

- na funkciyah kvadraticnogo programmirovaniya: EMT, Specvypusk, Novorossiysk, RIO GMU im. adm. F.F. Ushakova, 2016.
6. Mineev, V.I. O neobходимosti gosudarstvennoj podderzhki energosberezheniya na transporte // Rechnoj transport. – 2010. – №1 (43), yanvar' – fevral'. – S.68-71.
7. Baburina O.N. Mirovoj morskoy torgovyy flot: dinamika, struktura, perspektivy [tekst] / O.N. Baburina, E.V. Hekert, YU.L. Nikulina // Transportnoe delo Rossii. 2017. № 1. S. 88-92.
8. Baburina O.N., Kondrat'ev S.I. Morskie porty mira i rossii: dinamika gruzooborota i perspektivy razvitiya// Transportnoe delo Rossii. 2016. № 6. S. 141-144.

УДК 621.431.74

DOI: 10.34046/aumsuomt100/17

АНАЛИЗ ОТКАЗОВ И ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕННОСТИ КРЕЙЦКОПФНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГЛАВНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

А.К. Полковников, кандидат технических наук, доцент

Н.А. Полковникова, кандидат технических наук, доцент

С повышением степени форсировки судовых малооборотных дизелей (МОД), ростом максимального давления сгорания обостряется проблема обеспечения надёжности подшипников и в первую очередь крейцкопфных. В работе выполнен статистический анализ отказов, их причин и условий эксплуатации подшипников. Рассмотрены конструктивные особенности крейцкопфных подшипников, предложены критерии оценки несущей способности и ударной нагруженности. При эксплуатации МОД наиболее эффективные меры, направленные на повышение работоспособности подшипников, связаны с выбором оптимальных режимов работы двигателя с целью ограничения действующей нагрузки и повышения запаса несущей способности подшипников. С износом и увеличением зазора в подшипнике несущая способность масляного клина снижается и возникает опасность появления полусухого трения и прогрессирующего износа. Усталостная прочность и долговечность подшипника определяется температурой антифрикционного слоя нижней (опорной) части вкладыша, для измерения которой была разработана система контроля температуры. Для непрерывного контроля технического состояния подшипников МОД высокую эффективность показала система контроля износов подшипников (Bearing Wear Monitoring System), которая измеряет комбинированный физический износ рамовых мотыльёвых и крейцкопфных подшипников, обеспечивая раннее предупреждение об увеличении скорости износа вкладышей.

Ключевые слова: малооборотный дизель, шатун, крейцкопфный подшипник, вкладыш, антифрикционный слой, масляный клин, суммарная движущая сила, износ, фреттинг коррозия, система контроля износа подшипников.

FAILURES AND LOADING PARAMETERS ANALYSIS FOR CROSSHEAD BEARINGS OF MAIN MARINE DIESEL ENGINES

A.K. Polkovnikov, N.A. Polkovnikova

As the degree of forcing marine low-speed diesel engine, the maximum combustion pressure increases, exacerbated the problem of ensuring reliability of the bearing and first crosshead. The paper considers a statistical analysis of failures, their causes and operating conditions of bearings has been carried out. The design features of crosshead bearings are considered, criteria for assessing the bearing capacity and shock loading are proposed. During the operation of the low-speed diesel engine, the most effective measures aimed at improving the performance of bearings are associated with the choice of optimal operating modes of the engine in order to limit the current load and increase the bearing capacity margin. With wear and an increase in bearing clearance the load-bearing capacity of the oil wedge decreases and there is a risk of semi-dry friction and progressive wear. The fatigue strength and durability of the bearing is determined by the temperature of antifriction layer of the lower (support) liner's part, for the measurement of which a temperature control system was developed. For continuous monitoring of bearings technical condition, the Bearing Wear Monitoring System has shown high efficiency, which measures the combined physical wear of frame crank and crosshead bearings, providing early warning of an increase in the wear rate of liners.

Key words: low-speed diesel engine, connecting rod, crosshead bearing, shell, antifriction layer, oil wedge, total driving force, deterioration, fretting corrosion, bearing wear monitoring system.

С повышением степени форсировки и снижением частоты вращения в малооборотных су-

довых дизелях (МОД) нового поколения с высокой степенью наддува, ростом максимального

давления сгорания обостряется проблема обеспечения надёжности подшипников и в первую очередь крейцкопфных. Это подтверждается, в частности, статистическим анализом отказов главных двигателей (ГД) серий *RTA*, *RT-flex* (*Wartsila*) и *SMC-C*, *SME-C* (*MAN*) судов танкерного флота.

Анализ условий эксплуатации крейцкопфных подшипников показал, что их работа характеризуется комплексом сложных процессов, воздействие на которые в эксплуатации ограничено. При эксплуатации МОД нового поколения наиболее эффективные меры, направленные на повышение работоспособности подшипников, связаны с выбором оптимальных режимов работы двигателя с целью ограничения действующей нагрузки и повышения запаса несущей способности подшипника [1] – [3].

Механическая напряжённость в процессе

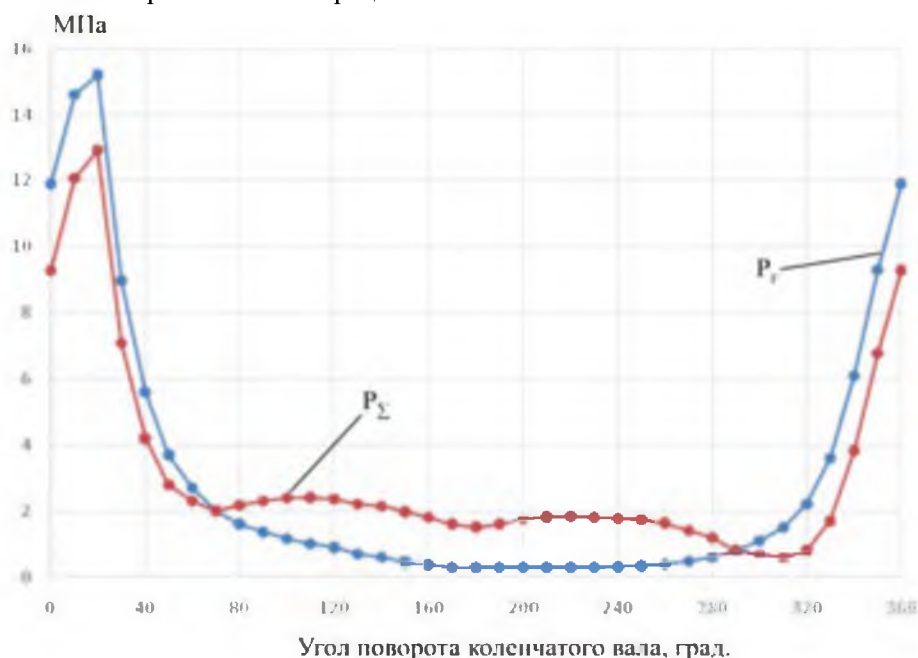


Рисунок 1 – Расчётные графики зависимостей суммарной движущей силы P_{Σ} и силы давления газов P_g от угла поворота коленчатого вала

