

9. Lekcii po dinamike mashin. Razdel 11. Ustalost' materialov i konstrukcij. <http://www.detalmach.ru/lectdinamika11.htm>.
10. Barabanov N.V. Vibracionnye povrezhdenija na sudah tipa «Varnemjunde» / N.V. Barabanov, V.I. Laktjunki, S.A. Hudjakov // Nauch.-tehn. sb. Registra SSSR. Vyp.9. – L.: Transport, 1980. – S.56–63.
11. Hudjakov S. A. Jekspluatacionnye otkazy kolenchatyh valov sudovyh dizelej / S.A.Hudjakov // Vestnik MGU: Ser. Sudostroenie i sudoremont. – Vladivostok: Mor. gos. un-t, 2008. – Vyp. 25. – S. 55–60.

УДК 629.12.037.21

DOI: 10.34046/aumsuomt90-16

## АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ ДАВЛЕНИЯ НА ТОРЦЕ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ОТ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЗОРА ДО СТЕНКИ ЦИЛИНДРА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ТОЧНОГО РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ НАВЬЕ-СТОКСА

*В.П. Бушланов, доктор физико-математических наук, профессор  
Э.А. Туманов, курсант*

На основе точного решения уравнений Навье-Стокса проведен расчет давления в непосредственной близости от угловой точки поршневого кольца, действующего со стороны смазки, построены графики зависимостей давления от расстояния от угловой точки и на основе расчетов предложены рекомендации проектным организациям и судовым механикам по предотвращению поломок угловых частей колец. В обзорной части рассмотрены актуальные вопросы анализа дефектов поршневых колец судовых дизелей, возникающих в процессе эксплуатации, представлены материалы по устройству судовых дизелей и деталей цилиндропоршневой группы и чертежи указанных механизмов и деталей, и проведен анализ поломок колец поршней.

**Ключевые слова:** Износ, поршневые кольца, предел текучести, уравнения Навье – Стокса.

Based on the exact solution of the Navier-Stokes equations, pressure was calculated in the immediate vicinity of the corner point of the piston ring acting on the lubricant side, graphs of pressure versus distance from the corner point were plotted, and based on the calculations, recommendations were made to design organizations and ship mechanics on preventing breakages in corner pieces rings. In the review part, the topical issues of analysis of piston rings defects of ship diesel engines arising during operation are reviewed, materials on the arrangement of ship diesel engines and parts of the cylinder-piston group and drawings of these mechanisms and parts are presented, and an analysis of piston ring breakdowns has been performed.

**Keywords:** Wear, piston rings, yield strength, Navier – Stokes equations.

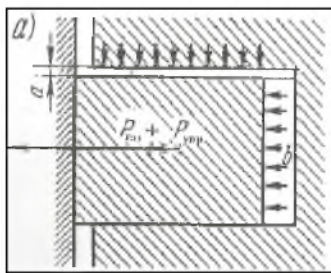
**Введение.** Условия работы цилиндропоршневой группы (ЦПГ) судовых дизелей определяются совместным влиянием множества факторов, к основным факторам относятся снабжение воздухом, нагрузка, условия смазки, охлаждение, материал, качество монтажа и технологических операций при изготовлении и ремонте. Отказ, потеря работоспособности деталей ЦПГ, влечет за собой значительные материальные и трудовые затраты на их восстановление. Актуальность изучения указанных отказов подтверждает статистика – при удовлетворительном уровне технической эксплуатации до 25% трудозатрат при обслуживании дизеля приходится на детали ЦПГ. С ухудшением качества эксплуатации доля их резко возрастает.

