

УДК 629.12 (06)

## **Анализ возможности формирования интегрального показателя для оценки теплонапряженности деталей судового двигателя**

**А.Г. Лепский, А.А. Дамаскин**

*Судомеханический факультет МА МГТУ, кафедра судовых энергетических установок*

**Аннотация.** В статье рассмотрены основные методы упрощённой оценки температурного состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания. Доказывается необходимость перехода к качественно новому подходу к оценке теплонапряжённости современных дизелей. Произведён анализ возможности создания нового критерия оценки режима работы двигателя.

**Abstract.** The paper examines some basic methods of simplified estimation of marine internal combustion engines parts thermal stresses, demonstrates necessity for a new (in a qualitative sense) way and realization of modern engine's thermal load estimation. The analysis of possibility for new criterion of engine's working regime creation has been carried out as well.

### **1. Введение**

В судовых двигателях внутреннего сгорания в процессе их создания и модернизации рост среднего эффективного давления, частоты вращения вала и диаметра цилиндра обусловил появление ряда проблем. Наиболее важная из них – возрастание механических и особенно тепловых нагрузок на детали цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) форсированного двигателя. Необходимость в непосредственном контроле температур деталей ЦПГ не возникла, пока в эксплуатации находились преимущественно двигатели без наддува, обладающие достаточно большими запасами по теплонапряжённости, благодаря чему возможные отклонения от нормы для них не являлись критическими. Увеличение цикловой подачи топлива приводит к росту тепловыделения в цилиндре и усилению процесса теплообмена между рабочим телом (газами) и стенками деталей, образующими рабочий объём цилиндра. При этом тепловой поток через стенки становится более интенсивным, а при неизменных конструктивных условиях растут температура и температурные градиенты, а следовательно, и температурные напряжения в стенках; понижаются характеристики длительной прочности и стабильность механических свойств металла. Предельное состояние в данном случае характеризуется различными признаками: преждевременным появлением трещин в деталях ЦПГ (до выработки проектного моторесурса), интенсификацией износов трущихся поверхностей; залеганием поршневых колец и их поломкой; заклиниванием поршней; прогарам стенок, образующих камеру сжатия и т.п. Тот или иной вид предельного состояния достигается при определённом разогреве деталей, который оказывается критическим лишь сочетании с определёнными значениями соответствующих характеристик цилиндрического масла. В процессе создания современных мощных судовых дизелей с газотурбинным наддувом были исчерпаны практически все известные пути как сдерживания роста рабочего уровня теплонапряжённости деталей ЦПГ, так и повышения его предельно допустимого значения.

С понятием тепловой напряжённости двигателя связывают представления о температурных напряжениях в стенках теплопередающих деталей, пропорциональных температурным перепадам в них по толщине или в осевом направлении, и об уровнях самих температур на поверхностях этих стенок со стороны подвода тепла и со стороны теплоотвода. Поэтому о тепловой напряжённости той или иной детали двигателя обычно судят на основании анализа её температурного поля, принимая, что для установившегося режима оно является стационарным (циклические изменения уровней температур во времени незначительны и поэтому могут не приниматься во внимание). Однако задача осложняется тем, что аналитический путь определения температурного поля деталей цилиндро-поршневой группы довольно сложен и не всегда возможен. Упрощённые методы расчёта основываются на ряде допущений, введение которых приводит к нивелированию температур по поверхности детали и поэтому позволяет оценивать лишь средний уровень её температуры.

Температурные напряжения не зависят от абсолютных значений температур в детали. Однако предел прочности её материала зависит от абсолютной температуры, уменьшаясь при её возрастании.