Удельное давление на крейцкопфный подшипник в МОД серии *SME-C* (*MAN*) составляет:

- максимальное $P_{кр}^{max} = P_{\Sigma}^{max} = 14.7$ МПа;
- среднее $P_{кр}^{cp} = 4.96$ МПа

Давление, отнесенное к единице площади крейцкопфного подшипника:

- максимальное

$$K_{кр}^{max} = P_{кр}^{max} \cdot (F_{п}/f_{кр}) = 14.7 \cdot (0.407/0.229) = 26.1 \text{ МПа}; \quad (2)$$

где $F_{п}$ и $f_{кр}$, m^2 – площади поршня и опорной поверхности крейцкопфного подшипника;

- среднее

$$K_{кр}^{cp} = P_{кр}^{cp} \cdot (F_{п}/f_{кр}) = 4.96 \cdot (0.407/0.229) = 8.81 \text{ МПа}, \quad (3)$$

что допустимо, так как

$$K_{кр}^{max} \leq 30 \text{ МПа} \text{ и } K_{кр}^{cp} \leq 10 \text{ МПа}.$$

эксплуатации не поддаётся непосредственному контролю и может быть определена теоретически из анализа соотношения действующих на подшипник сил. В качестве критерия механической напряжённости крейцкопфных подшипников обычно рассматривается максимальная суммарная движущая сила:

$$P_{\Sigma}^{max} = P_{max} - P_j = P_{max} - \mu \cdot m_n \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot \omega^2 \quad (1)$$

где P_{max} – сила от максимального давления сгорания, P_j – сила инерции поступательно движущихся масс, μ – коэффициент, учитывающий несовпадение моментов действия P_{max} и P_{jmax} (10...15 град. поворота коленчатого вала). Расчётные графики зависимостей суммарной движущей силы и силы давления газов от угла поворота коленчатого вала представлены на рис. 1.

Отношение максимального давления к среднему

$$K_{кр}^{max}/K_{кр}^{cp} = 26,1/8,81 = 2,96, \quad (4)$$

что допустимо, так как $K_{кр}^{max}/K_{кр}^{cp} \leq 3,5$.

Таким образом по прочности и степени ударности нагрузок (K^{max}/K^{cp}) крейцкопфные подшипники удовлетворяют установленным нормам [4] – [6].

В крейцкопфном двигателе верхняя головка шатуна соединена с цапфами поперечины крейцкопфа (крейцкопфный подшипник), а нижняя головка соединена с мотылёвой шейкой коленчатого вала (мотылёвый подшипник). Нижняя

часть верхней головки и верхняя часть нижней головки шатуна подвергаются сжатию движущей силой, а стержень – сжатию и продольному изгибу (рис. 2).

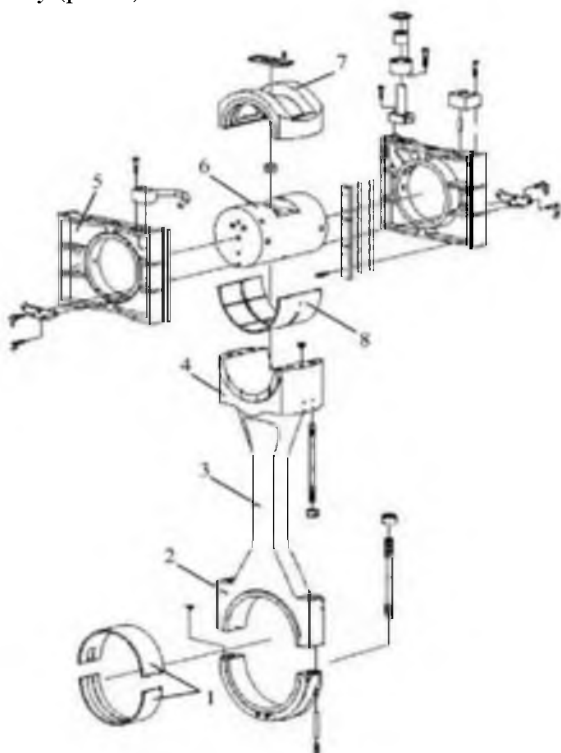


Рисунок 2 – Крейцкопфный узел с шатуном:
 1 – вкладыши мотылёвого подшипника, 2 – нижняя головка шатуна,
 3 – стержень шатуна, 4 – верхняя головка шатуна, 5 – ползун, 6 – поперечина, 7 – крышка верхней головки шатуна с вкладышем, 8 – нижний вкладыш крейцкопфного подшипника

К конструкции шатунов предъявляют следующие основные требования: высокая жёсткость и прочность головок шатуна и его стержня



Рисунок 3 – Повреждение (аварийное) шатуна с изгибом стержня

Значительное повышение нагрузки на крейцкопфные подшипники происходит во время пусков – реверсов двигателя. Это объясняется тем, что во время пусков – реверсов при низкой

при возможно меньшей массе (для уменьшения сил инерции); высокая усталостная прочность, податливость (упругость) и равнозначная прочность шатунных болтов (шпилек). При увеличении жёсткости подшипника улучшаются условия образования масляного клина (подшипник сохраняет цилиндрическую форму), равномернее распределяются удельные давления по поверхности антифрикционного слоя и уменьшается нагрузка шатунных шпилек. В большинстве случаев повреждения шатунов происходят под действием внешних сил, которые могут согнуть стержень шатуна. Наибольший изгибающий момент действует в сечении шатуна, расположенном ближе к нижней головке. На рис. 3 показано фото шатуна, аварийное повреждение которого произошло в период стендовых испытаний двигателя при воздействии суммарной движущей силы.

Значение максимальной суммарной движущей силы (P_{Σ}^{\max}) существенно зависит от режима работы двигателя. При работе МОД по винтовой характеристике максимальная движущая сила со снижением частоты вращения в диапазоне $(1 \dots 0,9) \cdot n_n$ увеличивается. Это связано с тем, что на режимах полного хода за счёт системы автоматического изменения угла опережения подачи топлива (система VIT – variable injection timing) сила от максимального давления сгорания (P_{\max}) остаётся неизменной, а силы инерции (P_I) уменьшаются [7] – [12].

частоте вращения величина P_I незначительна. Вследствие низкой частоты вращения в 4...5 раз возрастает время действия максимального усилия при более динамичном характере нагружения и

при неблагоприятных условиях смазки подшипников, так как относительная скорость скольжения подшипника и поперечины близка к нулю.

При неработающем двигателе нагрузка на крайцопфные подшипники определяется массами поршня со штоком. Поперечина крайцопфа (цапфа) при отсутствии вращения под действием сил тяжести ложится на нижний вкладыш опорной верхней головки шатуна, входя в соприкосновение с ним, коэффициент трения максимальный. При пуске двигателя и страгивании вкладыша относительно неподвижной поперечины крайц-

копфа с места возникает сухое трение и, как следствие, – интенсивный износ и нагрев.

