

Б 43

МПС СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Инженер А.П. БЕЛАН

ИССЛЕДОВАНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ
РАЗРУШЕНИЙ ГИЛЬЗ БЫСТРОХОДНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

(05.433.подвижной состав и тяга поездов)

А в т о р е ф е р а т диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

1969 г

НТБ
ДНУЖТ

3646 а

МПС СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Инженер А.П. БЕЛАН

**ИССЛЕДОВАНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ
РАЗРУШЕНИЙ ГИЛЬЗ БЫСТРОХОДНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ**

(05.433.подвижной состав и тяга поездов)

**А в т о р е ф е р а т диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук**

1 9 6 9 г.

**НТБ
ДНУЖТ**

Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта направляет Вам для ознакомления автореферат диссертации инженера А.П.Белана.

Просим Вас и всех заинтересованных лиц Вашего учреждения принять участие в публичной защите диссертации или прислать свой отзыв в письменном виде в 2-х экземплярах, заверенный печатью Вашего учреждения, по адресу:

г.Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2, ДИИТ.

Работа выполнена в Ждановском металлургическом заводе им.Ильича.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор В.Н.Твертин.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук – Иванченко Н.Н.

кандидат технических наук – Асташкевич Б.М.

Ведущее предприятие: Людиновский тепловозостроительный завод

Автореферат разослан "6" *декабря* 1969 г.

Защита диссертации состоится "9" *января* 1970 г.

на заседании Совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета факультетов Висин Н.Г.

Директивами XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966-1970 гг. предусматривается организация производства дизелей новых конструкций с увеличением моторесурса в 1,5-3 раза, снижением удельной металлоемкости и уменьшением удельного расхода топлива и смазочных материалов. За последние годы вопросы дальнейшего совершенствования двигателей для тепловозов привлекают все большее внимание исследователей и конструкторов. Это вызвано тем, что создание дизелей соответствующих требованиям народного хозяйства немыслимо без проведения исследований по изучению условий работы деталей и процессов влияющих на их долговечность. Вслед за появлением легких быстроходных дизелей, которые рассчитаны на напряженный тепловой режим и большие динамические усилия, выявились кавитационные повреждения их гильз и рубашек.

Кавитация давно является предметом пристального внимания ученых и инженеров. В изучении разрушения поверхностей гидравлических машин и влияния кавитации на их характеристики достигнуты значительные успехи. Условиям способствующим возникновению кавитации в потоке, в зависимости от физических свойств жидкости характера ограждающих поверхностей посвящены работы советских ученых К.К.Шальнева, С.С.Руднева, Л.Ф.Лесохина и других. Вопросы кавитации в связи с вибрацией гильз дизелей рассматриваются в работах профессора Н.Н.Иванченко, В.Н.Иванова и А.А.Скуридина. Эти работы дали возможность значительно приблизиться к познанию явлений имеющих место в охлаждающих системах дизелей. Были высказаны предположения о том, что одной из основных причин возникновения кавитации на поверхности гильз является их вибрация.

Настоятельная необходимость дальнейшего исследования кавитационных явлений, их качественной и количественной оценки и учета при определении амплитуды колебания гильз присоединенной массы охлаждающей жидкости появилась в связи с кавитационным разрушением наружных поверхностей гильз легких быстроходных дизелей, широко применяемых на маневровых тепловозах промышленного транспорта.

конструирование и эксплуатация этих дизелей не базировались на научно-экспериментальной основе в части предохранения гильз от кавитационного разрушения. Кроме того, у конструкторов и практических работников существовало неправильное мнение о причинах кавитационных явлений. В частности, причину возникновения кавитации связывали только с условиями подвода охлаждающей воды и гидродинамикой потока.

Учитывая, что лишь на основе научного исследования могут быть установлены конструктивные и эксплуатационные меры защиты гильз от кавитационного разрушения конечной целью настоящей работы является разработка оптимальных режимов эксплуатации и выбор конструктивных решений препятствующих возникновению кавитации. Для сравнения кавитационных характеристик дизелей разработан метод количественной оценки кавитационных явлений.

В качестве основной базы исследования были взяты распространенные на промышленном транспорте тепловозы ТГМ 3 и ТГМ1, на которых установлены дизели М753 и ID12-400.

