

АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ НАСОСОВ СИСТЕМ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ

Б.П. Башуров, д.т.н., проф., Д.С. Тормашев, асп.
Морская государственная академия имени адмирала Ф.Ф. Ушакова

Приведены результаты статистических исследований функциональной надежности насосов, работающих в составе систем судовых дизелей. Дан анализ причин их отказов. Рассмотрены основные направления повышения функциональной надежности при эксплуатации.

В настоящее время в судовой практике преимущественно используются дизельные энергетические установки (ДЭУ), в которых в качестве главного двигателя применяются дизели различных конструктивных типов и модификаций. Технично-экономические и эксплуатационные качества судовых дизелей (СД) в значительной степени зависят от надежности работы обслуживающих систем и функциональной надежности (ФН) входящего в их состав оборудования, а в условиях роста антропогенных и техногенных отрицательных воздействий на окружающую среду они во многом определяют и экологическую безопасность [1].

Одним из наиболее важных механизмов систем судовых дизелей (ССД) являются насосы. Исходя из этого, в настоящей статье приводятся результаты статистических исследований причин их отказов. В качестве объектов рассмотрены насосы, эксплуатируемые в составе систем, обслуживающих СД (охлаждения, топливная, масляная, утилизации высокопотенциального тепла) — это насосы динамического и объемного принципа действия. Ниже представлены результаты выполненных исследований. На рис. 1 показана диаграмма рангов коэффициентов относительной

безотказности основных типов центробежных насосов (ЦН) различных типов.

Видно, что наибольшее количество отказов приходится на ЦН типов ЭЦН и ЭКН — ~63 %, второе место по значимости занимают ЦН типа НЦВ — ~ 23 %, а наименьшее количество отказов приходится на насосы типа ВЦН — ~ 14 %.

В табл. 1 приведены значения коэффициента отказов основных узлов ЦН зарубежных фирм.

Анализ полученных результатов показывает, что наиболее уязвимым элементом у циркуляционных ЦН (Польша) является рабочее колесо (РК). Основная причина отказов — кавитационные разрушения. Очевидно, это связано с низким качеством металла (бронза) и с неправильным выбором ЦН в части условий работы на всасывании. По причине износа отказы составляют 23 %, отказы элементов вследствие поломок — 16 % и из-за коррозии — 6 %.

Для циркуляционных ЦН, работающих в составе теплоутилизационного контура (ТУК), наибольшее количество отказов связано с сальниковым уплотнением (СУ). Основная причина

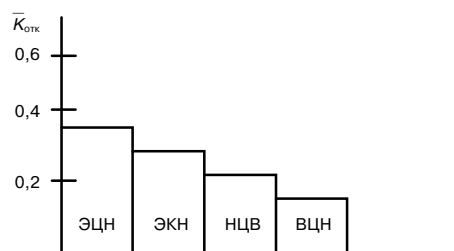


Рис. 1. Диаграмма рангов коэффициентов относительной безотказности центробежных насосов систем судовых дизелей

Таблица 1

Значения коэффициента отказов основных узлов центробежных насосов систем судовых дизелей

Системы	Страна-изготовитель	Основные узлы						
		Сальниковое уплотнение (СУ)	Рабочее колесо (РК)	Подшипники	Уплотнительное кольцо (УК)	Вал	Корпус	Прочие
Циркуляционная	Польша	0,11	0,43	0,10	0,15	0,14	0,04	0,03
	Германия	0,34	0,15	0,04	0,05	0,37	0,03	0,02
Питательная	Дания	0,50	0,10	0,21	0,10	0,03	0,03	0,03
Конденсатная	Германия	0,33	0,22	0,15	0,17	0,07	0,02	0,04
Охлаждения	Югославия	0,41	0,07	0,14	0,21	0,07	0,07	0,03

отказов — износ. Особенно сильно подвержены износу облицовочные элементы вала в районе СУ.

У питательных ЦН (Дания), работающих в составе ТУК, наиболее уязвимым элементом также являются СУ. Основная причина отказов — износ. Отказы вследствие поломок графитового подпятника, разрывов графитового уплотнения и резиновой манжеты, а также разрушения сепарации подшипников составляют ~40 %. Отказы РК кавитационного происхождения составляют ~9 %. Причины отказов ЦН приведены на рис. 2.