При последующем повороте верхней головки шатуна и качательных движениях поступающее в зазор масло благодаря силам вязкостного трения затягивается под цапфу (поперечину), и режим переходит в полусухое трение, коэффициент трения уменьшается и при полном отсоединении трущихся поверхностей слоем масла режим полусухого трения переходит в режим жидкостного трения – коэффициент трения достигает минимума (рис. 4).



Рисунок 4 – График зависимости коэффициента трения в подшипнике от числа оборотов (при постоянной нагрузке)

Дальнейший его небольшой рост с увеличением числа оборотов обусловлен ростом сил жидкостного трения. Небезынтересно, что чисто теоретически, в условиях жидкостного трения при абсолютно чистом масле, можно избежать какого бы то ни было износа подшипников. В создаваемом под цапфой масляном клине возникают

силы внутреннего давления, противостоящие нагружающим цапфу силам и разъединяющие трущиеся поверхности (цапфа всплывает). Типичная эпюра давлений в масляном клине показана на рис. 5.

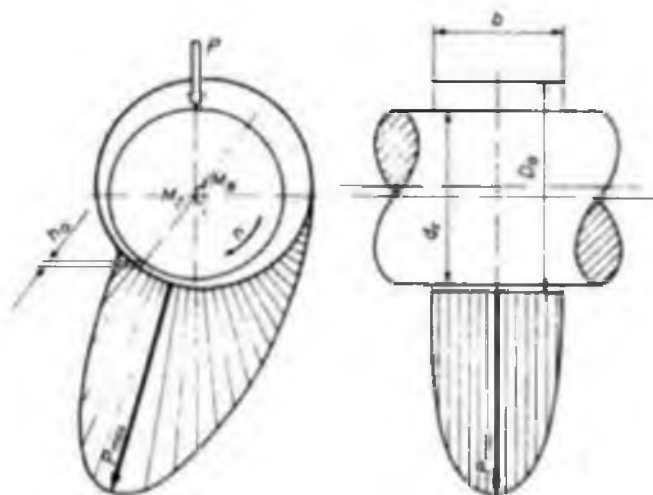


Рисунок 5 – Эпюра давления масла в подшипниковом узле

На установившемся режиме (постоянство нагрузок и скорости вращения) силы давления в

слое масла находятся в равновесии с нагрузкой на цапфу, положение цапфы стабилизируется и она

вращается в отверстии подшипника с определенным постоянным эксцентриситетом (расстояние от центра подшипника M_B до центра цапфы M_Z), определяющим наименьшую толщину масляной пленки h_0 и характеризующим минимальное расстояние между цапфой и подшипником. При изменении нагрузки на цапфу, а в дизелях нагрузка на подшипники кривошипно-шатунного механизма (КШМ) определяется непрерывно меняющимися в течение рабочего цикла силами давления газов и силами инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, центр цапфы меняет свое положение, меняется и толщина пленки в зоне масляного клина.

Вал то удаляется от подшипника, то приближается к нему, выдавливая масло из зазора. Минимальная величина h_0 может достигать 3...5 мкм, что составляет несколько процентов от величины зазора в подшипнике и в большинстве случаев оказывается меньше большинства находящихся в масле частиц загрязняющих примесей (пропускная способность масляных фильтров обычно 12...15 мкм). Их контакт с подшипником неизбежно влечет за собой периодическое возникновение полусухого трения, появление рисок и износ. Эксплуатация двигателя на режимах высоких нагрузок сопряжена с ростом сил давления газов и, соответственно, ростом нагрузок на подшипники, а это, как только, что было показано, провоцирует повышенные износы.

Зависимость минимальной толщины масляной пленки $h_{0\min}$ от величины нагрузки на вал определяется также скоростью вращения вала n (об/мин) и вязкостью масла. С увеличением скорости вращения и вязкости больше масла нагнетается в зону масляного клина, давление в нем и, соответственно, его несущая способность растёт, и шейка вала всплывает вверх. Поэтому в условиях эксплуатации не допускать длительной работы двигателей при низких оборотах и высоких нагрузках; не допускать разжижения масла топливом и в случае падения вязкости за допустимые пределы принимать меры к замене масла. С износом и увеличением зазора в подшипнике несущая способность масляного клина снижается, h_0 уменьшается и возникает опасность появления полусухого трения и прогрессирующего износа. В противоположность отмеченному уменьшение зазора способствует росту несущей способности масляного слоя. Но здесь надо иметь в виду, что для каждого подшипника существует своя критическая величина минимально допустимого зазора,

при которой в связи с уменьшением прокачиваемого через зазор масла появляется опасность сокращения количества отводимого от подшипника тепла и, как следствие - его перегрев. С повышением температуры в зоне трения вязкость масла в зазоре снижается, а это влечет за собой ещё большее снижение несущей способности масляного клина. Пределы уменьшения зазора диктуются также опасностью местных перегревов из-за касания трущихся поверхностей вследствие возможной несоосности положения цапфы в подшипнике, приобретения ею в процессе износа овальности и эллиптичности.

Важно учитывать, что высокие износы и даже задиры в подшипниках могут возникать при пуске холодного двигателя, когда вязкость масла высокая и оно, благодаря низкой текучести, может не успеть достигнуть наиболее удаленных точек смазки. В итоге - первые обороты вала могут сопровождаться возникновением сухого или полусухого трения. Чтобы избежать повышенных износов и возможных задириков при пуске - обязательно прокачивать масло перед пуском двигателя.

Рост нагрузок на подшипники, вызванный форсировкой двигателей наддувом, требование повышения их эксплуатационной надежности, в частности, увеличения усталостной прочности антифрикционного слоя, вызвали необходимость перехода к подшипникам с тонкостенными трехслойными вкладышами.

Как известно, антифрикционные металлы должны обладать высокими усталостными характеристиками, хорошей прирабатываемостью, способностью удерживать масло на поверхности, вбирать в себя мелкие механические включения, противостоять задирам и пр. К сожалению, такого металла, который одновременно удовлетворял бы всем вышеперечисленным свойствам, не существует. В новых трехкомпонентных подшипниках перечисленные свойства отдельных подшипниковых сплавов объединены в единую конструкцию, состоящую из стальной тонкостенной основы, обеспечивающей прочность и жесткость вкладыша, напрессованной ленты из алюминиевого сплава, покрытых слоем антифрикционного сплава AlSn40. Оловянисто-алюминиевый сплав AlSn40 представляет собой композицию из алюминия (Al) и олова (Sn), в которой олово внедрено в трехмерную решетку из алюминия. AlSn40 содержит 40% олова. Антифрикционные качества этой композиции весьма близки к таковым для оловянистых баббитов, но несущая способность

этого материала гораздо выше, чем у оловянистых баббитов при той же рабочей температуре; это объясняется идеальным сочетанием олова и алюминия, в котором олово обеспечивает хорошую абсорбцию примесей, а также антифрикционные качества, а алюминиевая решетка действует, как эффективный поглотитель нагрузки.