**1. Проблема износа колец в работах, представленная в литературных источниках.** Кольца ЦПГ подразделяют на кольца компрессионные и маслосъемные. Компрессионные (уплотнительные) кольца служат для уплотнения зазора между поршнем и цилиндром, отвода теплоты от головки поршня к цилиндровой втулке и да-

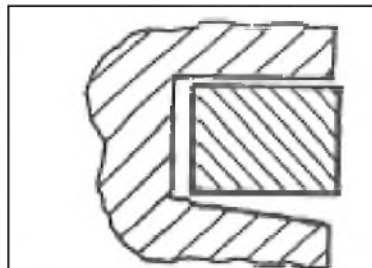
лее в охлаждающую воду, распределения масла по зеркалу цилиндра, а маслосъемные кольца — для снятия излишков масла, забрасываемого снизу на нижнюю часть втулки цилиндра и регулирования поступления его на верхнюю часть. Уплотняющее действие компрессионных колец обеспечивается прижатием их к зеркалу цилиндра и стенкам поршневых канавок и лабиринтным действием пакета колец. К зеркалу цилиндра кольцо прижимается силой собственной упругости и силой давления газов, проникающих через зазор между поршнем и цилиндром в над кольцевое и за кольцевое пространства (рис. 1.1). Величина удельного давления под действием сил упругости относительно невелика и составляет 0,5-2,0 бар (нижние цифры — малооборотные двигатели, верхние — среднеоборотные). Основной составляющей силы прижатия колец к стенке цилиндра является сила давления газов. Лабиринтное действие колец заключается в перетекании газа ряд объемов, сообщающихся узкими щелями. Перетекание сопровождается последовательным расширением газов и расходами энер-

гии на вихреобразование и трение. Как видно из рис.1.1 давление за кольцами устанавливается в следующей последовательности: за первым

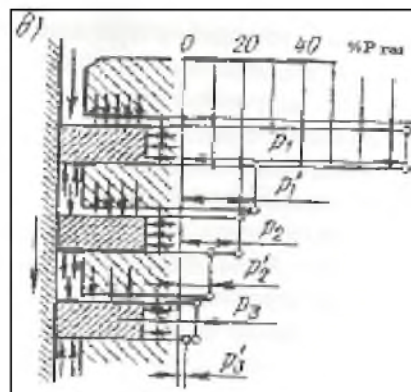
кольцом оно равно ориентировочно 0,75, за вторым — 0,20 и за третьим — 0,08 от давления газов над поршнем.



Уплотняющее действие компрессионных колец



Износ кепы



Распределение давления за кольцами

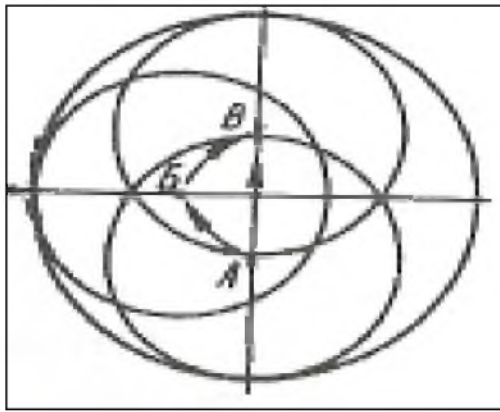
Рисунок 1.1

Т.е. с наибольшей силой к втулке цилиндра прижимается первое кольцо, оно же по этой причине, а также и в связи наличием более высоких температур и ухудшением условий смазки в зоне ВМТ имеет наибольшие износы. Обратное движение поршневых колец внутрь кепов происходит при перекладке поршня в цилиндре под действием меняющей свой знак нормальной силы, являющейся составляющей силы давления газов и силы инерции, поступательно движущихся масс поршня — радиальное перемещение колец. Отмеченное радиальное перемещение колец приводит к износу, как самого кольца, так и нижней поверхности кепы (рис. 1.1). Плотность посадки кольца в кепе нарушается, газы из затылочной части кольца вытекают, и кольцо перестает прижиматься к зеркалу цилиндра. Его уплотняющее действие теряется, происходит прорыв газов и перегрев кольца и кепы. Создаются условия для коксования масла в кепе, в последующем приводящее к заклиниванию кольца и полной потере его уплотняющих свойств. В современных форсированных двигателях в целях уменьшения износа кепов, их рабочая поверхность хромируется. Потеря давления за кольцом вызывает явления коллапса, при котором возникает радиальная вибрация — кольцо ударяется о внутреннюю стенку поршневой канавки, затем разжимается и входит в контакт со стенкой цилиндра. Попеременные удары в конечном итоге приводят к поломке кольца, отмечаемой обычно в его средней части. Осевое перемещение колец происходит под действием сил давления газов над кольцом и под ним, силы трения по втулке и силы инерции самого кольца. В итоге кольца осуществляют функцию масляного насоса, перекачивая находящееся под кольцом масло вверх, в зону камеры сгорания, где оно сгорает. Чем вы-