Анализ полученной информации позволяет выделить основную причину отказов — износ деталей (более 50 %). В большей степени износу подвержены детали СУ, подшипников и уплотнительные кольца РК. Реже наблюдаются неис-

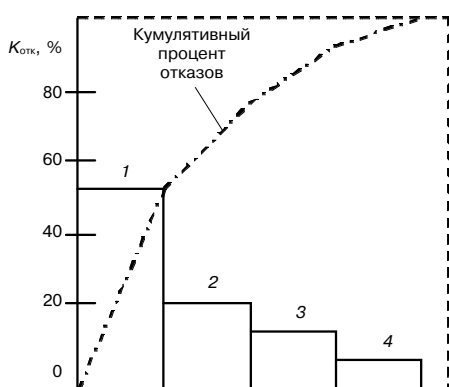


Рис. 2. Причины отказов центробежных насосов:

1 — износ; 2 — коррозионные разрушения; 3 — кавитационные разрушения; 4 — прочие причины

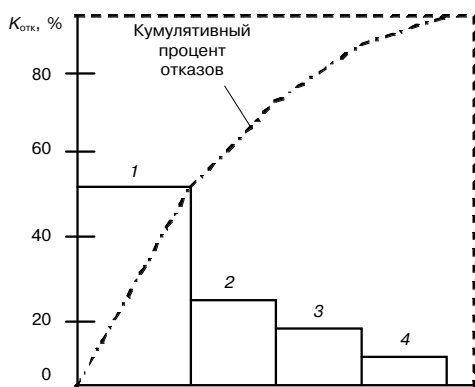


Рис. 3. Отказы узлов шестеренных насосов:

1 — уплотнительное устройство; 2 — шестерни; 3 — подшипники; 4 — корпус

правности, связанные с коррозией и кавитацией. В первом случае они составили ~21 %, во втором ~17 %. В то же время именно эти явления являются причинами разрушения внутренних поверхностей корпусов ЦН. Данные по отказам узлов шестеренных насосов (ШН) приведены на рис. 3.

Из анализа полученных данных следует, что наименее надежным узлом ШН является уплотнительное устройство. На его долю приходится наибольшее количество отказов (~50 %). Следующими узлами в порядке убывания количества отказов являются шестерни (~26 %), подшипники (~20 %) и корпус (~4 %).

Анализ причин отказов узлов ШН (табл. 2) показывает, что они в большей степени подвергаются износу (осредненное значение по всем узлам составляет ~68 %). Второе место по значимости занимают механические повреждения (~30 %) и в значительной меньшей степени подвергаются коррозии (~2,5 %).

Информация по причинам выхода из строя узлов винтовых насосов (ВН) систем представлена в табл. 3.

Применительно к узлам ВН аналогично ШН основная причина их выхода из строя — это износ (в среднем по всем узлам составляет ~62 %). Второе место по значимости занимают механические повреждения (~29 %); как и для ШН, узлы в меньшей степени подвергаются коррозии (~2 %). Выходы из строя ЦН, ШН и ВН являются следствием действия физических явлений обусловленных факторами конструктивного, технологического и эксплуатационного характера (внутренние дефекты материала, перегрузки, нарушение режима работы, ошибки, допущенные при обслуживании, недостаточная точность и чистота механической обработки, нарушение периодичности профилактических мероприятий, наличие абразивных частиц в смазочных материалах, неисправность смазочных приспособлений и т. п.). Во всех исследованных насосах систем СД наименьшим уровнем ФН обладают уплотнительные устройства. Практически каждый второй отказ насосов связан с выходом из строя этого элемента. Уровень их ФН зависит от мно-

Таблица 3

Причины выхода из строя узлов винтовых насосов

Отказы Узлы	Причины отказов, %				
	Износ	Коррозия	Механические повреждения		
			Выкрашивание	Задиры	Разрушение
СУ	91	3	—	2	4
Подшипники	62	2	—	—	36
Винты	43	2	16	20	19
Корпус	50	—	—	30	20
Муфта	—	—	—	—	100

Причины отказов узлов шестеренных насосов

Узел насоса	Износ, %	Коррозия, %	Механические повреждения	
			Поломка, %	Смятие, %
Уплотнительное устройство	87	2	9	2
Подшипники	68	4	28	—
Шестерни	55	2	32	11
Корпус	61	—	11	28

Таблица 2

Коэффициенты отказов элементов контактных уплотнений насосов отечественного и зарубежного производства