Вкладыши вставляются в тщательно обработанную и очищенную поверхность тела подшипника (постель) на глухой посадке. Глухая посадка с натягом необходима для того, чтобы воспрепятствовать проворачиванию вкладышей в корпусе подшипника и обеспечить им цилиндрическую форму и отсутствие каких бы то ни было деформаций в последующей эксплуатации, и хороший отвод тепла. Натяг создается за счет того, что длина окружности верхнего и нижнего вкладышей на определенную величину, превышает длину окружности посадочного отверстия по-

стели. При монтаже усилием затяга шпилек вкладыши сжимаются, в них в направлении окружности возникают напряжения сжатия, создающие силы прижатия вкладышей к постелям.

К конструкции крейцкопфного подшипника предъявляют следующие требования: высокая жесткость; обеспечение условий создания масляного «клина»; хороший теплоотвод от вкладышей; минимальные перепады давлений в потоке масла через подшипник (для предотвращения кавитационных разрушений рабочего слоя); антифрикционный сплав должен выдерживать большие ударные нагрузки и давления (максимальное давление на подшипник от действия газовых и инерционных сил в МОД достигает 14...16 МПа); малый коэффициент трения; высокая усталостная прочность и коррозионно-кавитационная износостойкость; способность поглощать твердые частицы и хорошо прирабатываться. Схема вкладышей крейцкопфного подшипника представлена на рис. 6.

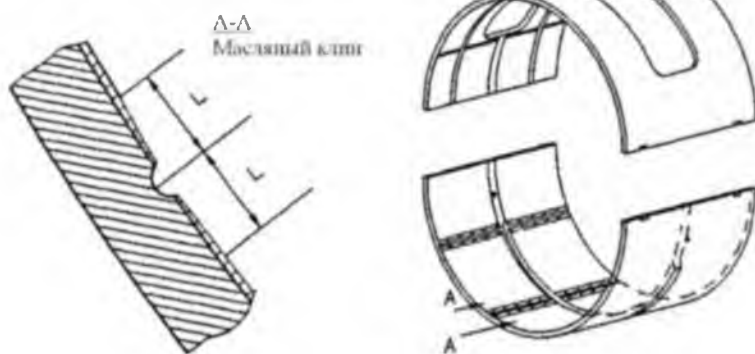


Рисунок 6 – Схема вкладышей крейцкопфного подшипника

Покрытие вкладыша представляет собой гальванический слой из 90% свинца (РЬ) и 10% олова (Sn), который наносится непосредственно на поверхность скольжения; толщина покрытия составляет 0,02...0,03 мм. Покрытие является мягким и податливым, его основной задачей является обеспечить хорошие абсорбционные качества и соответствие поверхности скольжения подшипника и геометрии поверхности шейки. Оловянистое покрытие наносится по всей поверхности и служит в первую очередь для защиты поверхности подшипника от коррозии (окисления). Покрытие служит также эффективной сухой смазкой при монтаже новых подшипников и проворачивании двигателя. Поэтому шабровка поверхностей вкладышей подшипника категорически запрещается, поскольку часто оказывалось, что это приводит к обратному воздействию на качество скольжения и в конечном счёте приводит к поврежде-

нию. Поверхность скольжения подшипников выполняется с центрально расположенной маслоподводящей канавкой и другими конструктивными особенностями, такими как: касательные профили (выходы), масляные клинья (скосы) и/или разгрузочные расточки. Масляные канавки и клинья выполняют следующие функции: 1) улучшение распределения масла по несущим поверхностям подшипника (скошенные кромки улучшают условия входа масла); 2) содействие образованию гидродинамической масляной пленки (клина) между несущими нагрузку поверхностями; 3) обеспечение масляного охлаждения (масляные канавки).

Чтобы выполнять эти функции, масло должно свободно протекать от масляных канавок, по масляным клиньям (скосам) к опорным поверхностям, где масляная пленка несет нагрузку. Хорошее маслоснабжение должно обеспечивать

отвод тепла от омываемой поверхности либо через масляный зазор между шейкой и подшипником, либо через осевые канавки на поверхности скольжения подшипника.

Уменьшение толщины вкладыша в нагруженной зоне крещкопфных подшипников за данный период времени представляет собой скорость износа подшипников, а по опыту эксплуатации средняя скорость износа составляет 0,01 мм/10000 часов. Пока скорость износа не превышает этой величины, работу подшипников можно считать удовлетворительной. Для крещкопфных подшипников, предельная величина износа ограничивается сокращением на примерно 50% длины масляного клина. Необходимо также учитывать состояние поверхности шейки цапфы [13] – [18].

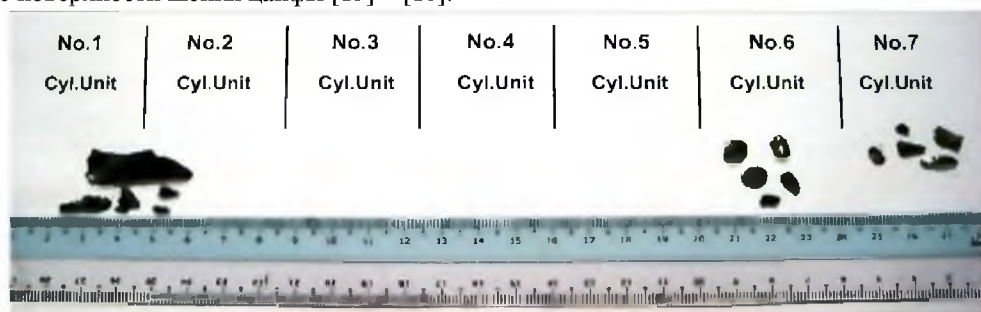


Рисунок 7 – Куски антифрикционного слоя (выкрашивания) вкладышей крещкопфных подшипников найдены в картере главного двигателя (по цилиндрам)

После вскрытия подшипников обнаруживаются дефекты. На рис. 8 представлены фото с характерными дефектами вкладышей крещкопфных подшипников.

В основном изнашиванию подвергаются нижние вкладыши крещкопфных подшипников, верхние вкладыши мотылевых и нижние вкладыши рамовых подшипников. При этом наибольший износ отмечается в наиболее нагруженных зонах, располагающихся в средней части вкладышей по их окружности, здесь в первую очередь исчезает тонкий приработочный слой оловянного покрытия и проявляются следы финишной механической обработки. Через несколько тысяч часов на наиболее нагруженных участках может износиться оловяно-свинцовистое покрытие, толщина которого обычно составляет 0,015...0,040 мм.

Ненормальные случаи изнашивания и повреждения подшипников чаще всего вызываются действием следующих причин:

- длительная работа двигателей на режимах высоких нагрузок и оборотов, приводящая к возможному перегреву масла, снижению его вязкости и уменьшению несущей способности масляного клина;

Встречающиеся в процессе эксплуатации повреждения подшипников можно условно разделить на следующие группы: 1) износ вкладышей; 2) усталостное трещинообразование и выкрашивание (растрескивание антифрикционного слоя нижних вкладышей); 3) коррозия (отслаивание замкнутых зон); 4) натир, натяг металла и налипание его на поверхность поперечины, риски и царапины; 5) эрозия и кавитация; 6) фреттинг коррозия и питтинг; 7) подплавление и выплавление антифрикционного слоя; 8) полное разрушение.