Как показали ранее выполненные исследования кавитационных явлений в гидромашинах, непременным условием возникновения кавитации является местное понижение давления жидкости. При разработке методики исследования автор исходил из того, что пульсация давления охлаждающей жидкости происходит в результате колебаний гильзы, жестко закрепленной с одного конца, вызванных ударами сосредоточенной массы поршня под воздействием динамических сил.

Учитывая, что при разработке теории расчета пульсации давления были приняты отдельные возможные допущения, большое внимание было уделено экспериментальным исследованиям. Были проведены измерения пульсации давления охлаждающей жидкости на поверхности гильз дизелей установленных непосредственно на тепловозах.

В первой главе приведен обзор отечественных и зарубежных исследований физической природы кавитации, В этой же главе. в качестве рабочей гипотезы принят механический фактор разру-

шения поверхности от ударов жидкости с участием коррозионных процессов. При этом установлено, что разрушение поверхности при кавитации от ударов жидкости происходит не только при разрушении кавитационных пузырьков, но и при их пульсации. На основе теоретических положений о физической природе кавитации и исследований поверхности гильз подверженных кавитационному воздействию выявлено существенное различие в характере разрушения поверхностей гидромашин и гильз дизелей. Это различие состоит в том, что кавитация в дизелях возникает в условиях теплопередачи от поверхности гильзы к охлаждающей воде. Зоны повреждения гильз располагаются непосредственно в местах возникновения кавитационных пузырьков.

Таким образом, обнаружено, что кавитация в дизелях имеет термодинамический характер.

Вторая глава посвящена вопросам возникновения и развития кавитации в зависимости от физических свойств жидкости. Установлено, что центрами возникновения кавитационных пузырьков являются взвешенные твердые вещества, несмачивающиеся жидкости и нерастворившиеся газы, которые нарушают объемную прочность жидкости. Интенсивность разрушения поверхности металла связана с объемной прочностью жидкости в условиях кавитации. Изменение этой прочности приводит к изменению степени разрушения металла. Путем добавления поверхностно-активных веществ можно достигнуть изменения объемной прочности жидкости. Наличие солей в охлаждающей воде усиливает разрушение металла, так как при этом активизируются коррозионные процессы.

Создание охлаждающих жидкостей с необходимыми физико-химическими свойствами может являться одним из направлений борьбы с разрушением поверхностей гильз дизелей.

Коррозия усиливается также в случае попадания в охлаждающую систему сернистого и углекислого газов, являющихся продуктами сгорания топлива.

Изучению кавитационной стойкости металлов посвящена третья глава.

В результате исследований выявлено, что наличие высоких объемных механических характеристик – макросвойств материала гильз не обеспечивает достаточной долговечности их при кавитационном воздействии.

Кавитационная стойкость данного материала определяется не условными механическими характеристиками в целом образца или детали, а прочностью отдельных микрообъемов – структурой и свойствами зерна и его границ. Наибольшей способностью противостоять кавитации обладают структуры-мартенсит и аустенит. Легирование металлов кремнием, хромом и марганцем повышает их кавитационную стойкость. Наиболее стойкими при кавитационном воздействии являются стали хромомарганцевого аустенита.

В третьей главе рассматривается влияние напряженного состояния металла на степень кавитационного разрушения. Проведенными исследованиями предварительно напряженных образцов на струеударной установке автору удалось установить, что с повышением напряжений микроударное разрушение усиливается, кроме того, отдельными исследованиями установлено, что грубообработанные поверхности быстрее подвергаются кавитационному разрушению, поэтому качеству обработки поверхности должно уделяться серьезное внимание.

Таким образом, создание сталей соответствующих структур и повышение чистоты обработки позволит снизить интенсивность кавитационного разрушения гильз.

Изучению условий возникновения кавитации в дизелях посвящена четвертая глава.

Автором проведено тщательное исследование поверхности гильз дизелей М753 и ID12-400 пораженных кавитацией, а также выполнены металлографические исследования образцов вырезанных из гильз. В частности, в начальной стадии разрушения слой хрома в первую очередь разрушаются вершины гребешков, затем происходит дальнейшая эрозия слоя, а при рассмотрении микрошлифа, выявлены вертикальные микротрещины.

Однако наибольшей стойкостью обладает именно мелко

кристаллический слой хрома, нанесенный на чисто обработанную поверхность.