Следовательно, температурные напряжения определяются только температурным перепадом, предел прочности материала – только величиной температуры, а запас прочности детали, т.е. степень её напряжённости – как самими температурами, так и температурными перепадами. В свою очередь, уровни температур и температурные перепады в детали зависят от её конструктивной формы, способа охлаждения и применяемого для её изготовления материала, вернее, от его коэффициента теплопроводности (от материала, как известно, зависит и предел его прочности). Уровень температурных напряжений совместно с запасом прочности характеризуют величину тепловой напряжённости детали и включаются в понятие "тепловая напряжённость детали" (или "теплонпряжённость"). Таким образом, теплонпряжённость дизеля определяется как температурное состояние ЦПГ, оцененное по отношению к некоторым его критическим характеристикам с учётом свойств и условий работы металла и применяемых сортов топлива и цилиндрического масла (Иванов, 1974).

## 2. Оценка теплонпряжённости по температурным полям

Наиболее полно уровень теплонпряжённости деталей ЦПГ может быть охарактеризован температурными полями и полями температурных напряжений. Однако их получение экспериментальным и, тем более, расчётным путём для каждого конкретного дизеля и различных условий его работы связано с трудностями технического и методического характера, поэтому определить поля в эксплуатационных целях практически невозможно.

Поскольку экспериментальное определение температуры деталей ЦПГ двигателя представляет определённую трудность, существующие методы контроля за работой двигателя основываются на оценке теплонпряжённости по ряду косвенных показателей: среднему индикаторному давлению, положению указателя нагрузки (топливной рейки), температуры выпускных газов  $t_g$ , охлаждающей воды  $t_в$  и масла  $t_м$ , выходящего из головок поршней либо мотылёвых подшипников. Теплонпряжённость деталей ЦПГ эксплуатируемого дизеля приближённо можно оценить по численным значениям средних температур в характерных точках её деталей (центр днища поршня со стороны газов, поверхность днища со стороны охлаждения, район поршня над канавкой первого компрессионного кольца, кромка или другой периферийный участок головки поршня, имеющий наибольшую температуру, внутренняя поверхность пояса втулки цилиндра против первого компрессионного кольца при положении поршня в В.М.Т., трущаяся поверхность выпускных окон двухтактного двигателя). Допускаемые уровни температур деталей ЦПГ для разных типов двигателей различны. В современных дизелях лимитирующими тепловую нагрузку являются: температура зеркала рабочего цилиндра, определяющая условия сохранения на нём масляной плёнки; температура окрестности ручья первого компрессионного кольца; температура центра и периферийных участков днища поршня, особенно, если днище по периферии отбуртовано.

Поддержание этих величин в пределах норм, установленных заводом-изготовителем (фирмой), должно гарантировать сохранение теплонпряжённости на допустимом уровне. Однако, двигателистроители в своих рекомендациях накладывают ограничения на положение топливной рейки  $p_i$ ,  $t_g$ ,  $t_в$ ,  $t_м$ , основываясь главным образом на результатах стендовых испытаний двигателя. При этом предполагается отсутствие каких-либо нарушений в протекании рабочего процесса, процессов газообмена, топливоподачи и т.п., что, естественно, снижает практическую ценность этого метода.

Практикой дизелистроения установлено, что температура зеркала цилиндра в районе первого компрессионного кольца при положении поршня в В.М.Т. не должна превышать 175°C, в противном случае возможно разрушение масляной плёнки и появление сухого трения. Температуры на огневой стороне крышки и днища малооборотного двигателя не должны превышать 380-400°C, что определяется жароупорными свойствами применяемых сталей и чугунов. При масляном охлаждении поршня лимитирующими являются температуры не только с наружной, но и с внутренней стороны днища. Они не должны быть выше 180-190°C. При более высоких температурах циркуляционное масло подвергается коксо- и лакообразованию. Даже тонкого слоя отложений на днище бывает достаточно для того, чтобы температура его с противоположной огневой стороны достигла 500-600°C. При использовании тяжёлых сортов топлива, особенно содержащих ванадий, это приводит к быстрой коррозии днища. Температура коксо- и лакообразования понижается с загрязнением и окислением циркуляционного масла. Современные цилиндрические масла с высокоэффективными присадками более термостойки. В связи с этим допускаемые температуры поршня в районе первого поршневого кольца имеют несколько большие значения. Считается, что температура над первым кепом в современных малооборотных дизелях с диаметром цилиндра 600 мм и выше должна удерживаться на уровне 210-225°C. В дизелях меньших размеров и с большим числом оборотов на наружной поверхности поршня как в районе первого уплотнительного кольца, так и по днищу допускаются более высокие температуры (до 240°C и 450-480°C соответственно) (Овсянников, Давыдов, 1975).