ше износ ЦПГ, колец и их кепов, тем больше потери масла на угар. Помимо радиальных и осевых движений, кольца вращаются относительно оси поршня. Вращательное движение вызывается возвратно-угловыми перемещениями поршня при каждом обороте вала двигателя. Под действием нормальной силы ось поршня при перекладке в цилиндре должна переходить из точки А в точку В (рис. 1.2). В действительности вследствие деформаций механизма движения и допущенных при сборке неточностей поршень при перекладке «перекатывается» в цилиндре из А в В через точку Б. Поскольку сила трения по окружности кольца больше силы трения в кепе, то оно перемещается в нем, совершая вращательное движение.

Надежность, износ и уплотняющая способность поршневой группы зависят от наличия на поверхностях скольжения эффективной масляной пленки. Толщина пленки по ходу поршня существенно меняется от 1-2 мкм в районе ВМТ до 12-15 мкм внизу цилиндра. От того, какой устанавливается режим смазки и трения между кольцом и втулкой цилиндра, зависит величина их износа и эксплуатационный ресурс.

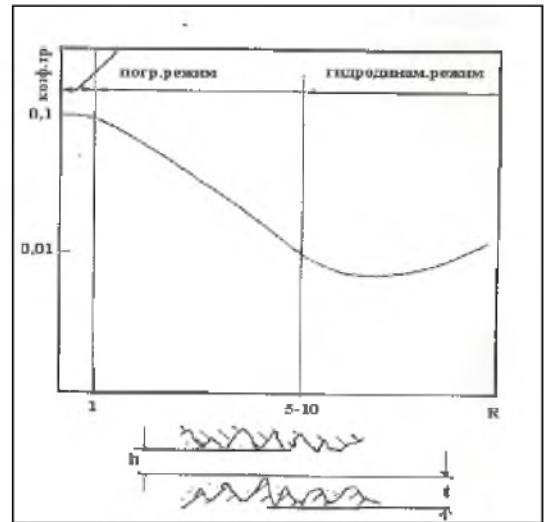
Если  $R=1$  или меньше, то это означает, что поверхности находятся в непосредственном контакте, и имеет место режим сухого трения, сопровождаемого чрезвычайно большими износами, задирами и пр. Если давление в масляном слое между кольцом и втулкой увеличивается, то, как это видно из рис. 1.2, устанавливается пограничный режим смазки, а по достижении  $R = 5 - 10$  режим переходит в гидродинамический, контакт между трущимися поверхностями осуществляется через слой масла, коэффициент трения снижается до минимума.



Режимы трения

Рисунок 1.2

Задача поршневых колец создавать и поддерживать подобный режим, когда  $R > 10$ . Величина этого параметра зависит от сил, определяющих контакт кольца с втулкой, скорости движения кольца и вязкости масла между парой трения. Скорость движения меняется от нуля до максимума и обратно к нулю. Непрерывно меняются направление движения и давление за кольцами, определяющее силу их прижатия к зеркалу цилиндра. Вязкость масла в районе ВМТ ми-