Обычно при инспекции картера МОД находят стружку и куски антифрикционного слоя (рис. 7).

- работа подшипников в режиме граничного трения из-за недостаточного поступления масла (низкое давление в системе, загрязнение масляных каналов);

- несоблюдение сроков смены масла, отсутствие контроля за его качественными показателями (истощение присадок, загрязнение масла продуктами окисления и частицами продуктов изнашивания);

- разжижение масла топливом, попадание в него воды из системы охлаждения.

Статистические исследования показывают, что причины повреждения крещкопфных подшипников:

- 1) в 40...50 % случаев приходится на наличие в масле загрязняющих примесей, попадание в него твердых углеродистых частиц и продуктов износа;

- 2) в 20...30 % – недостаточное поступление масла и снижение его вязкости;

- 3) 20 % соотносятся с нарушениями технологии при сборке.

Абразивное изнашивание вызывается попаданием в циркулирующее в подшипниках масло твердых грязевых частиц, под влиянием ко-

торых появляются на рабочей поверхности вкладышей риски, царапины, а иногда, и глубокие бо-

розды; поверхность выглядит так, как это происходит при задирах из-за недостатка масла, чрезмерно высоких нагрузок и перегрева.



Рисунок 8 – Фото вкладышей кривокопфного подшипника с характерными дефектами:
а) нижний вкладыш, б) верхний вкладыш, в) и г) отслаивание и выкрашивание антифрикционного слоя соответственно, д) прогар вкладыша, е) задиры цапфы поперечины

Адгезионное изнашивание возникает при недостаточном поступлении масла в подшипники, чаще всего вызываемом загрязнением мас-

ляных каналов. Причинами могут быть также падение давления масла и существенное снижение несущей способности масляного клина из-за раз-

жижения масла водомасляной эмульсии вследствие попадания в масло воды, увеличения масляного зазора при большом износе подшипника. Отмеченные явления приводят к контактному изнашиванию «металл по металлу», при котором сначала происходит заполирование поверхностного слоя, сопровождающееся ростом температур в зоне трения, затем – размягчение антифрикционных сплавов, их утонение вследствие выдавливания, оплавление и их наволакивание на поверхность цапф.

Расслаивание антифрикционного слоя обычно выражается в отслаивании оловянно-свинцовистого слоя от алюминиевого или алюминиевого от стальной основы вкладыша. Это происходит при многократных деформациях неплотно сидящих в расточке подшипника вкладышей под действием чрезмерно высоких нагрузок. Причиной может быть также появление задира, при котором вкладыш перегревается и алюминиевый слой отрывается от стальной основы. Значительно реже расслаивание возникает в результате технологических нарушений, допущенных при изготовлении подшипников.

Повреждение подшипников под действием кислотных соединений проявляется в возникновении в зонах, удаленных от действия высоких нагрузок, повышенного износа и шероховатой поверхности оловянно-свинцовистого сплава. Обводнение масла сопровождается образованием эмульсий, существенно снижает смазывающую способность. Под действием коррозии по краям области изнашивания появляются темные пятна с шероховатой или слегка пористой поверхностью. Затем вследствие износа пятна снимаются и появляется блестящий слой; в этом случае наблюдается повышенное изнашивание, хотя первопричиной является коррозия.

В последнее время широкое распространение получают системы контроля содержания воды в масле ГД с датчиком и показывающим прибором. Такие системы позволяют своевременно обнаруживать обводнение масла и не допускать коррозионного разрушения вкладышей.

Фреттинг-коррозия выражается в выкрашивании частиц металла в зоне контакта под действием усталостных разрушений, вызываемых вибрациями и микроперемещениями контактирующих поверхностей. Одновременно с фреттингом возникает коррозия. Фреттинг может происходить при достаточно малых скоростях скольжения, когда элементы длительное время находятся в контакте, что затрудняет унос продуктов износа

из зоны контакта и тем самым способствует абразивному изнашиванию. Рост амплитуд микроперемещений сопровождается повышением интенсивности разрушения контактирующих поверхностей.

Процесс трещинообразования антифрикционного слоя можно условно разделить на три стадии: на первой – появляются волосовидные трещины чаще в нагруженной части баббитовой заливки; на второй – трещины прогрессируют, становятся хорошо заметными и могут сопровождаться выкрашиванием; на третьей – наступает аварийное состояние подшипника, когда куски баббита отслаиваясь забивают масляные канавки и повреждают рабочую поверхность.

Современные представления о разрушении подшипников базируются в основном на положениях двух теорий – теории трения и теории усталостно-тепловых разрушений. Первая теория утверждает, что причиной разрушения являются силы трения, действующие на поверхностях контакта. Вторая теория исходит из того, что разрушение является следствием различия коэффициентов линейного расширения кристаллов в антифрикционном слое. Поэтому одно циклическое колебание температуры, даже без приложения внешней нагрузки, способно вызвать появление усталостных трещин.

Согласно положениям обеих теорий разрушение является следствием внешнего (смешанного, граничного) трения, поскольку силы трения являющиеся одновременно источником местного повышения температуры, концентрируются на этих же участках. Поэтому особую важность при анализе разрушений представляет оценка условий трения и температурный режим в подшипниках.

Исследуя состояние антифрикционного слоя в подшипниках, И.В. Крагельский показал, что перенапряжение поверхностного слоя приводит к его усадке, вследствие чего при охлаждении в нём могут возникнуть напряжения достаточные для трещинообразования. Решающим фактором в трещинообразовании по И.В. Крагельскому является отношение сопротивления трещинообразованию к максимальному тепловому напряжению [2].

Исследования поверхностного слоя подшипников скольжения при помощи рентгеновских лучей показывают, что в слоях толщиной от 5 до 30 мкм возникают структурные изменения, обусловленные сложным напряжённым состоянием материала, в результате чего могут произойти усталостное разрушение или отслаивание от основы.

При недостатке смазки резкий подъём цапфы способен вызвать явления кавитации, что обуславливает появление дополнительных концентраторов напряжений. Кавитационные явления, неизбежно возникающие в динамически нагруженных подшипниках, приводят к таким же последствиям, как и усталость металла, поэтому их трудно разделить и достоверно указать причину разрушения. Устранение кавитационных явлений может быть достигнуто при условии достаточно быстрого заполнения маслом образующегося вакуума, для чего необходимо соответствующее повышение давления подводимой смазки. Определение величины этого давления является предметом исследований.

Первые конструктивные меры борьбы с повреждениями заключались в снижении среднего удельного давления на крейцкопфный подшипник за счёт увеличения опорной площади. Последним решением этого направления является применение в дизелях типа *LMC* и *RTA* полноопорного крейцкопфного подшипника. Однако и эти меры не дали желаемого результата.

