної різальної пластини, у якості головних були відібрані геометричні ознаки елементів.

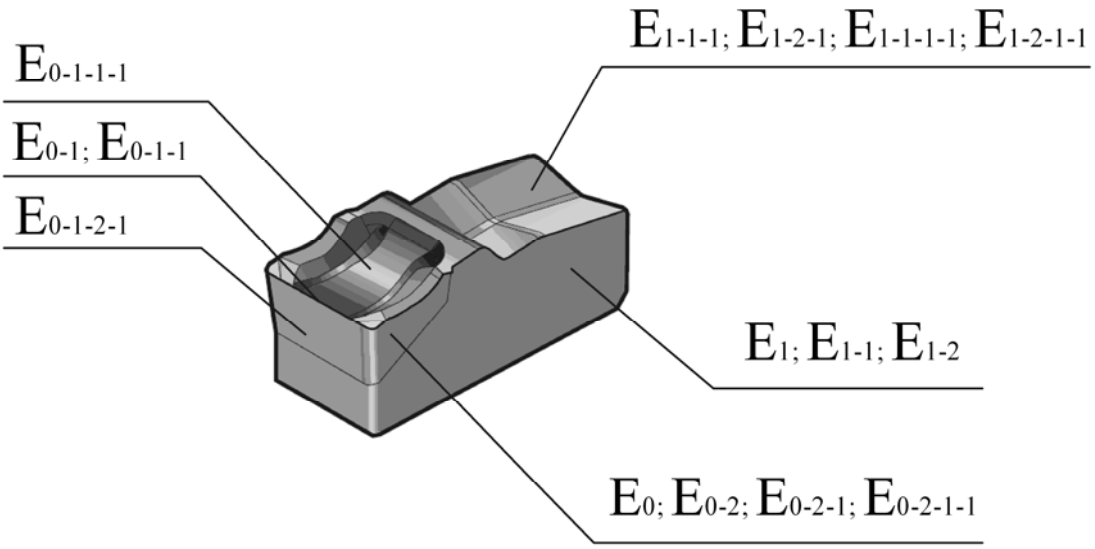


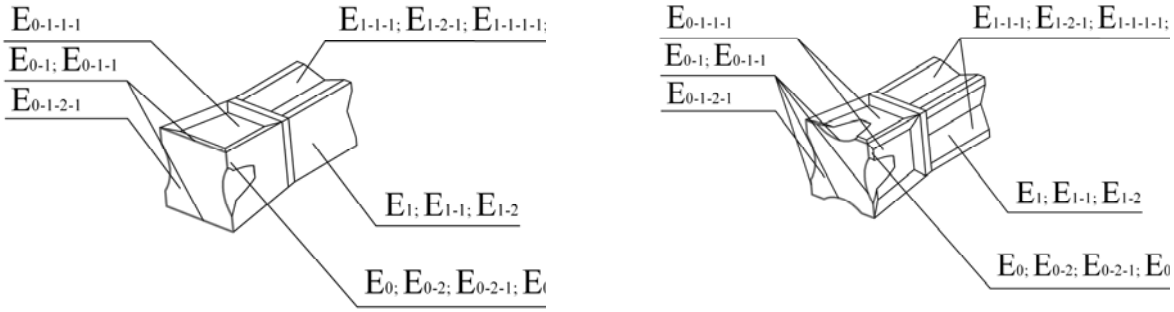
Рисунок 5. Елементи відрізної різальної пластини

Таблиця 2

Аналіз конструкції відрізної змінної непереточуваної пластини

Елемент	Ознака						
	Криволінійна	Похила	Кутова	Пласка	Увігнута	Випукла	Дзеркальна
E_0	+				+		+
E_1		+	+		+		+
E_{0-1}				+			+
E_{0-2}		+		+		+	+
E_{1-1}			+	+	+		+
E_{1-2}			+		+		+
E_{0-1-1}				+			+
E_{0-2-1}		+		+			+
E_{1-1-1}			+	+	+		+
E_{1-2-1}			+		+		+
$E_{0-1-1-1}$	+				+		+
$E_{0-1-2-1}$		+		+			+
$E_{0-2-1-1}$		+		+			+
$E_{1-1-1-1}$			+	+	+		+
$E_{1-2-1-1}$			+		+		+

Проведений аналіз, за допомогою використання поелементного методу проектування, дав можливість отримати нові конструкції відрізних різальних пластин, які перевершують по своїм якостям використовуваний прототип. На рис 6 а, б зображені змінні непереточувані різальні пластини, у яких, за допомогою ознаки елементу «дзеркальна», була збільшена кількість головних різальних кромок у 2 та у 4 рази [3, 4].



а) б)

Рисунок 6. Модернізовані відрізні змінні непереточувані пластини

Отримані конструкції змінних відрізних різальних пластин дозволяють зменшити нераціонально великі витрати твердого сплаву (рис.7) і тим самим зменшити відносну вартість даних пластин з розрахунку на одне різальне лезо до 50 %, що особливо важливо в умовах вітчизняного виробництва.

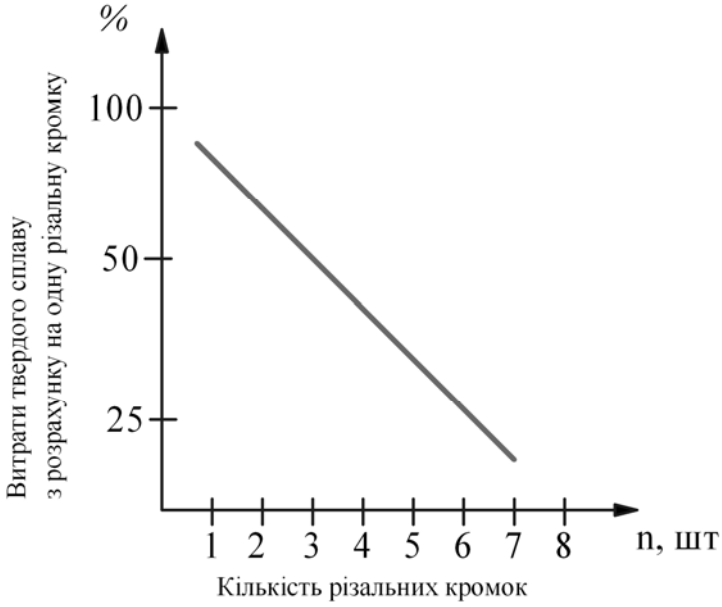


Рисунок 7. Залежність витрат твердого сплаву від кількості різальних кромок

Висновки.

Застосування системних методів проектування є прогресивним напрямом у розробці різальних інструментів, як вже відомих, так і принципово нових. З наявного прикладу видно, що даний системний принцип дає можливість генерувати значну кількість нових технічних рішень, при якісному аналізі яких з'являється можливість їх реального впровадження у виробництво.

ЛІТЕРАТУРА

1. Желтобрюх Н. Д. Технология и организация судоремонта. – Л. : Судостроение, 1990. – 235 с.

2. Фельдштейн Е. Э. Металлорежущие инструменты: справочник конструктора / Е. Э. Фельдштейн, М. А. Корниевич. – Минск : Новое знание, 2000. – 1039 с.

3. Патент України на корисну модель МПК B23B 27/16, № 59986. Багатогранна одностороння ріжуча пластина. Заявник Херсонський державний морський інститут. Авт. вин. Бабій М. В., Настасенко В. О., заявка u 201013091 від 04.11.2010, опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11, 2011 р.

4. Патент України на корисну модель МПК B23B 27/16, №58965. Багатогранна одностороння ріжуча пластина до збірних відрізних та канавкових різців. Заявник Херсонський державний морський інститут. Авт. вин. Бабій М. В., Настасенко В. О., заявка u 201013095 від 04.11.2010, опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8, 2011 р.

ГАЗОДИНАМІЧНІ ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА БУДОВУ ВТУЛКИ РОБОЧОГО ЦИЛІНДРА ВІЛЬНОПОРШНЕВОГО ДВИГУН-ГЕНЕРАТОРА

Данильченко О. В., Литвин С. М.
Первомайський політехнічний інститут НУК (Україна)

Вступ. Вільнопоршневий двигун-генератор (ВПДГ) має аналогічну з вільнопоршневим двигун-компресором (ВПДК) та вільнопоршневим генератором газу (ВПГГ) конструкцію ряду вузлів і деталей. Відмінність їх у способі перетворення енергії. Вільнопоршневі двигуни (ВПД) на даний момент часу розглядаються, як один зі способів покращення економічності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) та скорочення витрат пального. Вони мають як переваги, так і недоліки, але переваги таких двигунів більш істотні і впровадження в їх будову сучасних досягнень науки і техніки призведе до скорочення наявних у ВПД недоліків. Більшість деталей ВПД технологічно простіші за аналоги з класичних ДВЗ, та все ж потребують деяких змін.

Актуальність дослідження. Однією з головних деталей ВПДГ, що потребує особливої уваги, є втулка робочого циліндру. На відміну від класичних чотирьохтактних двигунів, у ВПД втулка робочого циліндра є частиною газорозподільного механізму, як і в двотактних двигунах. Найбільш подібними до втулок циліндрів ВПД за конструкцією і умовами роботи є втулки двотактних двигунів з поршнями, що рухаються на зустріч один одному. Проте є відмінності в порівнянні з останніми.

Постановка задачі. Втрати тиску при проході повітря або газів через газорозподільні органи двигуна ВПД складають при номінальній потужності від 20 до 50% загальної суми втрат тиску. На часткових режимах навантаження втрати у вікнах зростають із-за нестабільності положення зовнішньої мертвої точки (З.М.Т.), тому до вибору розмірів, форми, та розміщення вікон потрібно підходити дуже відповідально. Щоб забезпечити необхідні умови для проходження якісного робочого процесу і отримати максимальну ефективність ВПДГ, необхідно при проектуванні втулки робочого циліндра врахувати всі газодинамічні фактори.

Результати дослідження. Як і у класичному двотактному двигуні, в ВПДГ гази, що відпрацювали, виштовхуються продувочним повітрям. При цьому відбувається перемішування його з газами, що відпрацювали, тому для якісного очищення циліндра доводиться витрачати велику кількість продувочного повітря. Для поліпшення очищення циліндра від газів, що відпрацювали, збільшують довжину продувочних (впускних) і випускних вікон, що тягне, за собою втрату частини робочого ходу поршнів, тобто зниження середнього індикаторного тиску, віднесеного до повного ходу поршнів. З другої сторони, при збільшенні кількості повітря, що продувається, збільшується витрата потужності двигуна на привід продувочного насоса. При поганому очищенні циліндра від газів, що відпрацювали, робочий об'єм циліндра двигуна використовується неповністю.

Робочий процес в ВПД усіх типів є двотактним робочим процесом з прямоточною продувкою. У ВПД тільки при такому робочому процесі можна здійснити високий наддув двигуна. Тиск наддуву у таких двигунах може досягати більше 0,5 МПа. Внаслідок цього збільшуються вимоги до забезпечення відповідного прохідного перерізу продувочних та випускних вікон втулки робочого циліндру.

Прохідні перерізи продувочних і вихлопних вікон залежать від режиму роботи і при малих навантаженнях досягають найменших величин. Продувочні вікна закриваються раніше вихлопних, тому має місце втрата частини продувочного повітря, що поступило в циліндр, через вихлопні вікна. В результаті тиск в циліндрі на початку стискання близький до тиску у вихлопному патрубку.

Прохідний переріз вікон залежить і від числа циклів за часом: зростання кількості циклів, які виконує двигун за проміжок часу, веде до зростання площі необхідного прохі-

дного перерізу. На відміну від двигунів, в яких застосовується продувка циліндра через клапанний механізм, в циліндрі двигуна з прямоточно-щілинною продувкою та зустрічно рухаючимися поршнями прохідний переріз постійно змінюється від моменту відкриття вікон до моменту їх закриття. Щоправда, виняток можуть становити двигуни з прямоточно-щілинною продувкою в яких поршень заходить за зовнішню (тобто віддалену від ВМТ. (внутрішньої мертвої точки)) кромку вікон. В такому випадку існує проміжок часу з постійним прохідним перерізом. Зумовлено це тим, що хід поршнів у ВПД змінний, якість процесу продувки та наповнення також змінюється зі зміною навантаження двигуна. Тому фази газорозподілу потрібно підбирати так, щоб повне відкриття продувних і випускних вікон циліндра двигуна було б забезпечено при мінімальному ході поршнів. Внаслідок цього при повному навантаженні двигуна і найбільшому ході поршнів фази газорозподілу вже не будуть оптимальними і така контрукція погіршує загальну ефективність продувки. Конструкції втулки при якій поршень на 2…5% від довжини всього ходу заходить за зовнішню кромку вікон може бути використана для запобіганню зупинці першого поршневого кільця в районі вікон.

При значному числі циклів (більше 1000 за хвилину) продувочні вікна відкриваються при високому тиску в циліндрі, що досягає 0,3…0,4 МПа, а в окремих випадках і вище. Завдяки ранньому відкриттю продувочних вікон виграється значний часовий переріз для продувки (наприклад, для ВПДГ розмірністю 12/12×2, проект ППІ НУК, продувочні вікна відкриваються пізніше випускних всього на 3 мм по робочому ходу поршня). При цьому, зважаючи на інтенсивне падіння тиску, що відбувається внаслідок швидкого збільшення перерізу вікон, які відкриваються, і більшого прискорення маси витікаючих газів, у момент відкриття впускних вікон відбувається лише невеликий викид газів в ресивер продувочного повітря.

При проектуванні втулки ВПГГ відношення відстані випускних вікон від центру до діаметра циліндра зазвичай вибирають в межах 0,73…1,0. Для ВПДГ це означатиме втрату потенційної енергії розширюючихся газів, тому оптимальним буде відношення не менше 1,0. З іншої сторони, таке відношення зменшує діапазон режимів роботи ВПДГ.

У ВПД поршень не піддається дії бічних зусиль, властивих двигунам з кривошипно-шатунним механізмом, в результаті чого значно зменшується знос втулки циліндра і перемички між вікнами не навантажені нормальною силою. Це дає можливість збільшити площу вікон, зменшивши площу перемичок.

Розміри вікон слід обирати, орієнтуючись на подібні ВПДК та на подібні за конструкцією двотактні двигуни, з рухаючимися назустріч поршнями (наприклад, 5ТДФ, 6ТД та ін.). Для визначення відповідності обраних розмірів і форми вікон необхідно виконати динамічний розрахунок та побудувати в збільшеному масштабі графік залежності шляху, пройденого поршнем, від часу на ділянках продувочних і випускних вікон (Рис. 1) та накреслити одне продувочне й одне випускне вікно. За даними графіка шляху поршня і планометруванням площ вікон складаються таблиці для побудови графіка залежності перерізу продувочних і випускних вікон від часу руху поршня (рис. 2).

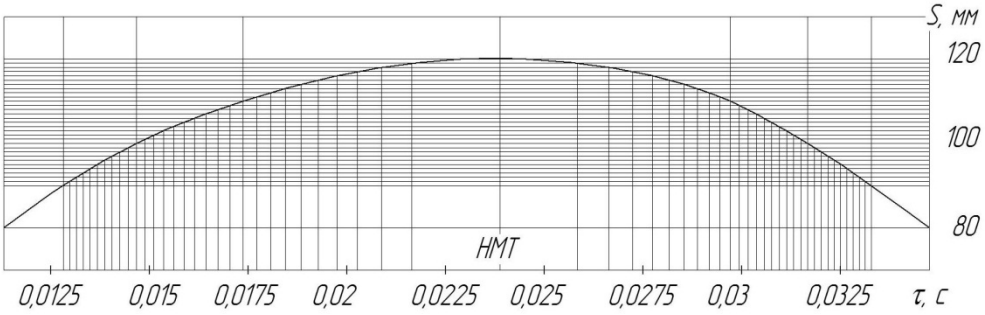


Рисунок 1. Залежність шляху пройденого поршнем від часу в зонах розміщення вікон для ВПДГ розмірністю 12/12×2

Планометруючи площі графіків, можна знайти величини часових перерізів: передвипуска, випуска, продувки. Отримані величини необхідно перевірити на відповідність їх для забезпечення якісного процесу газообміну. Також за отриманими даними необхідно перевірити величини тисків в втулці робочого циліндру в характерних точках процесу газообміну та звірити їх з експериментальними даними для подібних ВПДК та близьких за конструкцією двотактних двигунів, з рухаючимися назустріч поршнями. Хоча ВПГГ більш ніж останні подібні до ВПДГ конструктивно, проте за принципом перетворення енергії існує суттєва відмінність. У ВПГГ основною метою є не максимальне використання енергії розширення газів в межах робочого циліндра, а передача її за межі циліндра з найменшими втратами. Цей принцип диктує умови їх робочого процесу, впливає на процес газообміну і відрізняє його від процесу у ВПДГ (більш раннє відкриття вікон).

Дані розрахунки відображають лише правильність вибору розмірів, проте не відображають впливу розміщення та повного впливу форми вікон на процеси газообміну, тому для оцінки їх впливу потрібне комп'ютерне моделювання процесів, маючи розраховані дані параметрів газообміну в характерних точках.

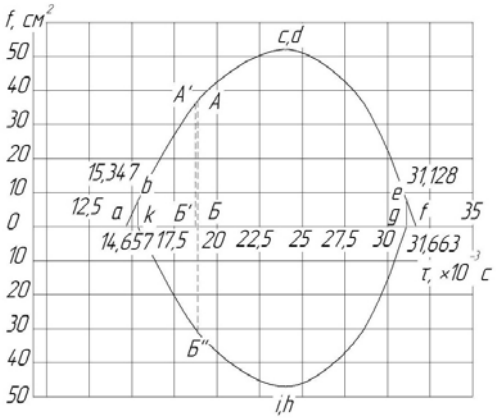


Рисунок 2. Залежність прохідних перерізів вікон від часу та характерні точки процесу газообміну для ВПДГ розмірністю 12/12×2

Висновки. При проектуванні втулки робочого циліндра для ВПДГ, що виконується на основі алгоритмів, розроблених для класичних двотактних двигунів з прямоточно-щілинною продувкою та зустрічно рухаючимися поршнями, необхідно враховувати викладені вище фактори, що суттєво впливають на протікання процесу газообміну і відповідно на економічність двигуна та його працездатність загалом. Під час вибору розмірів вікон і емпіричних коефіцієнтів для ВПДГ слід орієнтуватися на результати випробувань серійних моделей ВПДК та на двотактні двигуни, з рухаючимися назустріч поршнями. Остаточний вибір розмірів, форми, кількості та положення вікон проводиться за експериментальними даними для зразка втулки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Елистратов Ф. М. Силовые установки со свободнопоршневыми генераторами газа / Ф. М. Елистратов., В. М. Колюко, М. С. Томилин – Л. : Судпромгиз, 1959. – 292 с.
2. Кошкин В. К. Двигатели со свободно движущимися поршнями / В. К. Кошкин, Б. Р. Левин – М. : Машгиз, 1954. – 175 с.
3. Литвин С. М. Розробка конструкції гільзи циліндра вільнопоршневого двигуна / С. М. Литвин, О. В. Данильченко, С. А. Ханмамедов // Інформаційні технології : наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції. Ч.1. (12-14 травня, 2010 р. Харків) / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. – Харків, НТУ «ХПІ». – С. 212.
4. Литвин С. М. Судовая дизель-энергетическая установка на базе свободнопоршневых двигателей / С. М. Литвин, С. А. Ханмамедов // Матеріал 3-ої міжнародної науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки і системи : експлуатація та ремонт». – ОНМА, 2009. – С. 28-30.
5. Пульманов Н. В. Дизель-компрессоры со свободно движущимися поршнями / Н. В. Пульманов – М. : Машгиз, 1959. – С. 159-182.
6. Тер-Овсепян Ш. М. Комбинированные газотурбинные установки для электростанций / Ш. М. Тер-Овсепян – М. : Инфолэлектро, 1969. – 178 с.

СРАВНЕНИЕ ЦЕНОВЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ ТИПА «ВОЛГО ДОН»

Кобяков Н. Н., Скрипка Г. Л., Бидуля Н. В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Обеспечение комфортных условий пребывания экипажей судов в условиях морского плавания – один из путей решения социальных вопросов моряков, имеющих особую специфику и находящихся под особым вниманием международной организации труда (МОТ), профсоюзов и служб, занимающихся в ИМО факторами безопасности мореплавания. Доказано, влияния условий отдыха экипажей (социумов) на общую работоспособность моряков и на общую сопротивляемость организма особенно в условиях пребывания на ограниченных территориях на протяжении 4…6 месяцев при тяжелых условиях труда, зачастую в штормовых условиях, оторванности от семьи и друзей. Кроме того на работоспособность экипажа влияет коэффициент обитаемости судна, особенно при длительных тропических и штормовых переходах, а также факторы связанные с резко изменяющимися климатическими условиями. Несоблюдение этих условий часто сопряжено с большими дополнительными расходами для судовладельца на судебные разбирательства, снижением престижа и даже частичной потерей рынка в цивилизованных портах.

Представленное сравнение имеет целью показать возможные расходы судовладельца на монтаж и эксплуатацию двух типов систем комфортного кондиционирования воздуха от применения централизованных (стационарных) систем и комплекса сплит-систем, работающих на отдельные помещения в режимах «stand by»

1. Стационарные системы кондиционирования воздуха с подогревом. Штатное оборудование стационарных систем (компрессоры, насосы) монтируется в машинных отделениях судна или в отдельных служебных помещениях, легко доступных для вахтенной службы. Требуют монтажа разветвленных воздуховодов и трубопроводов по всему судну, но легко управляются и надежны в длительной эксплуатацтии. Срок окупаемости стационарных систем колеблется от 4 до 6 лет эксплуатационного времени судна.

2. Комплексы сплит-систем. Учитывая, что правила Регистра не обязывают судовладельцев ставить холодильные установки судов под наблюдение Классификационных обществ (КО, далее – Регистр) с появлением на рынке компактных сплит-систем, судовладельцы широко применяют на судах указанные новшества, будучи уверенными в выгодности последних. Простые в установке, компактные в исполнении, сплит-системы начали находить применение на судах ограниченных районов плавания из-за своей автономности.

По истечении некоторого периода появилась статистика применения их на судах, которая заставила судовладельцев задуматься о необходимости изучения расходов от их применения. Статистика применения сплит-систем показала, что последние недолговечны и энергоемки. Кроме того, когда видишь морское судно, надстройка которого увешена индивидуальными сплит-системами по числу членов экипажа, возникает мысль об энергозатратах. И действительно – сложить мощности всех сплить-систем судна – получается внушительная нагрузка на судовую электростанцию.

3. Надежность систем кондиционирования и эффектиность их применения на судах «река-море».

Стационарные системы кондиционирования воздуха с функцией отопления.

Надежны, проросты в обслуживании и ремонте. В условиях плавания требуют к себе определенного внимания: ухода за компрессорами, сбор и хранение фреонов (хладоагентов), рассолов, насосов воды, чистки фильтров фреона и воздуха которые являются непременными операциями то их техническому обслуживания. Однако они составляют 0,5…2% от общего объема трудозатрат силовой установки судна и в бюджете судна огра-

ничиваются закупкой 50 кг фреона ежегодно. Такие установки работают не более 3000 часов в год и имеют топливную составляющую в переводе на легкое топливо до 2500 кг топлива в год.

Принято считать, что на океанских судах срок окупаемости стационарных установок составляет 5…6 лет. Однако уточненные расчеты показывают, что после появления в перечне оценок судов «санитарной обитаемости и комфортности» (невидимая инвестиция) – сроки окупаемости стационарных установок кондиционирования начали сильно зависеть от времени пребывания судна в тропической зоне. Чем дольше судно работает в тропиках, тем быстрее окупается установка. Реально – 4 года и более. Положительными моментами применения стационарных установок является использование теплоты низкого потенциала всережимного кондиционирования, возможность повышения КПД путем монтажа на воздушных путях дополнительных устройств обработки воздуха: разрядников озона, генераторов запаха и даже изменения шумового фона работы всей системы вплоть до имитаций шума камыша или сельского двора. Пройдя фазу окупаемости, стационарная климатическая установка требует минимального технического ухода и не входит в статьи судового бюджета, как затратный объект (рис. 1).

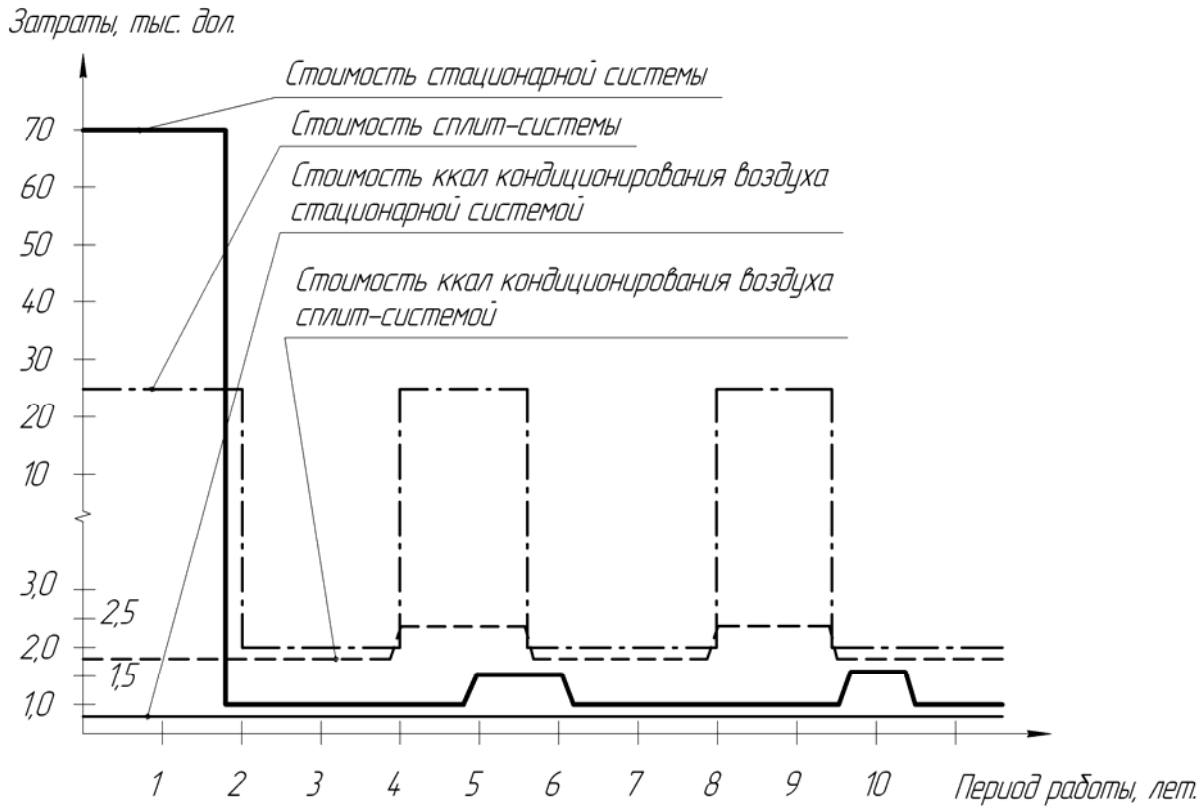


Рисунок 1. Затраты на использование стационарных систем кондиционирования и сплит-систем

Совершенно иная ситуация возникает при использования в сплит-систем.

Сплит-системы обладают серьезными недостатками как в силу конструкции, так и по техническому использованию. Сплит-системы предполагалось использовать на судах вспомогательного флота в условиях портов и заводов, где фактор морской погоды сведен к минимуму. Однако зимние условия последнего десятилетия в портах Северной части Азовского моря показали удлинение ледовых периодов на месяц, несмотря на прогнозируемое глобальное потепление.

Так, продолжительность ледового периода:

2003-2004 г. Не открывался

2005-2006 г. 16.01.2006 до 18.03.2006
2007-2008 г. 03.01.2008 до 03.03.2008
2008-2009 г. 23.12.2008 до 03.03.2009.

В результате погоды 6 судов типа «Волго Дон» и «Волго-Балт», оборудованные сплит-системами, оказались с не обогретыми жилыми и служебными помещениями с экипажами и семьями на борту вследствие отказа последних функционировать при температуре наружного воздуха (-18 °С). Каюты обогревались электрогрелками в аварийном режиме при высокой нагрузке генераторов и расходе топлива до 1,5…2 тонн/сут.

Остывшие главные дизеля не запускались без режима аварийного прогрева и форзапуска. В то же время, окончивший грузовые операции в порту Бердянск теплоход «Волго Дон-70», имеющий стационарную систему кондицинирования и мощный аварийный дизель-генератор, имея обогрев судна, функционировал в порту и благополучно, без посторонней помощи порта, покинул пределы акватории и ушел в плавание.

Крылатки вентиляторов и теплообменники систем изготовлены из сплава, быстро корродирующего при контакте с морской водой, поэтому срок жизни подвергающихся коррозии от морской воды сплит – систем на линейном морском судне 2…4 года и определяется коррозионной устойчивостью. Конструкция сплит-системы труднодоступна для сервиса и ремонта, обслуживания автоматики а также дозаправки фреонами, а многократные превращения энергий в кондиционерах сплит-систем повышает стоимость ккал холода в топливной эквиваленте. Еще больше недостатков проявляют сплит-системы в режимах тепла. Используемые хладагенты очень инертны физически, расширяя зону нечувствительности автоматики управления на режимах низких температур наружного воздуха, что затрудняет обогрев кают при отрицательных температурах. Судовой персонал их ремонтировать не может, поэтому их приходится заменять, что связано с затратами, увеличивающими судовой бюджет.

4. Сравнивая эти виды кондиционеров, нельзя не коснуться перспектив применения бромисто-литиевых адсорбционных машин, только внедряемых в практику судостроения. Эти машины очень экономичны, так как используют тепло выхлопных газов ГД судна, а самое важное, экологически безопасны. Кроме того с военной точки зрения эти судна неуязвимы для ракет с тепловым наведением. По мнению авторов, установки кондиционирования с адсорбционными машинами являются наиболее перспективными при выборе систем кондиционирования воздуха (включая обогрев) жилых и служебных помещений. Но это вопрос отдельного рассмотрения.

Выводы и рекомендации. Несмотря на более высокую стоимость стационарных систем кондиционирования воздуха, расходы на эксплуатацию стационарного оборудованья оказываются ниже на 40…50% чем при эксплуатации часто применяемых последнее время при строительстве судов типа «река-море» сплит-систем, особенно после 5…6 лет (наступления срока их окупаемости).

ЛИТЕРАТУРА

1. Загоруйко В. О., Голиков О. А. Суднова холодильна техника. – К. – 2002.

2. Захаров Ю. В.Судовые установки кондицирования воздухаи холодильные машины. С-Пб. – 1994.

3. Голиков А. А. Судовые системы кондиционирования воздуха. – К. – 2000.

4. Белый В. Н., Железный В. П. Холодильная техника и технология. Научно-технический журнал № 2 (118) 2009. Одесса. – ОДХА. – 2009.

5. Артеменко С. В. Моделирование фазового поведения смесей Р134А с фторированными эфирами. Там же, № 4 (122) 2009 ОДХА, Одесса.

6. Галимова Л. В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. Астрахань, Гос.техн.унив., 1997. – 277 с.

РЕКОМЕНДАЦИИ О ВНЕСЕНИИ ИЗМЕНЕНИЙ В УНИФИЦИРОВАННЫЕ ПРАВИЛА РОССИЙСКОГО РЕГИСТРА ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ НА СУДАХ

Кобяков Н. Н., Ходаковский А. В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Актуальность. В работе представлены предложения «О внесении изменений в требования «Правил Российского морского регистра судоходства и КО (классификационных обществ), входящих в состав МАКО (IACS) (Международная Ассоциация Классификационных Обществ) к режимам использования аварийных дизель-генераторов (АДГ) судов путем включения АДГ под нагрузку судовой электростанции по графику, согласованному с (КО) Регистром. Решение данной проблемы является важным и актуальным для судоходства.

Анализ проблемы. Уже больше 60 лет на мировом флоте приняты, внедрены и широко применяются нормативы правил всех КО мира и МАКО, касательно требований к конструкции АДГ, как аварийных источников питания, помещениям для их установки, к методике расчета необходимой потребной мощности АДГ и концепциям использования их на судах в различных условиях морского плавания. Регистром установлены и утверждены перечни судовых потребителей, которые должны получать электроэнергию от АДГ в аварийных ситуациях с судном или при преодолении форс-мажорных обстоятельств в портах, а также при воздействии непреодолимых сил природы. Указанные в правилах всех КО мира требования к использованию АДГ выполняются и сегодня, тщательно фиксируются морскими администрациями, судоходными компаниями, эти сведения всегда изучались, анализировались, разделялись по видам причин и типам АДГ. Морские администрации ведущих морских держав, на основании выводов старшего командного состава флотов, давно склоняются к мнению о внесении поправок (изменений) в пункты Правил МАКО, регламентирующих использование АДГ в повседневной практике на судах и кораблях мирового торгового флота и к судам добычи углеводов. Особенно актуальным видится этот вопрос рыбопромысловым судам, и судам, ведущим промысел ресурсов моря. Согласно существующим правилам Регистра, все АДГ и другие аварийные источники питания на судах и добывающих платформах должны:

- устанавливаться в помещениях выше палубы переборок (главной палубы);
- помещения для установки АДГ должны иметь изоляцию класса А60, полный индивидуальный герметичный контур, вытяжную и вдувную вентиляцию помещения с управляемыми заслонкам прохода воздуха в требуемых направлениях;
- иметь выхлопные трубопроводы газов, с сажесборниками, изолированные согласно требований Регистра;
- помещения должны быть оборудованы средствами связи и ГКП (мостик) прочими указанными в требованиях потребителями, иллюминаторами, средствами противопожарной защиты, осушения, освещения и индивидуальной защиты персонала и самого АДГ:
- АДГ должен иметь свой распределительный щит, кабельную привязку и необходимый уровень автоматики для автоматического запуска и включения на шины нужного РЩ (распределительного щита) или в судовую сеть (если это предусмотрено электрической схемой) при сигнале имитатора обесточивания;
- мощность установленного АДГ должна обеспечивать всю гамму аварийных потребителей данного судна в течение установленного времени (48 часов) при запасе мощности 22% от номинальной;
- основные требования к конструкциям устанавливаемым АДГ предусматривают:

а) наличие монолитного фундамента АДГ, который должен обеспечивать высоту расположения агрегатов не менее 0,6 м от главной палубы судна или помещения АДГ;

б) наличие индивидуальных средств охлаждения АДГ с емкостями жидкостей (если не предусмотрено воздушное охлаждение);

в) наличие абсолютно индивидуальной топливной системы с топливной емкостью, требуемым типом судна объемом запаса топлива на установленное Регистром время работы АДГ;

г) наличие системы прокачки маслом дизеля перед стартом АДГ;

д) наличие минимум двух видов стартеров для автоматического запуска АДГ с разными видами первичного накопителя энергии (электрического – воздушного, или масляного ручного аккумулятора, механического аккумулятора энергии с пружиной – накопителем);

е) наличие системы автоматического поддержания параметров работы приводного дизеля;

ж) наличие общей сигнализации и сигнализации критических значений параметров агрегатов.