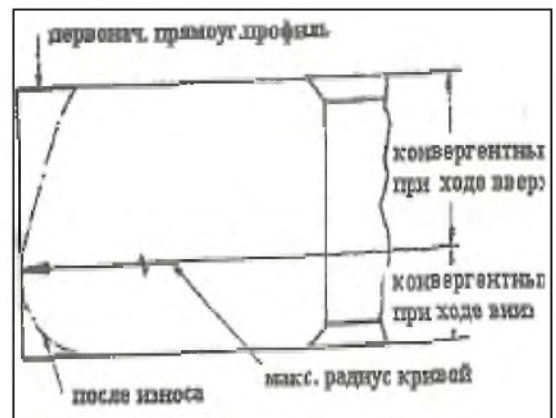


Траектория перемещения поршня

нимальна, так как здесь действуют высокие температуры, ближе к НМТ вязкость значительно выше. В этой связи параметр  $R > 10$  удерживать практически невозможно. Только в середине хода поршня он может достигать 10, здесь отмечаются и минимальные износы втулок цилиндров. В поддержании достаточно толстой пленки масла существенную роль играет форма рабочей поверхности поршневого кольца. Оптимальные варианты формы представлены на рис. 1.3

положение в раб.рисле	желательная геометрия	Замечания
ВМТ		движение отсутствует требуется защита от сжатия параллельные плоск.отл.
ход вниз		режим скольж, нет сжатия, конверг. профиль вантуши.
НМТ		как для ВМТ
ход вверх		как для хода вниз, но движение в обратном направл.
ВМТ		

Оптимальные формы рабочей поверхности поршневого кольца



Изменение формы кольца в процессе его приработки

Рисунок 1.3

Отметим, что поршневое кольцо, имевшее первоначальную форму прямоугольника, в процессе приработки и последующей работы в цилиндре по мере износа приобретает форму, представленную на рис. 1.3. Здесь мы видим, что при движении кольца вверх работает верхняя коническая часть, под которой создается масля-

ный клин, отжимающий кольцо внутрь канавки и не дающий ему соскрести масло с поверхности цилиндра. При движении вниз работает нижняя коническая часть, выполняющая ту же роль, что и верхняя. При установке новых колец отдельные механики вручную припиливают фаски, что неверно, так как кольцо само в

процессе приработки приобретет оптимальную форму. Ручная припиловка с помощью напильника может только ухудшить последующую работу кольца (то, что припиливать не нужно объяснено ниже в пункте 2). Возвращаясь к вопросу оптимизации режимов смазки, еще раз отметим, что толщина и состояние масляной пленки зависят от количества, подаваемого на смазку ЦПГ масла, работы маслосъемных колец, растаскивания масла компрессионными кольцами и его испарения, и выгорания особенно интенсивного в районе ВМТ. Здесь обычно в связи с нехваткой масла создаются условия полусухого трения и вызванные этим высокие износы. На остальной части втулки, как уже отмечалось, имеет место гидродинамический режим смазки и износы должны лежать в пределах 0,02-0,05 мм. Одним из условий существования масляной пленки на стенках цилиндра и на поверхности колец является плотность прилегания колец к втулке, исключая прорыв газов. Смазка существенно затрудняется или нарушается там, где имеется пропуск газов, независимо от того, вызван ли он износом цилиндров или нарушениями в работе колец. В местах прорыва газов масляная пленка перегревается, окисляется и сторает. Что способствует коррозионному и эрозионному изнашиванию. Признаком прорыва газов является потемнение соответствующих участков кольца, образование лаковых отложений на зеркале цилиндра, а в последующем продольных полос повышенного износа.

Особенно большое влияние оказывает пропуск газов через первое кольцо, в меньшей степени — утечки через остальные кольца. В принципе, сечение для прохода газов всегда имеется, особенно через открытые замки колец. Поэтому смазка концов колец и участков следующего кольца, расположенного под замком, всегда нарушается или становится недостаточной. В целях улучшения смазки в зоне ВМТ фирма Зульцер проводила эксперименты по выбору высоты расположения масляных штуцеров по отношению к ВМТ и пришла к выводу, что наилучший вариант смазки обеспечивается при расположении штуцеров в два ряда В + С. Положение штуцеров в позиции А дает несколько большую толщину пленки в районе ВМТ, но значительно ухудшается смазка в средней части хода поршня. Поэтому было принято решение установить на втулках двигателей КТА два ряда штуцеров в В и С. В общем случае расход масла в процессе эксплуатации двигателя зависит от износа колец, потери их упругости, износа поршня и, особенно, поршневых канавок, износа втулки рабочего цилиндра, каче-