При осмотрах гильз обнаружено, что раковины на гильзах располагаются в плоскости качания шатуна, причем наибольшие повреждения находятся на стороне приложения наибольшей нормальной силы.

Рассматривая конструкцию гильзы и зону ее повреждения, можно прийти к выводу, что причинами возникновения кавитации является вибрация вызванная ударами поршня. Интенсивность ударов зависит от нормальной силы, массы поступательно движущихся в цилиндре частей и зазора между поршнем и гильзой. В свою очередь, вибрация гильзы и вызываемая ею пульсация давления охлаждающей жидкости на кавитируемой поверхности зависит от массы гильзы, способа ее крепления размера полости охлаждающей жидкости, в которой колеблется гильза. Следует отметить, что конструктивные зазоры между гильзой и поршнем определяются линейным расширением материала поршня, кроме того, при запрессовке гильзы последняя деформируется приобретая форму эллипса и располагается большей его осью нормально к плоскости вращения коленчатого вала, что увеличивает зазор между поршнем и гильзой в этой плоскости. Увеличение зазора способствует увеличению динамических сил.

Оценка способов защиты гильз дана в пятой главе.

Способы защиты гильз классифицированы. Наиболее эффективные из них следующие:

1. Создание материалов стойких при кавитационном воздействии.
2. Нанесение защитных покрытий.
3. Изменение физических свойств жидкости путем внесения в воду присадок снижающих разрушающее действие кавитации.
4. конструктивные решения снижающие вибрацию гильз и создание режимов эксплуатации препятствующих возникновению кавитации.

Рассмотрению первых трех направлений борьбы с кавитационным разрушением посвящены предыдущие главы.

Разработке конструктивных мер и созданию режимов эксплуатации исключающих или снижающих кавитационное разрушение посвящены последующие главы.

Глава шестая посвящена вопросам теоретической разработки методики расчета значений пульсации давления на поверхности гильзы. На основании данных теплового расчета дизеля и динамики сил действующих в кривошипно-шатунном механизме, разработанная методика базируется на следующих положениях.

Рассматривая значение силы давления поршня на боковую стенку гильзы с достаточной степенью точности, можно принять, что нормальная сила при переходе поршня от одной стенки к другой растет по закону прямой линии.

$$N = \kappa t, \quad 1$$

Ускорение поршня при переходе от одной стенки к другой в общем случае будет

$$W = \frac{N}{m_n + m_{ш}} \quad 2$$

где m_n — масса поршня в сборе;
 $m_{ш}$ — масса поступательно движущейся части шатуна.

Путь, проходимый поршнем в поперечном направлении, в каждый текущий момент определяется по формуле

$$\Delta = \iint \frac{\kappa t}{m} dt = \frac{\kappa t^3}{2 \cdot 3 m} + C_1 + C_2 \quad 3$$

В точке начала движения поршня от одной стенки к другой скорость поперечного движения поршня и пройденный путь равны нулю. Отсюда нетрудно заключить, что в случае, когда

$t = 0$, постоянные интегрирования C_1 и C_2 также будут равны нулю. Силой трения колец в ручьях поршня и величиной поперечной скорости поршня, вызванной вибрацией втулки, в данном случае пренебрегаем.

Тогда общее время перехода поршня от одной стенки к другой будет равно

$$t_2 = \sqrt[3]{\frac{6\Delta m}{\kappa}} \quad 4$$

где Δ в данном случае величина диаметрального зазора между поршнем и втулкой цилиндра для случая горячего дизеля в M .

Скорость движения поршня в момент, предшествующий удару, определяется по формуле

$$V_1 = \sqrt{\frac{N\Delta}{m}} \quad 5$$

Импульс количества движения, приобретаемый гильзой при ударе, определяется по формуле

$$S = \sqrt{2Nm\Delta} \quad 6$$

С целью упрощения задачи при исследовании колебаний гильзы удар принят неупругим. На основании сохранения количества движения определяем начальную скорость движения системы "гильза-поршень" по формуле

$$V_0 = \frac{S}{M} \quad 7$$

где $M = m_n + m_{нш} + m_2$

m_2 - приведенная масса втулки, определяемая по формуле

$$m_2 = \frac{13}{4} \bar{m} \ell - \frac{53}{35} \bar{m} x + \frac{3}{4} \bar{m} \ell \left(\frac{\ell^2}{x^2} - 3 \frac{\ell}{x} \right) \quad 8$$

где m - погонная масса гильзы;

x - координата точки приведения (расстояние от заделки гильзы до положения поршня в м);

ℓ - длина гильзы в м.