### 3. Оценка тепловой напряжённости с помощью удельного теплотока

Под воздействием теплового потока в охлаждающую среду в стенках рабочего цилиндра двигателя устанавливаются уровни температур, различные для отдельных участков и переменные во времени. При этом, чем больше тепловой поток, проходящий через детали цилиндра, тем неравномернее распределяются температуры по объёму каждой детали. Эта неравномерность температурных уровней (температурный перепад) вызывает появление в деталях цилиндра температурных напряжений, которые совместно с напряжениями от механических нагрузок определяют их общее напряжённое состояние. По мнению большинства дизелистов (как теоретиков, так и эксплуатационников), разрушение деталей двигателя не происходит мгновенно. Трещина есть следствие "накопленной" теплонапряжённости. Можно допустить неоднократный перегрев двигателя, и это никак не отразится на состоянии его деталей. Однако всё это время в кристаллической решётке металла детали происходят необратимые изменения, и однажды металл не выдерживает напряжений, что приводит к разрушению детали и поломке двигателя. Иными словами, появление трещин в деталях ЦПГ связано с кратковременным развитием в них напряжений механического или теплового происхождения, достигающих предельных значений, либо с накоплением циклов изменения напряжений от механических или тепловых нагрузок, в результате которых происходит накапливание остаточных напряжений. Скорости изменения температур деталей ЦПГ и возникающие в них напряжения определяются временем прогревания и характером изменения нагрузки двигателя в этот период (например, при нагреве днища крышки на его поверхностях возникают напряжения сжатия, а в средней части – напряжения растяжения, и уже через 10 сек после пуска тепловые напряжения на поверхности со стороны газов достигают максимума в 45 МПа). Чем больше нагрузка, на которую выводится двигатель после пуска, тем интенсивнее происходит его прогрев, тем большие напряжения возникают в деталях ЦПГ (продолжительность вывода дизеля на полную нагрузку следует устанавливать не по времени стабилизации температур деталей ЦПГ, а по времени стабилизации температуры масла).

Как уже было сказано выше, характеристикой теплонапряжённости днища поршня, охлаждаемого маслом, является максимальная температура поверхности охлаждения (она не должна вызывать нагревание циркуляционного масла выше критического значения, при котором начинается интенсивное лакообразование).

Для приближённой оценки возможного изменения теплонапряжённости двигателя, связанного с изменением режима его работы, можно воспользоваться методом, основывающимся на определении удельного теплотока через стенку цилиндра (удельный поток тепла через стенку – это количество тепла, проходящее за единицу времени через единицу площади поверхности этой стенки).

Величина удельного теплового потока является переменной по теплопередающим поверхностям цилиндра-поршневой группы. Но в целях упрощения можно рассматривать понятия о среднем удельном теплотоке отдельно для поверхностей крышки цилиндра, днища поршня и втулки в районе камеры сгорания (либо в районе выпускных окон).

При практически неизменном значении температуры охлаждающей среды и сложившейся однообразной практике выбора поперечных размеров теплопередающих деталей различных двигателей оценка их средней тепловой напряжённости по существу может быть сведена к определению величины среднего удельного потока через стенку  $q$ . Эта величина будет зависеть последовательно или от средней результирующей температуры газов за цикл ( $t_{г\text{рез}}$ ), среднего по времени и по поверхности коэффициента теплоотдачи от газов к стенке  $\alpha_г$  и от температуры стенки  $t_{смг}$ , или от температурного перепада в стенке ( $\Delta t = t_{смг} - t_{смв}$ ), коэффициента теплопроводности материала  $\lambda$  и толщины стенки  $\delta$ . Сопоставление в связи с этим двух выражений для теплового потока позволяет определить некоторое усреднённое значение температуры стенки на горячей стороне, если условиться относительно выбора величин  $\alpha_г$ ,  $t_{г\text{рез}}$ ,  $t_{смв}$ :

$$q = \alpha_г(t_{г\text{рез}} - t_{смг}) = \lambda/\delta \cdot (t_{смг} - t_{смв}), \quad (1)$$