ства смазочного масла и тепловых и механических нагрузок, определяемых преимущественным режимом работы двигателя. К наиболее серьезным нарушениям в работе колец относятся следующие: заклинивание и поломка (приводит к усилению пропуска газов и повышению температуры поршня, стенок цилиндра и находящегося на них масла); выдувание с поверхностей масла (приводит к интенсификации локальных износов и повышению расхода масла, снижению компрессии и ухудшению процесса сгорания, увеличению расхода топлива). Заклинивание колец вызывается отложениями клейких продуктов окисления масла со слабой диспергирующей способностью в канавках поршня. Эти отложения, сначала вязкие и клейкие, затем становятся тестообразными и твердыми. Они препятствуют свободе перемещения колец, подвижность их ограничивается и, наконец, совершенно прекращается. Заклинивание сначала начинается в каком-либо одном месте, затем распространяется по периметру кольца. Заклинившееся кольцо все больше вдавливается в канавку, располагаясь заподлицо с наружной поверхностью поршня, и таким образом, теряя свою уплотняющую способность. В коксообразовании участвует и не полностью сгоревшее топливо, что обычно отмечается при работе на тяжелых высоковязких топливах. Заклинивание колец может также вызываться чисто механическими причинами, а именно: недостаточным зазором между кольцом и канавкой по высоте; деформацией канавки, вызванной деформацией головки поршня под суммарным действием тепловых и механических нагрузок (это было типично для поршней двигателей МАН с контурными схемами газообмена). Поломка колец обычно наблюдается у двухтактных двигателей с контурными схемами газообмена при попадании концов колец в окна (недостаточное запиливание колец в районе замка, исчезновение вследствие износа проточки цилиндра в зоне окон) и в четырехтактных двигателях с высоким уровнем форсировки и работающих на тяжелых топливах. Поломку колец можно обнаружить по снижению компрессии и ухудшению сгорания, и повышению температуры выхлопа в соответствующих цилиндрах. Поломка кольца реже происходит в спинке, хотя здесь действует наибольший изгибающий момент, и это свидетельствует о том, что в месте излома действовало более значительное напряжение. Если поломка не сопровождалась появлением на рабочих поверхностях кольца следов значительного пропуска газа или его заедания, то поломка в спинке могла произойти из-за наличия порока в металле или трещины, образовавшейся

при неаккуратном одевании кольца на поршень. Как правило, на практике отламываются короткие куски кольца в районе замка. Если это осталось незамеченным и двигатель продолжает работать, то опять отламывается короткий кусок и т.д., таким образом, в последующем можно обнаружить в одной канавке ряд коротких кусков кольца. Эти куски, будучи свободными, могут вызвать серьезные повреждения торцевых поверхностей канавок, в поршнях из алюминиевого сплава под действием сил инерции пробивают тело канавок и, попадая в зазор между поршнем и цилиндром, могут вызвать заклинивание поршня, деформацию или поломку шатуна. Попадание кусков в камеру сгорания приводит к повреждению клапанов, огневого днища крышки цилиндра. Поломки колец способствуют совместно действующие факторы. Не плоские торцевые поверхности канавок на поршне вследствие износа, перекос этих поверхностей по отношению к оси поршня вследствие коробления от нагрева, большой износ, появление ступенчатого износа вблизи ВМТ в цилиндре, высокая температура колец и потеря упругости, недостаточная смазка и местное перегорание, резкое повышение давления сгорания. К поломке колец может приводить действие следующих сил. В плоскости кольца: силы сжатия, вызванные слишком малым зазором в замке и ударами концов кольца друг о друга; силы ударов концов кольца по дну канавки или по стенке цилиндра при вибрации колец (коллапс). Зазор в замках колец, если он в начале был установлен очень малым, при повышении температуры вследствие сухого трения при недостатке масла может настолько уменьшиться, что это приведет к взаимному соприкосновению концов кольца и ударам. Перпендикулярно к плоскости кольца: ударная посадка колец на торцевые поверхности канавок при резких повышениях давления в цилиндре (жесткое сгорание), изгиб вертикальными составляющими сил давления газов при неплотной посадке колец на торцевые поверхности кепов, тарельчатый прогиб или скручивание колец из-за неравномерного в радиальном направлении распределения давления газов на торцевые поверхности (при слишком большом вертикальном зазоре кольца в кепе). Иногда даже наблюдается остаточная деформация колец, принимающая тарельчатую форму.