Таким образом, вначале неподвижная цилиндрическая гильза в результате импульсивной силы начинает двигаться со скоростью V_0 , определяемой по формуле (7). При этом возникает возмущенное движение окружающей жидкости.

В данном случае цилиндрическая гильза рассматривается как расположенная концентрично относительно стенок блока.

При этом колебаниями гильзы параллельно ее оси пренебрегаем. Следовательно, при вычислении потенциала скорости движения жидкости принимаются во внимание плоский случай. Потенциал скоростей возмущенного движения жидкости связан с импульсивным давлением равенством

$$P_t = -\rho \varphi \quad 9$$

где P_t — импульсивное давление;
 ρ — плотность жидкости;
 φ — потенциал скорости.

Внутри жидкости потенциал скорости удовлетворяет уравнению Лапласа

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad 10$$

Вычисление присоединенной массы жидкости производится по формуле

$$\lambda = -\rho \int_S \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n} dS \quad 11$$

где n — нормаль к колеблющейся поверхности,
 S — поверхность интегрирования

Интегрирование ведется по поверхности колеблющейся гильзы. Принято, что гильза дизеля с наружным радиусом r_2 совершает гармонические колебания в корпусе блока радиуса r . Применяя цилиндрические координаты, потенциал скорости возмущенного движения жидкости выразим уравнением Лапласа в следующем виде

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} = 0 \quad 12$$

при следующих краевых условиях

$$z = z_1, z = z_2, \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0, \frac{\partial \varphi}{\partial z} = \frac{\partial x}{\partial z} \cos \theta \quad \text{I3}$$

где x - перемещение гильзы при колебаниях.

θ - угол между плоскостью качания шатуна нормалью к поверхности гильзы.

Предполагается, что амплитуда колебаний значительно меньше разности $z_1 - z_2$. Если гильза совершает гармонические колебания, то условие (I3) можно переписать в виде

$$z = z_2 \quad \frac{\partial \varphi}{\partial z} = x_{\max} \omega \cos \omega t \cos \theta \quad \text{I4}$$

где x_{\max} - амплитуда колебаний гильзы,
 ω - круговая частота.

Выражение для потенциала скорости φ представим в виде

$$\varphi = \omega \cos \omega t R(z) \quad \text{I5}$$

Подставляя выражение (I5) в уравнение (I2), получим уравнение для определения функции $R(z)$

$$\frac{d^2 R}{dz^2} + \frac{1}{z} \frac{dR}{dz} - \frac{1}{z^2} R = 0 \quad \text{I6}$$

Уравнение (I6) - уравнение типа Эйлера. Его частное решение можно записать в виде

$$R = z^\lambda \quad \text{I7}$$

Подстановка значения R в уравнение (I6) дает

$$\lambda(\lambda-1) + \lambda - 1 = 0 \quad \text{I8}$$

откуда получаем следующее значение

$$\lambda_1 = +1 \quad \lambda_2 = -1$$

и частные решения

$$R_1 = z \quad R_2 = \frac{1}{z}$$

II

Общее решение уравнения будет

$$R = Az + \frac{B}{z}$$

19

по условию (13)

$$A = \frac{\chi_{\max}}{1 - \frac{z_1^2}{z_2^2}} \quad B = \frac{\chi_{\max}}{\frac{1}{z_1^2} - \frac{1}{z_2^2}}$$

Потенциал скорости возмущенного движения будет иметь вид

$$\varphi = \frac{\cos \theta \left(z - \frac{z_1^2}{z_2^2} \right)}{1 - \frac{z_1^2}{z_2^2}} \chi_{\max} \cos \omega t \quad 20$$

Единичный потенциал возмущенного движения равен

$$\varphi = \frac{\cos \theta}{1 - \frac{z_1^2}{z_2^2}} \left(z - \frac{z_1^2}{z_2^2} \right) \quad 21$$

Присоединенная масса жидкости в соответствии с формулой (II) выразится в виде

$$\lambda = -\rho \int_0^{2\pi} \frac{\cos^2 \theta}{1 - \frac{z_1^2}{z_2^2}} (z^2 + z_1^2) d\theta = \rho \pi z_2^2 \frac{\frac{z_1^2}{z_2^2} + 1}{\frac{z_1^2}{z_2^2} - 1} \quad 22$$

Из формулы (22) видно, что присоединенная масса жидкости на единицу длины цилиндра при колебаниях его равна присоединенной массе жидкости при колебаниях в безграничной жидкости, умноженной на коэффициент, зависящий от отношения радиуса цилиндра к радиусу блока, в котором он колеблется.