где  $q$  – средний удельный тепловой поток через стенку;  $\alpha_г$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке;  $t_{г\text{рез}}$  – средняя результирующая температура газов за цикл;  $t_{смг}$  – температура стенки цилиндра со стороны газов;  $t_{смв}$  – температура стенки цилиндра со стороны воды;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала;  $\delta$  – толщина стенки.

По формуле Эйхельберга для удельного теплотока через поршень, отредактированной А.К. Костиным (*Костин и др.*, 1979; 1989), можно сделать вывод, что удельный теплоток через поршень зависит от числа оборотов, цикловой подачи, параметров воздуха на входе в цилиндр, коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения:

$$q_n = B \cdot (n p_s)^{0.5} \cdot \eta_u / \alpha, \quad (2)$$

где  $q_n$  – удельный тепловой поток через поршень;  $n$  – число оборотов двигателя;  $p_s$  – давление наддува;  $\eta_n$  – коэффициент наполнения;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $B$  – коэффициент, зависящий от конструкции и состояния двигателя.

Это позволяет довольно просто проследить за относительным изменением теплонапряжённости двигателя при изменении любого из перечисленных параметров. Например, при оценке влияния параметров воздуха на теплонапряжённость можно воспользоваться следующей формулой:

$$q_n = B \cdot (n)^{0.5} \cdot g_u \cdot [T_s / (p_s)^{0.5}], \quad (3)$$

из которой следует, что увеличение температуры воздуха  $T_s$  и снижение его давления  $p_s$  вызывают увеличение  $q_n$ . В эксплуатации подобные случаи изменения  $T_s$  и  $p_s$  возникают при изменении метеорологических условий (переход судна из северных широт в тропики), нарушении режима работы воздухоохладителя ввиду его загрязнения, увеличения сопротивления воздухозаборных сеток компрессора, загрязнения его проточной части и т.п. (Возницкий, 1969).

Удельный тепловой поток обратно пропорционален коэффициенту избытка воздуха  $\alpha$ , поэтому  $\alpha$  является очень важным параметром, определяющим тепловое состояние дизеля. Поэтому любое изменение режима работы двигателя, сопряжённое с уменьшением  $\alpha$  по отношению к его значению на номинальном режиме может повлечь за собой увеличение тепловой напряжённости двигателя и в этой связи должно рассматриваться как нежелательное.

Теплонапряжённость деталей цилиндра-поршневой группы можно также оценить на основе метода эквивалентных стенок. Для понимания сущности этого метода рассмотрим выражение:

$$q = \alpha_c (t_{\text{pez}} - t_{\text{cmz}}) = \lambda / \delta (t_{\text{cmz}} - t_{\text{cmz}}) \text{ [ккал/(м}^2 \times \text{час)]}.$$

Это же количество тепла отдаётся от стенки к охлаждающей воде и поэтому

$$q = \alpha_w (t_{\text{cmz}} - t_w) \text{ ккал/(м}^2 \times \text{час)},$$

где  $t_{\text{cmz}}$  – температура стенки со стороны воды;  $t_w$  – температура охлаждающей воды;  $\alpha_w$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде, зависящий от скорости течения воды и определяемый эмпирической формулой  $\alpha_w = 300 + 1800 (w_w)^{0.5}$ , где  $w_w$  – скорость течения воды (Костин и др., 1979).