Для разработки метода оценки технического состояния крейцкопфных подшипников была составлена структурная схема причинно-следственных связей отказов [19] – [22]. На первом уровне этой схемы находятся структурные составляющие подшипника, на втором – возмож-

ные неисправности и на третьем – диагностические (контролируемые) параметры. В сложных условиях трения характеризовать работоспособность крейцкопфных подшипников каким-то одним критерием, например, средним удельным давлением (p_{cp}) или величиной $p_{cp} \cdot V_{ск}$ ($V_{ск}$ – скорость скольжения) невозможно. Более объективную оценку может дать комплекс ниже перечисленных показателей:

- минимальная толщина смазочного слоя;
- максимальное давление в смазочном слое;
- максимальное давление на антифрикционный слой;
- максимальная температура в смазочном слое и на поверхности скольжения или температура антифрикционного слоя;
- коэффициент нагруженности подшипника.

Эти величины могут быть определены как экспериментально, так и расчётным путем. Выбор другого, казалось бы, более информативного, диагностического параметра, для включения его в систему технического диагностирования, например, виброакустического, нецелесообразен, так как периодический контроль технического состояния более просто осуществляется непосредственным измерением зазора щупом, а именно изменение зазора приводит к изменению виброакустических показателей.

Для разработки метода оценки технического состояния крейцкопфных подшипников в условиях эксплуатации предлагается использовать комплекс расчётно-экспериментальных показателей. Наиболее полно характеризует несущую способность подшипника и фактическую нагруженность антифрикционного слоя величина максимального давления в масляном слое. Значение максимального давления в масляном слое удобно оценивать по отношению к среднему удельному давлению:

$$\frac{p_{max}^{ca}}{p_{cp}} = \frac{\theta}{2} \cdot \frac{1 - \cos \frac{\theta}{2} \cdot \left[2 - \varepsilon \cdot \left(1 + \cos \frac{\theta}{2} \right) \right]}{(1 - \varepsilon)^2 \cdot \left(1 - \varepsilon \cos \frac{\theta}{2} \right)^2}, \tag{5}$$

$$\frac{p_{max}^{ca}}{p_{cp}} = \frac{\theta}{2} \cdot \frac{\left(\varepsilon - \cos \frac{\theta}{2} \right) \cdot \sin \frac{\theta}{2}}{\left(1 - \varepsilon^2 \right) \cdot \left(1 - \varepsilon \cos \frac{\theta}{2} \right)^2 + \frac{2}{\left(1 - \varepsilon^2 \right)^{3/2}} \cdot \arctg \sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} \cdot \tg \frac{\theta}{4}}$$

где θ – угол охвата, Δ – диаметральный зазор, ε – относительный эксцентриситет.

Для оценки влияния режимных факторов на нагруженность крейцкопфных подшипников использован безразмерный коэффициент грузоподъёмности (нагруженности):

$$\varphi = \frac{k}{\mu \cdot \omega} \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^2 \tag{6}$$

где $k = P/dl$ – среднее давление на единицу площади проекции подшипника, P – передаваемое усилие, μ – динамическая вязкость масла, ω – угловая скорость цапфы, d – диаметр цапфы, $\Delta = D - d$ – диаметральный зазор в подшипнике, D и l – диаметр и длина подшипника.

Расчётная оценка нагруженности крейцкопфных подшипников на режимах винтовой характеристики была произведена для двигателя 6L35MC по двум критериям: коэффициенту грузоподъёмности φ и отношению $\frac{P_{сл}^{max}}{P_{cp}}$. Анализ показал, что в диапазоне $(0,75...0,85) \cdot P_{ен}$ винтовой характеристики коэффициент нагруженности крейцкопфных подшипников (КП) может превышать номинальное значение на 11 %, а отношение максимального давления в масляном слое к среднему удельному – на 7,5 % при этом возрастает влияние фактора динамичности. Поэтому работа ГД 6L35MC в пределах указанных режимов будет с наибольшими нагрузками на крейцкопфные подшипники. Аналогичные результаты расчётов получены для ГД 6RTA58 и 6S50MC.

Усталостная прочность и долговечность подшипника определяется температурой антифрикционного слоя, поэтому этот параметр был принят в качестве диагностического, как наиболее информативный и удобный для контроля. Для непрерывного измерения температуры антифрикционного слоя нижней (опорной) части крейцкопфного подшипника в НГМА (в настоящее время «ГМУ имени адмирала Ф.Ф. Ушакова») была разработана «Система централизованного контроля температуры крейцкопфных подшипников» (СЦКТ КП). Исследования теплового состояния антифрикционного слоя нижней опорной части крейцкопфных подшипников ГД 8RND90 производились с помощью СЦКТ КП во всём диапазоне рабочих режимов от 40 мин⁻¹ до 108 мин⁻¹ в условиях эксплуатационных рейсов [1]. При анализе теплового состояния КП было выделено четыре характерных режима его работы:

- режим обкатки (приработки);
- вывод приработанного подшипника на заданный режим работы двигателя;
- установившийся режим работы подшипника;
- предаварийное состояние подшипника, вызванное резким повышением температуры антифрикционного слоя.

Эксплуатационные испытания приработанного подшипника показали, что сразу после пуска дизеля температура баббита начинает повышаться, а затем температурный режим стабилизируется. При этом температуры масла и воздуха в картере вначале растут быстрее, чем температура заливки. В период испытаний температура слоя баббита в контролируемых точках приработанного подшипника изменялась в пределах 45...56 °C.

Как показали испытания, зависимость температуры слоя заливки подшипника от режима работы двигателя незначительная. Это объясняется малым изменением нагрузки на подшипник при работе двигателя по винтовой характеристике и при постоянном расходе смазки через подшипник. Во время испытаний было зафиксировано, что температура воздуха в картере отличается от температуры слоя заливки не более чем на 3...4 °C, температура же баббита и масла, выходящего из подшипника, совпадают.

В результате проведённого эксперимента проверена возможность постоянного эксплуатационного контроля температуры крейцкопфных подшипников МОД с помощью разработанной «Системы централизованного контроля температуры». Следует отметить, что целесообразность установки СЦКТ подшипников на эксплуатирующиеся суда должна определяться судовладельцем по результатам анализа характерных отказов и опыта эксплуатации конкретного типа дизеля.

Таким образом, расчётные критерии нагруженности крейцкопфных подшипников, а также показания СЦКТ КП позволяют существенно расширить информационную базу контроля технического состояния ГД при решении задач технической эксплуатации. При эксплуатации МОД нового поколения наиболее эффективные меры, направленные на повышение работоспособности подшипников, связаны с выбором оптимальных режимов работы ГД с целью ограничения действующей нагрузки и повышения запаса несущей способности подшипника.

В настоящее время для непрерывного контроля технического состояния подшипников главных судовых двухтактных дизелей широкое применение получила «Система контроля износов подшипников» (Bearing Wear Monitoring System – KONSBERG). Система измеряет и отображает на мониторе в ЦПУ (центральный пост управления) комбинированный физический износ рамовых мотылёвых и крейцкопфных подшипников, обеспечивая раннее предупреждение об увеличении скорости износа вкладышей. Система контроля износа подшипников использует два датчика, установленных в картере каждого цилиндра. Датчики специально изготовлены, чтобы обеспечить надёжные и точные измерения в течение многих лет работы двигателя. Измерения происходят каждый раз, когда крейцкопф проходит нижнюю мёртвую точку. Система контроля износа подшипников разработана в соответствии с указаниями компании MAN Diesel и Германского

Ллойда (Germanischer Lloyd) и является одной из систем, требуемых для исключения проверок со вскрытием. Для данного типа классификации необходимы следующие системы:

- система контроля износа подшипников (Bearing Wear Monitoring System);
- система измерения температуры подшипников (Crosshead and crank temperature monitoring – SENTRY);
- система контроля воды в масле (Water in Oil sensor);
- устройство заземления коленчатого вала (Shaft Earthing Device);
- компьютеризированная система планового обслуживания (Computerised Planned Maintenance System).