Страна-изготовитель	Элементы контактных уплотнений				
	Втулка	Набивка	Графитовые кольца	Резиновые кольца	Пружина
Россия	0,48	—	0,26	0,19	0,07
Польша	0,18	—	0,37	0,30	0,15
ГДР	0,27	0,44	—	0,29	—
ФРГ	0,17	—	0,60	0,13	0,10
Дания	—	0,50	0,33	0,17	—
Нидерланды	0,15	0,66	—	0,19	—
Швеция	0,21	—	0,45	0,15	0,19
Великобритания	0,11	—	0,54	0,20	0,15
Норвегия	0,18	—	0,39	0,50	0,13
Югославия	0,26	—	0,44	0,14	0,16
Италия	0,16	—	0,41	0,32	0,11
Болгария	0,53	0,27	—	0,20	—
Финляндия	0,29	—	0,20	0,36	0,15

гих факторов, в частности: нагрузки; скорости скольжения; шероховатости и параллельности контактных поверхностей; температуры уплотняемой среды; формы зазора; сочетания материалов пары трения; параметров уплотняемой среды (смазочные свойства, теплопроводность, степень загрязнения, химический состав); режимов работы (трение, вибрация, гидравлические удары, перерывы в движении, пуск под нагрузкой, периодическая работа без смазки, нагрев или охлаждение, радиальные биения). Следует отметить, что при работе уплотнительного устройства (в частности, контактного) в этих условиях решающее значение имеет возможность отвода тепловой энергии. Обобщенная информация по отказам отдельных элементов контактных уплотнений (КУ) сальникового и торцового типов представлены в табл. 4.

Сравнительный анализ полученных данных показывает следующее. Для КУ сальникового типа наиболее уязвимым элементом является набивка. Доля отказов, связанных с этим элементом, изменяется от 27 до 66 %, т. е. каждый второй отказ СУ обусловлен этим элементом. Наиболее низкий уровень ФН у КУ торцового типа имеют графитовые кольца. В этом случае доля отказов изменяется от 20 до 60 %. В среднем для обеих групп насосов (отечественные и зарубежные) примерно на одном уровне ФН находятся втулки и резиновые кольца (~25 %), т. е. практически каждый четвертый отказ КУ обусловлен этими элементами. Обобщенная информация по причинам отказов элементов КУ приведена в табл. 5.

На основе полученных результатов можно сделать следующий вывод: разработка мероприятий по повышению ФН КУ должна идти в направлении создания противозносных материалов и материалов с физико-механическими свойствами, отвечающими эксплуатационным условиям.

Исходя из анализа результатов выполненных статистических исследований, применительно к СУ его рекомендуется рассматривать как узел динамического износа. Для определения количественных показателей ФН в зависимости от условий работы насоса целесообразно использовать следующие критерии: период работы без технического обслуживания (ТО); наработка до замены уплотнения; наработка до замены защитной втулки. Наиболее дорогостоящим из заменяемых элементов СУ является защитная втулка. Ее ресурс определяется как наработка до достижения предельного износа, величина которого находится исходя из функционального (наруше-

Таблица 5

Причины отказов контактных уплотнений насосов отечественного и зарубежного производства

Страна - изготовитель	Причины отказов, %									
	Износ	Трещины	Коррозия	Разрушение	Выкрашивание	Растрескивание	Перекок	Потеря упругости	Откалывание	Задиры
Россия	69	10	3	8	6	2	2	—	—	—
Польша	71	4	7	15	—	—	—	—	—	—
ГДР	64	13	3	12	8	—	—	—	—	—
ФРГ	51	4	—	34	7	—	—	—	4	—
Дания	52	3	4	32	—	—	—	9	—	—
Нидерланды	76	—	—	22	—	—	—	—	—	2
Великобритания	57	15	—	—	—	3	—	25	—	—
Норвегия	73	12	—	10	—	—	—	—	5	—
Югославия	68	—	13	19	—	—	—	—	—	—
Италия	85	—	6	9	—	—	—	—	—	—
Болгария	60	10	—	13	—	—	17	—	—	—
Финляндия	56	4	8	20	6	4	—	—	—	2