Распределение давлений внутри лабиринта колец также влияет на их поломку, в частности — на поломку нижних колец. Так в двухтактных двигателях западанию колец в окна служит давление газов, создавшееся в поршневой канавке в

момент прохождения кольцом окон. Как уже отмечалось, изменение давления в первой канавке следует за изменением давления в цилиндре, почти повторяя его; наоборот, давление в других канавках, как известно, тем больше сдвинуты по фазе, чем ниже расположено данное кольцо и чем больше объем канавки за кольцом. Таким образом, может случиться, что в объеме канавки за первым кольцом, при достижении им окон, практически нет давления, в то время как давление в канавке за третьим кольцом только достигло своего максимума. В итоге именно третье кольцо будет вдавлено в окно и в конечном счете сломаться.

У 4-х тактных двигателей из-за фазового сдвига волны давления внутри лабиринта колец, расположенное внизу, может оказаться разгруженным от давления газов в его затылочной части и это может привести к его вибрации (коллапсу), и вызванной ею поломке. На нижеприведенном рисунке показаны примеры, по которым легко оценить состояние поршневых колец. По окончании приработки рабочая поверхность колец должна приобрести полированную поверхность (кольцо вверху рисунка), аналогичная поверхность должна быть и у нижней плоскости канавки поршня.

Профиль кольца должен приобрести бочкообразную форму.

Если с течением времени масляная пленка частично исчезает и на зеркале цилиндра появляются сухие участки, последние и поверхность колец под действием трения и нагрева упрочняются и подвергаются микрорадирам. На них появляются темные пятна, зеркальная поверхность нарушается (кольцо второе сверху). В случае появления обширных микрорадириров на кромках колец могут появиться острые заусенцы (кольцо третье сверху). Поверхность с микрорадирами, признаком которых являются вертикальные полосы, становится относительно твердой и может привести к интенсивному износу цилиндров. С увеличением подачи масла на смазку цилиндра может начаться восстановление, поврежденные участки медленно исчезают и по краям кольца появляются мягкие приработанные участки (кольцо четвертое сверху), при затягивании на рабочую поверхность колец твердых частиц нагара, отколовшихся с перемычек или боковой поверхности поршня над кольцами, на ней образуются довольно глубокие риски, провоцирующие прогрессивный износ и нагрев (см. рис. 1.4).

Рекомендации механику, которые следуют из литературного обзора

Поршневые кольца — поршень и втулка цилиндра являются основными элементами двигателя, от которого зависят его надежность, долговечность и экономичность. Необходимо особо тщательно следить за их состоянием и соблюдать все требования изготовителя двигателя; периодически проверять подачу масла на зеркало цилиндра, не допускать «сухого» состояния колец и поршней, равно как и излишне большой подачи. Это приведет к нагарообразо-

ванию и последующему абразивному износу. При смене колец нужно проверять состояние кепов и при большом их износе не пытаться устанавливать в них новые кольца уплотнения цилиндра - скорая поломка колец гарантирована. При одевании колец на поршень нужно растягивать их только на величину, которая позволит одеть кольцо. Больше растяжение приведет к образованию трещин, которые можно не заметить, но при работе кольцо сломается.