Главное требование Правил Регистра: – АДГ не входит в систему общего энергообеспечения судна и не используется в параллельной работе с другими линейными дизель-генераторами общесудовой электростанции, то есть используется лишь по прямому назначению при аварийной ситуации (обесточиванию судна). Запрещено использовать АДГ в качестве линейного дизель-генератора.

Это приводит к следующим ситуациям на судах флота.

1. Опыт последних 30-ти лет реальной эксплуатации СЭУ на мировом флоте показал, что в связи с увеличением объемом перевозок и количества судов мирового торгового флота и, как следствие, с неизбежным ростом аварийности на судах, по данным глобальной статистики гибели судов и кораблей, возросли требования МАКО и Морской организации (ИМО) к качеству спасательных средств и к аварийным источникам питания на кораблях, в частности к АДГ.

2. В условиях стремления судовладельцев к сокращению экипажей, требования к объемам регламентного технического обслуживания АДГ и др. аварийных источников питания, не только не уменьшились, а возросли, в связи с ратификацией конвенции СОЛАС-74 странами-участниками ИМО. Ратификация СОЛАС-74 странами-участницами Конвенции, поставила Регистры мира перед фактом, что именно конвенция СОЛАС -74 вносит изменения в Правила МАКО (IAKS) и все КО мира, именно указанная конвенция подтолкнула ИМО и МАКО к созданию Унифицированных Правил Регистра, базирующихся на правилах Регистра Ллойда, Бюро Веритас и российского РМРС. Так, согласно инструкций всех производителей АДГ, рекомендуется еженедельное проворачивание дизеля с необязательной эпизодической нагрузкой на шинах.

Решение проблемы. Многолетний опыт эксплуатации показал, что описанных выше мероприятий оказывается недостаточно для сохранности деталей ЦПГ, топливной аппаратуры ТНВД и общей арматуры АДГ, так как за указанные короткие периоды работы АДГ дизели не успевают прийти в рабочее состояние, самосмазаться, прогреться «до требуемой геометрии и формы изделий». Кольца поршней не успевают «раскрыться» и начать проворачиваться в канавках поршней в момент работы цилиндровой пары. Не успевали «приработаться по месту» элементы форсунок и ТНВД, а наличие конденсата воды в топливных цистернах, появляющейся из-за конденсации при изменении судном «климатически зон», приводит к обводнению топлива в топливных баках и к появлению этой воды в форсунках и ТНВД, а также к «схватыванию» прецизионных пар при длительной стоянке АДГ без работы. Получатся эффект «неработающего дизеля», который по указанным выше причинам сам становился в разряд ненадежных. Характерным дефектом всех АДГ, по заключению механиков персонала, было то, что все АДГ при их запусках, первые 1…3 часов не могли обеспечивать требуемую от них нагрузку на щит. И только после самоустранения вышеуказанных реальных причин, АДГ входил в режим и работал в паспортных параметрах.

Кроме того, из-за постоянно поддерживаемой невостребованности (малых наработок), АДГ никогда не подвергаются плановым разборкам и осмотрам механиками, что приводит к неведению персоналом о реально происходящих внутри АДГ процессах.

Механики флота лишь догадывались об этом и писали о необходимости изменения нагрузочного «статуса» АДГ, в целях поддержания его рабочей боевой готовности более частой работой с полезной для судна нагрузкой, а не бесполезными «проворачиваниями».

Кроме того, учитывая цены на топливо, безобидные проворачивания АДГ без нагрузок, или с кратковременными нагрузками, оказываются не таким уж дешевым занятием, а работа АДГ в составе судовой электростанции «на шинах» ГРЩ окажется полезной и дизелю и подшипникам приводного генератора АДГ. По заключению Ассоциации Механиков, еженедельная работа АДГ «на шинах» ГРЩ в течение 6…12 часов принесет двойную пользу экономике судна:

- получение дополнительной энергии;
- сохранность АДГ и генераторов за счет приработки узлов, качественных проверок работоспособности агрегата АДГ в целом.

Изменяется и перечень обязательных потребителей АДГ, куда входят: вся АПС управления судном, радиостанция или прибор координат, насос гидрофора забортной воды, АПЖН, аварийное освещения судна, включая места посадки в шлюпки, сигнальные навигационные огни, насос охлаждения гирокомпаса (при водяном охлаждении) один из насосов рулевой машины (не обязательно) воздушный тифон, насос гидрофора пресной воды судна, пр.

Следует резко поменять мнение о величине проектируемой мощности АДГ. Мощность АДГ должна быть не менее 25% мощности судовой электростанции, а в список обязательных потребителей надо включить малые осушительные средства, либо один из малых балластно-осушительных насосов, 1/6 часть камбуза, бытовые холодильники кают.

В штаб-квартиру Морской организации в Лондоне шли письма об этом, но и сейчас принципы использования АДГ не получили должного отклика в документах ИМО, в которые МАКО входит как член совещательных органов. Однако рядом последних Резолюций ИМО решает вопросы о конструкциях типах и использовании АДГ отдать «на откуп» Морским Администрациям «государства флага». МАКО ранее рекомендовало судовладельцам при проектировании судов выбирать типы АДГ соразмерные типам линейных ДГР. Это здорово облегчает судовладельцам снабжение запчастями дизель-генераторы и АДГ по одной номенклатуре.

Таблица 1

Статистика отказов АДГ в момент востребования
на Мировом торговом флоте 1998-2001 г.г. (IMO info- consult emerg.ef.)

	Сухогрузы	Танкеры	Балкеры
Затребовано запусков АДГ 1999 г	139	88	67
Отказы автоматического запуска из-за неисправности топливной аппаратуры дизеля	17	18	12
Неумелые действия экипажа	3	3	4
Гибель судов из-за отказа запуска АДГ	2	-	1

Изменения параметра потока отказов, пример [4]

$$f(t) = f_0 + \Delta f(t), \qquad (1)$$

где f_0 – физически достижимый уровень параметра потока отказов, обусловленный возможным технически состоянием объекта при поддержании его в готовности к аварийной эксплуатации;

$\Delta f(t)$ – диапазон возможного изменения параметра потока отказов, вследствие периодического нагружения АДГ в течение времени t.

Предположим, одинаковым интервалам наработки Δt соответствует пропорционально одинаковое изменение величины Δf по отношению к начальному значению. Тогда поведение $\Delta f(t)$, описывается дифференциальным уравнением кинетических реакций первого порядка. Его решением является уравнение

$$\Delta f(t) = \Delta f_b e^{kt}, \tag{2}$$

где Δf_b – базовое значение

$$\Delta f_b = \Delta f(t)\big|_{t=0}, \tag{3}$$

k – коэффициент пропорциональности скорости изменения $\Delta f(t)$ по t текущему значению $\Delta f(t)$, входящий в дифференциальное уравнение

$$\frac{d\Delta f(t)}{dt} = k\Delta f(t). \tag{4}$$

Значение k определяется из выражения (2).

Таким образом, при подстановке уравнения (2) в выражение (1) при условиях (3, 4), получаем общее соотношение, связывающее параметр потока отказов и продолжительность периодической работы АДГ. Получается печальная картина: практически каждый третий АДГ не готов принять немедленно 70% нагрузки, а каждый второй может «тянуть» не выше 40% перечня обязательных потребителей.

Предлагается:

1. Проработать данные вопросы для передачи в хэд-оффис Российский морской регистр судоходства (Санкт-Петрбург, Дворцовая Набережная, 12) для получения мнения Регистра о проблеме и получения данных из флотов, имеемой в РМРС. В наши предложения включить перечни возможных типов судов, рассматриваемых нами к усиленному использованию АДГ в рейсах, учесть прокладку силовых кабелей от АРЩ до ГРЩ, включив в оборудование приборной базы АРЩ реле обратной мощности и защиту по максимальному току I_{max}. Получив мнения РМРС (других КО). Копии документов (по подаваемому предложению) адресно переслать в Технический комитет ИМО-Лондон или представителю ИМО от Украины) для принятия к сведению и получения отзывов с реакцией ИМО.

2. Кафедре ЭСЭУ проработать основополагающие режимы использования АДГ (включая пассажирские суда) с обсуждением идеи унификации автоматики (для АДГ избрать автоматику голландской компании «Данфос» или «Аутроника») для стабилизации надежности систем запуска АДГ и надежной работы последних в более интенсивных режимах использования АДГ в составе судовой электростанции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки судов. Глава : Аварийные источники питания.

2. Правила технической эксплуатации судовых вспомогательных механизмов.

3. Троицкий Б. Л., Сударева Э. А. Основы проектирования судовых энергетических установок. – Л. : Судостроеание, 1986. – 152 с.

4. Инструкции по эксплуатации судовых систем ДАУ : «STL-930», «NORCONTROL», «AUTOCHIEF», «FAYM-S».

5. Конке Г. А., Лашко В. А., Мировое судовое дизелестроение. Концепции. Конструирование. Анализ международного опыта. – М. : Машиностроение, 2005. – 510 с.

6. Гончаренко А. В. Керування підтриманням безпеки польотів через технічні та витратні чинники: Дис. … канд. техн. наук: 05.13.03. – К., 2005. – 198 с.

7. Нелепин Р. А. и др. Элементы судовой автоматики. Справочник. – Л. : Судостроение, 1977. – 366 с.

8. Мануилов В. П. Эксплуатация СЭУ. – М. : Транспорт, 1981. – 168 с.

СТАНДАРТИЗАЦИЯ НОВЫХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА СУДОВОЙ ТЕХНИКИ

Кривощеков В. Е.
Одесский учебно-исследовательский Центр «Надежность в судоходстве» Всеукраинской ассоциации «Надежность» (Украина)

Резюме. В настоящее время нормативное обеспечение надежности на этапе проектирования, постройки и эксплуатации судов и судовых технических средств, по-нашему мнению, явно недостаточное. Более того, оно вообще отсутствует как единая система на предприятиях и в организациях водного транспорта и всего морехозяйственного комплекса Украины. При осознании актуальности и острой необходимости решения проблем надежности судовой техники и продления её ресурса, активизации научных исследований надежности в морской индустрии Украины автором предлагаются проекты новых отраслевых стандартов по оценке, прогнозированию показателей надежности и расчету остаточного ресурса судов и судовых технических средств различных типов и назначения на основе современной технологии исследования надежности с использованием новых вероятностно-физических моделей отказов.

Вступление и актуальность исследований. Мировая практика указывает на широкое развитие стандартизации на международном, региональном, национальном и фирменном уровнях, в том числе в области надежности, которая является основой повышения качества любого рода продукции и услуг. Стандартизация в области надежности нацелена на создание нормативной базы для обеспечения взаимопонимания среди различных специалистов, установления единства номенклатуры показателей надежности, сопоставимости результатов расчетов и испытаний на надежность и, в конечном итоге, для обеспечения выпуска на рынок высококачественной - конкурентоспособной и безопасной продукции, удовлетворяющей требованиям потребителей, заказчиков, общества и не разрушающей окружающую среду. В настоящее время в области надежности действует более 40 международных стандартов, разработанных Техническим комитетом по стандартизации ТК-56 «Надежность» Международной электротехнической комиссии (МЭК). По нашему мнению, наиболее перспективными являются международные стандарты МЭК серии 300 «Менеджмент надежности», которые отражают современный подход к менеджменту качества. Сущность такого подхода заключается в том, что поставщик гарантирует высокую надежность не только за счет контроля и испытаний, но и демонстрирует потребителю всю организацию работ по руководству, управлению, обеспечению надежности и совершенствованию всей организации [1]. В большинстве стран бывшего СССР действует более 10 межгосударственных стандартов серии ГОСТ 27. ... «Надежность в технике». В Украине ученые и специалисты в теории и практике надежности объединились в Украинскую ассоциацию «Надежность машин и сооружений» (УА «Надежность»), созданную в 1992 году на базе Института проблем прочности Национальной академии наук Украины. На базе этого же академического института в том же году совместным приказом Академии наук Украины и Госстандарта Украины создан Технический комитет Украины по стандартизации ТКУ-68 «Надежность техники» с целью выполнения работ по государственной, межгосударственной и международной стандартизации по надежности техники, по расчетам и испытаниям на прочность. Этими организациями за прошедший период разработана концепция и структура системы общегосударственных стандартов в Украине по надежности и целый ряд общетехнических государственных стандартов Украины (ДСТУ), часть из которых являются также межгосударственными стандартами стран СНГ системы ГОСТ 27. .... «Надежность техники» [2, 4]. Разработка отраслевых стандартов по надежности отдельных видов техники на базе действующих общетехнических государ-

ственных и межгосударственных стандартов пока что находится в стадии становления. До распада СССР в общесоюзном Министерстве морского флота действовали руководящие нормативные документы группы РД 31.22. ... «Качество технических средств судов Минморфлота. Система сбора, обобщения и использования информации о надежности». Наиболее значимым в этой системе с точки зрения научно-методического обеспечения исследования надежности судовых технических средств был РД 31.22.03-83 «Методические указания по обработке и использованию эксплуатационной информации в головных организациях Минморфлота по сбору и обобщению информации о надежности судовых технических средств и конструкций». Этот нормативный документ до сих пор оставлен в силе и действует на морском транспорте Российской Федерации. В Украине же приказом Государственного департамента морского и речного транспорта Украины от 23.09.94 г., № 91 все руководящие нормативные документы бывшего Минморфлота СССР по надежности судовой техники системы РД 31.22. ..., включая РД 31.22.03-83, безо всяких на то оснований и пояснений были отменены. При этом новые руководящие нормативные документы до сих пор не разработаны.

Постановка задачи и результаты исследований. Для ликвидации этого пробела автором совместно со специалистами Украинской ассоциации «Надежность» разработаны и предлагаются проекты двух следующих отраслевых стандартов: ГСТУ ... –2002. Судовые технические средства. Оценка надежности по результатам испытаний и/или эксплуатации.- 42 с.; ГСТУ ...–2002. Судовые технические средства. Оценка и прогнозирование остаточного ресурса.- 51 с. В обоих предлагаемых к рассмотрению стандартах использована новая технология исследования надежности. Она основана на вероятностофизических методах, что приходят на смену существующему аппарату исследования и прогнозирования надежности, который не удовлетворяет современным требованиям практики эксплуатации техники и уровню технологии производства [5]. При этом новые вероятностно-физические модели отказов уже апробированы на отдельных типах судовых технических средств [3, 6].

Далее в докладе представлены проекты новых отраслевых стандартов по оценке, прогнозированию показателей надежности и расчету остаточного ресурса судовых технических средств различных типов и назначения на основе современной технологии исследования надежности с использованием новых вероятностно-физических моделей отказов (диффузионных DM-, DN- распределений), в развитие межгосударственных стандартов ГОСТ 27.005-97. «Надёжность техники. Модели отказов. Основные положения», ГОСТ 27.506-2000. «Надёжность техники. Планы испытаний для контроля средней наработки до отказа (на отказ). Часть 2. Диффузионное распределение» и взамен устаревших нормативных документов бывшего Минморфлота СССР группы РД 31.22. ... «Качество технических средств судов Минморфлота. Система сбора, обобщения и использования информации о надежности». [1-5].

Выводы и заключение. В заключении отметим, что предлагаемые проекты новых нормативных документов (стандартов) предполагаются к внедрению в судоходных компаниях, на судоремонтных предприятиях и других смежных производствах в системе морского и речного транспорта, а также рыбного хозяйства Украины. В качестве справочного материала настоящие стандарты могут использоваться на предприятиях судостроительной промышленности и в учебно-образовательном процессе морских вузов Украины. Это особенно важно и актуально для установления партнерских отношений между изготовителем и потребителем продукции в судоходной индустрии в рамках реализации концепций промышленной политики, морской транспортной политики Украины и мировой концепции всеобщего менеджмента посредством качества – Total Quality Management (TQM) [6, 7]. Рассмотренные здесь выводы, заключения, предложения и предположения сформулированы автором еще в прошлом веке…! Поскольку к настоящему моменту морская индустрия Украины и её наука с техникой деградировали окончательно, а национальные и не очень морские учебные заведения продолжают реализовывать советский об-

разовательный процесс, не обращая внимания ни на какие ведущие мировые концепции и меняющиеся парадигмы, то выводы и заключения с прошлого века по стандартизации в Украине новых методов и технологий надежности остаются актуальными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кривощёков В. Е. О проектах новых отраслевых стандартов по надёжности судовых технических средств в эксплуатации // Сб. докл. Всеукр. науч.-практ. семинара «Судоремонт в Украине – перспективы развития» (6-7 декабря 2001г., г. Николаев). – Николаев : ЮАПК Мипромполитики Украины, 2002. – С. 79 - 90.

2. Кривощёков В. Е. Отраслевые стандарты по надёжности техники на основе диффузионных распределений // Качество, стандартизация, контроль: теория и практика: Материалы 2-й Международной научно-практической конференции, 23-27 сентября 2002 г., г. Ялта. – Киев : АТМ Украины, 2002. – С. 106-109.

3. Кривощеков В. Е. Надежность судовых технических средств и новые отраслевые стандарты // Проблемы техники. – № 1. – 2002. – С. 91-102.

4. Кривощеков В. Е. Новые отраслевые стандарты по надежности судовых технических средств в эксплуатации // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк : ДонНТУ, 2002. Вып. 19. – С. 96-106.

5. Кривощеков В. Е. Новые модели отраслевого нормирования надежности техники в судоходстве Украины // Стендовый доклад 6-й Междунар. научной конференции «Перспективы развития судоходства в 21-м веке» (16-17 октября 2002 года, г. Одесса). – Одесса : ВЦ «Морские технологии», 2002. – 10 с.

6. Кривощеков В. Е. Концепция всеобщего качества как национальная идея формирования государственной морской политики и первооснова инноваций в судоходство Украины // Сборник докладов 2-й Всеукраинской научно-практической конференции «Судоходство Украины – инновации флота, портов и грузоперевозок», (30 мая – 01 июня 2001 г., г. Феодосия). – Николаев: ЮАПК Минпромполитики Украины, 2001. – С. 109-121.

7. Кривощеков В. Е. Менеджмент надежности и качества эксплуатации флота – верный путь достижения эффективности и результативности его использования // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2011) : Матеріали Третьої Міжнародної науково-практичної конференції 23-25 травня 2011 року, м. Херсон в 2-х томах. – Херсон : Издательство ХДМИ, 2011. – Т. 1. – С. 253-254.

ПОБУДОВА ІМІТАЦІЙНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ МАСОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

Паньків В. Р, Паньків М. Р.
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя (Україна)

Дослідження поведінки систем масового обслуговування (СМО), тобто дослідження залежностей фазових змінних від часу при подачі на входи будь-яких, необхідних відповідно до завдання, потоків заявок, називають *імітаційним моделюванням* СМО. Імітаційне моделювання проводиться шляхом відтворення подій, які відбуваються одночасно або послідовно в модельному часі. При цьому подією є факт зміни значення будь-якої фазової змінної.

Імітаційні моделі СМО називаються мережними імітаційними моделями (МІМ). Використовують декілька підходів до побудови МІМ, що відрізняються вибором структури моделі. У структурі МІМ виділяються її елементарні частини (моделі елементів), такими елементами можуть бути або події, або засоби обслуговування, або пункти маршрутів заявок. Відповідно розрізняють моделі і мови їх опису, орієнтовані на події, пристрої або процеси. Тому вибір мови моделювання визначає структуру моделі і методику її побудови. Джерелом вхідного потоку заявок у моделі є алгоритм, по якому обчислюються моменти появи заявок на вході. Джерела можуть бути залежними і незалежними. У залежних джерелах моменти появи заявок залежать від настання визначених подій, наприклад, від приходу іншої заявки на вхід деякого пристрою. Типовою моделлю незалежного джерела є алгоритм генерації значень випадкової величини з заданим законом розподілу.

Пристрої в імітаційній моделі представляються алгоритмами генерації значень інтервалів (тривалостей) обслуговування. Частіше всього це алгоритми генерації значень випадкових величин із заданим законом розподілу. Крім того, модель пристрою відображає задану дисципліну обслуговування, оскільки в модель входить алгоритм, який управляє чергами на входах пристрою.

Накопичувачі моделюються алгоритмами визначення обсягів пам’яті, які займаються заявками, що приходять на вхід накопичувача. Звичайно, обсяг пам’яті, що займається заявкою, обчислюється як значення випадкової величини, закон і (або) числові характеристики розподілу залежать від типу заявки. Вузли виконують сполучні, керуючі і допоміжні функції в імітаційній моделі, наприклад, для вибору напрямків руху заявок у МІМ, зміни їхніх параметрів і пріоритету, поділу заявок на частини, об’єднання і т.п.

Кожному типу елементарної моделі, за винятком лише деяких вузлів, у системі відповідає визначена процедура (підпрограма). У процесі моделювання відбуваються зміни модельного часу, котрий частіше всього приймається дискретним, і вимірюється в тактах. Час змінюється після того, як закінчена імітація чергової групи подій, що відносяться до поточного моменту часу t_k. Імітація супроводжується накопиченням в окремому файлі статистики даних: кількості заявок, які вийшли із системи опрацьованими і неопрацьованими, сумарного часу зайнятості для кожного пристрою, середньої довжини черг і т.п. Імітація закінчується, коли поточний час перевищить заданий відрізок часу або коли вхідні джерела опрацюють задане число заявок. Після цього проводиться опрацювання накопичених даних. У програмах імітаційного моделювання СМО переважно реалізується подійний метод організації обчислень. Суть подійного методу полягає у відслідковуванні на моделі послідовності подій у тому ж порядку, у якому вони відбувалися б у реальній системі. Обчислення проводяться тільки для тих моментів часу і тих частин (процедур) моделі, до яких відносяться події. Даний метод може істотно прискорити моделювання порівняно з інкрементним методом, у якому на кожному такті аналізуються стани всіх елементів моделі.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПУТЁМ ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Парсаданов И. В., Кравченко С. А., Гончаров В. Г.*, Карягин И. Н.
Национальный технический университет «ХПИ» (Украина)
** ЧНИПК фирмы «ТАВИ» (Ураина)*

Введение.

Наиболее распространённым видом силовых установок транспортных средств являются двигатели внутреннего сгорания. Работая в жёстких условиях эксплуатации с частыми пусками и остановками, в условиях зимних и летних перепадов температур, трущиеся детали двигателей периодически попадают в условия сухого и полусухого трения, что в итоге приводит к местному перегреву. В следствии этого их рабочие поверхности подвергаются повышенному износу. Практика эксплуатации транспортных средств показывает, что это происходит в 80 случаях из 100 [1, 2]. Недостаточная износостойкость поверхностей трения узлов и агрегатов приводит к длительному простою техники, что для транспортных предприятий ведёт к большим финансовым затратам. В узлах трения, также, теряется большое количество энергии на преодоление сил трения, так, в автомобильном двигателе для преодоления этих сил теряется 15…35% его номинальной мощности, а в железнодорожных транспортных средствах – более 50% [3, 4].

В настоящее время задача повышения износостойкости деталей решается на стадии их проектирования путём применения высококачественных легированных сталей, антифрикционных материалов и дорогостоящих масел с антифрикционными свойствами. При этом, большое внимание уделяется технологиям упрочнения трущихся поверхностей путём применения различных методов закалки приповерхностного слоя. Все эти мероприятия ведут к большим производственным затратам и существенному удорожанию выпускаемой продукции.

Постановка задачи и анализ путей решения.

Одной из наиболее напряжённых и сложных в конструктивном отношении деталей двигателя является коленчатый вал. Основной причиной ухудшения технического состояния коленчатого вала является повышенный износ трибосистемы шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения. При износе шеек коленчатых валов увеличивается зазор между шейкой коленчатого вала и вкладышем подшипника скольжения. Это в свою очередь приводит к снижению давления масла и по мере расширения зазора, возрастанию динамических нагрузок, которые постепенно приобретают ударный характер. В результате существенно повышается износ поршневых пальцев, верхних головок шатуна, поршня и т. д.

Неравномерный износ коренных и шатунных шеек коленчатого вала по его длине приводит к образованию завышенной ступенчатости между смежными шейками, что приводит к увеличению изгибающих нагрузок на коленчатый вал и может быть причиной его поломки.

Таким образом, было установлено, что долговечность и ресурс работы коленчатых валов определяются двумя параметрами – усталостной прочностью и износостойкостью. Если вопрос повышения усталостной прочности коленчатого вала и, в общем, всех элементов трибосистем двигателя решается в основном на стадии его проектирования, то износостойкость деталей в целом зависит от многих факторов, начиная с конструкции коленчатого вала, методов упрочнения коренных и шатунных шеек и заканчивая режимами работы двигателя и качеством применяемых смазочных материалов.

В ходе исследования было проанализировано несколько наиболее распространённых методов упрочнения трущихся поверхностей [5]. Общим и наиболее существенным их недостатком является то, что все они сводятся к повышению лишь твёрдости материа-

ла поверхностного слоя детали, а, как известно, прямая зависимость между износостойкостью и твёрдостью отсутствует. Твёрдость не может однозначно характеризовать износостойкость материала, как известно на неё оказывают влияние и другие характеристики механических свойств, например, пластичность и ударная вязкость.

Это объясняет тот факт, что ресурс двигателей до отправки в капитальный ремонт в реальных условиях эксплуатации оказывается существенно ниже нормативного.

Цель исследования.

Целью данной работы является разработка с последующим внедрением в производство новых комплексных энергосберегающих технологий изготовления и ремонта высоконагруженных деталей машин и механизмов транспортных средств на базе технологий дискретного упрочнения.

В соответствии с поставленной целью в работе решались следующие задачи:

- проведены теоретические исследования и предложен новый способ упрочнения трущихся поверхностей деталей методом дискретного упрочнения, как альтернативу наиболее распространённым стандартным технологиям нормализации, закалки ТВЧ, азотированию и дт.

- выполнены исследования и проанализированы изменения механических свойств приповерхностных слоёв материалов коленчатых валов после дискретного упрочнения;

- дана экспериментальная оценка повышения ресурса, ремонтопригодности и работоспособности трибосистемы шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения после дискретного упрочнения;

- разработано и изготовлено оборудование и технологическая оснастка для реализации технологии дискретного упрочнения коренных и шатунных шеек коленчатых валов, деталей шпиндельных узлов крупногабаритных металлорежущих станков, прокатных валков и т. д.;

- проведены опытно – промышленные испытания с целью подтверждения эффективности технологии дискретного упрочнения при изготовлении и ремонте высоконагруженных деталей машин.

Результаты исследования.

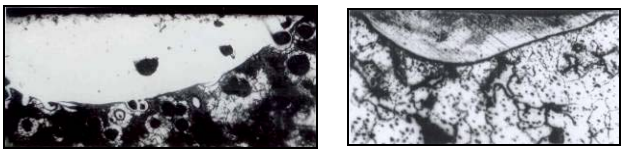
Предложенная технология дискретного упрочнения высоконагруженных трущихся поверхностей деталей при существенном повышении твёрдости приповерхностного слоя не оказывает влияния на его пластичность. Суть технологии состоит в том, что на поверхность детали электроискровым способом с электрода, выполненного из легирующего материала, на катод (поверхность детали) переносятся легирующие частицы в виде островков или линий всевозможной конфигурации, которые при попадании на поверхность быстро остывают, что приводит к появлению каверн (углублений) [6]. В дальнейшем при шлифовании детали имеющиеся макро- и микродефекты удаляются, что исключает возможность появления концентраторов напряжений и улучшает качество поверхности.

Комплексный анализ результатов металлографического и микрорентгеноспектрального исследования образцов свидетельствует о том, что метод дискретного упрочнения повышает, физико-механические свойства поверхностных слоёв стали и чугуна. На поверхности детали после дискретного упрочнения возникают зоны, которые резко отличаются от основного материала. Условно их можно назвать «белым» слоем толщина которого составляет 200…400 мкм, а микротвёрдость превышает микротвёрдость основного материала и находится в пределах 500…1000 МПа.

Данные фазового, микрорентгеноспектрального и металлографического анализа дают возможность утверждать, что «белым» слоем является смесь материалов электрода и образца, которые перемешались в момент разряда (в пламени дуги), а потом кристализовались при охлаждении с большой скоростью (рис. 1).

Экспериментальные исследования показали, что дискретное упрочнение образцов выполненных из высокопрочного чугуна обеспечивает повышение их износостойкости в 8…10 раз по сравнению со стандартной технологией нормализации и в 1,3…1,5 раза по

сравнению с технологией закалки ТВЧ, а стальных образцов в 1,6…3,5 раза по сравнению с азотированием.



а *в*

Рисунок 1. Упрочнённые зоны:
а – чугунные образцы; *в* – стальные образцы (×100).

Одновременно как у чугунного так и у стального образцов улучшились приработочные характеристики поверхностей, повысилась износостойкость, снизился коэффициент трения (рис. 2).

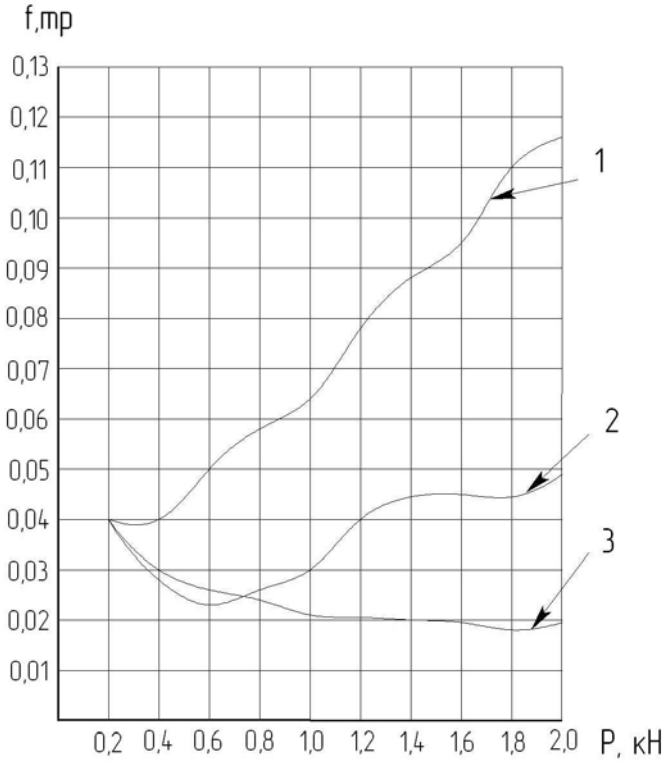


Рисунок 2. Зависимость коэффициента трения от нагрузки:
1 – образцы серии 1 (нормализация); 2 – образцы серии 2 (закалка ТВЧ);
3 – образцы серии 3 (дискретное упрочнение)

Одним из основных преимуществ разработанной технологии является то, что при нанесении дискретного упрочнения поверхность детали не подвергается большим температурным нагрузкам. Это позволяет при изготовлении коленчатых валов упрочнение коренных и шатунных шеек производить на последних операциях, а при ремонтах осуществлять повторное упрочнение восстановленной поверхности без опасности потери её геометрии или механических свойств.

В настоящее время технология дискретного упрочнения деталей находит широкое применение на многих предприятиях Украины. На ГП «Завод им. В.А. Малышева» упрочняются коренные и шатунные шейки коленчатых валов двигателей типа Д80, которые успешно эксплуатируются на предприятиях «Укрзалізниці». На ОАО «Изюмский тепловозоремонтный завод» технология дискретного упрочнения применяется при ремонте коленчатых валов двигателей типа Д49. При поступлении двигателя 5Д49 на капитальный ремонт установлено, что после шлифовки шеек коленчатого вала под второй ремонтный

размер, а иногда и первый ремонтный размер, практически отсутствует упрочнённый (азотированный) слой. Поэтому для продления срока эксплуатации двигателя 5Д49 возникала необходимость повторного восстановление упрочнённого слоя трущихся поверхностей коренных и шатунных шеек. Для этого было разработано техническое условие ТУ У 29.1-22615920-001:2005 предусматривающее при ремонте взамен азотирования применять метод дискретного упрочнения шеек коленчатых валов.

Пробег тепловозов после ремонта двигателей с применением технологии дискретного упрочнения коренных и шатунных шеек коленчатых валов в настоящее время составляет 270000…780000 км, и все они находятся в эксплуатации, хотя гарантийный пробег после ремонта коленчатого вала по нормативно-технической документации составляет 240000км.

Как показали результаты многолетней эксплуатации отремонтированных коленчатых валов двигателей типа Д49, их ресурс практически восстановлен и не уступает ресурсу новых двигателей.