ние прочности, невозможность удержания утечки в заданных пределах) или экономического (возможность восстановления изношенной поверхности) критерия. Выход из строя уплотнения вследствие износа рассматривается как отказ насоса, так как для замены этого элемента необходимо производить разборку насоса. Величина предельного износа втулки зависит от ряда факторов (диаметр поверхности трения, набивочный материал, требования к герметичности уплотнительного узла и др.). Характер износа определяется условиями работы уплотнения в насосе. Распределение наработки на отказ пакета уплотнителя и защитных втулок согласно [2] подчиняется нормальному закону с коэффициентом вариации 0,23–0,39. Максимальная наработка на отказ пакета набивки в зависимости от перекачиваемой среды (пресная вода, конденсат, морская вода) находится в пределах от 0,3 до 2,0 тыс. ч, а защитной втулки — от 1,2 до 6,0 тыс. ч. Аналогичные результаты получены Гафтом Я.З. и Иткиным Б.А. Установлено, что изнашивание вала в контакте с набивкой является эргодическим стационарным процессом. Износ распределяется по нормальному закону. В интервале скоростей скольжения 1–4 м/с износ определяется удельным давлением, коэффициентом трения и не зависит от скорости скольжения.

По данным зарубежных источников, анализ работы различных конструктивных модификаций уплотнений ЦН (сальниковые, механические, со встроенным приводом в общем корпусе, с герметичной приводной магнитной муфтой) показывает, что наработка на отказ СУ (обычная набивка) составляет 0,72 тыс. ч, а с износостойкими материалами — 6,48 тыс. ч. Механические уплотнения с подпружиненными элементами позволяют обеспечить практически полную герметичность, не требуя ТО, но могут внезапно выйти из строя. Для повышения их ФН рекомендуются двойные уплотнения с датчиками, однако это ведет к их усложнению и удорожанию. Наибольший интерес из зарубежных уплотнительных материалов представляет углеродная лента типа «Grafoil», основу которой составляет чистый углерод. Такой материал обладает хорошими эксплуатационными качествами, а именно, в процессе работы уплотнения представляется возможность периодического добавления новых колец без замены старых, частицы которых по мере изнашивания удаляются утечкой.

Одним из основных требований, предъявляемых к КУ сальникового типа, является их долговечность. К причинам недостаточной долговечности можно отнести: неблагоприятную эпюру контактного давления, вследствие чего про-

исходит повышенное трение и интенсифицируется местный износ; неравномерность нагрузки на кольца набивки, приводящей к повышению износа под наиболее нагруженным внешним кольцом; отсутствие связи между давлением герметизируемой среды и контактным давлением; недостаточный отвод тепла из-за низкой теплопроводности набивочного материала. Для улучшения отвода тепла рекомендуется использовать принудительное охлаждение деталей уплотнительного узла. Опыт ТЭ насосов при давлениях перед уплотнением до 1 МПа и окружных скоростях до 10 м/с при работе с отводом тепла позволяет увеличить ресурс узла на 25–50 % [2]. Исходя из сохранения герметичности КУ, существенного уменьшения максимального давления можно добиться за счет трансформации эпюры контактного давления по длине уплотнения. Одним из способов повышения ФН КУ сальникового типа является использование конструкции корпуса уплотнения в виде аксиально-подвижного стакана с пакетом набивки, поджимаемой к центрующему этот стакан бурту — упору корпуса насоса. В таком уплотнении обеспечивается экспоненциально уменьшающаяся к внешнему кольцу набивки эпюра контактного давления. Согласно стендовым и промышленным испытаниям СУ с подвижным корпусом (по сравнению со стандартной конструкцией) имеют в 4–5 раз больший ресурс и лучшую герметичность. За счет уменьшения аксиальных габаритов узла и возможности смещения уплотнения на валу путем использования проставок можно [2] смещать зону трения и, таким образом, в 2–3 раза дополнительно увеличить ресурс защитной втулки.

Герметичность КУ торцового типа обеспечивается за счет возникающих в паре трения динамических сил, препятствующих утечке уплотняемой среды. В составе насосов отечественной и зарубежной постройки используются гидростатические (подача жидкости на уплотнительную поверхность с помощью насоса) и гидродинамические КУ (наличие канавок на контактной поверхности уплотнительных колец). Пара трения торцовых КУ подвергается силовым и температурным деформациям. Первые обусловлены действием давления перекачиваемой среды и пружины, силами затяжки при закреплении колец и инерции вращения. Это способствует возникновению внутренних напряжений, в результате чего происходит деформация пары трения и изменение формы зазора. Вторые являются следствием трения в зазоре уплотнения и неравномерного нагревания колец, а также влияния изменений температуры на силовые напряжения в кольцах. Из опыта ТЭ торцовых КУ следует,

что наиболее распространенными являются деформации, нарушающие плоскость рабочих поверхностей пары трения. Они способствуют образованию волнистости трущихся поверхностей, приводят к скручиванию кольца и изменению формы его сечения. В результате этого происходит увеличение зазора в паре и гидродинамическое расклинивание ее поверхностей, приводящее, в конечном итоге, к увеличению утечки среды.