Рисунок 1.4 – Примеры состояния колец

## 2. Анализ зависимости давления на торце поршневого кольца от величины зазора до стенки цилиндра.

В [1] получена следующая зависимость давления на поршне  $P(\rho, \theta_0)$  от расстояния до цилиндра  $\rho$  (где  $\rho \ll 1$ ) и угла наклона между торцом поршня и стенкой цилиндра  $\theta_0$  :

$$\frac{R}{U\mu} P(\rho, \theta_0) = 2 \frac{R}{\rho} \frac{\theta_0 \sin \theta_0}{\theta_0^2 - \sin^2 \theta_0} - \ln \rho \frac{\theta_0 \sin \theta_0 - \frac{1}{2} \sin 2\theta_0}{\theta_0^2 - \sin^2 \theta_0} \quad (1)$$

где  $R, U, \mu$  - соответственно радиус поршня, скорость движения поршня и коэффициент динамической вязкости смазывающего масла. Расчеты функции (1) для различных значений  $\theta_0$  ( $\rho = 10^{-2}$ ), и для различных значений  $\rho$  ( $\theta_0 = \frac{\pi}{2}$ ) представлены на рис. 2.1.

Так как давление на поверхности поршневого кольца при маленьких зазорах может достигать очень больших величин, то из рис. 2.1 следует, что зазор должен быть такой, чтобы указанное давление  $P$  было меньше предела текучести  $\sigma_T$  материала кольца.

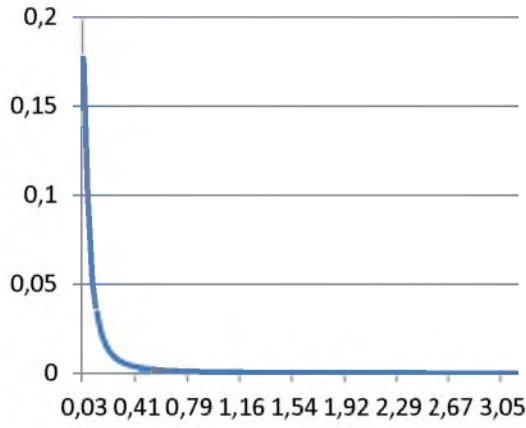


График  $10^{-6} \frac{R}{U\mu} P(10^{-2}, \theta_0)$

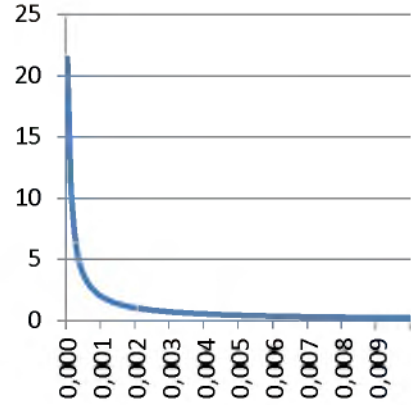


График функции  $10^{-3} \frac{R}{U\mu} P\left(\rho, \frac{\pi}{2}\right)$

Рисунок 2.1

Практика такова, что сколы угловой области колец имеют такую форму, что поверхность сколотой части образует со стенкой цилиндра угол  $\theta_0 \leq \frac{\pi}{2}$  (см. рис 1.3). Можно предполо-

жить, что существует оптимальный угол  $\theta_0$ , не равный  $\pi/2$  выбрав который (сточив угол кольца), можно уменьшить давление на около угловой поверхности поршневого кольца, тем самым исключить отломы указанной части кольца. Но как следует из рис.2.1 стачивание не поможет,

так как давление минимально, для  $\theta_0 = \frac{\pi}{2}$  (при

всех  $\theta_0 \leq \frac{\pi}{2}$ ).