Внедрение технологии дискретного упрочнения деталей двигателей ещё обусловлено и тем, что оборудование достаточно компактно и не требует дополнительных площадей для организации участков упрочнения деталей. Система регулирования и управления процессом обеспечивает стабильность режима упрочнения по всей поверхности детали, увеличивает или уменьшает кавернообразование на поверхности детали, что автоматически приводит к изменению глубины макролигированного слоя и припуска под его механическую обработку. Одновременно с этим регулируется диапазон разрядного тока (U_p) до 350 А. Так при изготовлении или ремонте коленчатых валов двигателей упрочнение коренных и шатунных шеек выполняется на токарном станке. Для этого была разработана технологическая оснастка, позволяющая выполнять эту операцию с одной установки. На суппорт станка устанавливается специальная штанга на которой крепится электрододержатель. Упрочнение шатунных шеек выполняется при наличии специального приспособления, которое позволяет производить смещение вала на величину радиуса кривошипа.

Размещение оборудования по упрочнению шеек коленчатого вала, которое эксплуатируется на ГП «Завод им. В.А. Малышева» показано на (рис 3).

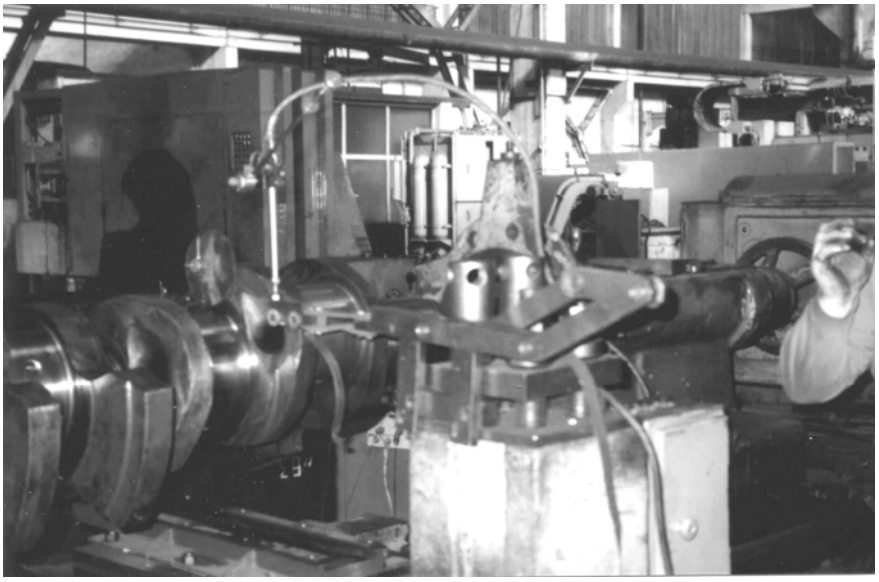


Рисунок 3. Оборудование нанесения дискретного упрочнения

Кроме выше приведенных предприятий были проведены производственные испытания двигателей транспортных средств, детали которых были упрочнены методом дискретного упрочнения на ОАО «Харьковский завод тракторных самоходных шасси» при

ремонте коленчатых валов двигателей Д120, заводах Министерства обороны Украины и угольной промышленности.

Выводы:

Ресурс деталей узлов и агрегатов работающих в условиях больших динамических нагрузок в основном определяется износом их рабочих поверхностей.

Широко распространённые способы повышения износостойкости рабочих поверхностей деталей только за счёт увеличения их твёрдости не решают проблемы увеличения их моторесурса, а при их ремонте восстановление твёрдости трущихся поверхностей практически невозможно, так как это требует высокого температурного воздействия на деталь, что ведёт к существенному снижению усталостной прочности и потере геометрии.

Предложенная технология дискретного упрочнения трущихся поверхностей высоконагруженных деталей не требует сложного специального оборудования и места для организации производственных участков. Не подвергает деталь большим термическим нагрузкам, что позволяет использовать её при восстановлении твёрдости трущихся поверхностей восстановленных деталей. Снижает коэффициент трения трущихся деталей.

Упрочнённая зона состоит из «белого» слоя с повышенной твёрдостью HRC 50-60 единиц при твёрдости сердцевины HRC 20-30 единиц и подслоя зоны с изменённым химическим составом и промежуточным (между «белым» слоем и сердцевиной образца) значением твёрдости.

Применение технологии дискретного упрочнения при изготовлении и ремонте поверхностей трения деталей транспортных средств позволяет существенно повысить их ресурс и снизить затраты на проведение внеочередных ремонтов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Под ред. Чичинадзе А. В. Основы трибологии. Трение, износ, смазка. М., Центр «Науки и техники». 1995. – С. 400.

2. Гаркунов Д. Н. Триботехника : Учебник для студентов вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1989. – С. 328. : ил.

3. Лужнов Ю. М. Триботехнтческие подходы к выбору технологии по улучшению работы машин и оборудования / Ю. М. Лужнов // Тяжелое машиностроение. – 2001 – № 4 – С. 3- 5.

4. Хебда М. Теоретические основы / М. Хебда, А. В. Чичинадзе. М. : Машиностроение, 1989. – С. 400. – (Том 1. Справочник по триботехнике, в трёх томах.).

5. Кравченко С. А., Гончаров В. Г. Повышение надёжности деталей двигателей методом дискретного упрочнения / С. А. Кравченко, В. Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1 – С. 97- 99.

6. Савченко Б. В., Гончаров В. Г., Леоненко А. Н. Дискретная обработка – эффективный способ упрочнения деталей машин / Б. В. Савченко, В. Г. Гончаров, А. Н. Леоненко // Механіка та машинобудування. – 2010. – № 1 – С. 44-49.

КОЛЕБАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

Стеценко М. А.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Целью проводимого исследования является разработка метода расчета напряженно-деформированного состояния, перемещений и скоростей упругого трубопровода высокого давления соединяющего топливный насос высокого давления и форсунку двигателя внутреннего сгорания, по которому течет топливо. В современной литературе поперечные колебания трубопровода под действием текущей жидкости исследуются в балочном приближении в предположении, что диаметр трубопровода мал, причем обратным влиянием колебаний трубопровода на движение жидкости можно пренебречь. Тем не менее, даже при таком упрощенном подходе, получающееся дифференциальное уравнение колебаний трубопровода оказалось достаточно сложным, так что многие вопросы (расчет напряжений и др.) не получили пока надлежащего разрешения.

В настоящей работе дается вывод интегро-дифференциального уравнения малых поперечных колебаний прямолинейного трубопровода круглого поперечного сечения и выполняется его решение с учетом динамического взаимодействия трубопровода с топливом, которое находится в жидкокристалличечском состоянии. Основой динамического взаимодействия является ее инерционность и способность выдерживать кратковременно значительные разрежения без нарушения сплошности (без явления кавитации) и без отрыва жидкости от внутренней поверхности трубы. Показано, что при определенных предельных геометрических и других условиях движения, полученное интегро-дифференциальное уравнение превращается в дифференциальное уравнение колебаний.

Колебательные процессы исследовались как на натурных топливных трубопроводах, так и на его моделях.

Основной особенностью данного исследования является то, что полость над поршнем топливного насоса высокого давления рассматривается как резонатор, в котором возбуждаются: продольная, поперечная и боковая волны. Трубопровод высокого давления, соединяющий насос с форсункой рассматривается как волновод, а сопло форсунки как полезная акустическая нагрузка.

Проведенные исследования показали, что у каждого трубопровода существует такая индивидуальная область частот колебаний, возбуждаемых топливным насосом, при которой наблюдается резонансное совпадение с собственной частотой колебаний трубопровода, которое приводит к разрушению трубопровода. В связи с этим были разработаны способы гашения этих колебаний и защиты трубопроводов.

СЕКЦІЯ 5

НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ, ДОСВІД ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ВИРОБНИЦТВА ТА ПРОЕКТУВАННЯ

РАСЧЁТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСОВ МАГНИТНОГО ПОЛЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ИЗДЕЛИЙ ЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ

Богданов А. В., Малыгин Б. В., Бень А. П., Коновалов М. Ю.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. В настоящее время магнитно-импульсная обработка (МИО) нашла широкое применение в обрабатывающей промышленности, медицине и других областях народного хозяйства. МИО используется как для диагностики изделий, так и для повышения их качества. Параметры МИО зачастую подбираются экспериментально, исходя с величины получаемого положительного эффекта. Отсутствие физической модели влияния МИО на изделия, позволяющей целенаправленно, с получением максимального эффекта использовать МИО на сегодня не существует [1, 2] .

При рассмотрении магнетиков (тел способных намагничиваться – приобретать магнитные свойства) учитывают магнитные моменты электронов в атомах. Однако, данным механизмом трудно объяснить долговременные релаксации приобретаемых изделиями новых свойств при их МИО.

При рассмотрении ферромагнетиков (веществ, в которых собственное (внутреннее) магнитное поле может в тысячи раз превосходить внешние магнитные поля) - учитывают их доменную структуру с размером домена $10^{-3}\ldots10^{-2}$*см*. При намагничивании ферромагнетиков происходит два вида процессов:

- изменение размеров отдельных доменов, их смещение;
- вращение доменов.

В первом случае могут происходить необратимые явления, в частности, увеличение (или уменьшение) приобретаемых изделием положительных качеств. Во втором случае – процесс обратимый, долговременный, например, известная петля гистерезиса, может использоваться для диагностики изделий. Именно процессы в доменах обуславливают долговременные явления.

Актуальность исследований. Внешнее магнитное поле может воздействовать только на электрические заряды, в частности, на донорно-акцепторные пары (ДАП) образуемые на границах доменов. В работе [2] при рассмотрении отрицательного дифференциального сопротивления *N* - типа, полученного на тонких, неупорядоченных и изолирующих плёнках в варикапах, после их МИО, была получена зависимость электропроводности σ образца от времени *t*:

$$\sigma = \frac{\sigma_c}{1 - \frac{N_{od} \cdot N_a}{N_d^2} \exp\left[-W_f\left(N_a - N_d\right)t\right]}, \qquad (1)$$

где σ_c – электропроводность компенсированного вещества (полупроводника);

N_a, N_d – концентрации акцепторов и доноров, соответственно;

N_{od} – концентрация неравновесных доноров;

$W_f = W_{fo} \exp\left(-\frac{2R}{a_0}\right)$ – коэффициент донорно-акцепторной рекомбинации;

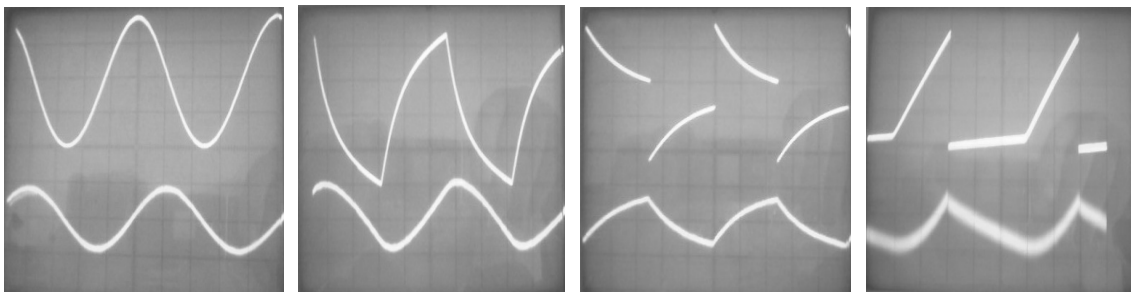
R – среднее геометрическое расстояние между неравновесными донорами и акцепторами; W_{fo}, a_0 – некоторые постоянные.

При определённой частоте устройство с отрицательным дифференциальным сопротивлением *N*–типа может генерировать колебания (быть генератором напряжения) или переходить в резонанс от внешнего генератора электромагнитных колебаний.

В частности, неравновесные ДАП, находящиеся на границах доменов и являясь фактически некоторым колебательным контуром, имеют некоторую собственную частоту, которая может вступать в резонанс с частотой МИО. Именно поэтому для получения максимального положительного эффекта при МИО изделий важна как величина индукции магнитного поля, так и параметры импульсов (форма, длительность, частота). Этим объясняется актуальность проведённых исследований.

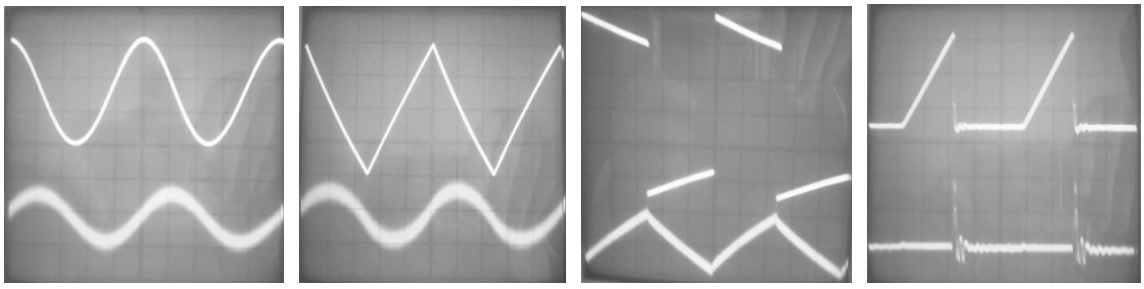
Постановка задачи. Задачей настоящей работы является измерение реальной величины и формы импульса индукции магнитного поля и его зависимость от параметров соленоида (количества витков на единицу длины, длины и диаметра соленоида, относительной магнитной проницаемости сердечника соленоида, формы подаваемых импульсов). Целью работы являлось подбор оптимальных параметров импульсов, при которых происходит максимальное их влияние на характеристики обрабатываемых изделий.

Результаты исследований. Для исследований изготавливались соленоиды с различным количеством витков на единицу длины, различным активным сопротивлением соленоида, различными геометрическими размерами активного пространства соленоидов, с сердечниками и без сердечников. С помощью генератора специальных сигналов создавались синусоидальные, треугольные, прямоугольные и пилообразные импульсы, которые подавались на соленоид. Величина проходящего через соленоид тока, а значит величина и форма образуемых импульсов индукции магнитного поля, снималась через нагрузочное сопротивление, подключенное последовательно к соленоиду. Форма импульсов подаваемого сигнала на соленоид и форма сигнала индукции магнитного импульса (верхний и нижний рисунки на осциллограммах, соответственно) представлены на рис.1, 2.



а) *б*) *в*) *г*)

Рисунок 1. Осциллограммы подаваемого сигнала на соленоид (сверху) и магнитного импульса (снизу) на частоте 100 *Гц*, соответственно синусоидальной (а), треугольной (б), прямоугольной (в) и пилообразной (г) формы.



а) *б*) *в*) *г*)

Рисунок 2. Осциллограммы подаваемого сигнала на соленоид (сверху) и магнитного импульса (снизу) на частоте 1000 *Гц*, соответственно синусоидальной (а), треугольной (б), прямоугольной (в) и пилообразной (г) формы.

Как видно из приведённых осциллограмм, при низких частотах происходит более сильное искажение формы сигнала (рис.1). При увеличении частоты происходит существенное уменьшение величины индукции магнитного импульса (рис.2).

На рис.3. приведена зависимость полного сопротивления соленоида от частоты для различных форм сигнала.

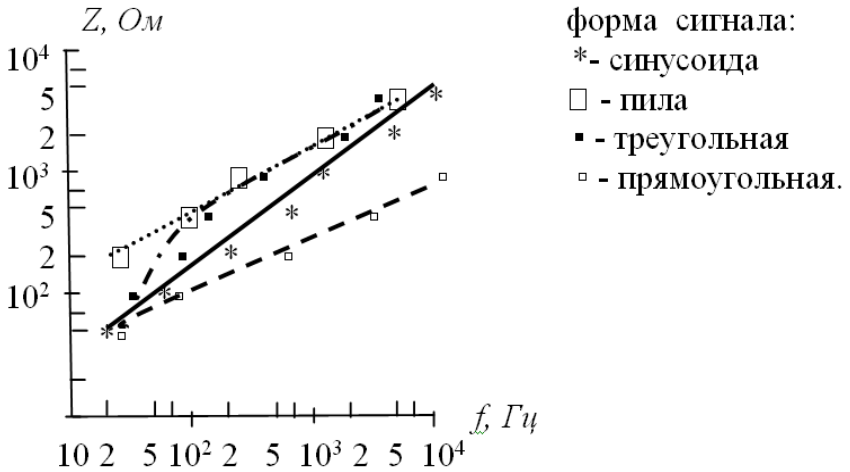


Рисунок 3. Зависимость полного сопротивления соленоида от частоты для различных форм сигнала

Активное сопротивление первого соленоида равнялось 7,9 Ом, а полное сопротивление на синусоидальном сигнале уже при 20 *Гц* равнялось 60 Ом и с увеличением частоты линейно увеличивалось. Учитывая, что индуктивное сопротивление значительно больше активного, выражение для полного сопротивления приобретает вид:

$$Z \approx \omega L \sqrt{1 + \frac{R^2}{\omega^2 L^2}} \ . \qquad (2)$$

Индуктивность соленоида, определённая по углу наклона зависимости полного сопротивления от частоты, равнялась $L = 0{,}2$ *Гн*. Полученное значение индуктивности соответствует её значению вычисленной по формуле:

$$L = \mu \, \mu_0 \, n^2 \, S \, l \, , \qquad (3)$$

где μ , μ_0 – относительная и абсолютная магнитные проницаемости;

n – количество витков на единицу длины соленоида;

S, l – поперечное сечение и длина соленоида.

Выводы:

1. Изменение характеристик материалов при МИО, можно объяснить изменением размеров, смещением или вращением отдельных доменов в них, что сопровождается образованием донорно-акцепторных пар на границе между ними.

2. Возрастание индукции магнитного поля ограничивается частотой и формой импульса магнитного поля. Увеличение частоты сигнала или уменьшения фронта импульса приводит к практически линейному уменьшению индукции магнитного поля при неизменном напряжении, подаваемого на соленоид.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малыгин Б. В., Бень А. П. Магнитное упрочение изделий (теория и практика). – Херсон: Издательство Херсонского государственного морского института, 2009. – 352 с.

2. Богданов А. В., Малыгин Б. В., Коновалов М. Ю., Бень А. П. Механизм образования отрицательного дифференциального сопротивления *N* – типа в неупорядоченных структурах. – ААЭКС. – 2011 (в редакции).

ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ В ЯКОСТІ ПАЛИВА В ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ З ТЕПЛОВИМИ ДВИГУНАМИ В СУЧАСНИХ УМОВАХ

Доценко С. М.*, Тимошевський Б. Г., Ткач М. Р., Галинкін Ю. Н., Ткач С. М.
** Первомайський політехнічний інститут НУК (Україна)*
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Подолання світової економічної та паливно-енергетичної кризи вимагає новітніх підходів щодо найбільш ефективного використання альтернативних енергоносіїв. Одним з таких енергоносіїв є водень, який має унікальні теплофізичні та термодинамічні властивості, що визначає перспективи його застосування у якості високоефективного та екологічно безпечного палива, а також робочого тіла для теплових двигунів та енергетичних установок.

Високий рівень вартості природних вуглеводних палив та постійне його зростання призвело до такої ситуації, коли водневе паливо, отримане навіть таким не найбільш ефективним засобом, як електроліз, стає досить конкурентоспроможним, а у деяких випадках має суттєві переваги у порівнянні з традиційними енергоносіями.

Такий стан розвитку світового паливно-енергетичного сектору утворив новітній напрямок – водневу економіку [1, 2], який обґрунтовує економічну доцільність та технічні можливості широкомасштабного виробництва водню з метою його використання як поновлюваного та екологічно безпечного палива, енергоносія, робочого тіла тощо.

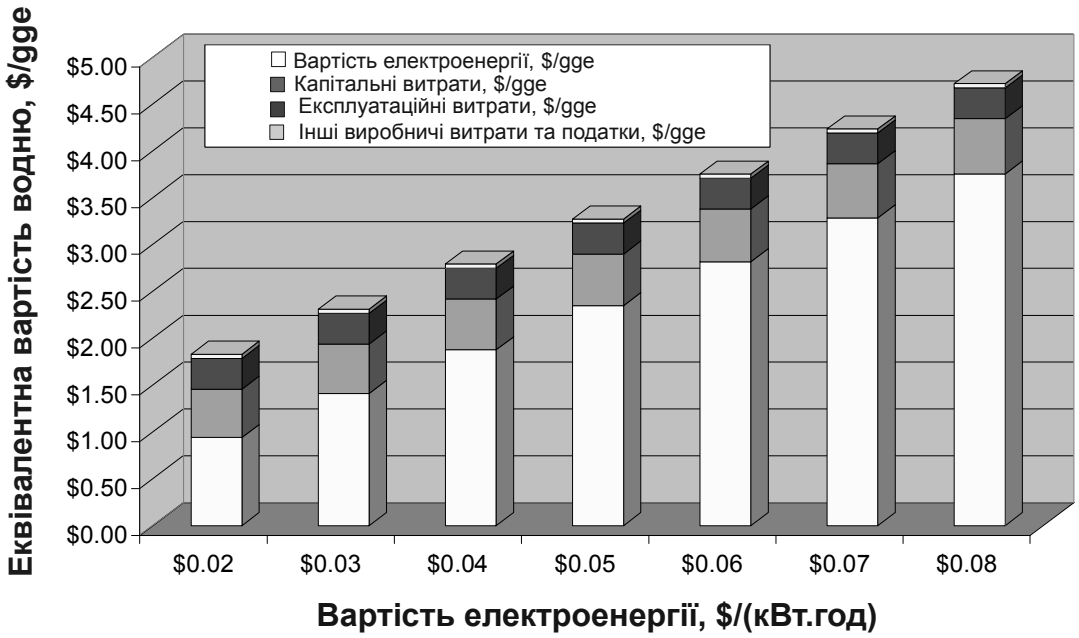


Рисунок 1. Еквівалентна вартість водню у залежності від вартості електроенергії, капітальних, експлуатаційних та інших витрат

Аналіз вітчизняних та іноземних літературних джерел дає змогу визначити вартість 1 кг водню, отриманого електролізом в умовах різної вартості електроенергії [3-5]. Дані, що наведені на рис.1, дозволяють визначити основні складові витрат при виробництві водню електролізом. На цьому рисунку gge (gasoline gallon equivalent) – еквівалентна (вартість водню у порівняння з вартістю бензину. Абсолютні капітальні, експлуатаційні та приведені інші витрати є постійними та їх сумарна доля на перевищує 50% при мінімальній вартості електроенергії. Вартість електроенергії є визначальною для усіх варіантів ро-

зрахунків. Доля цих витрат особливо велика та є вирішальною у разі вартості електроенергії 0,05…0,08 $/(кВт×год) та складає 70% та 80%, відповідно. Мінімальна доля цих витрат знижується до 41% при вартості електроенергії 0,02 $/(кВт×год). Таким чином, на теперішній час вартість водню знаходиться у межах 1,6…4,4 $/gge у залежності від вартості електроенергії (без використання поза пікових тарифів), що є досить прийнятним та економічно доцільним в умовах виробництва такого водню для транспортної енергетики.

На рис.2 наведені дані про вартість водню у залежності від коливання цін на електроенергію та визначений умови, у яких водень, як паливо для теплових двигунів буде неконкурентоспроможним (біле поле), проблематично конкурентоспроможним (червоно-коричневе поле) та безумовно конкурентоспроможним (зелене поле) [6].

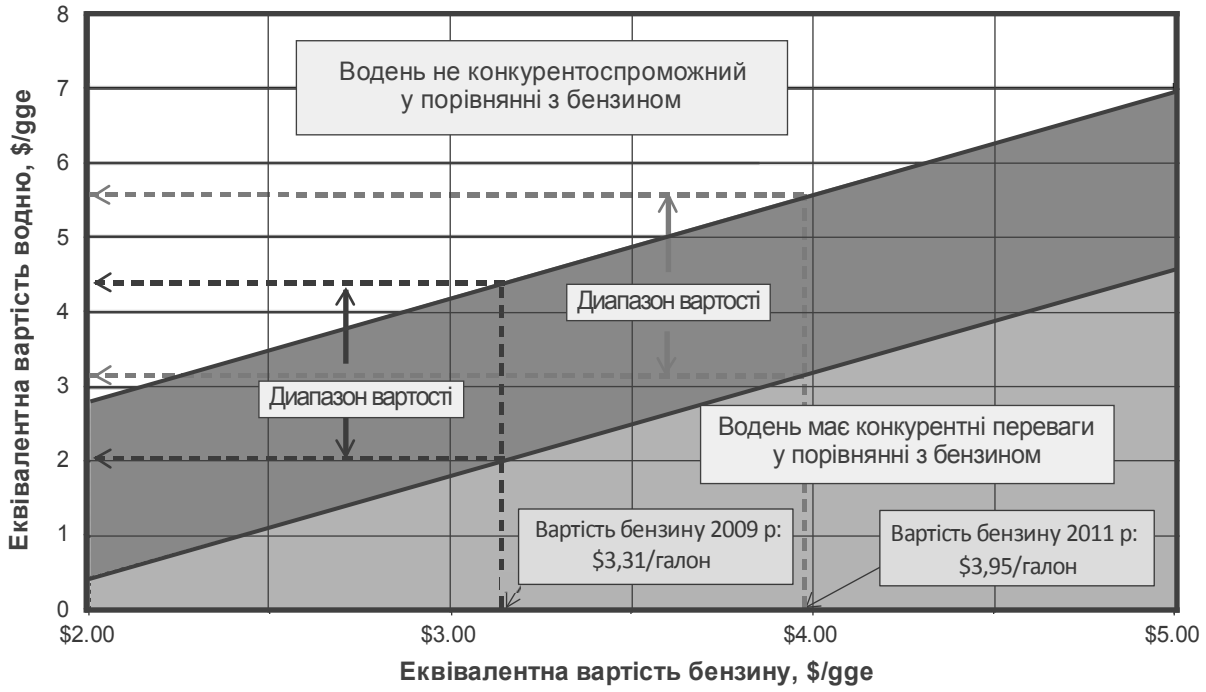


Рисунок 2. Еквівалентна вартість водню в залежності від вартості електричної енергії

Якщо для виробництва водню шляхом електролізу використовувати позапікову електроенергію за нічними тарифами, ціна якої коливається у межах 0,01…0,05 $/(кВт×год), вартість водню складає 1,2…3,0 $/gge.

Такий стан збігається з оцінкою американської національної інженерної академії (National Academy of Engineering) [7]. Поточна оптова вартість стисненого водню при великомасштабному виробництві та транспортуванні трубопроводами складає $1,76/кг, перспективна – на 40% нижче. Енергетично 1-му кг водню еквівалентний галон бензину, поточна оптова ціна якого $ 2,78/гал [8]. Таким чином у теперішній час на паливно-енергетичному ринку США еквівалентна вартість водню, як палива для теплових двигунів, є нижчою у 1,6 раз у порівнянні з бензиновим паливом.

Одночасно треба зазначити, що використання водню у якості палива теплових двигунів дозволяє підвищити його паливну економічність на 4…5% за рахунок перерозподілу теплового балансу та повноти згоряння. Крім того, слід відзначити суттєве покращення екологічних показників теплових двигунів, які працюють на водні, внаслідок відсутності у випускних газах монооксиду та диоксиду вуглецю, а також інших вуглеводнів. Кількість оксидів азоту у 3,2 рази менш, ніж при використанні бензинових палив [9].

Висновок. Використання водню, як палива для теплових двигунів представляється економічно доцільним та має переваги щодо екологічних показників у порівнянні з двигунами, які працюють на природних нафтових паливах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Jeremy Rifkin J.P. The Hydrogen Economy: The hydrogen economy: The Creation of the Worldwide Energy web and the Redistribution of Power on Earth // Tarcher/Penguin, 2003 – Political Science. – 294 pp.
2. The Hydrogen Economy: Opportunities, Costs, Barriers, and R&D Needs. National Research Council (U.S.). Report of the Committee on Alternatives and Strategies for Future Hydrogen Production and Use, National Academy of Engineering // The National Academies Press, 2004 – 256 pp.
3. Multi-Year Research, Development and Demonstration Plan; 2011 Interim Update. DOE/EIA-11087(2011) April 2011 – 47 pp.
4. The Annual Energy Outlook 2009 with Projections to 2030 // DOE/EIA-0383(2009), March 2009 – 230 pp.
5. The Annual Energy Outlook 2011 with Projections to 2035 // DOE/EIA-0383(2011), April, 2011 – 246 pp.
6. Mark Ruth & Fred Joseck. Hydrogen Threshold Cost Calculation // DOE/EIA-11007(2011) March 2011 – 8 pp.
7. Timothy R. Homan. Wholesale Prices in U.S. Increase 0.8%, Led by Food, Energy // Bloomberg Businessweek, Sunday September 18, 2011.
8. Philip Whiterow. Wholesale gas prices EDF gas tariffs rise 15.4% // The Independent, Business News, Thursday, September, 15, 2011.
9. Veziroglu T.N. Hydrogen energy system as a permanent solution to global energi - environmental problems // Альтернативная энергетика и экология. 2002. №1. С.8-18.
10. Постанова НКРЕ від 22.08.2011 № 1483

ЗАПРОВАДЖЕННЯ У ВИРОБНИЦТВО РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА (РПД) ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Клименко В. В., Малигін Б. В., Скрипніков О. І., Волинський О. А.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Як відомо, [1, 2, 3, 4, 5] РПД суттєво перевершує по деяким показникам (питома потужність, технологічність) не тільки сучасний традиційний двигун з кривошипно-шатунним механізмом і клапанним газорозподілом, а і двигун Ванкеля.

Відсутність клапанного механізму як у двигуна Ванкеля, так і у РПД дозволяє підняти потужність двигуна за рахунок збільшення частоти обертання вала двигуна. А той факт, що у РПД повний робочий цикл відбувається за один оберт вала, забезпечує йому вдвічі більшу потужність (при рівних обертах і літражах) в порівнянні як з двигуном Ванкеля, так і з традиційним двигуном. Отже, перехід к серійному виробництві від старої кінематичної схеми, що наразі вже морально себе вичерпала, на нову (РПД) не тільки покращить експлуатаційні і технологічні параметри двигуна, а й суттєво зменшить матеріальні затрати на його виробництво і, крім того, забезпечить великі можливості проведення наукових пошуків по подальшому вдосконаленню конструкції нового двигуна. Роботи в цьому напрямку являються актуальною задачею сучасного світового двигунобудування.

Маючи покращені експлуатаційні параметри, двигун Ванкеля не знайшов широкого застосування в експлуатації. Причин тому декілька, основні з них:

- технологічне забезпечення виробництва двигуна Ванкеля потребує більш жорстких технологічних вимог і культури експлуатації, які значно перевершують загальний рівень сучасного двигунобудування;
- низька надійність поршневих ущільнень, що обумовлюється особливістю конструкції камери згорання.

Під час руху ущільнення (планетарного ротора шибери) ротора контактують з поверхнею гільзи по лінії, яка переміщується по радіусу r шибера (рис. 1) від точки A_1 до точки A_2 (лінії контакту шибера з гільзою на рис. 1 проектуються в різних положеннях ротору в точки A_1, A_2).

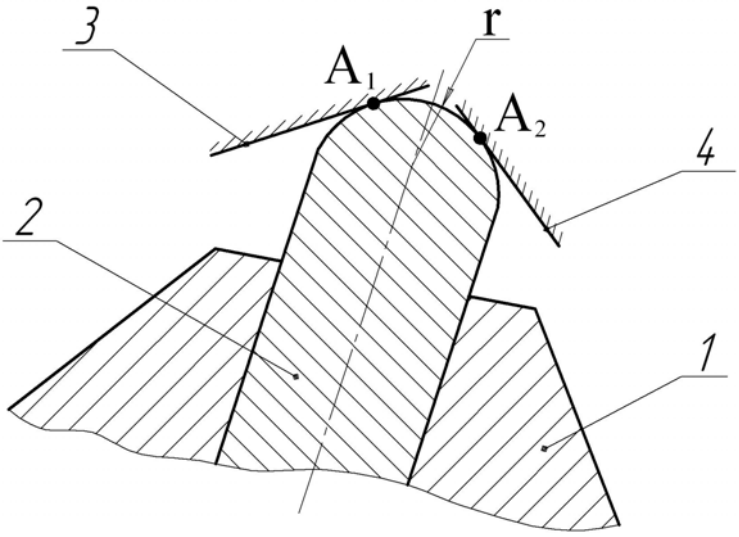


Рисунок 1. Робоче положення шибера відносно гільзи у двигуні Ванкеля:
1 – ротор, 2 – шибер, 3 – I положення гільзи відносно шибера, 4 – II положення гільзи відносно шибера.

На відміну від цього у РПД циліндрична гільза D (рис. 2) має постійну кривизну.

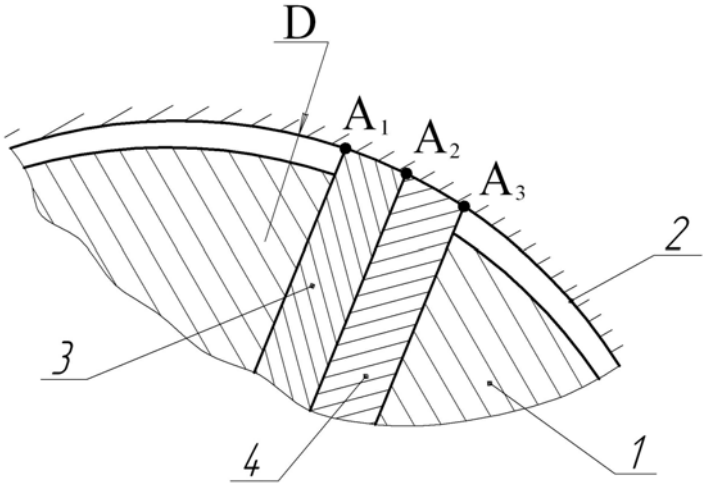


Рисунок 2. Циліндрична гільза РПД:
1 – поршень, 2 – гільза діаметром D, 3,4 – шибери.