По экспериментальным данным  $\alpha_w = 1500 \div 3000$  [ккал/(м<sup>2</sup> × час × град)]. Изменение температуры воды на  $\pm 30^\circ\text{C}$  вызывает изменение температуры стенки со стороны газов на  $\pm 5\%$ . На стороне охлаждения относительное изменение температуры стенки более значительно. Термометрирование втулок в судовых условиях показало, что температура стенки цилиндра со стороны охлаждения точно следует за изменением температуры охлаждающей воды. Характерно также, что при понижении температуры охлаждающей воды снижаются лишь уровни температуры стенки, а температурный перепад по толщине возрастает. Это особенно актуально в современных энергетических установках судов, дизели которых оснащены системой автоматического контроля и регулирования температуры охлаждающей воды. Терморегулирующие клапаны типа "Мертик" и "Климакт" регулируют общую температуру охлаждающей воды, протекающей через весь двигатель, так как датчик температуры охлаждающей воды установлен на "выходе" из двигателя. Допустим, хотя бы в одном цилиндре произойдёт изменение процессов сгорания и смесеобразования (вызванное различными факторами), и он начнёт работать некорректно. Это, в свою очередь, повлечёт существенное отклонение температуры охлаждающей воды от заданных или рекомендуемых заводом-изготовителем параметров. Но система не сможет отрегулировать температуру воды индивидуально в конкретном цилиндре (например, увеличением скорости её протока), а терморегулирующий клапан начнёт отрабатывать на понижение температуры воды во всём двигателе, что приведет к увеличению теплоперепада и, как следствие, к росту теплонапряжённости в деталях этого "ненормально работающего" цилиндра.

#### 4. Оценка тепловой напряжённости по температуре выпускных газов

В практике эксплуатации нередко прибегают к оценке теплонапряжённости двигателя по температуре выпускных газов в силу того, что она синхронно следует за изменением режима работы двигателя и легко может быть измерена. Однако  $t_z$  не всегда достоверно свидетельствует об изменении температуры деталей двигателя. Рассмотрим следующее выражение:

$$t_z = t_s + (q_z \cdot Q_u^p) / (C_{pz} \cdot L'_0 \cdot \alpha \varphi), \quad (4)$$

где  $t_z$  – температура выпускных газов;  $q_z$  – относительная потеря тепла с выпускными газами (потеря за турбиной);  $t_s$  – температура наддувочного воздуха;  $Q_u^p$  – теплотворная способность топлива;  $L'_0$  – количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива;  $C_{pz}$  – весовая теплоёмкость выпускных газов;  $\alpha$  и  $\varphi$  – коэффициенты избытка воздуха при продувке и при горении, соответственно.

Перепишем формулу в более удобном для анализа виде, заменив  $Q_n^p / (C_{pe} \cdot L'_0) = C$ . Получаем

$$t_z = t_s + (C \cdot q_z) / \alpha \varphi,$$

где  $C$  – постоянная, не зависящая от режима.

По опытным данным, величина  $q_z$  с изменением режима работы дизеля (как по оборотам, так и по  $p_e$ , за исключением перегрузки) изменяется незначительно. Соотношение между относительными потерями тепла с выпускными газами и охлаждающей средой  $q_z / (q_u + q_n)$  изменяется при этом в большей степени, здесь  $q_u$  – потери с водой, охлаждающей цилиндры и крышки;  $q_n$  – потери с маслом, охлаждающим поршень.

Так, при работе дизеля по винтовой характеристике при снижении оборотов от  $n_{nom}$  до  $n = 0.7n_{nom}$   $q_z$  уменьшается на 8 %. При работе же по нагрузочной характеристике при  $n = const$  в пределах изменения от  $p_{e\ nom}$  до  $p_e = 0.8 p_{e\ nom}$  величина  $q_z$  изменяется на 3 %, а соотношение  $q_z / (q_u + q_n)$  на 6 %, причём последнее имеет отчётливую тенденцию к стабилизации с увеличением  $p_e$ . При нормально организованной работе системы подачи топлива температура выпускных газов зависит от коэффициентов избытка воздуха при горении  $\alpha$  и при продувке  $\varphi$  (Олейников, 1986).