Таким образом, присоединенная масса жидкости при колебаниях непосредственно цилиндрической гильзы дизеля будет выражаться формулой

$$\lambda_1 = \rho \pi z_2^2 \mu a \quad 23$$

где ρ — плотность жидкости в кг/сек²/м;

$\mu = \frac{\frac{z_1^2}{z_2^2} + 1}{\frac{z_1^2}{z_2^2} - 1}$ — коэффициент присоединенной массы.

z_2 - наружный радиус гильзы в м;

z_1 - внутренний радиус блока в м;

a - длина втулки смываемой части гильзы в м;

Присоединенная масса жидкости приводится к месту удара.

В формуле (20) $\chi_{max} \omega \cos \omega t = V_x$

где V_x - скорость системы непосредственно после удара
с другой стороны

$$V_x = \frac{M V_0}{M + m_3} \quad 24$$

где M - суммарная приведенная масса поршня и гильзы;

V_0 - скорость системы "гильза-поршень" без
присоединенной массы жидкости

m_3 - присоединенная масса жидкости;

После определения V_x и небольших преобразований
можно представить потенциал скорости в следующем виде

$$\varphi = z_2 V_x \cos \theta \quad 25$$

Импульсивное давление на поверхности цилиндрической гильзы
будет иметь вид

$$P_t = -\rho z_2 V_x \cos \theta \quad 26$$

Знак "-" означает, что давление направлено в сторону,
обратную движению гильзы. Так как в данном случае движение
симметрично, то получив значения импульсивного давления в
точках $\theta=30^\circ$, $\theta=60^\circ$ и $\theta=90^\circ$, получим полное представление о харак-
тере распределения импульсивного давления на поверхности
гильзы, обращенной в сторону движения в зависимости от угла

Между плоскостью качания шатуна и нормалью к колеблю-
щейся поверхностью

Импульсивное давление с избыточным давлением внутри
жидкости находится в зависимости

$$P_t = \Delta P t \quad 27$$

где ΔP - избыточное давление жидкости,

t - время импульса

Время t определяется из равенства

$$t = t_1 - t_2$$

где t_1 - время нарастания нормальной силы до максимума;

t_2 - время прохода поршнем зазора между поршнем и гильзой.

На основании непосредственных расчетов построены кривые изменения импульсных давлений для дизелей М 753 и IDI2-400 при их работе в различных режимах.

В главе седьмой рассматривается термодинамика кавитации в охлаждающей системе дизелей. Имея значение амплитуды пульсации давления охлаждающей воды в общей плоскости качания шатуна и данные о статическом давлении на поверхности гильзы, кавитационный коэффициент дизеля можно представить в следующем виде

$$K_g = \frac{\Delta P}{P_{нас} - P_s} \quad 28$$

где ΔP - амплитуда пульсации давления;

$P_{нас}$ - давление создаваемое насосом в зарубашечном пространстве;

P_s - давление насыщенного пара охлаждающей воды;

Коэффициент кавитации позволяет дать количественную оценку кавитации дизеля.

Рассматривая термодинамические процессы кавитации дизеля автору удалось установить, что на поверхности гильзы в зоне образования кавитационных пузырьков происходят температурные спады, которые вызывают местные температурные напряжения.

Максимальное значение температурных напряжений определяется по формуле

$$\sigma_{max} = \frac{\alpha E (t + \Delta T)}{1 - \nu} \quad 29.$$

где E — модуль Юнга;

α — коэффициент линейного расширения;

ν — коэффициент Пуассона;

t — величина температурного спада при испарении микро-
слоя;

ΔT — понижение температуры насыщенного пара при понижении
давления охлаждающей воды.