Уровень ФН торцовых КУ в значительной степени зависит от материала пары трения. При выборе материала необходимо учитывать: возможность кратковременной работы всухую без потери работоспособности; условия работы; стоимость; потери на трение и утечку; затраты на ТО при замене пары. Для исследуемых насосов ССД рекомендуется использовать следующие пары трения: пластмасса–металл, керамика и углиграфит–металл. Проведенные ресурсные испытания торцовых КУ, пары трения которых были выполнены из различных материалов, показали, что удовлетворительной работоспособностью в условиях работы насоса без смазки обладают пары трения, в которых одним из элементов является углиграфит НЕГРАН-18.

Обобщенная информация по причинам отказов деталей и узлов КУ исследованной группы насосов отечественного производства представлена на рис. 4.

Наибольшее количество отказов связано с низким качеством изготовления деталей КУ (~43 %) и низким качеством материала деталей (~32 %). По этим причинам происходит 2/3 всех отказов КУ. Примерно каждый пятый отказ КУ является следствием низкого качества сборочно-монтажных работ.

Основными узлами, определяющими уровень ФН топливных насосов высокого давления (ТНВД) ССД, являются плунжерная пара (27 % отказов), всасывающие (25 %) и нагнетательные (21 %) клапаны. Наименее надежный элемент плунжерной пары — это втулка (~50 %). На долю плунжера приходится 21 % отказов. В процессе ТЭ этого узла и его элементов имели место задиры, деформация плоскости трения, заклинивания, выкрашивания и трещины вследствие усталостных явлений в металле, наличия температурных напряжений, неоднородности металла, некачественной сборки в процессе монтажа, дефектов технологического характера. Выработка контактных поверхностей вероятнее всего происходит вследствие комплексного воздействия: диспергирования (размельчения) отдельных участков контакта; абразивного износа; окислительного износа.

Уровень ФН клапанов определяется техническим состоянием следующих элементов: седла;

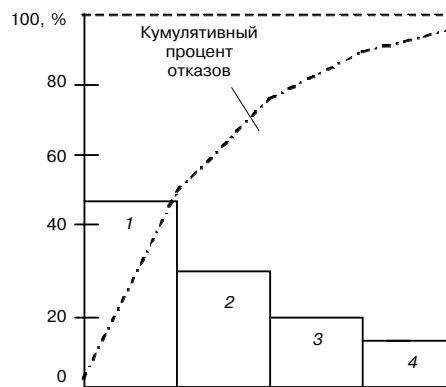


Рис. 4. Причины отказов деталей и узлов контактных уплотнений насосов:

1 — низкое качество изготовления деталей; 2 — низкое качество материалов деталей; 3 — низкое качество сборочно-монтажных работ; 4 — производственно-технологические дефекты

перемычки; корпуса; хвостовика. При этом их доля отказов для клапанов различного функционального назначения неодинакова. Так, отказы нагнетательных клапанов по причине выхода из строя седла составляют 45 %, а всасывающих — 30 %. По причине выхода из строя корпуса отказы в первом случае составляют 20 %, а во втором — 38 %. В процессе ТЭ этих узлов и их элементов наблюдались: поломка посадочных мест; обрыв головки; заклинивания; коррозионное разъедание и трещины вследствие причин, указанных выше.

Обобщение фактологической информации по отдельным узлам ТНВД дизелей серийных танкеров из-за образования трещин показывает, что на клапаны приходится в среднем — 24 %, плунжерную пару — 17 %, головку — 12 % и корпус (блок) — 47 % отказов. Относительное время, затраченное на устранение отказов ТНВД, средняя удельная трудоемкость и коэффициент технического использования, соответственно, составляют: 0,34 ч/тыс. ч; 0,78 чел. ч/ тыс. ч; 0,94.

Проведенные статистические исследования ФН насосов ССД позволили выявить элементы с минимальным уровнем работоспособности, провести анализ причин их отказов, и на этой основе определить основные пути ее повышения, излагаемые ниже.