Тепловая напряжённость наиболее нагруженной в этом отношении детали двигателя – днища поршня – также зависит от этих параметров, но степень влияния их на неё различна. Изменение  $\alpha$  оказывает на тепловую напряжённость большее влияние, чем равное ему изменение  $\varphi$ . Благодаря этому не исключена возможность такого случая, когда при изменении режима двигателя его тепловая напряжённость увеличивается, в то время как температура газов остаётся постоянной или даже падает. Для этого достаточно, чтобы при изменении режима коэффициент избытка воздуха при горении  $\alpha$  уменьшался, а коэффициент избытка воздуха при продувке  $\varphi$  увеличивался. При этом их произведение может оставаться постоянным или даже несколько увеличиваться, как, например, при работе дизеля с газотурбинным наддувом по внешней характеристике.

Прямая связь между температурой выпускных газов и тепловой напряжённостью может иметь место лишь у четырёхтактных двигателей без наддува, у которых продувка цилиндров невелика, и поэтому определяющее влияние как на температуру газов  $t_z$ , так и на тепловую напряжённость оказывает  $\alpha$ . В связи с этим температура выпускных газов для данного класса двигателей может рассматриваться как своего рода внешняя характеристика их тепловой напряжённости. Это допущение можно также распространить и на двухтактные двигатели без наддува. Снижение  $\alpha$  и повышение температуры выпускных газов обуславливает увеличение тепловой напряжённости, в первую очередь – деталей ЦПГ.

При использовании параметра  $t_z$  как показателя тепловой напряжённости необходимо проявлять определённую осторожность, поскольку в случае нарушения режима охлаждения или топливopодачи в статях теплового баланса двигателя может произойти существенное перераспределение, в частности, отношение  $q_z / (q_u + q_n)$  может также отойти от нормального. Например, с уменьшением угла опережения подачи топлива и переносом в связи с этим сгорания на линию расширения увеличивается потеря тепла с выпускными газами, величина  $t_z$  растёт, но температуры деталей цилиндриро-поршневой группы остаются неизменными или даже несколько снижаются. Такое повышение температуры  $t_z$  представляет опасность для деталей, непосредственно омываемых выпускными газами, т.е. выпускных клапанов, заслонок, соплового аппарата турбины и т.п. С увеличением угла опережения подачи топлива увеличивается давление сгорания  $p_z$ , возрастают температуры стенок втулки, поршня, крышки, в то время как температура выпускных газов может и снижаться.

## 5. Анализ возможности формирования интегрального показателя оценки теплонапряжённости

Опираясь на вышесказанное, можно сделать вывод, что наиболее надёжным является контроль за тепловым состоянием двигателя, основывающийся на непосредственном измерении температур наиболее "горячих" точек деталей цилиндриро-поршневой группы. При наличии такого контроля можно уверенно гарантировать работу современного форсированного двигателя без тепловой перегрузки. Однако эксплуатационник обязан ориентироваться исключительно на перечень параметров контроля СЭУ, признанных Правилами классификационных обществ, что легло в основу идеи формирования интегрального показателя теплонапряженности деталей ЦПГ с использованием штатных контрольно-измерительных приборов и средств автоматики (КИП и А).

На первом этапе был проведен анализ информативности основных показателей, предусмотренных "Правилами классификации и постройки морских судов Российского Морского Регистра Судоходства" (RS), Германского Ллойда (DL-GRS), Американского (ABS) и Шведского (HRS) Регистров Судоходства (Правила..., 1999).

Было установлено, что с точки зрения информативности техническое состояние вспомогательных и главных двигателей характеризуется двумя парами параметров:

- "давление или поток охлаждающей воды" и "температура охлаждающей воды";
- "давление смазочного масла" и "температура смазочного масла".

Для вспомогательного двигателя каждая пара параметров составляет примерно по 31 % от общего объема измерений, характеризующих техническое состояние машины, т.е. примерно 60 % от общей информативности системы. Для главного двигателя аналогичная оценка каждой пары параметров соответствует 17.6 % от общего объема измерений, т.е. около 40 % общей информативности системы. Эти две пары параметров в комплексе оценивают тепловую и механическую готовность двигателя. Каждые два параметра из пары связаны между собой, из чего можно сделать вывод, что в будущем возможно вывести качественно новые показатели и с помощью них оценивать эти параметры (Дамаскин, 2007).