В процесі обертання поршня торець шибера 3 – A_1, A_2 і торець шибера 4 – A_2, A_3 притискуються до гільзи 2. Таким чином, поверхні шиберів A_1, A_2 і A_2, A_3 будуть притискатися до гільзи і після повного притирання в процесі роботи.

Шибери 3 і 4 матимуть циліндричні поверхні A_1, A_2, A_2, A_3, що повинно забезпечити герметичність робочих камер РПД.

Як і у випадку з двигуном Ванкеля, при випробуванні експериментального зразка РПД – I (рис. 3) виникли питання з конструкцією ущільнень робочих камер.

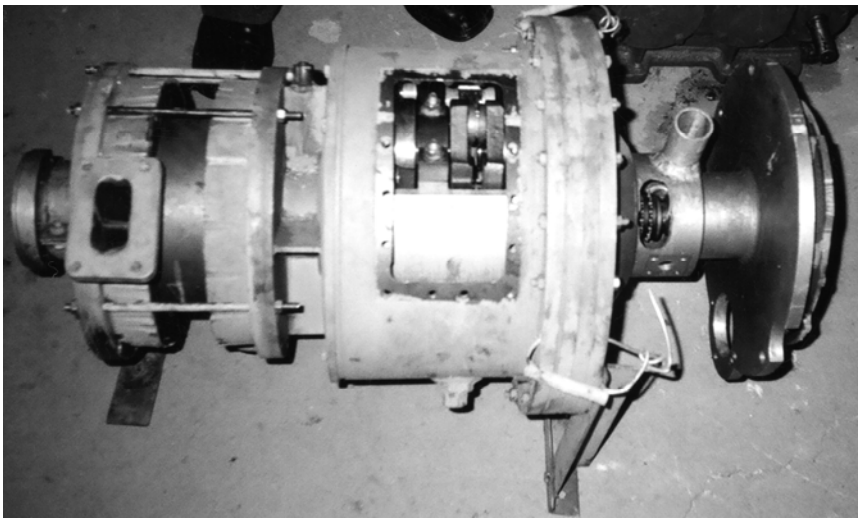


Рисунок 3. Загальний вигляд РПД

Наразі розроблена конструкція ущільнень (рис. 4) і спеціальний стенд для перевірки їх працездатності (рис. 5, 6).

Стенд має чавунну гільзу (поз. 17, рис. 5), що з торців закривається кришками 15, які щільно прижимаються болтами 20. В центральні отвори кришок 15 входять два трубчатих вала з поршнями (поз. 24, рис.5, і поз.1, рис.6) які кріпляться до трубчатих валів.

В одній із кришок 15 (рис.5) існує штуцер М20×1,5 (позначено буквою М на рис. 5) для встановлення пневмоманометра.

В пази поршнів вставляються ущільнення (рис. 5,6) з пружинами (поз. 9, рис. 6). Для приводу поршнів трубчаті вали мають два важелі (поз. 25, 26, рис. 5). При зменшенні

відстані між поршнями за допомогою важелів 25, 26 повітря в камері буде стискатися, що фіксується показами манометра.

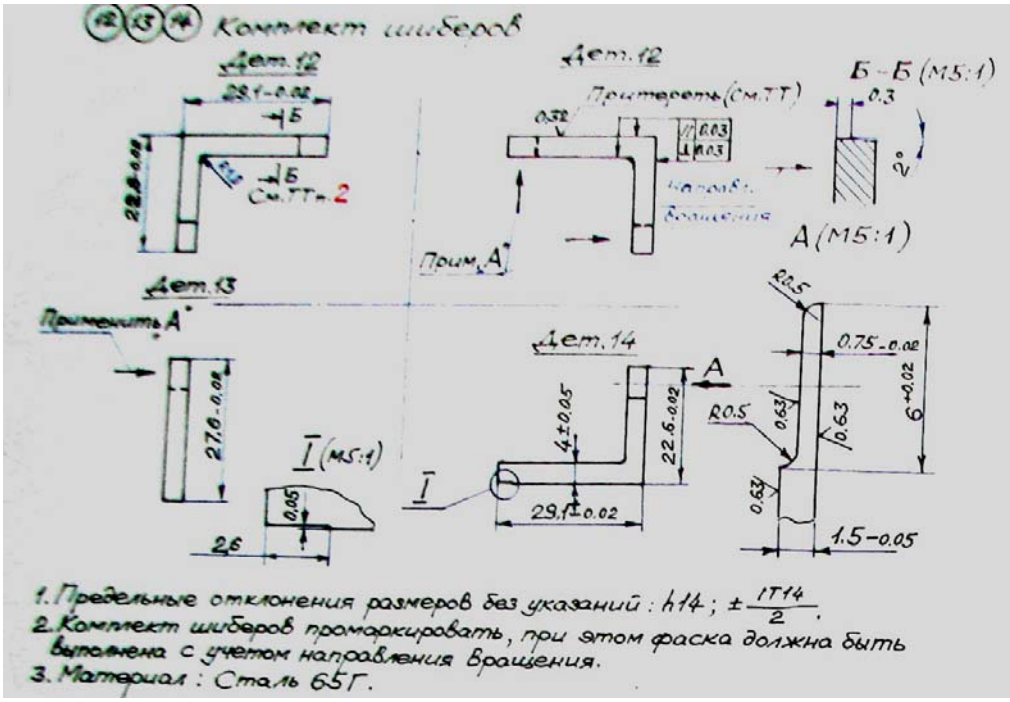


Рисунок 4. Конструкція шиберних ущільнень

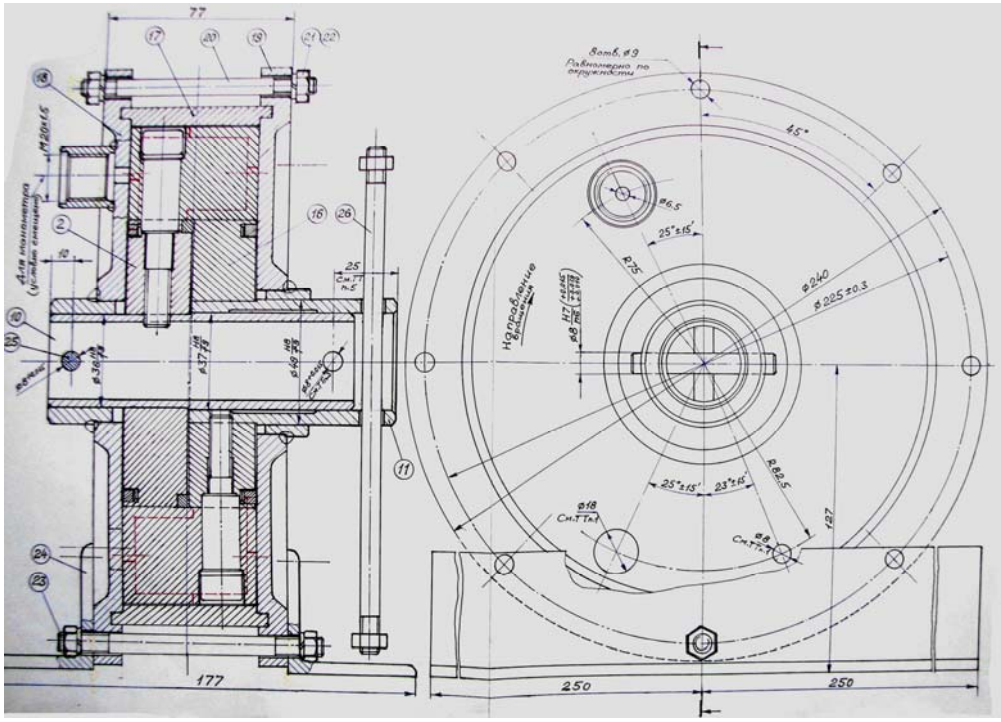


Рисунок 5. Стенд для випробування ущільнень

При виготовленні ущільнень і стенда для випробовування ущільнення дуже важливо виконати всі вимоги розробника, що позначені в кресленнях.

Затрати матеріальних коштів і часу на створення експериментального РПД II.

Зведені в табл.1

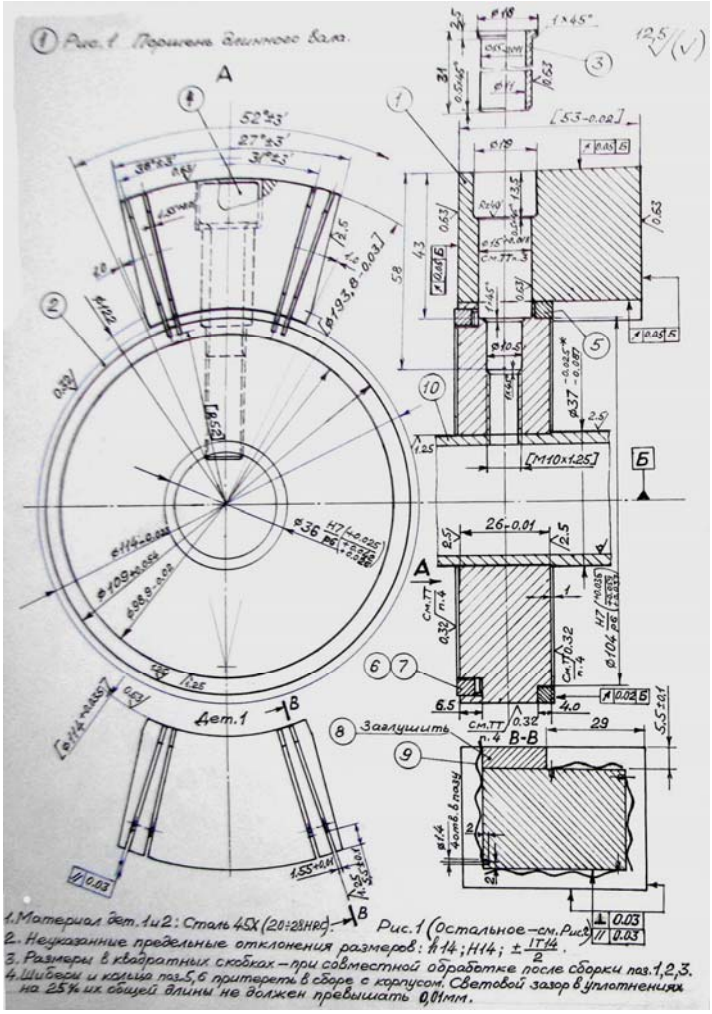


Рисунок 6. Монтаж та встановлення робочих камер

Таблиця 1

№	Перелік робіт	Термін виконання, місяців	Затрати коштів, $
1.	Доробка конструкції ущільнень, стенду і виготовлення креслень відповідно до вимог ЄСКД	1	1,000
2.	Виготовлення ущільнень	3	2,000
3.	Проектування РПД-ІІ	6	80,000
4.	Виготовлення експериментального зразка РПД-ІІ	18	80,000
5.	Випробування РПД ІІ	3	5,000
6.	Σ	≈2,5 років	≈170,000

ЛІТЕРАТУРА

1. Патент України № 68465, С2.
2. Патент України № 32046, А.
3. Патент України № 31263, А.
4. Роторно-поршневий двигун внутрішнього згорання (РПДВЗ). Конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті». 2009 р., том 4, С. 125.
5. Роторно-поршневий двигун внутрішнього згорання (РПДВЗ). Конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті». 2011 р., том 2, С. 336.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА СВОЙСТВА ГАЗОВ

Малыгин Б. В., Васильченко Г. Ю., Сапронов А. А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Актуальность исследования.

Магнитная обработка на сегодняшний день нашла свое применение во многих областях промышленности. Влияние магнитных полей на протекание химических реакций при участии разных органических соединений, в том числе и углеводородных на сегодняшний день можно считать широко известным и общепринятыми. Учитывая то, что цена горючего, в том числе и газов, на сегодняшний день довольно значительная, большее количество разработок связано с использованием магнитов для обработки топлива и воздуха при эксплуатации автомобилей [1].

Постановка проблемы.

Обработку топлива преимущественно осуществляют постоянным магнитным полем с различной индукцией [4]. Существуют также и другие способы воздействия на топливо: магнитный, электрический, ультразвуковой и другие виды обработки [3]. Устройства магнитной обработки газа большей частью состоят из нескольких пар постоянных магнитов, которые размещении в определенном порядке, с определенной величиной магнитной индукции, формой и расстоянием между магнитами.

Разработчики утверждают [5], что при использовании активатора топлива с определенным расположением магнитов, формой, намагниченностью, достигается следующее эффекты :

- уменьшает расход топлива на до 10%;
- уменьшает токсичность выхлопных газов (CO, CH, NO_x) на 30…40%;
- уменьшает нагарообразование;
- увеличивает скорость сгорания горючей смеси;
- увеличивает эффективную мощность двигателя.

Решение задачи.

Поэтому целью одного из направлений работы лаборатории «Ресурсосбережения» Херсонской Государственной Морской Академии было исследование и разработка установки (рис.1) для исследования влияния магнитного поля на экономические свойства газов с различными схемами расположения магнитов.

Установка снабжена двумя линиями трубопроводов, что позволяет проконтролировать температуру сгорания, не активированного топлива, а также температуру сгорания активированного топлива, переключением запорных кранов.

Установка состоит из горелки, расходометра топлива (ротаметра), термопары, тестера, запорных кранов, тройников, топливопроводов баллона с газом и активатора.

Принцип действия установки.

Топливо из баллона с промышленным сжиженным газом 1 проходит по двум линиям трубопровода через ротаметр 8 к горелке 7. Ротаметром контролируется расход газа. Тестером 5 с термопарой 6 измеряется температура сгорания газа.

При исследовании, сначала газ пропускается через первую линию трубопровода (газ не подвергается активации), при этом замеряем расход газа и максимально стабильная температура сгорания (°C), потом переключением запорных кранов газ пускается по второй линии, через активатор топлива и при этом фиксируются те же параметры.

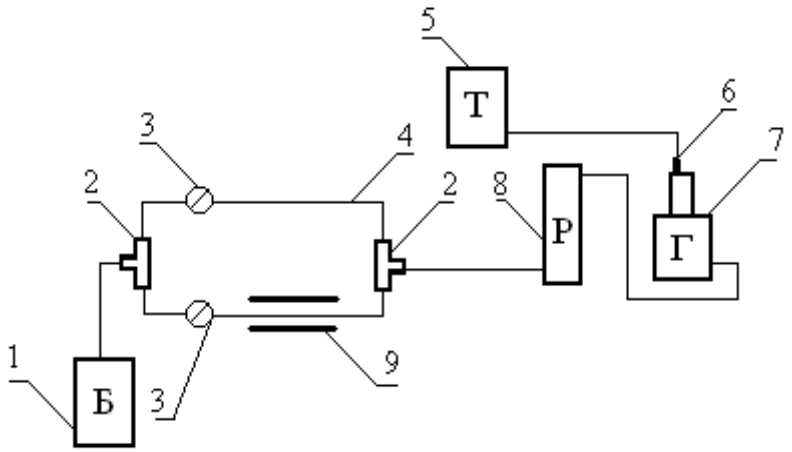


Рисунок 1. Схема установки для исследования влияния магнитного поля на физические свойства газов: 1 – баллон с газом; 2 – тройник (2 шт.); 3 – запорные краны (2 шт.); 4 – топливопроводы; 5 – тестер; 6 – термопара; 7 – горелка; 8 – расходометр топлива (ротаметр); 9 – активатор топлива

Выводы. Установка позволяет достаточно корректно определить изменение температуры сгорания газа и расхода топлива. Это достигается с помощью приборов, которые применяются в установке и имеют следующую точность: основная допускаемая погрешность ротаметров модели РМ-ГС составляет ± 4% от верхнего предела измерений; термопары типа ТХК обеспечивают стандартную точность измерения температуры на уровне ±0,01°С [5].

Проведенное исследование на значения местных сопротивлений показало не значительные отклонения в расходе и температуре сгорания газа, при его прохождении по контрольной и испытательной магистралям.

В целом можно сделать вывод о возможности достаточно корректного определения изменения температуры сгорания газа и фиксации расхода топлива и определения эффективности воздействия различных факторов на свойства топлив.

В дальнейшем в установке планируется применение магнитного активатора, она будет дополнительно оборудована магнитометром, а также аппаратурой, которая позволит исследовать влияние магнитного поля на жидкие топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борсуцкий З. Р. Исследования механизма магнитной обработки нефтей на основе результатов лабораторных и промысловых испытаний / З. Р. Борсуцкий, С. Е. Ильясова // Нефтепромысловое дело – 2002. – № 8. – С. 28-37.

2. ГОСТ 8.586.1-5 – 2005 Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. М. : ИПК Издательство стандартов, 2007.

3. Звонов В. А., Макаров Н. А. Влияние на рабочий процесс ДВС активированного топлива внешних физических воздействий // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 2. – С. 112-121.

4. Пивоварова Н. А. Влияние постоянного магнитного поля на парамагнитную активность нефтяных систем / Н. А. Пивоварова, Ф. Г. Унгер, Б. П. Туманян // Химия и технология топлив и масел. – 2002. – № 6. С.30-32.

5. Тимченко Ю. Поляризация жидких углеводородов — технологическая стратегия энергетики / Тимченко Ю. // "Энергобизнес", № 36, 2000 г. – С. 159.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Малыгин Б. В., Погорлецкий Д. С., Васильченко Г. Ю.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Актуальность исследования. Быстрый и повсеместный рост промышленности и транспорта в XX веке привел к такому увеличению объемов и токсичности выбросов, которые уже не могут быть растворены в окружающей среде до концентраций, безвредных для человека, животного и растительного мира. Интенсивное развитие судоходства на водных путях привело к строительству качественно нового флота: с мощными энергетическими установками, высокой грузоподъемностью, пассажировместимостью и скоростью. Массовая эксплуатация такого флота сопровождается ростом его воздействия на окружающую среду. Судовая эмиссия как источник антропогенного воздействия по различным оценкам насчитывает до 14% всей эмиссии от ископаемых видов горючего и 16% всей эмиссии серы от сжигаемых продуктов нефти. Ситуация осложнилась широким внедрением на флоте тяжелых сортов топлива с содержанием серы до 1,5%, что привело к снижению надежности и долговечности деталей топливной системы двигателя и цилиндропоршневой группы, а также повышением выбросом в атмосферу выхлопных газов.

Решение задач. Для решения этой задачи предлагается использование новых методов очистки отработанных газов от вредных примесей за счет обеспечения более полного сгорания топлива в двигателях. Одним из методов снижения вредных выбросов в атмосферу является предварительная обработка топлива для двигателей внутреннего сгорания в акустических и электромагнитных полях. Более полное сгорание топлива приводит к снижению содержания вредных примесей в отработанных газах, что, в свою очередь, способствует улучшению экологической обстановки. Содержанием предлагаемой инновации является применение импульсного магнитного поля со специально выбранными параметрами для обработки дизельного топлива судовых двигателей [4]. Такая обработка приводит, к большей полноте сгорания топлива и, как следствие, его экономии, а также уменьшению содержания продуктов неполного сгорания (токсических и канцерогенных веществ) в выхлопе двигателя. Сущность предлагаемого метода импульсной магнитной обработки дизельного топлива состоит в воздействии на топливо, движущееся в топливопроводе, импульсным магнитным полем, создаваемом в индукционной катушке, охватывающей топливопровод [2]. Воздействие магнитного поля на дизельное топливо носит выраженный резонансный характер, причем резонанс имеет место как для частоты повторения импульсов, так и для индукции магнитного поля. Предлагаемая технология импульсной магнитной обработки топлива является на самом деле электромагнитной обработкой. Более полное сгорание топлива происходит вследствие расщепления крупных фракций (или кластеров) топлива под воздействием импульсного магнитного поля. Это доказано одновременным уменьшением вязкости топлива и повышением его плотности. Целесообразность инновации вытекает с одной стороны из актуальности решаемой проблемы – экономии топлива и уменьшения загрязнения окружающей среды, с другой стороны – высокой эффективностью предлагаемой технологии подготовки топлива к сгоранию, простотой предлагаемого устройства, легкостью встраивания установки в двигатель и высокой степенью научной проработки режимов магнитной обработки топлива [1]. Проводя подготовку дизельного топлива к сгоранию в энергетических установках путём воздействия на него импульсным магнитным полем в области резонанса по частоте и величине индукции поля, можно получать максимальный результат на единицу затрат электроэнергии, питающей установку-генератор импульсного магнитного поля, которые составляют менее 0,1% от стоимости сэкономленного топлива. Также в результате повышения полноты сгорания топлива снижаются выбросы в атмосферу токсичных продуктов неполного

сгорания топлива. Предлагаемая инновация является вполне реализуемой именно в судостроении и судоходстве, поскольку в этом случае будут минимальными конструктивные и схемные изменения [3]. Наибольшую ценность в предлагаемых технических решениях представляют данные, определяющие режим магнитной обработки дизельного топлива. Это параметры магнитного поля, при которых происходила обработка топлива, а также параметры индуктора.

На базе лаборатории ресурсосбережения при Херсонской государственной морской академии был разработан магнитный активатор топлива (Магнитрон), который работает по принципу дискретно-градиентной обработки топлива. Он разработан для использования на топливной системе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) судов, автомобилей, спецтехники. Активатор топлива магнитный для топливопроводов ДВС представляет собой две гибкие пластины, габаритные размеры которых зависят от мощности двигателя. Для судовых двигателей и отопительных котлов и аппаратов, магнитный активатор топлива изготавливается в виде двух разъемных полуцилиндров.

Выводы. Возвращаясь к магнитной обработке топлива, следует сказать, что попутно от поляризованных молекул топливовоздушной смеси поляризуется и масло в двигателе, частички масла меньше выбрасываются с выхлопными газами (особенно на старых судовых двигателях). Это обеспечивает снижение выброса вредных газов (в т. ч. СО и СН). На сегодняшний день не существует единой теории, какая объяснила б влияние магнитного поля на структуру и свойства углеводородных топлив, зависимость их показателей от параметров магнитного поля, влияние на эксплуатационные свойства двигателей а также на их экологические и экономические показатели. В связи с этим есть смысл произвести более углубленные исследования в этой области.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дудышев В. Д. “Электроогневая технология-эффективный путь решения энергетических и экологических проблем” // “Экология и промышленность России”. – 1997. – № 3.

2. Дудышев В. Д. Способ внутренней очистки выхлопных газов ДВС Патент РФ № 2165031.

3. Кудрявский Ю. П., Погудин О. В., Зеленин В. И., Нечаев В. А. Разработка и испытания аппаратов и устройств – фильтр модификаторов для обработки углеводородного топлива в магнитном поле. Выбор оптимальных конструкций, модификаторов, обеспечивающих снижение удельного расхода топлива на 10-20% // Фундаментальные исследования. – 2006. – № 1 – С. 81-82.

4. Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения: ГОСТ Р 51249-99. Введ. 01.01.2000. – М. : ИПК «Изд-во стандартов», 1999. – 11 с.

НОВЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Настасенко В. А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Анализ состояния проблемы, постановка цели и задач исследования

Одними из наиболее распространенных двигателей в настоящее время являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС) – бензиновые и дизели, которые применяют во всех видах транспорта: - морском, автомобильном, железнодорожном и в малой авиации.

Основным видом их топлива являются продукты переработки нефти, которые при сгорании бесповоротно теряются, поскольку составляющие их высокомолекулярные углеводороды превращаются в углекислый газ и воду и эти процессы необратимы.

По прогнозам ЮНЕСКО запасы нефти будут исчерпаны до 2050 года, газа – до 2070 года, а с учетом усовершенствования разведки новых и интенсификации добычи заброшенных месторождений – до 2100 года.

Поскольку традиционные источники топлива для ДВС на базе нефти и газа в XXI веке могут быть исчерпаны, поэтому потребность перехода на иные источники энергии, в первую очередь – возобновляемые, является неизбежной и актуальной и определена лишь периодом в несколько десятков лет. Научная новизна работы заключается в поиске новых наиболее перспективных путей развития судовых ДВС и двигателестроения в условиях исчерпаемости традиционных и перехода к нетрадиционным видам топлива. Практическая значимость работы – решение задачи перевода ДВС на высокоэффективный и наиболее простой вариант применения возобновляемого топлива, что не только повышает технико-экономические показатели в данной сфере, но и позволяет решить проблему мирового энергетического кризиса в целом.

Целью данной работы является анализ возможностей развития нетрадиционной энергетики, в т.ч. в судоходстве, и ее влияния на разработку будущих поколений двигателей внутреннего сгорания.

Объектом исследования является анализ основных видов нетрадиционных энергетических систем и создание на их базе новых ДВС, работающих на возобновляемых видах топлива. Предметом исследования является изыскание наиболее перспективных путей развития ДВС будущих поколений, в т.ч. работающих на возобновляемых видах топлива.

Поиск путей решения проблемы

Преодолеть непрерывно растущую угрозу исчерпаемости источников нефтяных и газовых энергоносителей можно тремя основными путями:

1. Созданием высокоэффективных и экономичных химико-физических процессов синтеза высокомолекулярных углеводородов из простых исходных продуктов – углерода и водорода, подобных естественному процессу фотосинтеза;
2. Постепенным уменьшением расхода нефтяного и газового топлива и заменой их другими видами топлива, из которых наиболее перспективными считаются возобновляемые;
3. Переходом к иным (нетрадиционным) возобновляемым источникам энергии и энергетическим машинам.

Первый путь (синтез) – пока слишком сложен и дорог, поэтому является лишь очень далекой перспективой, хотя уже разработаны простые технические способы превращения в бензин различных отходов из высокомолекулярных углеводородов, например, резиновых автомобильных покрышек, пластиковых банок и им подобных продуктов.

Однако начальные продукты этих отходов – тоже созданы из нефти или газа, поэтому данный путь ведет лишь к их экономии, но главное – к улучшению экологической обстановки, что делает его перспективным при любых других условиях. Кроме того, этих

продуктов недостаточно даже для возобновления выпуска начальных изделий из нефти или газа, поскольку потребности общества в них тоже постоянно растут.

Второй путь (традиционный) – развивается за счет:

1. Усовершенствования бензиновых и дизельных двигателей, в первую очередь – их камер сгорания и цилиндров, систем сжигания, ввода и отвода топлива и продуктов его сгорания. Но они подошли к пределам своих возможностей, поэтому данный путь требует больших экономических затрат и кропотливого инженерного труда, а улучшения возможны лишь за счет развития научно-технического прогресса и создания новых прогрессивных открытий и изобретений, что является сложнопрогнозируемым умственным процессом, перспективы которого неясны. Однако любое совершенствование ДВС не позволяет полностью отказаться от использования нефти и газа, что не дает возможности решить эту проблему в требуемом в данной работе виде.

Ко второму традиционному пути также относятся:

2. Переход на другие виды топлива, в т.ч. газовое, водно-угольное и др. Если газовое топливо в ДВС применяется давно и успешно, то использование порошкового угля в ДВС – находится еще лишь в начальной стадии.

Однако запасы газа и угля тоже исчерпываемые, хотя угля хватит на больший срок (200…300 лет) чем газа. Но его добыча в шахтах значительно сложнее и опасней, чем добыча нефти или газа, и по мере исчерпаемости угольных запасов, эта опасность будет расти. Кроме того, сами двигатели и системы подачи водно-угольной топливной смеси являются более сложными, чем аналогичные системы для топлива из нефти и газа, но самым большим их недостатком является возможность выпадения угля в осадок при подаче и хранении топлива.

Нетрадиционные виды топлива для второго пути:

1. Полученные топлива из семян растений (рапса, подсолнуха, сои и др. маслянистых культур), или из продуктов, перегоняемых в спирты (сахарного тростника, свеклы и др.) или из отходов растений (соломы, стеблей, веток и т.д.), или из отходов животноводства и продуктов его жизнедеятельности (биологические газы, и др.).

Однако эти возможности ограничены площадями и плодородием земель. Например, при урожайности рапса в 70 центнеров с гектара, из него можно получить не больше 5 тонн дизельного топлива, потому для судна с суточной нормой расхода 150 тонн нужны 30 гектаров земли, а для годовой нормы – около 10 тыс гектаров, или участок 10×10 км^2 плодородных земель.

Для продуктов животноводства – такие же проблемы, и они растут, т.к. увеличивается количество переделов исходных пищевых продуктов.

Иной путь получение биогаза – из отходов жизнедеятельности людей и свалок мусора – пока еще несовершенен, но и при его усовершенствовании в первую очередь этот газ будет применяться для нужд городов, а не судов.

Использование биоотходов на судах – проблематично, выполненный в 2008 году дипломный проект [1] показал, что отходы жизнедеятельности на судне с экипажем 10-15 человек дают 1…1,5 м^3 биогаза в сутки, и даже на пассажирских судах с тысячами пассажиров, его доля не превышает 5% от суточных потребностей газа для главных двигателей. Но и этот показатель значительно снижают моющие средства, которые почти всегда попадают в систему создания биогаза и угнетают работу полезных бактерий.

Поэтому покрытие биотопливом потребностей флота и других отраслей производства и быта человечества – в полной мере невозможно.

Прямое применение растений и древесины в качестве брикетов топлива ограничено неудобством подачи их в камеру сгорания и неудобствами их хранения, а перегонка их в спирты, или в другой вид жидкого топлива, ведет к дополнительному переделу, т.е. – к росту потерь и экономических затрат. Дополнительной проблемой по-прежнему, является ограничение площадей плодородных земель и площадей лесов, в т.ч. их хищническое уничтожение.

К пока еще нетрадиционным видам топлива в гражданском флоте следует отнести ядерное.

Однако ядерная энергетика способна обеспечить замену традиционных видов топлив лишь на крупных судах и является опасной, как для экологии, так и для общества, особенно в условиях международного терроризма и пиратства.

Более перспективным топливом для ДВЗ может быть водород, в первую очередь – получаемый из воды электролизом, который является наиболее простым и технически доступным процессом его получения. Однако затраты электроэнергии на электролиз велики, что при нынешней ее цене – экономически невыгодно, а получаемая затем при сжигании водорода энергия – значительно меньше той, что была потрачена за 2 передела: 1) на выработку электроэнергии, 2) на сам электролиз. Поэтому экономически более целесообразно топливо для электростанций, которое идет на выработку электроэнергии для дальнейшего электролиза, напрямую сжигать в ДВС.

Таким образом, проведенный анализ показал, что ни одно из рассмотренных топлив не позволяет полностью решить поставленную в данной работе задачу развития ДВС.

Третий путь – переход на двигатели нетрадиционной энергетики.

В настоящее время выделяют 3 вида нетрадиционной (альтернативной) энергетики и их комбинации: 1) ветровую, 2) солнечную, 3) гидроволновую. В принципе, они могут удовлетворить 100% энергетических потребностей на суше, но для судов имеются свои ограничения, связанные с их габаритами, большой мощностью и условиями эксплуатации.

Анализ показал, что наибольшие удельные мощности среди этих видов энергетики имеет гидроволновая, с использованием механической энергии морских волн. Однако для судов 3-го и последующих поколений, имеющих более 250 м в длину и 35 м в ширину, качка волнами несущественна, даже при волнении в 7 баллов (зоны больших штормов рекомендуется обходить).

Солнечные энергетические установки теплового вида имеют низкий КПД <10%, что требует больших их размеров или количества, для которых на судне не хватает места, а на базе полупроводниковых фотоэлектрических элементов – КПД увеличивается до 20%, но они быстро разрушаются от воздействия морской воды и воздуха и являются более дорогими. Кроме того, все они работают лишь в светлое время суток, что фактически требует удвоения их на судне для накопления энергии на ночной период и наличия для этого аккумуляторов или конденсаторов, что снижает грузоподъемность.

Ветровой энергетике в современных условиях уделяется наибольшее внимание, на суше ветроэлектроэнергетические установки лопастного типа нашли широкое применение. Однако размеры их лопастей составляют величину ≈10 м на 1 МВт вырабатываемой электроэнергии, поэтому на судне для них нет места, которое должно обеспечивать возможность их поворота за направлением ветра. Кроме того, их лопасти опасны, а их мелькание может вызывать эпилепсию и другие расстройства здоровья экипажа.

Самым простым вариантом использования ветра для судов является проект ”SkySails” с надувным парусом типа летящего крыла, закрепленного в носовой части судна [2], который в 2008-2009 г. прошел широкомасштабные эксплуатационные испытания. При попутном ветре в секторе $\pm 50^{o}$ к ходу судна, его тяговая сила увеличивается до 20%, что не решает всех проблем. Дополнительное их преимущество – меньший крен от действия ветра. Однако узкий сектор эффективного действия ветра ($\pm 50^{o}$) существенно ограничивает возможности использования данной системы, кроме того, оно возможно лишь на магистральном пути и невозможно в узостях плавания. Недостатком также является потребность квалифицированного контроля и управления парусом, особенно при его запуске и спуске, и возможность его повреждения при свертывании, особенно при падении в воду. Кроме того, одного такого паруса мало для полной замены главного двигателя. Хотя при использовании большого их количества этот недостаток значительно снизится, но при этом растет сложность управления парусами, особенно потребности избежания их столкновения, перекрещивания и перекручивания от действия ветра во время хода судна, а осо-

бенно при их подъеме и спуске. Поэтому полная замена ДВС на систему SkySails невозможна.

Во второй половине XX века разрабатывались также проекты мачтовых парусных судов [3]. Наиболее простым вариантом является автоматически свертываемый парус типа переносного киноэкрана, на всю высоту мачты. Однако система мачтовых парусов не очень надежна и опасна, особенно в штормовой обстановке, а ее зависимость от силы ветра не гарантирует нужной скорости для своевременной доставки груза. Другим недостатком использования мачт является существенное изменение остойчивости судна. Кроме этого, для крупнотоннажных судов нужна большая парусность и количество мачт (≈ 1200 м^2 и 1 мачта на 3000 тонн водоизмещения судна), что усложняет управление ими и исключает размещение грузов на палубе.