Программное обеспечение и компоненты указанных систем являются общими с судовой системой мониторинга K-Chief 600 и системой дистанционного автоматизированного управления главным двигателем AutoChief® C20, что позволяет интегрировать системы между собой и иметь общую поддержку. Передача информации через CAN-шину является основой для связи с другими системами компании KONSBURG.

Главные преимущества совместного использования выше указанных систем:

- значительно сниженный риск непредсказуемых расходов на ремонт;
- уникальная длительная точность измерений;
- компактная и простая установка приборов, прокладка кабеля на двигателе;
- интегрированное использование с системой аварийной сигнализации;
- снижение затрат при проверках подшипников (инспекция без разборки).

Заключение.

1. Анализ отказов крейцкопфных подшипников показал, что их работа характеризуется комплексом сложных процессов, воздействие на которые в эксплуатации ограничено. При эксплуатации МОД наиболее эффективные меры, направленные на повышение работоспособности подшипников, связаны с выбором оптимальных режимов работы двигателя с целью ограничения действующей нагрузки и повышения запаса несущей способности подшипника, поскольку величина максимальной суммарной движущей силы существенно зависит от режима работы двигателя.

2. Значительное повышение нагрузки на крейцкопфные подшипники происходит во время

пусков и реверсов двигателя, так как при низкой частоте вращения в 4...5 раз возрастает время действия максимального усилия при более динамичном характере нагружения и при неблагоприятных условиях смазки подшипников, так как относительная скорость скольжения подшипника и поперечины незначительна.

3. Статистический анализ повреждений крейцкопфных подшипников показал, что наиболее характерны следующие: 1) интенсивный износ вкладышей; 2) усталостное трещинообразование и выкрашивание (растрескивание антифрикционного слоя нижних вкладышей); 3) коррозия (отслаивание замкнутых зон); 4) натирания, натяг металла и налипание его на поверхность поперечины, риски и царапины; 5) эрозия и кавитация; 6) фреттинг коррозия и питтинг; 7) выплавление антифрикционного слоя. В работе выполнен анализ причин таких повреждений.

4. Для разработки метода оценки технического состояния крейцкопфных подшипников в условиях эксплуатации предлагается использовать комплекс расчётно-экспериментальных показателей:

- минимальная толщина смазочного слоя;
- максимальное давление в смазочном слое;
- максимальное давление на антифрикционный слой;
- максимальная температура в смазочном слое и на поверхности скольжения или температура антифрикционного слоя;
- коэффициент нагруженности подшипника.

С износом и увеличением зазора в подшипнике несущая способность масляного клина снижается, и возникает опасность появления полусухого трения и прогрессирующего износа.

5. Для непрерывного контроля технического состояния подшипников главных судовых двухтактных дизелей необходимо устанавливать и использовать «Систему контроля износов подшипников» (Bearing Wear Monitoring System). Система измеряет и отображает на мониторе в ЦПУ комбинированный физический износ рамовых мотылёвых и крейцкопфных подшипников, обеспечивая раннее предупреждение об увеличении скорости износа вкладышей.

6. В соответствии с классификацией Германского Ллойда (Germanischer Lloyd) для исключения проверок со вскрытием подшипников МОД необходим мониторинг с использованием следующих систем:

- система контроля износа подшипников

(Bearing Wear Monitoring System);
 – система измерения температуры подшипников (Crosshead and crank temperature monitoring);
 – система контроля воды в масле (Water in Oil sensor);
 – устройство заземления коленчатого вала (Shaft Earthing Device);
 – компьютеризированная система планового обслуживания (Computerised Planned Maintenance System).

При совместном использовании выше указанных систем мониторинга значительно снижаются риски непредсказуемых расходов на ремонт, а также затраты при проверках подшипников (инспекция без разборки).

Литература

1. Самойленко А.Ю., Полковников А.К. Температурный контроль крейцкопфных подшипников судовых МОД // Наука Кубани. Краснодар, – 1997. – №1. – С. 12-16.
2. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. Крагельского И.В., Алисина В.В. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с.
3. Сорокин В.А. Эксплуатация, ремонт и приработка крейцкопфных подшипников малооборотных дизелей // Мор. трансп.: Сер. Техн. эксплуатация флота: Экспресс-информ. – М. – 1991. – Вып. 9 (749). – С. 1-10.
4. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
5. Возницкий И.В. Повреждения и поломки дизелей. Примеры и анализ причин: учеб. пособ. – СПб.: Изд. «Модерн», 2005. – 116 с.
6. Суворов И.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.
7. Астреин В.В., Кондратьев С.И., Хекерт Е.В. Алгоритм самоорганизации групп судов для предупреждения столкновений // Эксплуатация морского транспорта. Гос. морской университет им. адмирала Ф.Ф. Ушакова, Новороссийск. – 2016. – №2. – С. 45-50.
8. Скороходов Д.А., Стариченков А.Л. Принципы построения системы информационной поддержки для принятия решений в аварийных ситуациях // Морские интеллектуальные технологии. – 2009. – №1(3). – С. 48-56.
9. Каракаев А.Б., Луканин А.В., Хекерт Е.В. Основные принципы моделирования и информационной поддержки процессов управления эксплуатацией судовых электроэнергетических систем (часть 2) // Эксплуатация морского транспорта. Гос. морской университет им. адмирала Ф.Ф. Ушакова, Новороссийск. – 2017. – № 3 (84). – С. 89-99.
10. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: ТрансЛит, 2009. – 256 с.
11. Корнилов Э.В., Фока А.А., Бойко П.В., Голофастов Э.И. Судовые главные двигатели с электронным управлением. – Одесса, «Экспресс-Реклама», 2010. – 224 с.
12. Живлюк Г. Е., Петров А.П. Эксплуатационные особенности систем топливоподачи Common Rail судовых двигателей // Вестник Гос. университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова, СПб. – 2018. – Т. 10. – № 1. – С. 201-220.
13. Полковникова Н.А., Полковников А.К. Гибридная экспертная система на основе вероятностно-детерминированных моделей для главного судового двигателя // Эксплуатация морского транспорта. Гос. морской университет им. адмирала Ф.Ф. Ушакова, Новороссийск. – 2016. – № 2(79). – С. 78-87.
14. Соловьёв А. В. Принципы формирования компьютерной модели диагностирования технического состояния судовой энергетической установки // Вестник Гос. университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова, СПб. – 2018. – №1(47). – С. 238-251.
15. Малиновский М.А., Фока А.А., Ролинский В.И., Вахрамеев Ю.З. Обеспечение надёжности судовых дизелей. – Одесса. ФЕНІКС, 2003. – 150 с.
16. Бигус Г.А. Диагностика технических устройств / Г.А. Бигус, Ю.Ф. Даниев, И.А. Быстрова, Д.И. Галкин – М.: изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 615 с.
17. Гузик В.Ф., Кидалов В.И., Самойленко А.П. Статистическая диагностика неравновесных объектов. – СПб: Судостроение, 2009. – 304 с.
18. Медведев В.В. Применение имитационного моделирования для обеспечения надёжности и безопасности судовых энергетических установок: монография. – СПб.: Страта, 2013. – 352 с.
19. Голоскоков К.П., Чиркова М.Ю. Разработка модели выбора технических средств судовых информационных систем // Вестник Гос. университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова, СПб. – 2017. Т. 9. – № 3. – С. 645-654.
20. Полковникова Н.А., Полковников А.К. Модели и алгоритмы системы поддержки принятия решений для главного судового двигателя // Эксплуатация морского транспорта. – 2018. – №3 (88). – С. 86-102.
21. Гаврилов В.В., Мащенко В.Ю. Принципы построения иерархического комплекса систем диагностирования судового дизеля // Вестник Гос. университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова, СПб. – 2016. – № 3 (37). – С. 155-166.