Фирмой «Sherwood Pump Div.» проведены исследования возможности увеличения ресурса ШН с корпусами из нержавеющей стали и пластиковыми шестернями. Результаты испытаний показали, что до 10 % насосов со стеклопластиковыми шестернями выходят из строя из-за поломки шестерен вследствие наличия в них внутренних раковин. Отмечается, что применение нового пластикового материала на основе сульфида полиэтилена с армированием волокнами углерода позволяет повысить прочность

шестерен и снизить износ трущихся пар. При этом незначительно увеличивается стоимость изготовления и обеспечивается повышение ресурса.

Фирма «Polaroid» (США) провела испытания ЦН со стеклянным покрытием на элементах проточной части. Однако в процессе их работы имело место разрушение такого покрытия. Для восстановления характеристик насосов было использовано фторполимерное покрытие толщиной 0,25 мм. Это покрытие обладает высокой стойкостью при работе в агрессивных средах. В нашей стране для увеличения срока службы ЦН предложен способ снижения износа их элементов за счет повышения степени сепарации и снижения турбулентности потока (а.с. 136 699).

Для уменьшения шума и вибрации ЦН (например, питательных, циркуляционных) рекомендуется выбирать оптимальное количество лопастей РК и лопаток направляющего аппарата. Существенного снижения вибрации в работающем насосе можно добиться увеличением радиального зазора между РК и аппаратом, а также путем подрезания входных кромок лопаток аппарата (или выходных кромок РК). Отрицательные воздействия кавитации можно уменьшать доводкой входных кромок лопастей РК. Продольные колебания ротора насоса устраняются путем применения подпятника с наклонными подушками (или уменьшением диаметра диска гидروطяты). Одним из способов повышения ФН насосов является тщательный подбор материалов и использование термообработанных деталей проточной части. Для увеличения ФН насосов, перекачивающих агрессивные среды, целесообразно использовать покрытие поверхности их проточной части (РК, корпус) износостойкими и коррозионно-стойкими материалами. Например, двухкомпонентный материал, состоящий из эпоксидной смолы и наполнителя (порошки из углеродистой и нержавеющей сталей, алюминия и бронзы, титана и керамики). В этом случае срок службы насоса может быть увеличен в 2–3 раза.

Уплотнения подвижных соединений насосов являются потенциальными источниками утечки среды. Для устранения этого недостатка фирмой «Kontro» (США) предлагаются ЦН с магнитной приводной муфтой на постоянных магнитах, имеющей герметичную перегородку, изолирующую рабочий объем среды. Возможный путь увеличения срока службы деталей проточной части насоса — использование износостойких материалов на основе полиуретанов, позволяющих реализовать эффект избирательного переноса в

процессе трения. При этом (по сравнению с традиционными материалами — высокохромистый сплав, сталь, резина) срок службы насосов может возрасти в несколько раз.

Повышение ФН насосов может быть достигнуто за счет конструктивного совершенствования отдельных элементов. Например, использование вертикального одноступенчатого ЦН с консольным РК (Германия), в котором между ступицей и корпусом на тыльной стороне ступицы предусмотрены волнообразные (или трапецеидальные) выступы. При работе насоса они создают вращающуюся волну давления в уплотнительном зазоре, в результате чего снижаются протечки перекачиваемой среды.

Для кавитационной, коррозионной и эрозионной устойчивости ЦН, работающих в условиях агрессивных сред, предлагается (Германия) проточную часть изготовить из хромоникелевомolibденовых сталей. Возможны варианты ЦН с магнитным приводом.

Эффективными способами борьбы с кавитационными процессами являются: использование металлической облицовки зон, подверженных этим явлениям; поддув воздуха в кавитационную зону для увеличения давления газа в пузырьке; создание дефлекторов для отделения кавитационной области от стенок; применение покрытий и полимерных материалов; воздействие на структуру кавитационной области с помощью электрических и магнитных полей.

Таким образом, основными путями дальнейшего повышения ФН насосов ССД могут быть: создание новых материалов; разработка более совершенных технологий; применение антикоррозионных полимерных покрытий; улучшение качества уплотнительных устройств; развитие конструкций отдельных элементов (например, создание, развитие и усовершенствование механических уплотнений); применение магнитных подшипников, исключающих попадание смазочных веществ в рабочую среду; замена дорогостоящих нержавеющей сталей на новые виды полимерных материалов, керамику и т. п.

Литература

1. Башуров Б.П., Балякин А.В. Причины отказов основного оборудования некоторых систем судовых дизелей и пути повышения их работоспособности // Двигателестроение. — 2001. — № 3. — С.18–22.
2. Будов В.М. Судовые насосы: Справочник. — Л.: Судостроение, 1998. — 432 с.