Таким образом, парусно-мачтовая система неперспективна для крупнотоннажных судов, а система SkySails сделала подобные проекты нецелесообразными. Однако паруса могут применяться для яхт и малотоннажных судов с нерегулярными перевозками.

Более перспективными, как показали выполненные в 2009-2010 г. дипломные проекты [4-6], являются роторные и карусельные ветровые электрогенераторные установки. Однако недостаток места для их размещения на судне, ограничивает их реальную мощность ≈ 10% от мощности главных ДВС, (у танкеров и паромов с большими палубами он повышается до 50%, но на танкерах применять их нельзя по правилам пожаробезопасности, а для паромов – применение возможно, следует лишь преодолеть инерцию мышления судовладельцев).

Более перспективными по удельной мощности являются гидроволные электроэнергетические установки. Однако недостатком известных установок является сложный механизм для преобразования кинетической энергии поступательного движения морских волн во вращательное, необходимое для привода электрогенератора. Кроме того, такие механизмы часто ломаются под ударами мощных волн (фактическая их жизнеспособность – до первого сильного шторма), а повышение их прочности и надежности – повышает нижний порог восприятия колебаний волн, что ограничивает условия их применения и удорожает конструкцию.

Указанные недостатки устраняет новый гидроволновой электрический генератор, созданный по патенту на изобретение Российской Федерации № 2396673 [7].

Главное отличие предложенных в нем гидроволновых электрических генераторов от известных – отсутствие механической части для превращения движения волн во вращение статора или ротора, что не только упрощает их конструкцию, но и способствует росту к.п.д. до 75…85%, который во всех известных видах нетрадиционных энергетических установок не превышает 25….35%, а также обеспечивает повышение надежности и долговечности этой системы. Данные генераторы имеют гравитационный принцип действия и производят электрический ток при качании ротора и статора относительно друг друга. На рисунке 1.а ротор 1 закреплен на остове плавающего средства 4, а статически неуравновешенный статор 2 генератора 3 свободно подвешен, поэтому он обретает строгую ориентацию P к центру Земли, за счет сдвига e его центра масс $O_м$ относительно центра $O_в$ ротора. При качании плавающего средства волнами на угол ± α, относительное движение образовывающих электрический ток обмоток статора и ротора ведет к появлению в них ЭДС и к выработке электрического тока.

Аналогичные действия возможны при закреплении на плавсредстве 4 статора 2 генератора 3 и подвешивании груза 5 к ротору 1 (рисунок 1.б.).

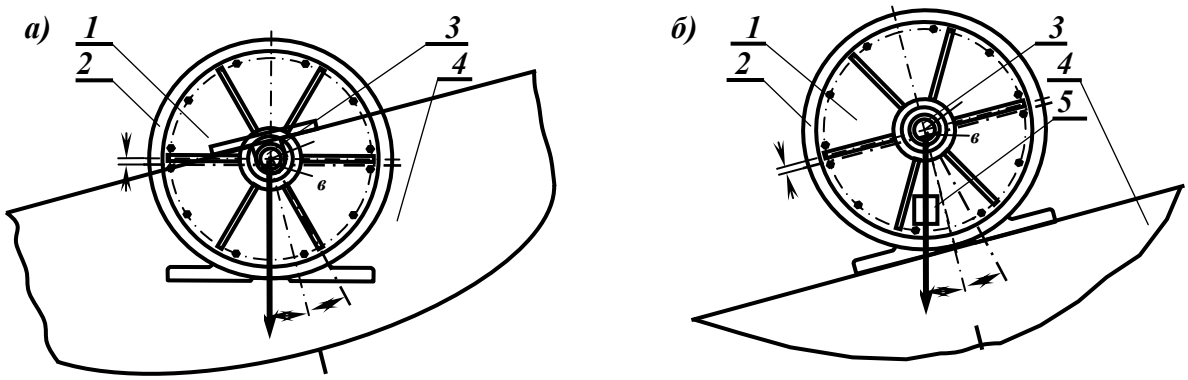


Рисунок 1. Варианты размещения на плавсредствах гравитационных гидроволновых электрогенераторов и схемы их принципиальной работы.

Их работа возможна при наименьшем колебании волн, начиная с 1 балла, и их мощность растет пропорционально силе колебания волн. Однако, как отмечалось ранее, крупнотоннажные суда малочувствительны к качке, и прямое их применение нецелесообразно, поскольку ведет к незначительному количеству производимой электроэнергии. Кроме того, выполненный в 2008 году дипломный проект [8] показал, что для судна дедвейтом 12 тыс. тонн и мощностью главного двигателя 4500 кВт, развивающего скорость 12 узлов, нужны 240 таких гидроэлектрогенераторов, имеющих диаметр 1,6 м, длину 1,3 м и массу 5 тонн, что уменьшает полезную массу перевозимых грузов на 15%. При этом исходная мощность генераторов рассчитана для волнения в 3 балла и растет от силы волн, поэтому при меньшем волнении груз не будет доставлен в срок, а при большем – количество таких генераторов становится завышенным, лучше заменять их полезным грузом.

Таким образом, прямое применение таких систем на судах также нецелесообразно, кроме маломерных судов для нерегулярного плавания, в т.ч. разработанных по патенту РФ № 2397104 от 12.01.2009 [9] спасательных шлюпок.

Проведенный анализ показал, что ни один из известных вариантов нетрадиционной энергетики не может обеспечить 100% замены судовых ДВС, поэтому они не могут быть рекомендованы как основные, а лишь как дополнительные источники энергии, что не позволяет решить поставленную в данной работе задачу. Поскольку потребность в судовых ДВС сохраняется для современного уровня развития техники, поэтому необходим поиск новых путей решения поставленной задачи – создание ДВС, работающих на возобновляемых видах топлив и обеспечение выбора этих топлив.

Предлагаемый путь перехода от традиционных к нетрадиционным системам ДВС. В данной работе предложен новый вариант – использование нового вида гидроволновых генераторов для прибрежных электростанций, размещаемых в местах, где волны образуются наибольшее число дней в году. В северных морях всегда имеется волнение. В южных морях СНГ волнение хотя бы в 1 балл имеется 320 дней в году, а в остальные дни – его нет лишь 2…4 часа в предутреннее время суток летних месяцев, что компенсируется размещением таких электростанций в других местах или в других морях и часовых поясах, с переброской электроэнергии по электросетям.

Вырабатываемая при этом электроэнергия будет в 6…7 раз дешевле, чем от ТЭЦ, поскольку исключаются: затраты на топливо, составляющие ≈ ½ от общих затрат; а также котлы, паропреобразователи, турбины и системы их обслуживания, наличие и содержание которых составляет ≈ ⅓ от общих затрат. Кроме того, сокращение общей цепи повышает ее надежность и КПД.

Таким образом, значительное удешевление выработки электроэнергии делает экономически целесообразным процесс электролиза воды и получение при этом водорода,

как топлива для ДВС будущих поколений. Данный вывод положен в основу разработки новой концепции развития ДВС.

Общие выводы и разработка новой концепции. Водород является экологически чистым, восстанавливаемым и практически неисчерпаемым источником энергии, поскольку при его сгорании в кислороде образуется вода, которая при электролизе снова раскладывается на водород и кислород, что обеспечивает возможность их взаимного превращения в бесконечном количестве циклов.

С учетом выявленных недостатков, преимуществ и требований для традиционных и нетрадиционных судовых топлив и энергетических систем, предложено сформулировать исходные данные для последующей разработки новой концепции в сфере развития судового и общего двигателестроения:

1. Все известные нетрадиционные энергетические установки и топлива для многотоннажных судов могут быть лишь дополнительными источниками энергии.

2. Нетрадиционные энергетические установки и топлива могут быть основными источниками лишь для маломерных судов, при обязательной комбинации разных их видов, среди которых наиболее целесообразна пара – гидроволновые генераторы по патенту РФ № 2396673 и фотоэлектрические элементы для выработки электрического тока во время отсутствия волн.

3. Без усиленных поисков новых технических решений в данном направлении, создание высокоэффективных нетрадиционных энергетических установок для судов будет откладываться на все более далекое будущее, что не отвечает требованию уменьшения расхода топлива на транспорте.

4. Для крупных судов наиболее перспективным является переход к ДВС на водородном топливе, которое получено электролизом воды за счет электрического тока, производимого прибрежными электростанциями с гидроволновыми генераторами по патенту РФ № 2396673.

5. При этом на судах перевозить можно лишь водород, что значительно уменьшает объемы и массу емкостей, а кислород добывать из атмосферы, используя компрессоры и газоразделяющую технику, например криогенную.

6. Учитывая относительно низкий КПД ДВС поршневого типа, более перспективным является переход на ракетные двигатели на водородном топливе. При этом для крупнотоннажных судов исходными могут быть двигатели, разработанные для ракеты «Энергия» носителя космического челнока «Буран».

Эти исходные положения являются основой для разработки новой концепции развития ДВС для судов и других видов транспорта и систем, где их применяют, что позволяет заблаговременно направить необходимые научные, денежные, материальные и человеческие ресурсы в нужном направлении, ускорить разработки, избежав непродуктивных потерь.

Украина и Россия, с их еще достаточно большим научно-техническим потенциалом, не должны остаться позади передовых зарубежных фирм, которые ведут подобные исследования, а учет предложенной концепции уже в ближайшее время, дает существенные преимущества на начальном этапе работ отечественным ученым, конструкторам и производителям двигателей внутреннего сгорания в соревновании с зарубежными.

Таким образом, все поставленные в работе цели и задачи выполнены. Показано, что наиболее перспективным из известных топлив является водородное, получаемое электролизом воды на базе выработки дешевой электроэнергии электрогенераторами по патенту РФ № 2396673. Показано, что наиболее перспективными среди известных, являются ДВС на водородном топливе. Показано, что дальнейшее развитие ДВС для судов и другой техники, в т.ч – железнодорожной, возможно на базе ракетных двигателей. Концепция предпочтительности разработки ДВС на водородном топливе с возможностью перехода на ракетные двигатели в судостроении предложена впервые.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проценко О. П. "Аналіз умов експлуатації і підвищення паливної економічності суднових енергетичних установок шляхом використання біоенергетичних установок" Дипломний проект –Херсон, ХДМІ, 2008. –130 с.
2. Zeppelin SkySails, Sales and Servise – Germany, Hamburg: 2007 – 32 p.
3. Перестюк И. Н. Паруса атомного века //Катера и яхты. 1983. №1. – с.22-27.
4. Мусієнко В. М. "Підвищення техніко-економічних показників експлуатації енергетичної установки судна "Ліра" шляхом використання підйомних вітроенергетичних двигунів" Дипломний проект – Херсон, ХДМІ, 2009. – 120 с.
5. Резніков С. В. "Підвищення техніко-економічних показників експлуатації енергетичної установки судна "Orion" шляхом використання підйомних вітроенергетичних двигунів" Дипломний проект – Херсон, ХДМІ, 2009. – 120 с.
6. Алєксєєв А. М. "Підвищення техніко-економічних показників експлуатації суднової енергетичної установки порому типу "Скіф-2" проекту CNF 03.01 шляхом використання вітрогенераторних установок" Дипломний проект – Херсон, ХДМІ, 2010. – 120 с.
7. Патент РФ № 2396673 Генератор электрического тока, его варианты и способы их установки. МПК H02K 19/00 Заявка № 2009100832/09 от 12.01.09. Авт. и патентовладелец Настасенко В. А. //БИ № 22 от 10.08.2010.
8. Корчагін П. Ю. "Аналіз умов експлуатації суднових енергетичних установок і можливостей заміни двигунів головного руху застосуванням модульних хвильових енергетичних установок" Дипломний проект – Херсон, ХДМІ, 2008. – 130 с.
9. Патент РФ № 2397104 Спасательная шлюпка с устройством для обеспечения ее хода и ее непрямое применение. МПК B63C 9/02. Заявка № 2009100835/09 от 12.01.09. Авт. и патентовладелец Настасенко В. А. //БИ № 23 от 20.08.2010.

СОЛНЕЧНЫЕ БАТАРЕИ КАК АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА СУДНЕ

Растегина Г. И.
Херсонская государственная морская академия

Введение. В настоящее время для получения энергии в основном используются традиционные энергоресурсы, такие как - нефть, уголь, природный газ. При этом наносится колоссальный ущерб экологии нашей планеты. Запасы этих традиционных источников далеко не бесконечны. Например, в год в мире потребляется столько нефти, сколько ее образуется за 2 млн. лет. Поэтому их относят к невозобновляемым источникам энергии. В последнее время большое внимание уделяется так называемым возобновляемым источникам энергии, таким как энергия ветра, солнца, прилива и т.д. В этом ряду солнечная энергетика занимает не последнее место.

Актуальность исследований. Полное количество солнечной энергии, поступающей на поверхность Земли за неделю превышает энергию всех мировых запасов нефти, газа, угля и урана. [1].

Человек уже давно обеспечивает свои нужды, используя энергию Солнца – для естественного освещения жилищ, нагрева воды, сушки и даже приготовления пищи. Однако, солнечное излучение подвержено сезонным, погодным и суточным изменениям, поэтому необходимо позаботиться о сохранении полученной энергии Солнца.

Постановка задачи. Сегодня создавать энергетические запасы можно самыми разными способами и в разных формах. Речь идёт о химической энергии, сохраняемой в электрохимических аккумуляторах, потенциальной энергии воды в резервуарах, тепловой энергии в тепловых аккумуляторах, кинетической энергии.

В настоящее время используют в основном два способа преобразования солнечной энергии: фототермический и фотоэлектрический**.** В первом, теплоноситель нагревается в солнечном коллекторе до высокой температуры и используется для горячего водоснабжения или отопления помещений. Во втором, прямое преобразование солнечного излучения в электрический ток с помощью полупроводниковых фотоэлементов – фотоэлектрических преобразователей, которые называют солнечными батареями. Материалом для них служит один из самых распространенных в земной коре элементов – кремний, а «топливом» – бесплатные солнечные лучи.

Фотоэлектрические преобразователи (ФЭП) являются источниками постоянного тока, от которых можно заряжать электрохимические аккумуляторы и таким образом сохранять полученную энергию, нужно только правильно подобрать все составные элементы фотоэлектрической системы.

Результаты исследований. Работа ФЭП основана на фотогальваническом эффекте, открытом Александром Эдмондом Беккерелем в 1839 году. Он определил, что энергию солнца можно трансформировать в электричество посредством специальных материалов-полупроводников, названых в дальнейшем фотоэлементами. Такой способ получения электричества является самым эффективным, так как подразумевает одноступенчатый переход энергии, в отличие от методов, включающих этап термодинамического преобразования – например как в солнечных паровых машинах, где ток вырабатывается за счет расширения нагретого солнцем водяного пара, углекислого газа, или других похожих термопоглощающих веществ.

Излучение Солнца у поверхности Земли составляет 1350 Вт на квадратный метр. Произведя определённые математические расчёты можно прийти к выводу, что получить десять кВт можно с площади в семь с половиной квадратных метров. [2].

Однако сразу же необходимо оговориться. Эта цифра применима только по отношению к определённым климатическим условиям. Необходим солнечный день (а именно полдень и Солнце в зените) и тропическая зона.

Когда Солнце начинает слегка садиться, длина пути лучей, разумеется, увеличивается и не избежать потерь. Но даже в более привычной нам средней полосе летним днём можно получить около одного (а то и больше) кВт солнечной энергии на каждый квадратный метр.

Использовать энергию солнечных элементов можно также как и энергию других источников питания, с той разницей, что солнечные элементы не боятся короткого замыкания. Каждый из них предназначен для поддержания определенной силы тока при заданном напряжении. Но в отличии от других источников тока характеристики солнечного элемента зависят от количества падающего на его поверхность света. Например, набежавшее облако может снизить выходную мощность более чем на 50%.

Кремниевые солнечные элементы являются нелинейными устройствами и их поведение нельзя описать простой формулой типа закона Ома. Вместо нее для объяснения характеристик элемента можно пользоваться семейством простых для понимания кривых - вольтамперных характеристик (ВАХ). На рисунке 1 представлена ВАХ одного солнечного элемента, снятая при стандартных условиях (Standart Test Conditions), т.е., при солнечной радиации 1000 Вт/м^2, температуре - 25°С и солнечном спектре на широте 45° (АМ 1,5).

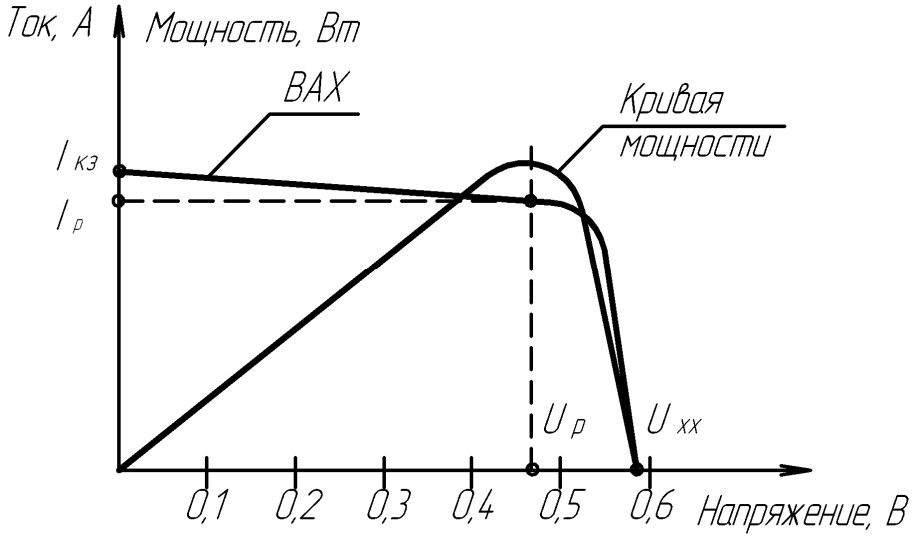


Рисунок 1. ВАХ и кривая мощности одного солнечного элемента

Точка пересечения кривой с осью напряжений называется напряжением холостого хода - U_{xx}, точка пересечения с осью токов – током короткого замыкания $I_{кз}$.

Напряжение холостого хода, генерируемое одним элементом, слегка изменяется при переходе от одного элемента к другому в одной партии и от одной фирмы изготовителя к другой и составляет около 0.6 В. Эта величина не зависит от размеров элемента. По иному обстоит дело с током. Он зависит от интенсивности света и размера элемента, под которым подразумевается площадь его поверхности. Элемент размером 100×100 мм в 100 раз превосходит элемент размером 10×10 мм и, следовательно, он при той же освещенности выдаст ток в 100 раз больший.

На рис. 1 также представлен график зависимости выходной мощности от напряжения. Максимальная мощность солнечного элемента определяется как наибольшая мощность при STC. (Standart Test Conditions).

Напряжение, соответствующее максимальной мощности, называется напряжением максимальной мощности (рабочим напряжением – U_p), а соответствующий ток – током максимальной мощности (рабочим током – I_p).

Пиковая мощность соответствует напряжению около (0,45….0,47) В. В расчетах можно принять рабочее напряжение одного элемента при STC равным 0,45 В.

Обычно в светлое время суток аккумуляторные батареи заряжаются, а в темное время – разряжаются. При этом необходимо контролировать, что бы во время работы аккумуляторной батареи на нагрузку напряжение на одном элементе аккумулятора было бы не ниже 1,2…1,15 вольт. При напряжении ниже 1,15 вольт аккумулятор необходимо снять с работы и поставить на зарядку. В противном случае за короткое время напряжение на элементах аккумулятора упадет до 1,1 вольта, и такую разряженную аккумуляторную батарею уже невозможно будет использовать без серьезной зарядки.

Если же солнечная батарея обеспечивает ток, меньший чем номинальный зарядный ток, менее 0,08 от емкости аккумуляторов, то в данном случае речь может идти не о зарядке, а только о подзарядке аккумуляторов.

Рассмотрим **пример расчета** солнечной батареи, необходимой для зарядки аккумуляторов. Во время зарядки аккумулятора напряжение на одной банке должно находиться в пределах 1,4 В [3].Пусть для питания аппаратуры применяют напряжение 12 В. Такое напряжение могут обеспечить 10 никель-кадмиевых аккумуляторов, включенных последовательно. Для зарядки батареи из 10 никель-кадмиевых аккумуляторов, включенных последовательно, необходимо обеспечить напряжение на них равное 14 В (10×1,4=14). При максимальном КПД работы солнечной батареи, когда напряжение на одном солнечном элементе составит 0,45 В, напряжение 14 В может обеспечить солнечная батарея состоящая из 31 элемента (14/0,45=31). Учтем падение напряжение на диоде, равное 0,7 вольта. Следовательно, солнечная батарея должна иметь еще два лишних элемента. Суммарное количество солнечных элементов в батарее в этом случае будет равно 33 (31+2=33). Напряжение фото ЭДС солнечной батареи содержащей 33 элемента составит 19,8 В. Итак, для зарядки аккумуляторной батареи напряжением 12 В, необходима солнечная батарея напряжением фото ЭДС почти 20 В.

В настоящее время солнечные батареи находят широкое применение в космической технике, быту, экспедициях, на пока что экспериментальных судах, для питания знаков водной навигации.

В 2010 году построено уникальное судно-катамаран «Туранор» длиной 31 метр, оснащенное солнечными батареями общей площадью 537 м^2, генерирующих до 93,5 кВт электроэнергии. [4] Они питают литиево-ионные аккумуляторы, в свою очередь, дающие ток электромоторам, которые приводят во вращение гребной винт. Судно намерено совершить кругосветное путешествие, используя только энергию солнца.

Прошло модернизацию судно «Auriga Leader». С целью сокращение выбросов углекислого газа в атмосферу судно длиной 200 метров и водоизмещением 60213 тонн оборудовано 328 солнечными панелями (стоимостью $1,68 миллиона), которые производят до 40 киловатт электроэнергии. Этого, конечно, маловато – получается лишь 0,2…0,3% от энергии, необходимой двигателям, и до 6,9% от требуемой для освещения и других целей. И тем не менее «зелёное» начало в судоходной отрасли, на долю которой приходится на 1,4-4,5% глобальных выбросов парниковых газов [5].

Срок службы современной солнечной батареи более 25 лет – типичный КПД 14%. Идеализированный солнечный элемент способен преобразовать до 70% падающего солнечного света, а на практике технически достижимым следует признать показатель в 50%. Уже созданы опытные образцы, имеющие КПД 40%. Это позволит уменьшить габариты солнечных батарей и все шире применять их на судах.

Выводы. Итак, при достаточном количестве солнечных элементов можно создать солнечную батарею с практически любыми напряжением и током, и способную обеспечить зарядку любого типа аккумуляторов. Все дело только в стоимости такой солнечной батареи. Конечно, не следует забывать, что мощная солнечная батарея будет занимать большую площадь для своей установки. Следует также заметить, что если полноценное солнечное освещение батареи бывает ограниченное время суток, то желательно использо-

вать солнечную батарею, обеспечивающую ускоренный зарядный ток, величина которого находится в пределах 0,15-0,3 от емкости аккумуляторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Энергия из кладовых солнца [электронный ресурс] SOLAR BATTERY. Режим доступа http://solbat.narod.ru/1.htm/

2. Особенности солнечного излучения [электронный ресурс] SUNBATTERY. Режим доступа http://sunbattery.net/princip_dejstvija.php.

3. Баранов А. П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М. : Транспорт, 1988.

4. Крупнейшее в мире солнечное судно пересекло Атлантику [электронный ресурс] MEMBRANA. Режим доступа http://www.membrana.ru/particle/11132.

5. Представлен первый в мире солнечный сухогруз [электронный ресурс] MEMBRANA. Режим доступа http://www.membrana.ru/particle/13398

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Рыжова В. Ю.
Николаевский политехнический институт (Украина)

Введение. Известен двигатель Стирлинга (ДС), который может работать при различных перепадах температуры, и имеющий ряд неоспоримых преимуществ. Возможность его работы на широкий спектр топлива, простота конструкции, увеличенный ресурс за счёт отсутствия многих ненадёжных агрегатов, экономичность, бесшумность, экологичность привлекают многих исследователей и производственников.

Важной особенностью ДС является его способность работать с различными топливами – торф, измельчённый уголь, сланцы, отходы сельскохозяйственного производства, лесоперерабатывающей промышленности шелуха от семечки и всё то, что при сгорании выделяет тепло.

На ряду с отмеченными преимуществами двигатель имеет ряд недостатков. В их числе большая материалоёмкость, а для получения характеристик, сравнимых с характеристиками двигателя внутринего сгорания (ДВС), приходится применять высокие давления (свыше 100 атм) и специальные виды рабочего тела – водород, гелий [1]. Отрицательно и техническое решение, когда тепло не подводится к рабочему телу непосредственно, а только через стенки теплообменников. Для быстрого изменения мощности двигателя используются методы, отличные от тех, которые применялись в ДВС. Буферная емкость изменяемого объёма, изменение среднего давления рабочего тела в камерах, изменения фазного угла между рабочим поршнем и вытеснителем, также снижают показатели ДС.

Актуальность темы. Актуальность исследования связана с поиском путей совершенства и внедрения ДС в отраслях экономики. Двигатель разработан в 1816г. шотландцем Робертом Стирлингом [2]. К началу 90-х годов прошлого столетия работы по двигателю проводились известными фирмами: Philips (Нидерланды), «General Motors Co», «Ford Motor Co», «NASA Lewis Research Center», «Los Alamos National Laboratory» (США), «MAN - MBW» (Германия), «Mitsubishi Electric Corp.», «Toshiba Corp.» (Япония). В течении последнего десятилетия работы проводятся фирмами «Daimler Benz» и «Cummins Power Generation» (CPG) и другими. В России, на основе ДС мощностью 10 кВт и 36-лепесткового солнечного концентратора диаметром 10м, разработана солнечная энергетическая установка для межпланетной космической станции «Альфа». Научным институтом «Архимед» ведутся опытно-конструкторские работы по упрощению и снижению

стоимости производства двигателей. В 2000-2001 годах фирмой «Мицубищи дзюкоге» на кораблестроительной верфи «Кобе» проведены работы по оснощению подводной лодки «Асасио» энергетической установкой замкнутого цикла с ДС.

Цель доклада. Показать целесообразность и пути ускорения использования двигателя в отраслях экономики, за счёт решения ряда сложных задач технического характера.

Результаты исследования. История создания и совершенствования двигателя Стирлинга показывает его в трёх возможных классических видах [3]. Первый вид – двигатель «Альфа – Стирлинг». Он содержит два силовых поршня в разделённых цилиндрах. Один поршень – «горячий», другой – «холодный». Цилиндр с горячим поршнем находится в теплообменнике с более высокой температурой, в то время как цилиндр с холодным поршнем находится в более холодном теплообменнике. Регенератор находится между горячей частью соединительной трубки и холодной. У данного типа двигателя отношение мощности к объёму достаточно велико, при этом высокая температура «горячего» поршня создаёт определённые технические проблемы.

Во втором виде двигателя «Бета-Стирлинг» – один цилиндр горячий с одного конца и холодный с другого. Внутри цилиндра движутся поршень (с которого снимается мощность) и «вытеснитель», изменяющий объем горячей полости. Газ перекачивается из холодной части цилиндра в горячую через регенератор. Регенератор может быть внешним, как часть теплообменника, или может быть совмещён с поршнем-вытеснителем.

Третий вид двигателя «Гамма-Стирлинг» – также имеет поршень и «вытеснитель», но при этом его конструкция представляется двумя цилиндрами — один холодный (в котором движется поршень, из которого снимается мощность), а второй горячий с одного конца и холодный с другого (в котором движется «вытеснитель»). Регенератор может быть внешним, в этом случае он соединяет горячую часть второго цилиндра с холодной и одновременно с первым (холодным) цилиндром. Внутренний регенератор является частью вытеснителя. Существуют виды двигателя не относящиеся к трём выше указанным классическим.

В их числе выделяется «Роторный двигатель Стирлинга». В этом двигателе — решена проблема герметичности за счёт герметичного ввода вращения, и проблема громоздкости благодаря отсутствию кривошипно-шатунного механизма (так как двигатель роторный).

Свойства ДС определены присущей только ему характеристикой рабочих циклов. Двигатель работает по замкнутому термодинамическому циклу, в котором циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управлением потоком рабочего тела осуществляется путём изменения его объёма. При работе двигателя имеют место: высокие значения среднего давления газа, свободное от масла рабочее пространство, отсутствие клапанного механизма, а передача тепла производится через стенки цилиндра или теплообменник.

В двигателе используется цикл Стирлинга, который по термодинамической эффективности не уступает циклу Карно, и даже обладает преимуществом так как состоит из мало отличающихся между собой изотерм и адиабат [3]. Практическая реализация этого цикла малоперспективна. Цикл Стирлинга состоит из четырёх фаз и разделён двумя переходными фазами: нагрев, расширение, переход к источнику холода, охлаждение, сжатие и переход к источнику тепла. На рис.1. приведена диаграмма «давление-объём» идеализированного цикла Стирлинга.

Таким образом, при переходе от тёплого источника к холодному источнику происходит расширение и сжатие газа, находящегося в цилиндре. При этом изменяется давление, за счёт чего можно получить полезную работу. Нагрев и охлаждение рабочего тела (участки 4 и 2) производится рекуператором. В идеале количество тепла, отдаваемое и отбираемое рекуператором, одинаково. Полезная работа производится только за счёт изотерм, т.е. зависит от разницы температур нагревателя и охладителя, как в цикле Карно. Цикл Стирлинга позволил получить работающий двигатель со значительным уменьшением массо-габаритных показателей.

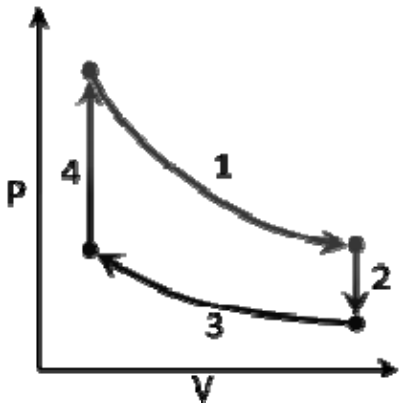


Рисунок 1. Диаграмма «давление-объём» идеализированного цикла Стирлинга.

В расчёте на один моль рабочего тела тепло, подведённое за цикл от нагревателя определяется выражением

$$Q_{1-2} = RT_1 \ln(V_2 / V_1), \tag{1}$$

где R – универсальная газовая постоянная,

V_1 – начальный объём вещества,

V_2 – полученный объём вещества.

В изохорном процессе (2-3) такого цикла тепло отводится от рабочего тела непосредственно к холодильнику, а в процессе 4-1 – подводится от нагревателя. КПД такого цикла будет определяться выражением

$$\eta = \frac{Q_{1-2} - Q_{3-4}}{Q_{1-2} + Q_{4-1}}, \tag{2}$$

Нетрудно видеть, что это выражение при ненулевом $Q_{4\text{-}1}$ и при тех же значениях $Q_{1\text{-}2}$ и $Q_{3\text{-}4}$, что и в цикле с регенератором, имеет меньшую величину. Пройденный в обратном направлении (4-3-2-1-4), цикл Стирлинга описывает холодильную машину. При этом направления передачи тепла $Q_{4\text{-}3}$, $Q_{3\text{-}2}$, $Q_{2\text{-}1}$ и $Q_{1\text{-}4}$ меняются на противоположные [4]. Наличие регенератора является необходимым условием осуществимости холодильного цикла Стирлинга, поскольку согласно второму началу термодинамики в изохорном процессе (3-2) невозможно нагреть рабочее тело от холодильника, имеющего более низкую температуру, или передать тепло в процессе (1-4) от рабочего тела нагревателю, имеющему более высокую температуру.

При этом двигатель представляет собой преобразователь энергии, относящийся к типу тепловых двигателей, совершающих механическую работу на выходном валу при подводе к ним тепловой энергии. Полезная работа в рабочем цикле Стирлинга совершается, как и в других тепловых двигателях, посредствам сжатия рабочего тела (гелий, водород) при низкой температуре и расширения того же рабочего тела после нагрева при более высокой температуре [5].

Существенным различием между двигателем внутреннего сгорания и ДС является отсутствие в последнем клапанов или отверстии для впуска и выпуска, поскольку рабочее тело (газ) постоянно находится в полостях двигателя [6]. Число оборотов двигателя можно регулировать изменяя количество газа в двигателе или величину среднего давления. Энергия двигателя формируется путём внешнего воздействия (подхода) при этом его нельзя с достаточной строгостью назвать двигателем внешнего сгорания [7], поскольку любой источник тепла с подходящей температурой, например сфокусированная солнечная энергия, аккумулированная тепловая энергия, тепловая энергия, выделяющая при горении металла, ядерная энергия и т.п. может быть использована для этой цели. ДС успешно можна использовать в медицинской практике, в системах механического привода аппаратов «искусственное сердце». Кроме основной функции двигатель может работать как генератор

вырабатывающий электроэнергию и автоматически заряжающий аккумуляторную батарею электромобиля.