Полученные расчетным путем с учетом приведенных факторов
местные напряжения достигают 3000 кг/см².

Эти циклические температурные напряжения вызывают на по-
верхности гильз многочисленные микротрещины.

Результаты расчета степени развития кавитации в тепловоз-
ных дизелях IDI2-400 приводятся в восьмой главе.

Для более глубокого изучения явлений кавитации произведен
расчет колебания давления на поверхности гильз дизеля IDI2-400
при помощи электронно-вычислительной машины Урал -3. В целях
определения зависимости скорости колебания гильзы и пульсации
давления на ее охлаждаемой поверхности от давления сгорания, чис-
ла оборотов коленчатого вала и величины зазора между поршнем и
гильзой принято пять вариантов расчета. Для составления програм-
мы расчета использовалась методика, предложенная автором в шес-
той главе. Все расчеты произведены в зависимости от положения кри-
вошипа через каждые 10°. Действующие силы и положение деталей
(поршня, главного шатуна и прицепного шатуна) приводятся в суще-
ствующему в данный момент положению кривошипа. В результате рас-
четов выполненных на электронно-вычислительной машине можно сде-
лать следующие выводы. Наибольшие значения амплитуды колебания
давления имеют место при такте горения-расширения через 20-30°
после прохода поршнем верхней мертвой точки. С увеличением числа
оборотов нормальная сила растет незначительно. Увеличение зазора
между поршнем и гильзой приводит к значительному возрастанию ус-
корения колебания гильзы.

С возрастанием зазора значительно сокращается время импульса
что и, как следствие, приводит к значительному возрастанию ампли-
туды колебания давления охлаждающей жидкости. Интенсивность коле-

баний гильзы бокового цилиндра значительно ниже, чем гильз главного ряда вследствие меньшей величины инерционных масс.

В главе девятой приводятся результаты измерения значений пульсации давления на поверхности гильз.

При помощи специального тензометрического датчика, изготовленного лабораторией Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института и соответствующей усилительной и регистрирующей аппаратуры были получены осциллограммы значений пульсаций. Обработка осциллограмм и сравнение результатов полученных на двух типах дизелей позволили сделать выводы о влиянии на кавитацию частоты и амплитуды пульсации давления. В результате эксперимента обнаружено, что максимальные значения пульсации возникают при перекладке поршня в момент воспламенения топлива. Измерения проводились при различных нагрузках в результате чего выявлено, что при изменении нагрузки частота пульсации изменяется незначительно. Однако амплитуда пульсации при работе дизеля под увеличивающейся нагрузкой существенно возрастает.

Степень разрушения поверхности гильзы в конечном счете зависит от интенсивности пульсации, которая в свою очередь прямо пропорциональна ускорению колебаний. Несмотря на более высокую частоту пульсации давления охлаждающей жидкости в дизеле Д12-400 абсолютное значение давления на поверхности гильз не достигает точки кипения и гильзы этого двигателя меньше подвержены разрушению чем гильзы дизеля М713.

Это объясняется тем, что абсолютное давление охлаждающей жидкости в двигателе М753 при пульсации становится ниже точки ее вскипания.

Изучению общих условий эксплуатации тепловозов на металлургических предприятиях и эксплуатации дизелей этих тепловозов при повышенном давлении в охлаждающих системах посвящена десятая глава. Как показали наблюдения, тепловозы в условиях металлургических предприятий работают при переменных нагрузках изменяющихся до 280 раз в час. Тепловозы ТГМ1 работают под нагрузкой 31-40% времени в зависимости от участков эксплуатации. Преимущественные обороты дизелей при работе под нагрузкой находятся в диа-

пазоне 800—1400 об/мин., а на холостом ходу в диапазоне 600—1100 об/мин., средние обороты под нагрузкой составляют 1030—1125 об/мин.

Эпизодическая максимальная продолжительность работы дизеля на рабочем ходу составляет 2—3 минуты при 1360 об/мин. Следовательно, на переходные режимы по дизелю приходится, примерно, 60% времени работы под нагрузкой. Естественно, что при работе дизелей тепловозов, в указанных условиях постоянный режим работы цилиндро-поршневой группы не выдерживается. Такое положение приводит к тому, что в эксплуатации зазоры между поршнями и гильзами относительно увеличены. В результате чего увеличивается интенсивность колебаний гильзы и колебаний давления охлаждающей жидкости, и обуславливающих возникновение кавитации. В частности, всем этим объясняется более высокая степень кавитационного разрушения цилиндрических гильз дизелей промышленных тепловозов по отношению к аналогичным типам, работающим в условиях постоянных нагрузок стационарных установок.