**Выводы.** Проведенный выше анализ зависимости (1) позволяют сделать следующие рекомендации для уменьшения давления в угловой части поршневого кольца и предотвращения отколов угловой части кольца:

1. понизить скорость движения поршня  $U$ ;

2. уменьшать коэффициент динамической вязкости масла смазки  $\mu$ ;
3. увеличивать предел текучести материала кольца поршня (выбором материала);
4. увеличивать зазор  $\rho$  между поршневым

кольцом и стенкой из условия  $P\left(\rho, \frac{\pi}{2}\right) \leq \sigma_T$ ,

откуда в соответствии с зависимостью (1)

$$\text{следует } \frac{U\mu}{R} \frac{\pi}{\frac{1}{\pi^2} - 1} \left( \frac{R}{\rho} - \frac{1}{2} \ln \frac{\rho}{R} \right) < \sigma_T.$$

**Литература**

1.Бупланов В.П. Приближенное решение задачи об осесимметричном течении вязкой несжимаемой жидкости в угловой области Известия РАН.- МЖГ.- 1999.-№1.-С.167-170.

**References.**

1.Bushlanov V.P. An approximate solution of the problem of the axisymmetric flow of a viscous incompressible fluid in the angular region. News of the RAS - p.167-170

## Раздел 4 АВТОМАТИЗАЦИЯ, АНАЛИЗ И ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ, УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ В СОЦИАЛЬНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

---

УДК 303.732.4

DOI: 10.34046/aumsuomt90-17

### АЛГОРИТМЫ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ИДЕНТИФИКАЦИИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Н.А. Полковникова, кандидат технических наук*

*А.К. Полковников, кандидат технических наук, доцент*

В работе предлагается комплексный подход к решению задач технической эксплуатации главных судовых дизелей на основе системной организации информационной среды, формализации процедур эволюции данных от формирования первичной информационной базы, до программной реализации алгоритмов поддержки принятия решений с использованием методов статистического моделирования. Система поддержки принятия решений для идентификации неисправностей главного двигателя крупнотоннажного танкера позволяет использовать результаты мониторинга и производить обработку данных, оценку технического состояния на основе диагностико-прогнозирующих процедур, автоматизировать процедуры решения эксплуатационных задач для информационной поддержки оператора в принятии оптимальных решений. Разработанный пакет прикладных программ обеспечивает поддержку принятия решений в следующих задачах технической эксплуатации главного двигателя: оценка текущего

технического состояния и идентификация неисправностей по контролируемым параметрам, предотвращение внезапных и прогнозирование постепенных отказов, определение междоковых и межремонтных периодов.

**Ключевые слова:** главный двигатель, система поддержки принятия решений, статистический анализ данных, идентификация неисправностей, внезапный отказ.

The paper proposes a comprehensive approach to solving technical maintenance problems of main marine diesel engines based on the system organization of information environment, formalization of data evolution procedures from the formation of primary information base to the software implementation of decision support algorithms using statistical modeling methods. The decision support system for identifying malfunctions of the main engine of a large-capacity tanker makes it possible to use monitoring results and process data, evaluate the technical condition based on diagnostic and predictive procedures, automate procedures for solving operational problems for information support of the operator in making optimal decisions. The developed software package provides decision support for the following technical tasks of the main engine: assessing the current technical condition and identifying faults by monitored parameters, preventing sudden and predicting gradual failures, determining inter-docking and overhaul periods.

**Key words:** main marine diesel engine, decision support system, statistical data analysis, failure identification, sudden failure.

**Введение.** Анализ статистических данных показывает, что значительная часть аварийных ситуаций возникает вследствие отказов судовой энергетической установки (СЭУ) и навигационных ошибок. СЭУ крупнотоннажного танкера является сложной технической системой, находящейся под воздействием не только внешних, но и внутренних факторов, оказывающих суще-

ственное влияние на степень риска. Риск развития аварийных ситуаций повышается в условиях, когда внимание оператора СЭУ (вахтенного механика) сконцентрировано на сочетаниях различных неблагоприятных факторов. Оператор СЭУ в ряде случаев оказывается не способным к принятию оптимальных решений в условиях больших потоков разнородной информации. По-