Отмеченные выше недостатки ДС предлагается решать следующими путями. Необходима разработка мероприятий по снижению материалоёмкости, в которых решающую роль должно сыграть изменение конструкции двигателя, изменения принципа действия с кривошипно-шатунного механизма на механизм роторного типа. Для получения характеристик, сравнимых с характеристиками ДВС, где применяются водород, гелий, предлагается использовать инертный газ или газовые инертные смеси, имеющие максимальный коэффициент расширения. При нагреве рабочего газа происходит его расширение, увеличивается давление на лопатки ротора совершая вращательное движение. Отработанный газ охлаждается и поступает в нагревательную камеру и цикл повторяется заново. При этом тепло не подводится к рабочему телу непосредственно, а только через стенки теплообменников. Изготовление стенок теплообменника целесообразно изготавливать из материала высокой теплопроводимости (медь, алюминий, серебро). Важным заданием является приведение двигателя к турбинному типу, с использованием методов двигателя внешнего сгорания (дроссельная заслонка), уходя от кривошипно-шатунного механизма, что позволит быстро изменять мощность двигателя. Целесообразное использование некоторых технических решений ДВС, таких как буферная емкость изменяемого объёма, изменение среднего давления рабочего тела в камерах, изменения фазного угла между рабочим поршнем и вытеснителем.

Выводы и предложения. 1. Установлёны преимущества внедрения двигателя в отрасли экономики Украины. Показана целесообразность их эксплуатации в медицинской практике, в системах механического привода аппаратов «искусственное сердце», на автотранспорте, в составе криогенных газовых машин, в рефрижераторных установках, электрогенераторах малой мощности, на морских судах.

2. Показана эффективность ДС за счёт экологичности которая достигается отсутствием расхода рабочего тела, чистотой источника тепла и полнотой сгорания топлива, при этом загрязнение окружающей среды составляет 0,00000038%.

3. Предложены организационно-технические мероприятия, позволяющие повысить технико-экономические показатели ДС. Перспективу составляют универсальные энергетические системы с ДС в космических кораблях, подводных лодках и солнечных энергетических установках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ. – М. : Мир, 1986.
2. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга: Пер. с англ. М. : Энергия, 1978.
3. Уокер Г. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ. – М. : Машиностроение, 1985.
4. Двигатели Стирлинга. Пер. с англ. Под ред. В. М. Бродянского. М. : Мир, 1975.
5. Двигатели Стирлинга / [В. Н. Даниличев, С. И. Ефимов, В. А. Звонок и др.]; под ред. М. Г. Круглова. – М. : «Машиностроение», 1977.
6. «Двигатель с внешним подводом теплоты». Патент № 2105156 от 23 июня 1995 г., РФ
7. «Двигатель с внешним подводом теплоты». Заявка № 99110725 от 31 мая 1999 г., РФ

НОВИЙ ПІДХІД ДО КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ВПУСКУ ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВНИХ ГАЗАХ

Швець І. А., Литвин С. М.
Первомайський політехнічний інститут НУК (Україна)

Вступ. Застосування паливних газів альтернативного походження в ДВЗ сьогодні обмежено внаслідок їх специфічних особливостей – перемінного складу, наявності домішок та баласту. Використання таких газів як шахтний метан, попутний нафтовий газ, звалищний біогаз в «чистому» вигляді без попередньої їх обробки, підготовки та очищення, а також без виконання заходів з удосконалення та налаштування системи впуску двигунів не можливе.

Стійкість та надійність роботи двигуна при роботі на вищезазначених паливних газах, залежить від багатьох чинників. На першому плані фізико-хімічні властивості, відсоткове співвідношення паливо/повітря та рівномірність розподілу сумішей що вони утворюють в замкненому просторі в циліндрі. Так для газових двигунів правильна організація процесів сумішоутворення буде безпосередньо впливати на характер протікання процесів згоряння та тепловиділення, а відповідно визначати ефективність протікання робочого циклу в цілому, що дасть можливість отримати необхідні вихідні параметри.

Актуальність досліджень. Для забезпечення потрібної ефективності перемішування газоповітряної суміші в циліндрі необхідно забезпечити рівномірність концентраційного співвідношення газ/повітря та стабільність середнього коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі. Саме вони в першу чергу будуть впливати на протікання процесів згоряння та теплообміну. Тому вирішення проблем сумішоутворення в газових двигунах є на сьогодні одним з пріоритетних завдань.

Викладення основного матеріалу. Одним з перспективних шляхів вирішення даної проблеми, є використання кінетичної енергії руху потоку газу та повітря. Після їх змішування потік робить різку зміну напрямку руху з високою швидкістю що стимулює процеси турбулізації в ньому. Таким чином з'являється можливість підвищити ефективність процесів сумішоутворення, та відповідно покращити параметри робочого циклу двигуна.

В джерелі [1] для вирішення питань з ефективності процесів сумішоутворення в системі впуску газового двигуна було запропоновано до використання дотичний принцип подачі газового палива в камеру змішувального пристрою. Згідно даних результатів представлених в даній роботі використання зазначеного принципу подачі значно підвищує ефективність процесів сумішоутворення, за рахунок значного покращення концентраційного розподілу по перетину змішувальної камери на виході. Але внаслідок застосування такого принципу подачі газу, є необхідність зміни кута нахилу газового каналу, що завжди супроводжується незначним збільшенням величини гідравлічного опору змішувального пристрою.

Вищезазначений принцип вже частково реалізований на двигунах великої потужності на яких застосовується наддув. Зокрема на газовій машині модифікації 6ГЧН 25/34, яка випускається на підприємстві «Первомайськдизельмаш». Особливістю реалізації даного принципу є те що, змішувальний пристрій з щілинним підводом газу встановлюють на вхідний патрубок проточної частини компресора. Під час обертання колеса компресора отримана суміш потрапляє на його лопатки і під час процесів компримірування суміш здійснює її якісне перемішування. Застосування такої схеми забезпечує достатнє розрідження в змішувальній камері, та дає можливість забезпечити стабільність коефіцієнту надлишку повітря на номінальному режимі роботи.

На даний момент планується проведення експериментальних робіт з заміни змішувача з щілинною подачею на змішувач з дотичним напрямом розташування каналів підво-

ду газу. В цьому випадку планується поєднати ефективну роботу змішувача з дотичним розташуванням каналів та принцип домішування суміші в компресорі. Очікується отримання ефективного заповнення живого перетину впускного колектору сумішшю і, як наслідок, покращення сумішоутворення в цілому.

Але для двигунів, які не застосовують наддув, проблема залишкового домішування суміші залишається. В цьому випадку для забезпечення якісного домішування отриманої газоповітряної суміші необхідне застосування кінетичного перетворення потоку. Для вирішення цієї проблеми пропонується на вході в системі впуску встановити циклон.

Конструктивне виконання циклонного апарату передбачає наявність великої камери з дотичним розташуванням трубопроводу для підводу газоповітряної суміші. При входженні в камеру циклона газоповітряний потік змінює напрям руху з осьового на обертальний, і завдяки цьому відбувається зміна кінетичної енергії руху потоку що призводить до ефективного перемішування газу та повітря. Як свідчить досвід при конструюванні апаратів даного типу, правильний вибір геометричних параметрів циклону забезпечує високу швидкість руху газоповітряного потоку в циклоні, що призводить до появи турбулентності, інтенсифікації процесів перемішування та при цьому дає можливість здійснювати ефективне очищення потоку від механічних домішок та конденсату.

Так згідно даних наведених для шахтного метану їх характерною особливістю можна вважати наявність часток високої дисперсності пилу та вологи пов'язаних з умовами його видобутку.

У попутного нафтового газу його основна структура складається з елементів отриманих внаслідок характеру розташування родовища. Серед основних компонентів даного газу присутній також конденсат.

В найгіршому становищі з точки зору вмісту домішок можна вважати звалищний та біогаз. Крім присутності в них конденсату, також необхідно звернути увагу на наявність мікроорганізмів – метанотворних бактерій.

Саме тому є необхідність використання принципу відцентрового очищення газоповітряного потоку в циклоні.

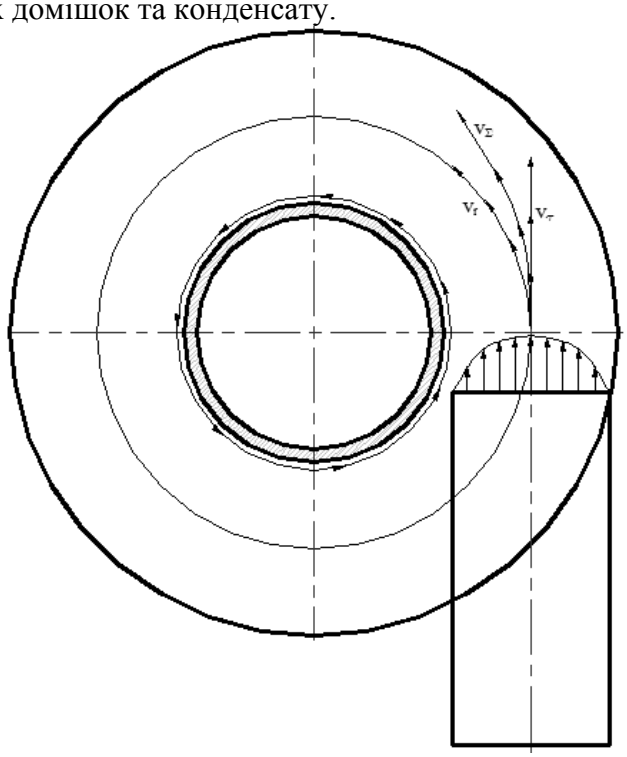


Рисунок 1. – Розподіл швидкостей в робочому перетині циклону

В роботі [2] представлені рекомендації щодо проектування та вибору геометричних розмірів циклонів та основні математичні залежності для їх розрахунку. Так для газоповітряного потоку при зміні напряму його руху, (як наприклад в нашому випадку рух потоку в циклоні) можна виділити дотичну складову швидкості v_τ а також радіальну складову швидкості потоку v_r. Саме вони в сумі визначають величину та напрямок вектору v_Σ. При цьому для визначення v_Σ коректним можна рівняння:

$$v_\Sigma^2 = v_\tau^2 + v_r^2 \qquad (1)$$

де v_Σ – сумарний вектор швидкості потоку; v_τ – дотична складова швидкості потоку; v_r – радіальна складова швидкості потоку.

При цьому на виході з вхідного патрубка циклону, основна роль лягає на дотичну складова швидкості потоку. Можна вважати що в перетині на виході з патрубка $v_\tau = max$ і відповідно $v_r = 0$. При цьому газоповітряний потік має енергію яка дорівнює:

$$E_{п.р.} = \frac{m_п \times v_r^2}{2}$$

де $m_п$ – маса газоповітряного потоку; $E_{п.р.}$ – кінетична енергія осьового руху потоку.

Так як поступово змінюється напрям руху, що призводить до зміни в співвідношенні між складовими вектору швидкості. Тоді в довільному перетині робочого об'єму циклону ми маємо: $v_\tau = 0$ і відповідно $v_r = max$. В цьому випадку енергія потоку дорівнює:

$$E_{о.р.} = \frac{\omega}{2} \times \sum_{i=1}^{n} m_{п.i} r_i^2$$

де ω – кутова швидкість потоку; $\omega = \frac{v_r}{r_i}$; $m_{п.i}$ – маса газоповітряного потоку в *i*-му перерізі; $E_{о.р.}$ – кінетична енергія обертального руху потоку; r_i – радіус до центру ваги *i*-го перетину.

Таким чином повна кінетична енергія газоповітряного потоку в циклоні представляє собою суму кінетичних енергій осьового руху та обертання, між якими під час руху потоку змінюється співвідношення. Вона буде дорівнювати:

$$E_{п.р.} = E_{п.р.} + E_{о.р.}$$

Висновки:

1) Високоефективне перемішування газоповітряної суміші в ДВЗ забезпечується в два етапи: початкове змішування в високоефективному змішувальному пристрої та домішуванням за рахунок використання перетворення кінетичної енергії потоку із застосуванням в системі впуску компресору або циклону;

2) Застосування циклону в системі впуску газового двигуна забезпечить як очищення газоповітряного потоку від пилу, механічних домішок та конденсату, так і підвищить гомогенність самої суміші.

ЛІТЕРАТУРА

1. Швець І. А. Підвищення ефективності утворення газоповітряної суміші за рахунок дотичної подачі газового палива / І. А. Швець // Матеріали V-ої міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми». – НУК, 2010. – С. 44-46.

2. Ватин Н. И., Стрелец К. И. Очистка воздуха при помощи аппарата типа циклон / Н. И. Ватин, К. И. Стрелец // Методическое пособие к расчету аппаратов типа циклон. СПГПУ – 2003.

3. Швець І. А. Дослідження взаємодії повітряного та газового потоків в газоповітряних змішувачах з різною геометрією за допомогою програмного комплексу Flow Vision / І. А. Швець // Матеріали IV-ої міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика : стан та проблеми». – НУК, 2009. – С. 124-126.

4. Швець І. А., Литвин С. М., Вплив вихроутворення в пристроях змішування на процеси сумішоутворення / І. А. Швець, С. М. Литвин // Матеріали IV-ої всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення». – ППІ НУК, 2011. – С. 93-94.

СЕКЦІЯ 6

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ У СФЕРІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИРОБНИЦТВА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

ІГРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ПРИ ПІДГОТОВЦІ ФАХІВЦІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Букетов А. В.*, Скирденко О. І., Скирденко В. О.
**Херсонська державна морська академія (Україна)*
Херсонський державний університет (Україна)

Науковий підхід до організації проведення занять в навчальних закладах різного рівня акредитації з використанням ділових ігор вимагає глибокого пізнання суті як процесів управління, так і технологічних процесів організації виробництва та експлуатації. Це дозволяє визначити функцію розробки і ухвалення рішення, як головного елементу і процесу в діловій грі. Функції виробництва розглядаються, як правило з урахуванням чинника часу і властиві всім галузям виробництва та експлуатації машин та енергетичних машин зокрема.

Виконання їх в процесі організації виробництва і експлуатації транспортних систем повторюється у відеоциклах: інформаційному (пошук, збір, передача, обробка, зберігання науково-технічної, економічної, організаційної і соціальної інформації); вироблення і ухвалення рішень; організаційному — реалізації ухвалених рішень.

Якщо припустити, що процес управління здійснюється дозволом виникаючих ситуацій, то знаходження керованої системи в часі характеризується відповідними точками на схемі, а її оптимальність залежить від оптимальності кожного циклу управлінського процесу. Із загальної кількості можливих результатів стану системи значення мають лише ті, при яких досягається поставлена мета. Цю область допустимих станів керованої системи можна представити безліччю точок на обмеженому просторі. Задача управлінської системи при цьому буде полягати в наближенні керованої системи до області обмеженої певними границями оптимального вирішення завдання, тобто доводити достовірність кожного циклу управлінського процесу до значення, рівного одиниці.

Розчленовування управлінського процесу на функції, виконання яких повторюється у вигляді циклів, зумовлює можливість застосування активних методів навчання і ділових ігор в підготовці фахівців різних галузей виробництва та експлуатації техніки і зокрема прийняття оптимальних управлінських рішень при експлуатації транспортних систем.

Це досягається шляхом визначення оптимальних параметрів виконання відповідних функцій і досягнення їх в процесі навчання із застосуванням методу ділових ігор.

При такому підході будь-яка ділова гра зводиться до пошуку оптимальних результатів рішення задачі з виділенням кожного управлінського циклу (ділова гра по відробітку оптимальних дій в процесі управління на стадіях інформаційного, вироблення і ухвалення рішення або організаційного циклів) або ж застосуванням їх в комплексі (ділова гра по відробітку оптимальних дій в процесі управління на всіх стадіях в комплексі).

У часі процес управління здійснюється циклічно, шляхом вирішення ситуацій або вирішення завдань.

Для того, щоб результати були ефективними, майбутні фахівці з експлуатації транспортних систем повинні уміти володіти прийомами формування складу завдань, вибору тих з них, які підлягають рішенню в першу чергу, а також застосовувати всі способи їх рішення, забезпечуючи різноманітність дій. У спрощеному вигляді цей закон можна записати у вигляді:

$$H(У_o) = H(B) - H(B_{ус}) - хв. \qquad (1)$$

де $H(У_o)$ – ентропія об'єкту управління, яку система, що управляє, прагне звести до мінімуму;

$H(B)$ – ентропія (різноманітність) обурюючих дій, що викликають відхилення об'єкту управління від нормального стану і перешкоджають нормальній його роботі;

$H(B_{ус})$ – энтропия (різноманітність) команд (рішень) системи, що управляє (органу управління).

Якщо H(B) представити системою заздалегідь підготовлених завдань, тоді ділова гра зводитиметься до пошуку H ($B_{ус}$), тобто різноманітності рішень, що дозволяють звести до мінімуму H(У0). Залежно від підготовленості учасників гри (аудиторії) $H(У_0)$ може приймати різні значення: менше при підготовленій і більше при непідготовленій аудиторії. При встановленні порогового рівня гри $H(B_{ус})$, коли рішення задачі слід вважати прийнятним, різниця між оптимальним рішенням і пороговим рівнем гри визначить область позитивних рішень, або область гри, тобто область рішень, до яких повинні прагнути учасники гри, щоб отримати прийнятний, такий, що задовольняє організаторів гри результат. Пороговий рівень гри $H(B_{ус})$ задається суб'єктивно залежно від підготовленості аудиторії в даних питаннях управління. Це, у свою чергу, впливає на область пошуку рішень, або область гри. Цю область доцільно визначати кількісно (у балах, відсотках або економічних показниках). Якщо, наприклад, для підготовленої аудиторії залежно від ухвалюваних рішень пороговий рівень визначений 0,9, для непідготовленої – 0,8, то це означає, що в першому випадку розривши між оптимальними рішеннями і пороговим рівнем ефективних рішень рівний 10, а в другому – 20 %. Цей розрив задається суб'єктивно і повинен оцінюватися позитивними балами або іншими показниками, створюючими область гри. Він формулюється системою рішень, які дозволяють досягти для підготовленої аудиторії мінімум 90 % ефекту в дозволі даній ситуації (завдання), а для непідготовленої – 80 %.

Пороговий рівень і область гри можуть задаватися для програвання як окремих циклів процесу, так і їх частини або всіх циклів в комплексі. Але завжди необхідно прагнути до того, щоб область гри задавалася інтегрованим, кількісним, таким, що дозволяє вести порівняння показником. При цьому пороговий рівень гри змінюється залежно від підготовленості аудиторії в даній області управління. Найпростіше ці питання вирішуються при програванні формалізованих завдань, що мають єдине оптимальне кількісне рішення. Проблема такої ділової гри полягає у визначенні функцій учасників гри і їх інформаційному забезпеченні, а кількісна оцінка ухвалених рішень визначається за формулами:

$$K_o = b(K_i - 0{,}9) \tag{2}$$

для підготовленої і

$$K_o = b(K_i - 0{,}8) \tag{3}$$

для непідготовленої аудиторії,

де K_o – кількість набраних учасниками гри (командою) балів при виконанні відповідних ролей;

K_i – достовірність вирішення ситуації (завдання) при реалізації ухвалених рішень в і-й період

b – коефіцієнт, що визначає область (шкалу) гри в балах.

Наприклад, при b = 10 000 область гри для підготовленої аудиторії рівна 1000, а для непідготовленої – 2000 позитивних балів.

Залежність між ефективністю вироблених рішень і кількістю набраних балів доцільно представляти у вигляді графіків або розрахункових таблиць. Це дозволить не тільки об'єктивно підвести підсумки гри, але і зробити контрольні проміжні розрахунки у внеаудиторний час.

Кількісні залежності між ефективністю ухвалених рішень і кількістю набраних балів для формалізованих ділових ігор з урахуванням підготовленості аудиторії в питаннях управління можна представляти графіками або формулами.

Таким чином, кількість набраних балів може бути підставою для визначення переможців в діловій грі або визначення відмітки за відповідною шкалою оцінок знань (таблиця 1).

Таблиця 1

Шкала оцінок знань у формалізованих ділових іграх

Оцінка	Кількість набраних балів (К) для аудиторії	
	підготовленою	непідготовленою
Незадовільна	К<250	250<К<500
Задовільна	500<К<250	500<К<1000
Хороша	500 < К< 750	I000<К<1500
Відмінна	К>750	К>1500

Висновки. Застосування ділових ігор в навчальному процесі підготовки спеціалістів в сфері експлуатації, проектування, виробництва та експлуатації транспортних систем дозволить інтенсифікувати навчальний процес, наблизити його до реальних умов по експлуатації транспорту, розробки посадових інструкцій управлінського персоналу підприємства, розробки інструкцій та вказівок з охорони праці зокрема при розслідуванні комісією нещасних випадків на підприємстві.

ЛІТЕРАТУРА

1. Беспалько В. Г. Основи теории педагогических систем – Воронеж : изд-во ВГУ, 1977. – 98 с.
2. Лернер П. С. Подготовка кадров для перспективного производства (інженерно-педагогические аспекті) – М. : Вісшая школа, 1989. – 134 с.
3. Педагогика. Педагогические теории, системі, технологи / Под редакцией С. А. Смирнова – М. : Просвещение, 2000. – 236 с.

ШЛЯХИ ОПТИМІЗАЦІЇ ВИВЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОЇ МЕХАНІКИ ФАХІВЦЯМИ З ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Васильченко Г. Ю., Молчанов А. О., Казанчан А. К.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Практично немає жодного автора робіт із проблем технології освіти, хто тією чи іншою мірою не торкався би аспектів змісту освіти. Не є одкровенням і той факт, що зміст навчально-виховного процесу, в тому числі при вивченні теоретичної механіки, детермінований системою знань, вироблених наукою. Однак багато пов'язаних з цією проблемою питань дотепер залишаються відкритими. Чи всі знання з цього предмети потрібні майбутнім фахівцям морського транспорту ? Якщо всі, то яким чином їх оптимізувати в навчальному процесі? Якщо не всі, то які з них необхідні, а які використовувати недоцільно? За якими критеріями здійснювати відбір змісту в систему освіти? Як враховувати специфіку окремих спеціальностей? Зрозуміло, що майбутня професійна діяльність судноводіїв та механіків і електромеханіків суттєво відрізняються.

Актуальність дослідження. Вважається цілком доведеним, що зміст та обсяг знань і умінь фахівців будь – якої спеціальності визначається перш за все кваліфікаційними характеристиками, на основі яких випускаючи кафедри формують модель спеціаліста. Цілком очевидно, що теоретична механіка, яка забезпечує фундаментальну підготовку до вивчення спеціальних дисциплін ці вимоги повинна обов’язково враховувати.

Визначення змісту курсу "Теоретична механіка" з одного боку полегшується тим, що ця дисципліна вважається класичною та має достатньо високий рівень розробки. Серед таких авторів можна назвати: Тарга С.М., Мещерського І.В., Яблонського А.А. та багатьох інших. На жаль сьогоднішні вимоги до змісту та якості освіти невпинно скорочують час для вивчення фундаментальних дисциплін, до яких відноситься "Теоретична механіка", що тим більше потребує ретельного відбору матеріалу та його структування.

Класичним вважається наступний перелік тем:

Задача статики. Аксіоми статики. Вектор моменту сили. Моменту сили відносно точки. Моменту сили відносно вісі. Складання паралельних сил. Пара сил. Момент пари. Властивості пар. В’язі та їх реакції. Умови рівноваги довільної просторової системи сил.

Центр паралельних сил та його координати. Центр ваги твердого тіла. Центр ваги системи однорідних тіл.

Кінематика прямолінійного руху. Швидкість точки. Визначення швидкості за векторним, координатними та натуральним засобами опису руху. Шлях та переміщення судна при декількох прямолінійних рухах. Відносний рух. Кінематика криволінійного руху. Швидкість та прискорення. Визначення прискорення за векторним та координатним засобами опису руху. Зв’язок між лінійними та кутовими величинами. Плоскопаралельний рух твердого тіла. Теорема про проекції швидкостей двох точок твердого тіла на пряму, яка їх з’єднує. Визначення швидкостей точок тіла за допомогою миттєвого центру швидкостей. Кінематика криволінійного руху тіла. Прискорення точок твердого тіла, яке рухається плоскопаралельно. Складний рух точки. Відносний, переносний та абсолютний рух точки. Прискорення Коріолиса та його фізичний зміст.

Динаміка матеріальної точки. Динаміка механічної системи.

Теоретична механіка виступає базовою дисципліною для вивчення інших предметів технічної механіки: "Опору матеріалів", Теорії машин та механізмів", "Деталей машин" та забезпечує належне засвоєння спеціальних дисциплін. Достатньо вдалим досвідом можна вважати курс лекцій та практичних занять розроблених в ОНМА Козицьким С.В. та Швецьом О.І. Ямпольською В.О. які ввели в програму розділ "Спеціальні питання", на основі якого розроблена розрахунково-графічна робота [2;3;7].

Постановка задачі. Вищеназвані протиріччя між достатньо високим рівнем знань та обмеженим часом , що відводиться на вивчення предмету потребують аналізу основа-

ного на формулюванні суті змісту дисципліни "Теоретична механіка" для вищих навчальних закладів пов'язаних з експлуатацією судових енергетичних установок на морському транспорті.

Основна маса дослідників воліє обійти ці питання мовчанням, обмежившись формально-логічним аналізом заданого змісту з позиції його оптимізації [1]. У ряді робіт розглядаються відмінності між вузівськими й науковими знаннями. Хоча формулювання не зовсім коректне (так воно дане авторами), зате зміст міркувань зрозумілий: у наявності представлені відмінності між виробленими наукою знаннями й знаннями, які транслюються в системі освіти. Із цього приводу заслуговує на особливу увагу точка зору Е.Є. Смірнової, у якій представлена функціональна схема виробництва й використання знань. Вона позначила ряд особливостей при виробництві й трансляції знань, які породжують важко переборні перешкоди для їхньої оптимізації[4]. Л. Клинберг розглянув два етапи розробки знань. Перший являє собою перетворення наукового знання в навчальну дисципліну, а другий – дидактичну обробку змісту в процесі взаємин між викладачем і студентами [5].

Не заперечуючи, в цілому, вищенаведену послідовність викладення матеріалу з курсу "Теоретична механіка" в морських навчальних закладах ми вважаємо за потрібне запропонувати наступну послідовність формування понять у студентів: визначення сили з основного закону динаміки – визначення швидкості та прискорення по кінематичним залежностям – використання цих понять для забезпечення сталого (статичного) положення тіла.

Результати досліджень. Вищенаведені твердження підкреслюють відносність вироблених теоретичною механікою знань, наявність проблеми інформаційного перенасичення й складність упорядкування одержуваних результатів, тобто продукції духовного розвитку. Отже, питання про те, що система освіти повинна використовувати все накопичене й вироблене знання з теоретичної механіки, носить скоріше декларативний, ніж практичний характер і відбиває інтереси представників науки й інших соціальних інститутів, що займаються духовним розвитком. Проте, питання – чи всі знання з теоретичної механіки потрібні системі підготовки фахівців з морського транспорту – з порядку денного не знімається. У силу суперечливості цієї проблеми одержати однозначну відповідь не представляється можливим. Найоптимальнішим виходом, на наш погляд, було б "замовлення" на зміст дисципліни сформульоване випускаючими кафедрами на основі кваліфікаційних характеристик.

Головним завданням по створенню механізму захисту системи освіти від інформаційного перенасичення й заповнення недоліку соціально-значимих знань і навичок представляється пошук погодженої моделі особистості, яку можна було б проектувати в навчально-виховному процесі. На цьому шляху в педагогічній практиці зафіксовано дві позиції. Перша жорстко детермінована потребами виробництва з експлуатації морського транспорту, тому замість "моделі фахівця" найбільше часто використовується термін "кваліфікаційна характеристика". У другій позиції робиться спроба сформулювати деякі директивні вимоги до виховання студентів, як майбутніх фахівців.

Другим критерієм можуть стати базові знання, навички й уміння майбутніх фахівців морського транспорту з експлуатації судових енергетичних установок. Досвід теоретичного вирішення цієї проблеми вітчизняна наука також має [6]. Базові знання припускають мінімум обсягу інформації з спеціальних предметів, що дозволяє забезпечити, з одного боку, сучасний рівень кваліфікації фахівця, а з іншого сторони, таку організацію навчального процесу, яка гарантує надійне засвоєння студентами знань, навичок і вмінь.

Трансляція знань у ході навчального процесу вимагає чітких уявлень про їхню внутрішню структуру. Поки в якості дидактичних одиниць виступають поняття з основних положень теоретичної механіки. Їхній набір дозволяє визначати лише ємність інформаційних потоків, залишаючи осторонь їх функціональне призначення. Із цієї причини дуже складно забезпечити технологічність навчально-виховного процесу. У якості виходу із

цього ускладнення пропонується поділ знань на три групи: системні, предметні й процедурні. Системні знання формують цілісне уявлення про явища, процеси, об'єкти й т.п., які відбуваються при роботі машин та механізмів і їх пояснення з точки зору теоретичної механіки, Предметні знання розкривають кількісні і якісні характеристики цих явищ, процесів, об'єктів і т.п., тобто пояснюють особливості конструкції окремих складальних одиниць машин Процедурні знання визначають дії по оволодінню конкретним матеріалом і передбачають вибір конкретних прикладів задач, які пов'язані з майбутньою професійною діяльністю.

Висновки:

1. Визнаючи відносність наукових знань з теоретичної механіки, які поступають із системи науки й виробництва в систему освіти, ми змушені констатувати відсутність надійного механізму приймання-передачі цих знань. Одним із критеріїв відбору змісту освіти майбутніх фахівців з експлуатації судових енергетичних установок пропонується модель фахівця, орієнтовану на формування загальногромадянських, загальнопрофесійних і посадових якостей випускників морських навчальних закладів.

2. Наявність моделі випускника створює умови для визначення основних (базових) і додаткових знань і дає тим самим можливість приступитися до цілеспрямованого розв'язку завдання по розробці державних освітніх стандартів, щоб на їхній основі визначати строки навчання з метою гарантованого одержання запланованих результатів. Це другий критерій відбору змісту освіти.

3. Для забезпечення технологічності навчально-виховного процесу відібраний ззовні в систему освіти зміст знань на основі двох вищезгаданих критеріїв у дидактичних цілях доцільно розмежувати на системні, предметні й процедурні знання. Цей критерій відбору необхідний 1) при визначенні оптимальних обсягів змісту навчальних дисциплін, 2) для забезпечення міжпредметних зв'язків і 3) природнього співвідношення між трансльованими знаннями й формами навчання, методами педагогічної праці.

ЛІТЕРАТУРА

1. Архангельский С. И. Учебный процесс в высшей школе, его закономерные основы и методы. – М. : Высшая школа, 1980. – С.80-100

2. Козицький С. В. Короткий курс теоретичної механіки для морських спеціальностей. Одеса, ОДМА – 2001.

3. Козицький С. В., Латиш О. М., Швець О. І. Теоретична механіка. Задачі і приклади їх розв'язування. Одеса, ОНМА – 2008.

4. Смирнова Е. Э. Пути формирования модели специалиста с высшим образованием.- Л. : ЛГУ, 1997. – С. 40-41;

5. Клинберг Л. Проблемы теории обучения (перевод с немецкого). М. : Педагогика, 1984. – С. 232, 236, 237.

6. Эрдниев П. М. О структуре дидактической единицы усвоения знаний // Вестник высшей школы. – 1998. – № 10.

7. Ямпольська В. О. Теоретична механіка. Курс лекцій. Одеса, ОМКТФ – 2001.

ВИКОРИСТАННЯ MAPLET-ІНСТРУМЕНТІВ СКМ MAPLE ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ ІНЖЕНЕРНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ НАД ТЕМОЮ: "ЗАСТОСУВАННЯ ВИЗНАЧЕНОГО ІНТЕГРАЛА"

Вигоднер І. В., Крючковський В.В., Тулученко Г. Я.
Херсонський національний технічний університет (*Україна*)

Постановка проблеми. В останні роки актуальною стала проблема ліквідації негативних наслідків незадовільної математичної підготовки студентів інженерних спеціальностей, яка виникла у результаті перегинів, що були припущені при дотриманні курсу гуманітаризації освіти [1-2].

Аналіз основних досліджень та публікацій. Значне зростання кількості годин на самостійне опанування курсу вищої математики гостро поставило питання оптимізації самостійної роботи студентів та набуття ними навичок самоконтролю при розв'язанні задач. Численні оглядові публікації та статті, присвячені викладенню досвіду залучення сучасних інформаційних технологій при створенні інтерактивних курсів дисципліни і вивченні окремих тем, містять інтернет-видання, зокрема [3-4].

Цілі статті. Показати можливості застосування Maplet-інструментів системи комп'ютерної математики (СКМ) Maple при організації самостійної роботи студентів над темою: "Застосування визначеного інтеграла" та для розробки індивідуальних завдань.

Основна частина. Операція обчислення визначеного інтеграла лежить в основі розв'язання багатьох інженерних задач, тому у технічному ВНЗ її опануванню необхідно приділяти достатню кількість уваги. Проте зменшення годин на вивчення курсу вищої математики вже давно перевищило можливості інтенсифікації процесу навчання. Перегляд робочих програм у цих умовах логічно привів до виключення, у першу чергу, тем, що мають прикладний характер, з метою забезпечення адекватного викладення хоча б основ дисципліни. Так, за діючою робочою програмою з курсу "Математика" [5] у ХНТУ для студентів факультету машинобудування для вивчення розділу "Визначений інтеграл" відводиться 28 годин аудиторної роботи (6 лекцій та 8 практичних занять) та 30 годин самостійної роботи [5].

Для методичного забезпечення самостійної роботи студентів викладачами кафедри підготовлений навчальний посібник [6], що містить модулі домашніх завдань (по 30 варіантів з кожного розділу курсу вищої математики), приклади розв'язання типових завдань та необхідний для цього теоретичний матеріал.

Задачі №5-11 розділу VI цього навчального посібника [6, С. 225-270] присвячені геометричним застосуванням визначеного інтеграла. Вони можуть бути розв'язанні, зокрема, за допомогою таких Maplet-інструментів СКМ Maple як Integration Methods, Arc Length та Volume of Revolution. Інтуїтивно зрозумілий інтерфейс цих інструментів дозволяє їх використовувати автономно, без системного вивчення СКМ Maple.