22. Равин А.А., Хруцкий О.В. Прогнозирование технического состояния оборудования: монография – Germany, Saarbrücken: Lambert Academic Publishing, 2014. – 141 с.

References

1. Samoilenko A.Yu., Polkovnikov A.K. Temperaturnyy kontrol' kreyskopnykh podshipnikov sudovykh MOD // Nauka Kubani. Krasnodar, – 1997. – №1. – С. 12-16.
2. Trenie, iznashivanie i smazka: Spravochnik / Pod red. Kragel'skogo I.V., Ali-sina V.V. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 400 s.
3. Sorokin V.A. Eksploatatsiya, remont i prirabotka kreyskopnykh podshipnikov malooborotnykh dizeley // Mor. transp.: Ser. Tekhn. eksploatatsiya flota: Ekspress-inform. – M. – 1991. – Vyp. 9 (749). – С. 1-10.
4. Shishkin V.A. Analiz neispravnostey i predotvrashchenie povrezhdeniy sudovykh dizeley. – M.: Transport, 1986. – 192 s.
5. Voznitskiy I.V. Povrezhdeniya i polomki dizeley. Primery i analiz prichin: ucheb. posob. – SPb.: Izd. «Modern», 2005. – 116 s.
6. Suvorov P.S. Upravlenie rezhimami raboty glavnykh sudovykh dizeley. – Odessa: LATSTAR, 2000. – 238 s.
7. Astrein V.V., Kondrat'ev S.I., Khekert E.V. Algoritm samoorganizatsii grupp sudov dlya preduprezhdeniya stolknoveniy // Eksploatatsiya morskogo transporta. Gos. morskoy universitet im. admirala F.F. Ushakova, Novorossiysk. – 2016. – №2. – С. 45-50.
8. Skorokhodov D.A., Starichenkov A.L. Printsipy postroeniya sistemy informatsionnoy podderzhki dlya prinyatiya resheniy v avariynnykh situatsiyakh // Morskie in-tellektual'nye tekhnologii, 2009, №1(3). – С. 48-56.
9. Karakaev A.B., Lukanin A.V., Khekert E.V. Osnovnye printsipy modelirovaniya i informatsionnoy podderzhki protsessov upravleniya eksploatatsiey sudovykh elektroenergeticheskikh sistem (chast' 2) // Eksploatatsiya morskogo transporta. Gos. morskoy universitet im. admirala F.F. Ushakova, Novorossiysk. – 2017. – № 3 (84). – С. 89-99.
10. Zakharov G.V. Tekhnicheskaya eksploatatsiya sudovykh dizel'nykh ustanovok. M.: TransLit, 2009. – 256 s.
11. Komilov E.V., Foka A.A., Boyko P.V., Golofastov E.I. Sudovye glavnye dvigateli s elektronnyim upravleniem. – Odessa, «Ekspress-Reklama», 2010. – 224 s.
12. Zhivlyuk G. E., Petrov A.P. Eksploatatsionnye osobennosti sistem toplivopoda-chi Common Rail sudovykh dvigateley // Vestnik Gos. universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S. O. Makarova, SPb. – 2018. – Т. 10. – № 1. – С. 201-220.
13. Polkovnikova N.A., Polkovnikov A.K. Gibridnaya ekspertnaya sistema na osnove veroyatnostno-determinirovannykh modeley dlya glavnogo sudovogo dvigatelya // Eksploatatsiya morskogo transporta. Gos. morskoy universitet im. admirala F.F. Ushakova, Novorossiysk. – 2016. – № 2(79). – С. 78-87.
14. Solov'ev A. V. Printsipy formirovaniya komp'yuternoy modeli diagnostirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya sudovoy energeticheskoy ustanovki // Vestnik Gos. universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S. O. Makarova, SPb. – 2018. – №1(47). – С. 238-251.
15. Malinovskiy M.A., Foka A.A., Rolinskiy V.I., Vakhrameev Yu.Z. Obespechenie nadezhnosti sudovykh dizeley. – Odessa. FENIKS, 2003. – 150 s.
16. Bigus G.A. Diagnostika tekhnicheskikh ustroystv / G.A. Bigus, Yu.F. Daniev, I.A. Bystrova, D.I. Galkin – M.: izd. MGTU im. N.E. Baumana, 2014. – 615 s.
17. Guzik V.F., Kidalov V.I., Samoilenko A.P. Statisticheskaya diagnostika nerav-novesnykh ob"ektov. – SPb: Sudostroenie, 2009. – 304 s.
18. Medvedev V.V. Primenenie imitatsionnogo modelirovaniya dlya obespecheniya na-dezhnosti i bezopasnosti sudovykh energeticheskikh ustanovok: monografiya. – SPb.: Strata, 2013. – 352 s.
19. Goloskokov K.P., Chirkova M.Yu. Razrabotka modeli vybora tekhnicheskikh sredstv sudovykh informatsionnykh sistem // Vestnik Gos. universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova, SPb. – 2017. Т. 9. – № 3. – С. 645-654.
20. Polkovnikova N.A., Polkovnikov A.K. Modeli i algoritmy sistemy podderzhki prinyatiya resheniy dlya glavnogo sudovogo dvigatelya // Eksploatatsiya morskogo transporta. Gos. morskoy universitet im. admirala F.F. Ushakova, Novorossiysk. – 2018. – №3 (88). – С. 86-102.
21. Gavrilov V.V., Mashchenko V.Yu. Printsipy postroeniya ierarkhicheskogo kompleksa sistem diagnostirovaniya sudovogo dizelya // Vestnik Gos. universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova, SPb. – 2016. – № 3 (37). – С. 155-166.
22. Ravin A.A., Khrutskiy O.V. Prognozirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya oborudovaniya: monografiya – Germany, Saarbrücken: Lambert Academic Publishing, 2014. – 141 s.