На основе теоретических выводов и результатов измерений пульсации давления была обоснована необходимость создания повышенного давления в охлаждающей системе нескольких опытных тепловозов ТГМЗ. с повышенным по предложению автора давлением охлаждающей жидкости.

После шести месяцев эксплуатации на Ждановском металлургическом заводе тепловоза ТГМЗ дизель был разобран и подвергнут разборке и исследованию состояния наружной поверхности гильз и рубашек блоков. При осмотре обнаружены едва различимые следы кавитационных повреждений гильз, а на внутренней поверхности рубашек блоков даже сохранилось бакелитовое покрытие.

Эксплуатируемые на Череповецком метзаводе тепловозы с повышенным давлением в охлаждающей системе также показали хорошие результаты.

Таким образом, результаты испытаний тепловозов при повышенном давлении в системе охлаждения подтверждают высокую эффективность повышения давления, как меры предупреждающей развитие кавитации.

В диссертации приведен наиболее простой и надежный способ повышения давления в охлаждающей системе дизелей промышленных тепловозов, разработанный автором.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Проведенные исследования позволили установить, что основной причиной разрушения поверхности гильз дизелей являются высокие местные давления и температуры вызванные кавитацией. При этом обоснованы следующие положения:

1. Давление охлаждающей жидкости на поверхности гильзы колеблется снижаясь ниже атмосферного.

2. Колебания давления жидкости вызваны колебаниями гильзы от ударов поршня при переходе его от одной степени гильзы к другой.

3. Энергия удара зависит от числа оборотов двигателя, массы поступательно движущихся частей, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна, зазора между гильзой и поршнем.

4. В результате колебания давления происходит интенсивное испарение микрослоя охлаждающей жидкости - возникает термодинамическая кавитация, разработана ее теория.

5. При испарении микрослоя в зоне образования паровых пузырьков происходят температурные спады, в результате чего возникают местные температурные напряжения приводящие к микроскопическому растрескиванию поверхности гильзы, дана количественная оценка происходящих явлений.

6. Разрушение начинается с вершин гребешков оставшихся после обработки.

7. Степень разрушения зависит от структуры материала.

Рассмотренные положения обоснованы теоретически, проверены расчетами и экспериментами, проведенными на дизелях промышленных тепловозов.

Разработана методика проверочного расчета гильз на кавитацию и даны параметры позволяющие произвести количественную и качественную оценку проектируемого или эксплуатируемого дизеля по возможности возникновения кавитации гильз.

На основе исследований рекомендуются следующие меры защиты гильз от кавитационных разрушений:

1. Толщина стенок гильзы должна быть не менее 8% от диаметра цилиндра.

2. Наружная поверхность гильзы должна быть чисто обработанной.

3. В дизелях склонных к кавитации необходимо в водяной системе создать повышенное давление с учетом пульсации жидкости; даются рекомендации и схема устройства для повышения давления охлаждающей жидкости промышленных тепловозов.

4. Необходимо устанавливать минимально возможные монтажные зазоры между поршнем и гильзой.

5. Должна быть исключена возможность попадания выхлопных газов в охлаждающую систему.

Основное содержание диссертации опубликовано в печати:

1. Белан А.П. Кавитационная эрозия цилиндровых втулок дизелей маневровых тепловозов и меры борьбы с ней.

Труды ДИИТ'а выпуск 65, издательство "Транспорт" М 1967.

2. Белан А.П. Термодинамика кавитации в системе охлаждения дизелей. НИИинфортяжмаш М 4-68-9 1968.

3. Белан А.П. Увеличение срока службы двигателей маневровых тепловозов. Информация института "Черметинформация" серия 16, № 5, 1968.

4. Белан А.П., Соболева И.В. Повышение технического уровня ремонта подвижного состава на предприятиях черной металлургии СССР. Информация института "Черметинформация" серия 16, № 2 1969.

Черметинформация, зак.1151, тир.180,
уч.-изд.л.0,85, 1,25 п.л.,
л 71600 от 17/XI-69 г.