Як показує досвід, найбільш складними для студентів є завдання з обчислення довжини дуги кривої та об'єму тіла обертання. Так, при обчисленні довжини дуги кривої найбільш типовими помилками є:

1) неправильне обчислення виразу похідної функції, що описує дану криву;
2) неправильне виконання тотожних перетворень у підінтегральному виразі;
3) помилкові застосування методів інтегрування;
4) обчислювальні помилки при підстановці меж інтегрування.

Із прикладів інтерфейсів Maplet-інструменту ArcLength (табл. 1, рис. 1-2) зрозуміло, що студент має змогу контролювати результати проміжних етапів розв'язання задачі.

Таблиця 1

Інтерфейси Maplet-інструментів Arc Length та Volume of Revolution при розв’язанні типових прикладів

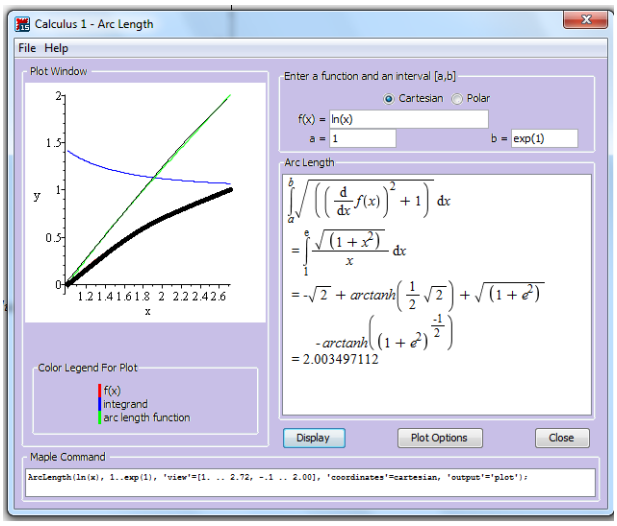


Рисунок 1. Обчислення довжини дуги кривої у декартовій системі координат

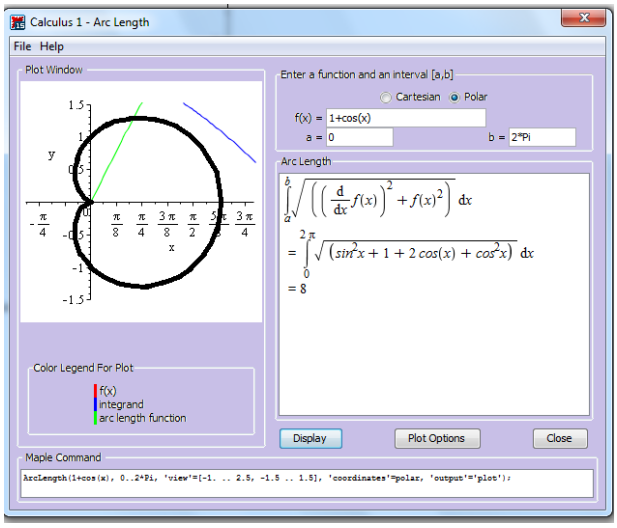


Рисунок 2. Обчислення довжини дуги кривої у полярній системі координат

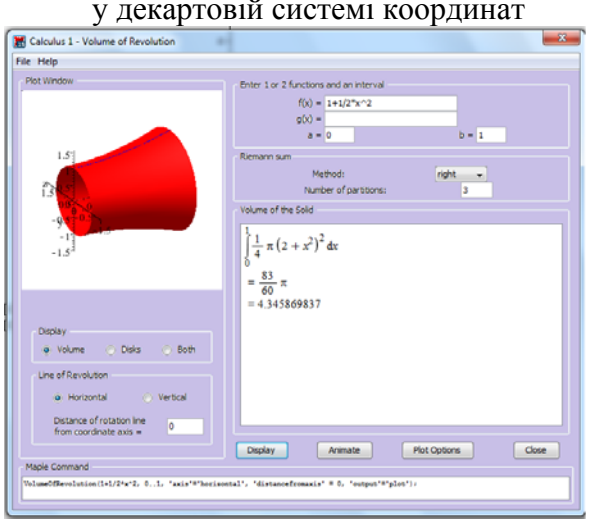


Рисунок 3. Обчислення об’єму тіла обертання навколо осі *Ox*

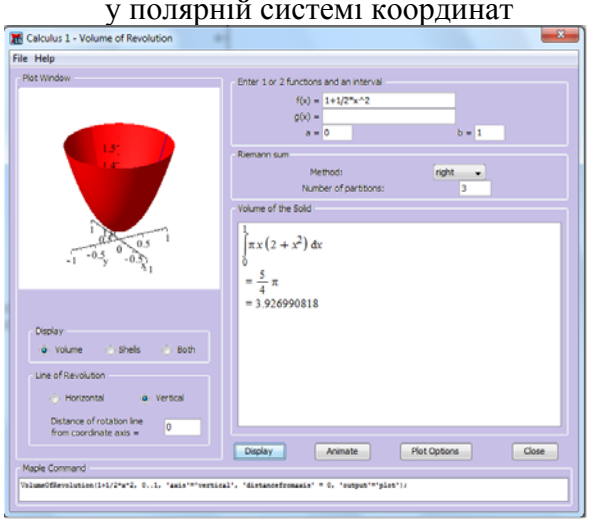


Рисунок 4. Обчислення об’єму тіла обертання навколо осі *Oy*

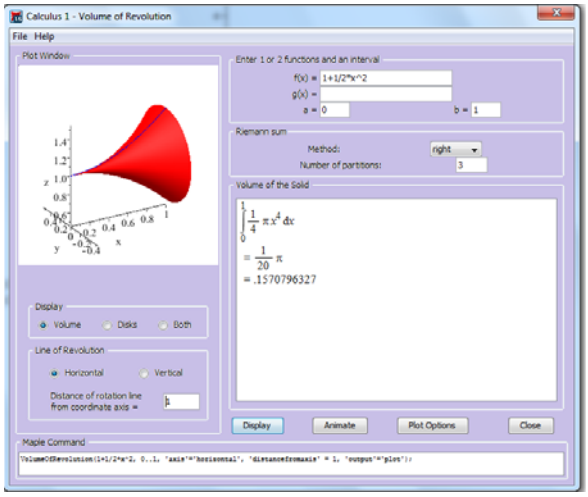


Рисунок 5. Обчислення об’єму тіла обертання навколо осі, яка паралельна осі *Ox*

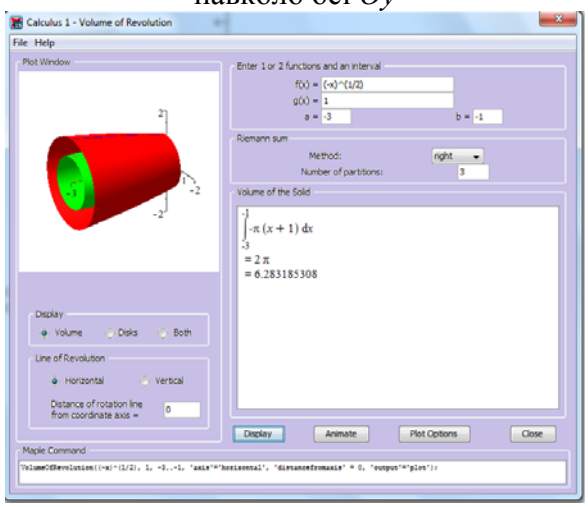


Рисунок 6. Обчислення об’єму тіла обертання, обмеженого двома поверхнями

Труднощі, що виникають у студентів під час обчислення об'ємів тіл обертання здебільшого обумовлені недостатньо розвинутою просторовою уявою. Як наслідок, виникають проблеми при побудові графічних зображень тіл обертання та з'ясуванні границь інтегрування. Maplet-інструмент Volume of Revolution дозволяє зробити розв'язання прикладів на обчислення об'ємів тіл обертання максимально наочними (табл. 1, рис. 3-5).

До задач, що не можуть бути розв'язані за допомогою Maplet-інструментів Arc Length та Volume of Revolution через їх функціональні обмеження (наприклад, не передбачені можливості безпосереднього інтегрування функцій, що задані параметрично), слід застосовувати Maplet-інструмент Integration Methods. Але використання цього пакету вимагає від студента кращої математичної підготовки (зокрема, знання формул для геометричних застосувань визначеного інтеграла). Останній інструмент надає також викладачу широкі можливості для створення дидактичних матеріалів із індивідуальними завданнями.

Висновки. Можливості СКМ Maple дозволяють різнопланово використовувати її у навчальному процесі:

- для організації та проведення інтегрованих практичних занять;
- для візуального супроводу лекційних занять;
- при розробці варіантів індивідуальних завдань;
- для контролю та самоконтролю виконання навчальних завдань студентами.

Застосування Maplet-інструментів, які з'явилися у пізніх версіях Maple, є цілком доцільним при організації самостійної роботи студентів. Воно сприяє розвитку навичок самоконтролю, виявленню помилок на проміжних етапах розв'язання задач, підвищенню інтересу до вивчення класичних тем з вищої математики.

ЛІТЕРАТУРА

1. Скрипник І. Виступ академіка НАН України, академіка-секретаря Відділення математики НАН України І. Скрипника на загальних зборах НАН України [Електронний ресурс] / І. Скрипник — Вісник НАН України. — 2001. — № 6. — Режим доступу: http://www.nbuv.gov.ua/portal/All/herald/2002-06/12.htm.

2. Рудик О. Яку систему математичної освіти потрібно Україні? [Електронний ресурс] / О. Рудик. — Режим доступу: http://kievoi.narod.ru/articles/1.html.

3. Литвин О. М. Про досвід роботи по оптимізації та удосконаленню самостійної роботи студентів з дисципліни "Вища математика" на кафедрі вищої та прикладної математики Української інженерно-педагогічної академії (УІПА) [Електронний ресурс] / О. М. Литвин — Режим доступу: http://www.uipa.kharkov.ua/nauka_razr/vm.html.

4. Михалевич В. М. Навчально-контролюючий Maple–комплекс з вищої математики / В. М. Михалевич // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. — 2004. — № 1. — С. 74—78.

5. Робоча програма з дисципліни "Математика" для студентів факультету машинобудування усіх спеціальностей / Укладачі: О. І. Блінова, Г. Я. Тулученко, Т. П. Білоусова. — Херсон : ХНТУ, 2011. — 51 с.

6. Бардачов Ю. М. Практикум з вищої математики. Частина 1: Навчальний посібник / Ю. М. Бардачов, В. В. Крючковський, О. В. Цибуленко та ін. — Херсон : Олді-плюс, 2010. — 390 с.

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ГОТОВНОСТІ МАЙБУТНІХ ФАХІВЦІВ МОРСЬКОЇ СПРАВИ ДО ПРОФЕСІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ

Івченко Т. І., Знамеровська Н. П., Гедвілло О. І.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Сучасний етап розвитку теорії і методики підготовки фахівців морської справи характеризується появою різноманітних психолого-педагогічних досліджень, спрямованих на виявлення резервів підвищення якості фахової підготовки спеціалістів морської справи та визначення шляхів щодо її удосконалення. Такі наукові спроби не випадкові, бо сучасний спеціаліст зазвичай не завжди відповідає вимогам обраного ним виду майбутньої професійної діяльності. Це, насамперед, стосується морально-вольових якостей, професійної підготовки, відсутності психологічної готовності до такої діяльності, що призводить до помилок в роботі, що у свою чергу, призводить до створення аварійних ситуацій і катастроф, з вини людини та свідчить про недостатність професійної готовності.

Актуальність теми. Проблема професійної готовності фахівців морської справи залишається актуальною і перспективною у наш час, про що свідчить відсутність грунтовних, систематизованих наукових досліджень з даного напрямку.

Наукові праці Логачова М. Г., Селезньова О. В., Щербіни Ю. В. щодо визначення сутності професійної готовності фахівців з позицій системного підходу та людського фактору висунули певні критерії та методики оцінювання якості професійної діяльності. На нашу думку використання у процесі фахової підготовки майбутніх фахівців морської справи у вищому освітньому закладі методів діагностування професійної готовності, побудованого з урахуванням специфіки професійної діяльності, дозволить корегувати цей процес й досягати необхідного рівня професійної підготовки. Тому проблеми розробки та застосування такої методики потребують своєчасного вирішення.

Не менш актуальною виявиляється проблема безпосереднього формування професійної готовності фахівців під час їхньої підготовки у вищому навчальному закладі. Організація процесу формування професійної готовності – досить складна проблема, бо вона торкається основних аспектів проблеми людського фактору. Але ж людський фактор являє собою унікальну складну проблему, оскільки фокусує у собі морально-психологічні, економічні, медико-біологічні, правові та ін. аспекти, що визначають проблеми професійної підготовки спеціалістів.

Постановка задачі. Дослідити проблему професійної підготовки фахівців морської справи, розробити методику визначення готовності випускників до професійної діяльності**.**

О. А. Абдулліна і Н. В. Кузьміна своїми працями показали, що ефективність засвоєння знань та вмінь залежить від рівня особистої мотивації: чим вищий рівень мотивів, тим ефективніше оволодіння професійними знаннями та вміннями

Вивчення даної проблеми дозволило визначити критерії готовності майбутніх фахівців морської справи*,* які дозволяють діагностувати таку підготовку. При їх визначенні було враховано діяльнісний характер спеціальної підготовки, і що під діяльністю розуміють джерело пізнання та формування особистісних властивостей курсантів. За критерії готовності були взяті такі параметри: рівень загальних знань, умінь та навичок; рівень спеціальних знань, умінь та навичок. Треба підкреслити, що дана готовність розглядається як цілісний прояв особистості, оскільки професійна підготовка майбутніх фахівців морської справи та формування їх особистісних якостей є єдиним процесом і об'єднує в собі психологічну, науково-теоретичну, практичну, психолого-фізіологічну та фізичну готовність, хоча вони визначені В.А. Сластьоніним тільки на функціональному рівні.

Подамо формулювання критеріїв готовності майбутніх фахівців
морської справи наступним чином:

1. Психологічна готовність – це усвідомлення соціальної необхідності своєї майбутньої діяльності, з максимально можливою користю спеціальної підготовки у сучасних умовах, спрямованість на постійний творчий пошук і впровадження; внутрішня усвідомленість необхідності творчого підходу з підгрунтям на новітні досягнення в галузі наук, на які спирається підготовка майбутніх фахівців

2. Теоретична готовність – це знання основних закономірностей, що найбільш благотворно впливають на процес формування знань, специфіки організації навчання спеціальних фахових дисциплін та професійної діяльності курсантів, наближеної до умов дійсності.

3. Практична готовність – це вміння використовувати набуті теоретичні знання в умовах виконання своїх професійних дій.

4. Психофізіологічна готовність передбачає наявність достатньо розвинутої психологічної та фізіологічної сфери майбутніх фахівців морської справи, формування у них відповідадного ставлення до професійної діяльності та підтримання позитивного психоемоційного стану команди.

5. Фізична готовність передбачає відповідність особистості нормам фізичного розвитку моряків, які відповідають вимогам професії, та врахування того факту, що удосконалення зорово-вестибулярно-кінетостатичних взаємозв'язків у майбутніх моряків вимагає у них, в першу чергу, відповідного розвитку рук та зору, бо всі прийоми навчальної та подальшої роботи будуть пов'язані саме з цими органами.

Кожен із рівнів готовності характеризується чітко визначеним співвідношенням вище перелічених критеріїв готовності, їх взаємозв'язком та взаємозалежністю.

Розглянемо рівні готовності.

Перший – задовільний – характеризується виконанням завдань тільки за зразком, за певним алгоритмом, без включення в роботу творчого мислення, тому в дослідженні цей рівень розглядається як стартовий стан для початку роботи з формування у курсатнів більш високого ступеня готовності

Другий рівень готовності – достатній – характеризується не глибокими знаннями основних теоретичних положень, слабким проявом ініціативи, неможливістю використовувати набуті знання у нових, нестандартних умовах.

Третій рівень готовності – середній – характеризується задовільним рівнем знань, які відповідають даному рівню готовності, відрізняються усвідомленим засвоєнням конкретних спеціальних знань, набутими практичними вміннями і навичками зі спеціальності і можуть творчо переосмислити навчальний матеріал, виділяють головні, опорні знання, які важливі для даного виду діяльності.

Четвертий рівень готовності – високий – характеризується достатнім ступенем творчої самостійності в теоретичному усвідомленні і практичному використанні спеціальних знань, вмінь та навичок. Ця група майбутніх фахівців морської справи відрізняється вміннями науково аналізувати одержані результати, діагностувати, проектувати способи досягнення найвищих результатів у їх практичній діяльності

Із вищесказаного видно, що перший рівень – задовільний – є мінімально необхідним: на базі цього рівня в процесі подальшої трудової діяльності при активній самоосвіті можливе професійне зростання.

Розглядаючи процес готовності курсантів до практичної діяльності, можна уявити його як рух, як послідовну зміну явищ, станів в розвитку особистості, сукупність послідовних дій для досягнення бажаного результату. Процесуальними компонентами даного руху є його мета, завдання, зміст, засоби і форми взаємодії.

Розв'язання поставленої задачі. Для досягнення поставленої мети, а саме: формування готовності курсантів до практичної діяльності, повинна бути створена система позитивних мотивів і привабливих стимулів для розвитку інтересу і схильності їх до обраної професії. Проблема створення потужної системи мотивів та стимулів, що сприяють більш повному розкриттю якостей, що відповідають даному виду професійної діяльності.

У процесі професійного становлення фахівця треба оцінювати його соціально-психологічну зрілість, життєву позицію, уміння обгрунтовувати та відстоювати свою точку зору. Професійна підготовка фахівця повинна враховувати його морально-вольові, лідерські, комунікативні якості, прагнення до постійного професійного самовдосконалення. Потрібно враховувати мотивацію на професійну діяльність, яка спрямовує поведінку особистості та акумулює її зусилля на досягнення мети навчання. Вирішення даної проблеми Р.М. Макаров вбачає у розробці такої цільової моделі фахівця, яка визначатиме соціально-політичну, професійну, морально-психологічну і мотиваційну формулу спеціаліста, рівень професійних знань, навиків і вмінь, параметри професійної готовності під час дій в особливих й критичних ситуаціях, параметри здоров'я, професійного довголіття і готовності до майбутньої професійної діяльності [3].

Висновки. Таким чином, проблема цілеспрямованого формування професійної готовності майбутнього фахівця морської справи розглядається як ймовірність того, що випускник вищої школи буде ініціативною, творчою особистістю, з високому професійним рівнем, з достатньою практичною підготовкою виконувати свої службові обов'язки протягом усієї професійної діяльності [1].

Якісні зміни, що відбуваються у виробництві, автоматизація фізичної та розумової діяльності, надзвичайно загострюють взаємодію людини й техніки, висувають до спеціалістів високі вимоги до фізіологічних і психологічних можливостей. Особливо гостро означена проблема постає, коли виникають екстремальні умови, характерні для складних видів діяльності. Таким чином, актуальність проблеми формування професійної готовності фахівця в усіх сферах взаємодії людини з технікою, а також у діяльності, що потребує прийняття і реалізації рішень залишається своечасною.

Вважаємо, що проблема професійної готовності, – це проблема ефективного формування професійно важливих якостей, обумовлених певним видом діяльності.

Як можна бачити, проблема професійної готовності – це досить складна і багатоаспектна проблема, яка не досліджена в цілісному вигляді і потребує особливої уваги науковців.

ЛІТЕРАТУРА

1. Косов А. М., Федоров А. А., Житницкий М. И. Психолого-педагогические основы системы управления качеством обучения и формирования профессиональной пригодности. – Л., 1982. – С. 94.

2. Логачов М. Г. Психологічна підготовка особового складу спеціальних підрозділів ОВС до дій в екстремальних ситуаціях: Дис…канд. психол. наук: 19.00.06. – Х., 2001. – 184 с.

3. Макаров Р. Н., Герасименко Л. В., Нидзий Н. А. и др. Теоретические основы профессиональной авиационной педагогики: Учебник. – М. : МАКЧАК, 2000. – 328 с.

4. Селезнев А. В. Методика профессиональной подготовки курсантов-штурманов к деятельности в экстремальных условиях: Дис…канд. пед. наук: 13.00.02. – Кировоград, 2004. – 191 с.

5. Щербина Ю. В. Методика формування професійної готовності пілотів при моделюванні польотів на електронних комплексних тренажерних системах : Автореф. дис…канд. пед. наук : 13.00.02. – Кіровоград, 2004. – 20 с.

МОДЕЛІ НАВЧАННЯ ТА ЇХ РОЛЬ У ПРОЦЕСІ ВІДНОВЛЕННЯ ЗНАНЬ СПЕЦІАЛІСТІВ ТЕХНІЧНИХ НАПРЯМКІВ

Косенко Ю. І., Носов П. С.
Одеський Національний політехнічний університет (Україна)

Однією з основних проблем, характерних для навчальних систем, є процеси якісного подання знань. Особливим етапом цього процесу є моделювання функції відновлення знань [1]. Проведемо аналіз можливостей застосування відомих моделей навчання для забезпечення функції відновлення знань та кваліфікованих робітників.

Модель Буша-Мостеллера [2]. Буш і Мостеллер для опису процесу навчання пропонують два оператори:

$$q_i(n+1) = \begin{cases} \gamma_1 q_i(n) + (1-\gamma_1)\lambda_1, & \text{якщо} \quad r_i(n) = 0 \\ \gamma_2 q_i(n) + (1-\gamma_2)\lambda_2, & \text{якщо} \quad r_i(n) = 1; \end{cases} \tag{1}$$

$$\left(i = 1,...,N; n = 0,1,...,0 \le \gamma_1 < \gamma_2 \le 1\right),$$

де $q_i(t) = 1 - p_i(t)$.

Параметри γ_1, γ_2 характеризують швидкість навчання. У свою чергу λ_1 і λ_2 є нерухомими точками. Якщо $q_i(t) = \lambda_j \ \ (j = 1,2)$, то при цьому $q_i(t+1) = \lambda_j$, тобто якщо ймовірність правильної відповіді буде дорівнювати λ_j, то в наступних випробуваннях вона більше змінюватись не буде. І λ_j (j = 1,2) можна розглядати як ваги. Тоді $q_i(n_1)$ являє собою середньозважене $q_i(n)$ і λ_1 або λ_2.

Недоліками цієї моделі є:

1) засвоєння нового матеріалу спеціалістами на 0-му рівні;

2) вивчення обмеженої кількості матеріалу (до 40 термінів). Якщо виникає необхідність доповнити об'єм знань, то необхідно виключити той матеріал, яким спеціаліст володіє і звернути увагу на ті питання, які необхідно вивчити:

$$q_i(n+1) = \sum q_i(n-k) + \gamma_i q(n-k) + (1-\gamma_i)\lambda_i + q(\lambda_{i+1} / \lambda_k),$$

де k – знання, які СН вже має.

3) не враховування впливу матеріалу, яким спеціаліст володіє, на ті питання, якими не володіє.

Якщо спеціаліст не відповідає на поставлене питання, тобто $r_n = 0$, то:

$$q_i(n+1) = (1-\gamma_i)\lambda_i + q(\lambda_{i+1} / \lambda_k)$$

Виходячи з цієї формули, можна сказати, що спеціаліст має раніше здобуті знання, але вони не впливають на вірну відповідь.

Якщо $\lambda_1 = 1$; $\lambda_2 = 0$ $\gamma_2 = 1$, то

$$q_i(n+1) = \begin{cases} \gamma_1 q_i(n) + (1-\gamma_1), & \text{ÿêùî} \quad r_i(n) = 0 \\ q_i(n), & \text{ÿêùî} \quad r_i(n) = 1 \end{cases} \tag{2}$$

де $i = 1,...,N; 0 < \gamma_1 < 1$.

У моделі Міллера і Мак-Гілла перша умова означає, що при ймовірності запам'ятовування менше $\gamma_1 = 1$, попереднє запам'ятовування i-го елементу навчального плану збільшує цю ймовірність. Друга умова означає, що забування i-го елемента навчального плану не змінює ймовірність його запам'ятовування в наступному випробуванні. У даній моделі невідомими є параметри $p_i(0)$ і γ_1. Оцінку параметра $p_i(0)$ отримують за допомогою методу максимуму правдоподібності [2]:

$$1 - p_i(0) = \frac{X}{X_O} \quad (i = 1...N) \tag{3}$$

де X_0 – число випробувань, що передують першому запам'ятовуванню елемента учбового процесу, а X – загальна кількість елементів навчального плану.

Цей метод не застосовує сторонніх знань.

Оцінку параметра γ_1 отримують з наступного співвідношення:

$$\overline{T} \approx \frac{-\ln p(0)}{1-\gamma_1} \tag{4}$$

Ця модель діє в ідеальних умовах і потребує обов'язкового виконання умови: $\gamma_1 q_i(n) + (1-\gamma) = q_i(n+1)$. Вона не враховує особливостей віку спеціаліста.

Наступні моделі відрізняються тим, що в них зміна ймовірності помилки не залежить від реакції спеціаліста.

Модель Терстоуна [3].

Терстоун запропонував наступну нерекурентную модель навчання:

$$p(n) = \frac{\gamma}{n+\gamma}, \tag{5}$$

де $p(n)$ - ймовірність незнання у n-ному випробуванні.

Очевидно, що ця модель визначається одним параметром γ, який може бути отриманий із співвідношення [3].

$$\overline{T} \approx \sum_{n=0}^{7} p(n) = \gamma \ln \frac{\gamma + 7.5}{\gamma - 0.5} \tag{6}$$

Недоліки моделі:

1) на ймовірнісному рівні n та γ не пов'язані;

2) показник $\overline{T}$ отриманий експериментальним шляхом, з обмеженою кількістю випробувань $(n = 7)$.

Модель Халла базується на припущенні, що ймовірності незнання пов'язані з наступним співвідношенням:

$$p_i(n+1) = \gamma\ p_i(n) \quad (I = 1,...,N; 0 < \gamma < 1) \tag{7}$$

Параметр γ характеризує ступінь зменшення ймовірності незнання в результаті заучування i-го елемента учбового процесу в n-ному випробуванні. Ця модель є окремим випадком моделі Буша-Мостеллера. Невідомим є один параметр γ, який оцінюється наступним співвідношенням [3]:

$$\overline{T} \cong \sum_{n=0}^{7} p(n) = \frac{1-\gamma^8}{1-\gamma} \tag{8}$$

де $p(0) = 1$. Цей показник працює з конкретним СН.

Згідно цієї моделі ймовірність незнання у $i-$му випробуванні для всіх термінів однакова, це пояснюється тим, що ймовірності незнання термінів в середньому були рівними.

Модель Кричевського [3]. Кричевський висунув гіпотезу про те, що після початкового періоду навчання виникає «раптова» навченість, обізнаність. Це так звана теорія стрибків. Стосовно процесу запам'ятовування слів елементів навчального плану ця теорія полягає в наступному. Припустимо, що на початку дослідження спеціаліст не знає i-тий термін (будемо говорити, що в цьому випадку він знаходиться в стані A_1). Якщо спеціаліст вивчив i-тий термін і в деякому випробуванні n_1 дає вірне тлумачення, тобто переходить у стан A_2. Після цього протягом тривалого експерименту спеціаліст дає тільки вірні відповіді, тобто не виходить зі стану A_2. У цьому випадку ймовірність вірної відповіді має вигляд:

$$q_i(n) = \begin{cases} \gamma_1, & \text{якщо в } n-\text{му випробуванні спеціаліст з находиться у стані } A_1 \\ 1, & \text{якщо в } n-\text{му випробуванні спеціаліст з находиться у стані } A_2 \end{cases} \quad (9)$$

Ця модель є моделлю з перехідним станом.

Далі вводимо перехідну ймовірність зі стану A_1 в стан A_2 у $n-$му випробуванні:

$$P(A_2 \text{ при } n / A_1 \text{ при } n-1) = \gamma_2, \quad (10)$$

де γ_2 – деякий параметр, $0 < \gamma_2 < 1$.

Визначальна ймовірність переходу в стан A_2 при $n-$му випробуванні за умови, що в $(n-1)$-му випробуванні СН перебував у стані A_1.

Модель Рестла визначає ймовірність невірної відповіді наступним чином:

$$p(n) = \frac{(1-\gamma)^n}{\gamma + (1-\gamma)^{n+1}} \quad (11)$$

де γ – невідомий параметр, оцінку якого можна отримати зі співвідношення [3]:

$$\overline{T} \cong \sum_{n=0}^{7} p(n) = \frac{\ln\gamma - \ln(\gamma + \sqrt{1-\gamma})}{(1-\gamma)\ln(1-\gamma)}. \quad (12)$$

Показник $\overline{T}$ отриманий експериментальним шляхом, з обмеженою кількістю випробувань $(n = 7)$.

Якщо ймовірність близька до нуля, то експеримент є вдалим.

Для порівняння всіх моделей навчання використовуємо наступний критерій. Для кожної з використовуваних моделей обчислити неузгодженість:

$$\rho_i = \sum_{n=0}^{k-1} | \overline{T}(n) - \overline{T}_i(n) | \quad (13)$$

де i – номер моделі, $i = 1,2...6$; k – число випробувань $(k = 8)$; $\overline{T}(n)$ - точки на експериментальній кривій навчання, $\overline{T}_j(n)$ – точки на теоретичній кривій навчання, отриманій за допомогою, i-ої моделі.

Висновки. Найрезультативнішою серед моделей опису знань спеціаліста є модель Халла, але вона не дозволяє враховувати попередньо отримані знання. Тому для використання цієї моделі у подальших розрахунках введемо показник швидкості відновлення попередньо отриманих знань $\delta p_i(t)$ та показник швидкості роботи мислення спеціаліста ν.

Таким чином отримуємо нову модель для подальших розрахунків:

$$p_i(t+1) = \gamma p(t) + \delta p_i(t) + \nu. \quad (14)$$

У подальших дослідженнях планується розробити методи отримання зазначених показників для застосування модифікованої моделі Халла. Це дозволить отримати інформацію про індивідуальні особливості відновлення знань спеціалістів та кваліфікованих робітників.

ЛІТЕРАТУРА

1. Субботін С. О. Подання й обробка знань у системах штучного інтелекту та підтримки прийняття рішень: Навч. посібник. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2008. – 341 с.

2. Буш Р., Мостеллер Ф. Стохастические модели обучаемости. М. : Физматгиз, 1962. – 484 с.

3. Буш Р., Мостеллер Ф. Сравнение восьми моделей. – В кн. Математические методы в социальных науках, М., Прогресс, 1973, – с. 295-315.

ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ НАВЧАННЯ СТУДЕНТІВ В СУЧАСНИХ УМОВАХ

Овчарук О. М., Скиба Н. Г.*
Херсонська державна морська академія (Україна)
**Херсонський національний технічний університет (Україна)*

1. Стосунки з ЕОМ. Загальновідомим вже є той факт, що сучасні засоби комп'ютерної інформації є не тільки могутнім рушієм науково-технічного прогресу, але й, останнім часом, виявляють і негативні сторони свого застосування. Наприклад: автоматичні системи управління, надійні в умовах штатних ситуацій, часто дають збої в екстремальних умовах. Це підтверджують повідомлення про аварії навіть в авіації США, коли виявляється, що при сильних атмосферних вихорах автопілот може відмовити, а пілот не встигає, або не вміє належним чином відреагувати.

Справа в тім, що автоматика значною мірою відучує оператора думати, аналізувати ситуацію, прогнозувати можливі зміни в ході технологічного процесу, а звідси – негативні наслідки. Згадаймо і випадки катастроф в Росії…

Є ще одна проблема. Наявність широкого інформаційного поля в Інтернеті дає можливість знайти у ньому такі дані, до яких можна було б додуматись самому. А тому навіщо думати? Пошукаємо і знайдемо, люди ж це вже пропрацювали. Але не всі знайдені таким чином дані є універсальними, гідними у Вашому випадку. Інколи й знайти складніше, ніж самому вивести і вирішити задачу.

Та головне полягає в тому, що Ви поступово розучуєтесь мислити, творити Знання! Адже творча людина завжди знаходиться в пошуку: на роботі, вдома, на пляжі, на ринку, і навіть уві сні. А Інтернет лише допомагає Вам.

2. Необхідність базових знань. Вже сказано, що необхідно вміти мислити. Але мислити без необхідної кількості базових знань неможливо. Тут є дилема: дещо треба знати, дещо необхідно додавати в певній пропорції. А додавати можна двома шляхами: або, знову таки, з носіїв інформації, або… шляхом швидкого аналітичного виводу з добре відомого. Візьмемо простий приклад. Треба пригадати основні закони теоретичної механіки, знаючи лише другий закон Ньютона:

$$m\vec{a} = \vec{F}\,. \tag{1}$$

Розпишемо прискорення:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{\upsilon}}{dt}\,. \tag{2}$$

Тоді
$$md\vec{\upsilon} = \vec{F}dt\,, \tag{3}$$
або
$$d\left(m\vec{\upsilon}\right) = \vec{F}dt\,. \tag{4}$$

Одержали рівняння (теорему) імпульсів.

Помножимо (3) скалярно на $d\vec{\upsilon}$

Тоді
$$\vec{\upsilon}\cdot md\vec{\upsilon} = \vec{\upsilon}\cdot\vec{F}dt\,,$$
отже
$$d\left(\frac{m\upsilon^2}{2}\right) = \vec{F}\cdot\vec{\upsilon}dt = F\cdot d\vec{r}\,, \tag{5}$$

де $\vec{F}\cdot d\vec{r}$ – елементарна робота сили $\vec{F}$ на переміщенні $d\vec{r}$ точки.

Одержали рівняння (теорему) про приріст кінетичної енергії точки.

Щоб довести теорему про зміну кінетичного моменту на основі (3) створюємо рівняння моментів:

$$\vec{r}\times d\left(m\vec{\upsilon}\right) = \left(\vec{r}\times\vec{F}\right)dt\,.$$

Справа – необхідний момент сили $\vec{F}$ відносно початку координат. Вираз зліва раціонально перетворюється:

$$\vec{r} \times d(m\vec{\upsilon}) = d(\vec{r} \times m\vec{\upsilon}) - (d\vec{r} \times m\vec{\upsilon}).$$

Остання складова в цім рівнянні дорівнює нулю, бо вектори $d\vec{r}$ і $m\vec{\upsilon}$ колінеарні, тому рівняння (6) набуває вигляду:

$$\frac{d}{dt}(\vec{r} \times m\vec{\upsilon}) = \vec{r} \times \vec{F}, \tag{7}$$

де $\vec{r} \times m\vec{\upsilon}$ – кінетичний момент точки відносно початку координат.

Теорему доведено.

Звичайно, Ви помітили, що для виконання застосованих тут маніпуляцій потрібно знати математику, але це вже аксіома, що науковий працівник і інженер повинні знати вищу математику (хоча б в межах загального курсу).

Ще один приклад, з тригонометрії. Всім інженерам добре відомо, що в цім секторі математики наявна дуже велика кількість формул, що не запам'ятовуються і плутаються в пам'яті. При тому, що гарний довідник знайти нелегко.

Але, виявляється, досить запам'ятати лише кілька взятих за базу формул, тоді інші (навіть складні) легко виводяться з перших.

Візьмемо за базу всього три, з запасом – чотири, найбільш уживані формули:

$$\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1, \tag{8}$$

$$\sin(\alpha + \beta) = \sin\alpha \cdot \cos\beta + \sin\beta \cdot \cos\alpha, \tag{9}$$

$$\cos(\alpha + \beta) = \cos\alpha \cdot \cos\beta - \sin\alpha \cdot \sin\beta, \tag{10}$$

$$tg\alpha = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}. \tag{11}$$

З формул (9) і (10) безпосередньо випливає

$$\sin 2\alpha = 2\sin\alpha \cdot \cos\alpha, \tag{12}$$

$$\cos 2\alpha = \cos^2\alpha - \sin^2\alpha. \tag{13}$$

Формули (8)і (13) відразу дають

$$2\cos^2\alpha = 1 + \cos 2\alpha, \tag{14}$$

$$2\sin^2\alpha = 1 - \cos 2\alpha. \tag{15}$$

Відповідно до (11), (14), (15)

$$tg\alpha = \pm\sqrt{\frac{1 - \cos 2\alpha}{1 + \cos 2\alpha}} = \frac{r_y}{r_x}, \tag{16}$$

де в тригонометричнім крузі r_y – вертикальна проекція радіуса,
r_x – горизонтальна.

Це допомагає визначити знак тангенса.

Якщо з'являється в формулі знак «мінус», то його часто доцільно приписувати певному куту.

Наприклад:

$$\sin(\alpha - \beta) = \sin(\alpha + (-\beta)) = \sin\alpha \cdot \cos(-\beta) + \sin(-\beta) \cdot \cos\alpha. \tag{17}$$

Знаки $\cos(-\beta)$ і $\sin(-\beta)$ визначаються з орієнтацією на тригонометричний круг.

Такі схеми подачі знань може застосовувати викладач будь-якої дисципліни.

3. Образність подачі знань. Експозиція. Викладачі інколи скаржаться, що студенти не засвоюють матеріал, скільки їм не говори, не повторюй його (адже «повторенье – мать ученья»). Така ситуація складається, значною мірою, тому, що матеріал подається «сухо» і в неналежній експозиції.

Одна справа, наприклад, сказати, що Ньютон – це сила, яка надає тілу масою в 1 кг прискорення 1м/с^2 (тіло масою 1 кг притягається до землі силою 9,8 Н), а інша, якщо додасте, що 1Н – це вага 102 грамів тіла, або сила, з якою воно тисне на горизонтальну опору (наприклад, стіл). Тут Ви даєте можливість зразу відчути цю силу! А коли скажете, що цей один Ньютон, діючи роззосереджено на цілий квадратний метр, створює на нім тиск в 1 Паскаль, то спонукаєте якісно осягнути це поняття, зрозуміти його значення в системі

знань. Можете ще додати, що тіло масою 102 кг (маса угодованої людини!) важить 1 кН, а відро води (10 літрів) ≈100 Н. Це також важливо, бо якщо Ви піднімаєте відро на висоту 1 м, то виконуєте роботу в 100 Джоуль, а якщо цю роботу виконуєте за 1с, то розвиваєте потужність 100 Ват. Таку потужність має електрична лампочка під стелею Вашої домівки. Така потужність може бути (і є) характеристикою фізичних можливостей людини.

Доречно тут згадати енергетичне рівняння Бернуллі в формі тисків:

$$P_1 - P_2 = \rho\left(\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2\right)/2 + \rho \cdot g\left(H_2 - H_1\right) + E_{втрат}. \qquad (18)$$

Його інтерпретуємо так: спад тиску на кінцях трубопроводу дорівнює приросту кінетичної і потенціальної (умовах земного тяжіння) енергії для 1 м^3 рідини, плюс енергія втрат для 1 м^3.

Зліва тиск, справа енергія, ніби різні фізичні величини. А насправді (це треба показати) тут кожна складова є енергія. Спочатку формально покажемо, що одиниця виміру тиску співпадає з одиницею виміру питомої енергії:

$$[P] = \frac{Н}{м^2} = \frac{Н \cdot м}{м^3} = \frac{Дж}{м^3}. \qquad (19)$$

Тепер по суті. Якщо рідину, що знаходиться в резервуарі під тиском P в об'ємі V = 1 м^3, випускати через отвір площею S в абсолютний вакуум (тиск P_o= 0), одержимо струмінь довжиною L. При цьому виконується робота:

$$A = p \cdot S \cdot L = p \cdot \upsilon = p \cdot 1 = P, \text{ Дж}. \qquad (20)$$

Це і є енергія 1 м^3 рідини, що знаходиться під тиском. Така проба інтерпретація допоможе пригадати ліву частину рівняння Бернуллі. До речі, в розглянутій задачі маємо чистий випадок перетворення енергії тиску в кінетичну енергію струменя, коли не враховується тертя:

$$p = \rho \cdot \upsilon^2 / 2.$$

4. Щодо системи вимірів СІ. Щоб запобігти плутанині належить неухильно дотримуватись цієї системи. Для механіка, наприклад, маємо такі основні одиниці виміру:

сила (вага) – Ньютон (кілоНьютон),

тиск, механічні напруження – Паскаль,

робота – Джоуль, потужність – Ват.

І жодних кілограмометрів!

Якщо берете в руки добротний, але старий довідник, то переводьте відразу:

$$1\frac{кілограм - сила}{см^2} =\approx 1 \cdot 10^5\, Па = 0{,}1 МПа,$$

$$1\frac{кГ - сила}{мм^2} =\approx 1 \cdot 10^7\, Па = 10 МПа.$$

1 МПа – це вага однієї тони, що діє на 1м^2

Межі текучості матеріалів, наприклад:

Для сталі 20 – до 2,5 МПа,

Для сталі ШХ 15 – до 17 МПа.

В таких межах знаходяться зазвичай механічні властивості конструкційних сталей (запам'ятате: від 2,5 до 17 МПа).

Дуже важливим фактором є експозиція подачі і сприйняття знань. Більшість людей уже на інтуїтивному рівні знають, що краще один раз ґрунтовно відпрацювати матеріал, ніж повертатись до нього декілька (багато) разів побіжно. Тим більше, якщо наукова теза зустрічається в викладі кількох викладачів, і кожен з них робить це по-своєму. Переосмислюючи теми, студент часто заплутується і втрачає до неї інтерес. Ви хочете, щоб студенти назавжди запам'ятали, що потужність потоку від насоса є добуток PQ (де Q – об'ємна витрата рідини), а потужність гідродвигуна $T{\cdot}\omega$ (де T – обертальний момент, ω – кутова швидкість), то скажіть це двічі, заставте кількох студентів при Вас повторити, перевірте знання змісту символів і одиниць виміру, тоді ймовірність затямлення матеріалу значно зросте. Принагідно, пригадайте формули потужності електрогенератора і електродвигуна.

Звичайно, при тому Ви втрачаєте певний час, але одержите компенсацію пізніше. Так Ви закріплюєте основний матеріал, залишаючи додаткову інформацію на самостійну проробку.

5. Творче мислення і воля. Це важливіші якості нашої педагогічної роботи. Тільки завдяки їм ми можемо спрямувати пізнавальну роботу студентів в потрібному напрямку. Майбутній інженер повинен освоювати сучасну техніку критично, з настроєм її поліпшувати, знаходити нові рішення. Наприклад, як зробити рульову або вантажопідйомну машину більш надійною і дешевшою, як зменшити експлуатаційні витрати. Та ще багато про що.

Тому треба привчити себе постійно про щось серйозно думати (з перервами на відпочинок, звичайно). Така звичка згодом переростає в потребу щось пізнавати, вивчати і вдосконалювати. І ця потреба обов'язково індуктивно буде передаватись студентам. Здійснення цієї потреби буде приносити неперевершуване нічим задоволення. Така суть творчості!

Психологічний настрій повинен включати в себе такі якості, як цілеспрямованість, наполегливість, воля, працездатність, любов. Любов до своєї професії, до продукту виконуваної роботи, до своєї країни, до людей!

Висновки:

Викладач повинен творчо осмислювати будь-яку інформацію (технічну, гуманітарну) і подавати її студентам активно, в основному, узагальненому вигляді, доказово і без поспіху, стимулюючи потребу до подальшого творчого засвоєння знань, їх практичного застосування.

ПІДРУЧНИКИ ІЗ ЗАГАЛЬНОТЕХНІЧНИХ ДИСЦИПЛІН ДЛЯ СУЧАСНИХ МОРСЬКИХ ВНЗ УКРАЇНИ: ЯКИМИ ЇМ БУТИ?

Проценко В. О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

З часу розпаду Радянського Союзу вимоги до якості підготовки інженерних кадрів постійно ростуть. Це пояснюється руйнуванням державних підприємств, імпортом в Україну закордонної техніки та технологій при збереженні застарілої матеріальної бази власних підприємств та навчальних закладів, а подекуди навіть при її відсутності. Для морських ВНЗ України значний вплив на ці вимоги має працевлаштування випускників за кордоном. В рамках сучасної системи освіти більшість випускників здобувають необхідні знання та навички безпосередньо в суднових умовах, а це майже завжди становить велику небезпеку.

Прийнята в Україні болонська система освіти передбачає скорочення обсягу аудиторних навчальних годин за рахунок збільшення самостійної роботи студента (курсанта) та надання йому певних свобод у навчанні. В умовах відсутності мотивації до правильної розстановки пріоритетів студентської молоді з боку держави, свобода вибору в галузі навчання стає для неї відповідальністю, яку надто важко нести. Такою свободою не кожен студент може розпорядитися раціонально, а найчастіше розпоряджається нею навпаки – на свою шкоду, як майбутнього спеціаліста. Це пояснюється тим, що організувати свій час і приділити увагу самоосвіті може далеко не кожен студент. Така неорганізованість згодом обертається відсутністю знань і практичних навичок у дипломованого спеціаліста, який будучи студентом з різних причин не був відрахований із навчального закладу, і не набув необхідної кваліфікації через марно пропущений навчальний час. При цьому особливо загострюється питання якості підготовки інженерів флоту, оскільки від їх кваліфікації залежить життя людей та безпека навколишнього середовища. Разом з тим, описана система навчання передбачає збільшення часу який студент проводить з підручниками, тому забезпечення літературою студентів в нових умовах є актуальним і важливим завданням.

В нових умовах нестачу аудиторного часу слід компенсувати обсягом позааудиторної роботи та жорстким її контролем. Збагачення студента потрібною інформацією повинно відбуватися при цьому у всіх можливих випадках. За умов скорочення обсягу начальних дисциплін цього можна досягнути за рахунок поглиблення міжпредметних зв’язків, а саме забезпечення початкового ознайомлення зі змістом спеціальних дисциплін в період вивчення загальнотехнічних предметів – машинобудівного креслення, комп’ютерної графіки, матеріалознавства, теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів та деталей машин. Це можливо здійснювати за рахунок відповідного підбору та висвітлення в підручниках із загальнотехнічних дисциплін навчального матеріалу – вивчення загальних правил та законів на прикладі об’єктів із майбутньої спеціальності студента. Однак це потребує зміни обсягу та розширення змісту підручників та навчальних посібників із цих дисциплін - збільшення в них кількості прикладів, подання більш розгорнутих докладних пояснень та коментарів, проблемних випадків із історії техніки. В той же час, сучасне забезпечення названих дисциплін літературою залишає бажати кращого. Автор має досвід викладання дисциплін курсу «Технічна механіка» (теоретичної механіки, теорії механізмів, деталей машин) та ряду спеціальних дисциплін у навчальних закладах різних напрямків та рівнів акредитації за всіма видами навчального навантаження (лекції, практичні та лабораторні заняття, керівництво курсовими проектами). З цього досвіду можна констатувати, що найкращий результат разом з вивченням лекційного матеріалу, виконанням практичних та лабораторних занять, дає самостійне розв’язання домашніх завдань по задачнику, або виконання розрахунково-графічних робіт разом із детальною проробкою відповідно складеного підручника. Такий підхід вимагає жорсткого контролю збоку викладача та

адміністрації, зустрічає ряд організаційних труднощів, але попри все дає достатньо надійний результат.

Якщо для машинобудівних спеціальностей вказаний зв'язок загальнотехнічних дисциплін із спеціальними в підручниках та задачниках прослідкувати можна, то для майбутніх інженерів флоту відповідні видання практично відсутні.

Крім цього, обсяг наявних підручників із вказаного курсу для ВНЗ III рівня акредитації (за сучасною класифікацією) змінювався в часі наступним чином: для підручника [1] – 42,25 друк. арк., для підручника [2] – 29 друк. арк., для підручника [3] найбільш поширеного в сучасних ВНЗ – 18 друк. арк. При цьому в підручнику [3] та в інших підручниках пізнього радянського періоду теорія механізмів не розглянута взагалі, а теоретична механіка подана в скороченому обсязі. Не набагато краща ситуація із задачниками - поширені видання [4, 5] відзначаються повнотою охоплення курсу, витримали багато перевидань, але наведені в них задачі не містять зв’язку з майбутньою морською спеціальністю студента. Виключенням є задачник [6], який написано для річкових училищ і наповнено матеріалом відповідного спрямування, що дозволило частково його використати при викладанні теоретичної механіки. Недоліком цієї книги є те, що зараз вона стала бібліографічною рідкістю та морально застаріла: не розглянуті сучасні елементи морської техніки.

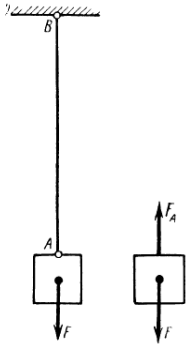
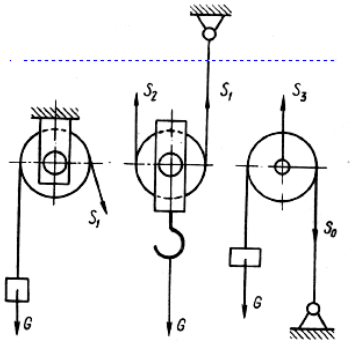
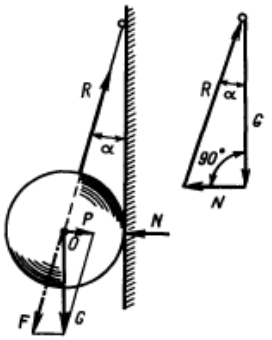
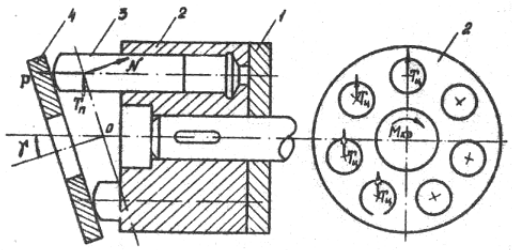
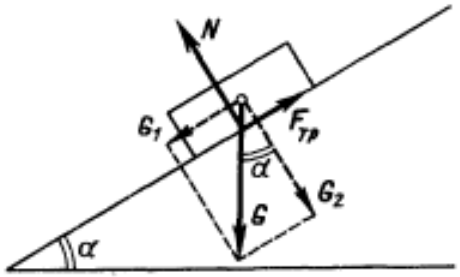
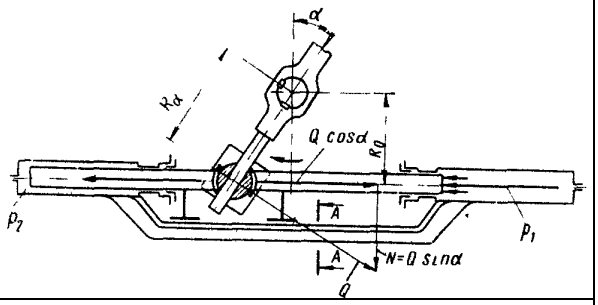
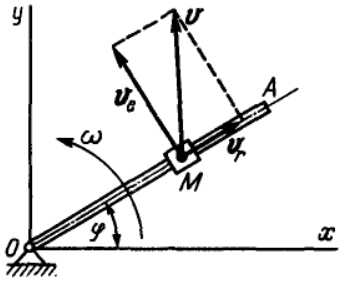
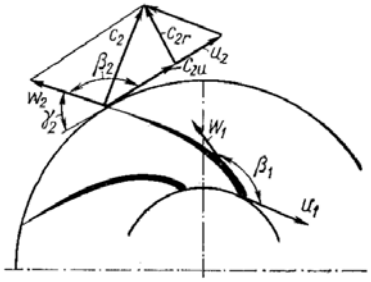
Слід додатково згадати особливості навчальної літератури з технічної механіки для різних морських спеціальностей. Для студентів-механіків повинен бути викладений розрахунок резервуарів, що працюють під тиском, для електромеханіків - розглянуті основи теорії та розрахунок міцності гнучкої нитки, розрахунки елементів електромеханічних систем. Цим вимогам частково відповідають непоширені видання [7, 8], в яких, однак, також відсутній зв'язок з морською спеціальністю студента.

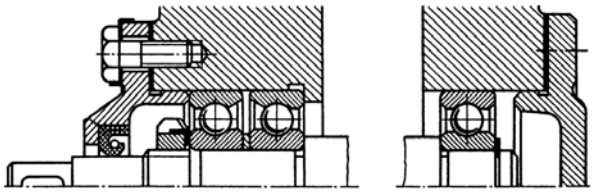
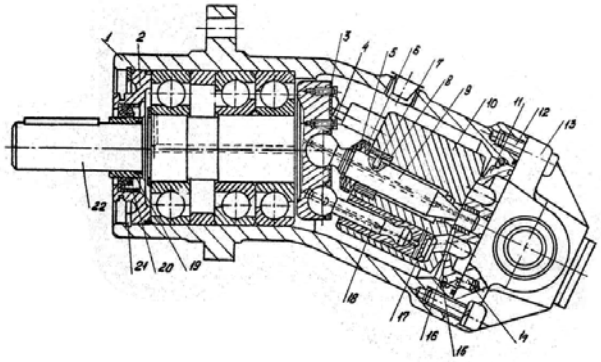
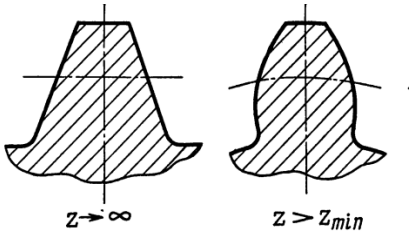
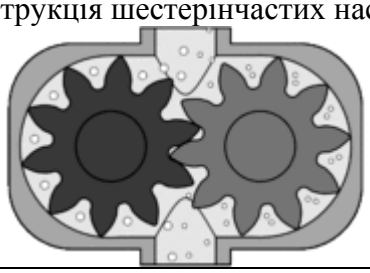
В результаті виконаного огляду та аналізу можна зробити висновок, що для якісної підготовки інженерів флоту є потреба в створенні підручників із загальнотехнічних дисциплін для закладів морської освіти України, адаптованих до умов сучасної системи освіти, та сформулювати деякі вимоги до них:

1. Матеріал повинен бути викладений на об’єктах морської техніки.
2. Пояснення повинні бути максимально докладними, чіткими та зрозумілими.
3. Формули повинні бути подані по можливості з виводом (або навіть з поясненням математичних перетворень).
4. Для підвищення зацікавленості студентів та розширення їхньої обізнаності слід наводити проблемні ситуації з історії суднобудування та мореплавства. Наприклад, обертання навколо осі круглих броненосців А.О. Попова при стрільбах (до тем «Момент сили», «Закон збереження механічної енергії», «Види тертя»), стан котлів і прийомка російського крейсера «Адмірал Корнілов» побудованого у Франції (до теми «Клепані з’єднання») та багато інших.
5. В якості ілюстрацій, разом із абстрактними схемами наводити фрагменти конструкції реальних пристроїв.
6. Аналізувати переваги і недоліки описаних конструкцій, зосереджувати увагу на змінах, які внесені за вимогами експлуатації.
7. Для виконання курсових проектів та робіт в якості прототипів використовувати реально існуючі об’єкти (насоси, компресори, двигуни, лебідки, монтажні та ремонтні пристосування, і т.п.).
8. Створювати спеціальні атласи конструкції суднових пристроїв та обладнання.

В таблиці наведені деякі приклади реалізації пунктів 1 і 5.

Таблиця

Базовий підручник дисципліна: тема, рисунок	Передбачуваний новий підручник забезпечувана дисципліна: тема, рисунок
Теоретична механіка: аксіоми статики, в'язі та реакції 	Вантажопідйомні машини: блоки і поліспасти 
Теоретична механіка: пласка система збіжних сил, проекція сили на вісь 	Суднові допоміжні механізми, системи, та їх експлуатація: конструкція аксіально-поршневих гідро-машин 
Теоретична механіка: тертя на похилій площині, проекція сили на вісь 	Судновий об'ємний гідропривід та рульові машини: конструкція рульових машин з плунжерним приводом 
Теоретична механіка: Складний рух точки 	Суднові допоміжні механізми, системи, та їх експлуатація: типи лопаток коліс відцентрових насосів 

Деталі машин: конструкції підшипникових вузлів 	Суднові допоміжні механізми, системи, та їх експлуатація: конструкція аксіально-поршневих гідромашин 
Деталі машин: коригування профілю зуба 	Суднові допоміжні механізми, системи, та їх експлуатація: конструкція шестерінчастих насосів 

ЛІТЕРАТУРА

1. Техническая механика и детали машин / И. В. Каценеленбоген, А. А. Попов, Г. Б. Столбин, Н. А. Яковлев; под. ред. Г. Б. Столбина. – М. : Машгиз, 1949. – 675 с.
2. Соколов Ф. А., Усов П. В. Техническая механика. – М. : Профтехиздат, 1962. - 463 с.
3. Мовнин М. С. Основы технической механики / М. С. Мовнин, А. Б. Израелит, А. Г. Рубашкин – Л. : Машиностроение, 1990. – 287 с.
4. Мовнин М. С. Руководство к решению задач по технической механике / М. С. Мовнин, А. Б. Израелит, А. Г. Рубашкин – М. : Высшая школа, 1977. – 400 с.
5. Багреев В. В. Сборник задач по технической механике / В. В. Багреев, А. И. Винокуров, А. А. Киселев, Б. Б. Панич, Г. М. Ицкович – Л. : Судостроение, 1973. – 496 с.
6. Ковтуненко И. И. Задачник по технической механике. – М. : Издательство министерства речного флота СССР, 1951. – 120 с.
7. Павлище В. Т. Прикладна механіка / В. Т. Павлище, Є. В. Харченко, А. Ф. Барвінський, Ю. Г. Гаршнєв; за ред. В. Т. Павлище. – Львів : Інтелект-Захід, 2004. - 368 с.
8. Бардзиловский В. П. Прикладная механика: Сборник задач / В. П. Бардзиловский. – К. : Вища школа, 1986. – 190 с.
9. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин. - М. : Высш. шк., 1987. – 383 с.
10. Харин В. М., Декин Б. Г., Занько О. Н., Писклов В. Т. Судовые вспомогательные механизмы и системы. – М. : Транспорт, 1992. – 319 с.
11. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. – Л. : Судостроение, 1969. – 640 с.
12. Судовые устройства: Справочник / Под ред. М. Н. Александрова. – Л. : Судостроение, 1987. – 656 с.

ЗМІСТ

ВСТУП…… 3

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК, ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ ТА ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ… 4

Агеев М.С., Абдулаев А.А. Система диагностирования корабельного гтд с применением методов Soft Computing…… 5

Акимов А.В. Уменьшение эмиссии сажи и бензапирена при сжигании в котлах водомазутных эмульсий……..….. 9

Варбанец Р.А., Варбанец А.Н., Кучеренко Ю.Н., Головань А.И. Диагностический контроль судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации……... 12

Васильев А.Е., Логишев И.В. Дегидратация циркуляционного масла в картере судового двигателя…… 17

Гильмутдинов Ш.А. Матричные алгоритмы транспортного обслуживания……. 19

Goncharenko A.V. Operational reliability measures for marine propulsion diesel engines.. 23

Єрмак О.М. Оцінка рівня безпеки дорожнього руху в транспортних системах…… 28

Калюжный А.В., Ханмамедов С.А. Особенности управления двигателями серии МЕ…… 29

Пизинцали Л.В. Совершенствование эксплуатации крейцкопфных подшипников дизелей…… 31

Пінчук О.М. Визначення вібрації корабля за допомогою когерентної РЛС…….. 33

Пущенский К.Н., Колегаев М.А. Идентификация технического состояния форсунок дизелей по акустическому сигналу……... 35

Руденко И.В. Совершенствование эксплуатации жидкостных демпферов крутильных колебаний дизелей……. 37

Санько Я.В. Формування принципів транспортного планування міст……... 38

Свиридов В.И. Выбор модели вибрационных процессов при вибродиагностировании насосных агрегатов…… 39

Сторожев В.П., Ивановский В.Г., Груздев В.В. Исследование отказов при эксплуатации судовых малооборотных двигателей……..... 41

Ханмамедов С.А., Мурадян П.С., Сагайдак С.А. Влияние кратности циркуляции на реологические характеристики масел среднеоборотных дизелей…… 42

Ханмамедов С.А., Радченко О.П., Мацкевич А.Р., Борисенко В.Л., Петрик Н.М. Исследование причин отказов топливной системы СЭУ при смене топлива……. 43

Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И. Совешенствование методов идентификации технического состояния поршневых колец судовых МОД……... 47

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА НАДІЙНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ…… 49

Белоусов Е.В., Кобяков Н.Н., Белоусова Т.П. Численное исследование влияния содержания водяного пара в дутьевом агенте на состав генераторного газа при комплексной утилизации отходов сепарации топлива в судовых энергетических установках…….……. 50

Бурлаченко О.В. Фрактальный анализ продуктов отложений в газовыпускном тракте дизеля…….. 56

Доценко С.М., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Галынкин Ю.Н., Ткач С.М. Об утилизации низкопотенциального тепла современных двигателей внутреннего сгорания на базе термохимических технологий……... 57

Заблоцкий Ю.В, Мацкевич Д.В., Сагин С.В. Повышение надежности работы среднеоборотных дизелей на режимах экстренного пуска…… 62

Кардаш В.П., Колесник Д.В. Движительный комплекс судов типа река море……. 64
Стогний Г.В., Казаренко В.Н., Сорокин А.И. Исследования, влияния скорости потока морской воды на контактную коррозию металлов……. 65
Фока Д.А., Ханмамедов С.А. Тепловая деформация остовов дизелей……... 73
Ханмамедов С.А. Особенности реологических характеристик вязких топлив…….. 74

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ……..…….. 76
Букетов А.В., Алексенко В.Л., Красненький В.М., Пірог А.П. Корозійна тривкість епоксидних функціонально-градієнтних покриттів у середовищі бензину……. 77
Гончаров И.В., Колегаев М.А. Детанационное горение в судовых дизелях серии МЕ…… 79
Доценко С.М., Литвин С.М. Експериментальні дослідження роботи газодизель-генератора при використанні модуляторів імпульсу тиску……... 81
Кивуля Д.Н, Колегаев М.А. Закономерности генерирования колебаний параметров топлива в системе высокого давления двигателей серии МЕ……... 85
Леонов В.Е., Рублёв И.И. Разработка высокопрочного и экологически безопасного для морской среды покрытия металлических корпусов судов…….. 87
Минчев Д.С., Нагорний А.В. Проверка адекватности математической модели экстраполяции характеристик радиальных центростремительных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания…….. 92
Проценко В.О. Навантаження неспіввісних валів муфтою з торцевою установкою прямих канатів…… 97
Русанов С.А., Луняка К.В., Никитенко Г.В. К вопросу о представлении виброкипящего слоя как псевдопластической жидкости……..……..... 10 4
Савчук В.П. Результаты натурных испытаний подшипников скольжения зубчатых колес автотракторных трансмиссий……. 10 7
Савчук В.П., Лісовий В.Л. Визначення впливу в'язкості моторних масел на техніко-економічні показники двигуна ZL 40……. 11 1
Щедролосев А.В. Влияние на экологическую безопасность судовых энергетических установок эксплуатационных параметров энергетического оборудования……. 11 5

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ, ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ…… 11 9
Бабій М.В., Настасенко В.О. Системне проектування змінних відрізних різальних пластин…… 12 0
Данильченко О.В., Литвин С.М. Газодинамічні фактори, що впливають на будову втулки робочого циліндра вільнопоршневого двигун-генератора…… 12 6
Кобяков Н.Н., Скрипка Г.Л., Бидуля Н.В. Сравнение ценовых составляющих систем комфортного кондиционирования судовых помещений при эксплуатации судов типа «Волго Дон»……... 12 9
Кобяков Н.Н., Ходаковский А.В. Рекомендации о внесении изменений в унифицированные правила российского регистра об использовании аварийных дизель-генераторов на судах…….. 13 2
Кривощеков В.Е. Стандартизация новых методов оценки надежности и прогнозирования остаточного ресурса судовой техники…….. 13 6
Паньків В.Р, Паньків М.Р. Побудова імітаційних моделей для систем масового обслуговування……... 13 9
Парсаданов И.В., Кравченко С.А., Гончаров В.Г., Карягин И.Н. Повышение надёжности транспортных энергетических установок путём применение новых техноло- 14 0

гий…… 145

Стеценко М.А. Колебания трубопроводов высокого давления дизелей……. 5

НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ, ДОСВІД ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ВИРОБНИЦТВА ТА ПРОЕКТУВАННЯ…….. 146

Богданов А.В., Малыгин Б.В., Бень А.П., Коновалов М.Ю. Расчёт оптимальных параметров импульсов магнитного поля при обработке изделий электронной техники…….. 147

Доценко С.М., Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Галинкін Ю.Н., Ткач С.М. Використання водню в якості палива в енергетичних установках з тепловими двигунами в сучасних умовах……..... 150

Клименко В.В., Малигін Б.В., Скрипніков О.І., Волинський О.А. Запровадження у виробництво роторно-поршневого двигуна (РПД) внутрішнього згоряння……. 153

Малыгин Б.В., Васильченко Г.Ю., Сапронов А.А. Описание установки для исследования влияния магнитного поля на свойства газов……..... 157

Малыгин Б.В., Погорлецкий Д.С., Васильченко Г.Ю. Повышение экологических показателей в процессе магнитной обработки углеводородных топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания…… 159

Настасенко В.А. Новые направления развития судовых двигателей внутреннего сгорания…….. 161

Растегина Г.И. Солнечные батареи как альтернативные источники электроэнергии на судне……... 168

Рыжова В.Ю. Исследование технико-экономических показателей функционирования двигателя стирлинга……... 171

Швець І.А., Литвин С.М. Новий підхід до конструювання елементів систем впуску двигуна при роботі на альтернативних паливних газах……. 175

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ В СФЕРІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИРОБНИЦТВА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ…….. 178

Букетов А.В., Скирденко О.І., Скирденко В.О. Ігрове моделювання систем управління при підготовці фахівців з експлуатації транспортних систем……..... 179

Васильченко Г.Ю., Молчанов А.О., Казанчан А.К. Шляхи оптимізації вивчення теоретичної механіки фахівцями з експлуатації морського транспорту…….. 182

Вигоднер І.В., Крючковський В.В., Тулученко Г.Я. Використання Maplet-інструментів СКМ Maple при організації самостійної роботи студентів інженерних спеціальностей над темою: "Застосування визначеного інтеграла"……. 185

Івченко Т.І., Знамеровська Н.П., Гедвілло О.І. Сучасні проблеми готовності майбутніх фахівців морської справи до професійної діяльності…….. 188

Косенко Ю.І., Носов П.С. Моделі навчання та їх роль у процесі відновлення знань спеціалістів технічних напрямків……. 191

Овчарук О.М., Скиба Н.Г. Деякі особливості навчання студентів в сучасних умовах…… 194

Проценко В.О. Підручники із загальнотехнічних дисциплін для сучасних морських внз України: якими їм бути?..... 198

Матеріали

Всеукраїнської науково-практичної конференції

СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ І ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ

(СЕУТТОО-2011)

Відповідальні за випуск *Р. Є. Врублевський, Є. В. Білоусов*
Технічний редактор *А. Л. Шор*
Друк, фальцювально-палітурні роботи *В. Г. Удов*

Підписано до друку 04.10.2011.
Формат 60× 84 1/16. Папір офсетний. Друк: різографія.
Умов. друк. аркушів 13. Тираж 100 прим.

Видавець і виготовлювач
ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
73000, м. Херсон, пр. Ушакова, 20, к. 224
тел. (0552) 44-25-24

Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої
справи до Державного реєстру
ХС № 62 від 06.06.2008

Для нотаток

Для нотаток