Полученный результат позволяет поставить задачу формирования на базе четырех стандартных приборов единого интегрального критерия, предварительно названного "**коэффициентом тепловой готовности двигателя**". Как один из вариантов его формирования, авторы видят возможность наложения зависимости температур охлаждающей воды, смазочного масла и выпускных газов в одной координаты (в функции зависимости этих параметров от мощности двигателя). Их синхронное изменение даст обслуживающему персоналу возможность своевременно и объективно реагировать на изменение режима нагрузки двигателя, тепловое состояние деталей его ЦПГ и спрогнозировать дальнейшую динамику тепловых процессов в цилиндре. Таким образом, эта связь синхронно изменяемых параметров и может стать интегральным показателем для оценки тепловой напряженности дизеля (поскольку ни один из рассмотренных выше способов оценки теплонапряженности деталей ЦПГ не может быть признан объективным и в достаточной степени информативным).

Ввиду новизны подобной методики решить эту задачу без использования компьютерных технологий практически невозможно, т.к. каждый из этих параметров обладает различными инерционными характеристиками, что требует временного масштабирования и аналитического прогнозирования тренда параметров для их совмещения в одной временной системе координат. Таким образом, решение поставленной задачи предлагается решать в следующей последовательности:

- в относительных (безразмерных) единицах описать физику (произвести физический анализ) контролируемого процесса;
- привести динамику тепловых процессов к одному из четырех базовых показателей, определенных выше;
- сформировать алгоритм отображения полученного интегрального показателя тепловой готовности двигателя.

## 6. Заключение

Теплонапряженность ЦПГ является понятием очень ёмким и сложным, которое невозможно количественно охарактеризовать одним параметром или одной численной величиной. Понятие это связывается с совокупностью целого ряда численных значений, характеризующих температурное и напряженное состояние деталей цилиндра-поршневой группы, механические качества их материалов, температурные условия смазочного масла и охлаждающих жидкостей.

Понятие "теплонапряженность" может быть отнесено к отдельной детали или же к её части (например, теплонапряженность поршня, теплонапряженность днища поршня); к узлу: рабочая втулка – поршневые кольца – поршень (теплонапряженность ЦПГ); к рабочему цилиндру, тогда оно включает в себя характеристику теплового состояния ЦПГ и крышки, клапанов, форсунки, других деталей цилиндра, подвергающихся нагреву от рабочих газов (теплонапряженность цилиндра) или, наконец, ко всему дизелю, когда это понятие учитывает характеристики теплового состояния всех узлов и элементов дизеля, подвергающихся нагреву (подшипники, турбокомпрессор, рабочие цилиндры и т.п.).

Накопленный опыт эксплуатации, внедрение в практику результатов специальных исследований, повышение культуры обслуживания и более строгие ограничения по эксплуатационной мощности могут дать возможность в значительной мере уменьшить число повреждений деталей ЦПГ современных дизелей из-за высокой теплонапряженности. Систематизация данных о механических и температурных напряжениях, определённых расчётным и экспериментальным путём, совместно с анализом опыта длительной эксплуатации дизелей различных типов позволит со временем подойти к обоснованному определению предельных характеристик длительной прочности конструкционных материалов в условиях циклических механических и тепловых напряжений с учётом различных факторов (Семенов, Трофимов, 1970).

Функциональное развитие судовых систем комплексной автоматизации невозможно без оптимального переноса задач, решаемых системами централизованного контроля (СЦК), на локальные системы контроля и управления. Только так можно увеличивать объем контроля технического состояния

оборудования СЭУ и повышать надежность управления технологическим процессом за счет децентрализации системы управления СЭУ.

При этом следует помнить, что основной особенностью микропроцессорной элементной базы является расширение возможностей измерительных систем, в частности, обеспечение контроля параметров, недоступных для прямого измерения, и осуществление управления по прогнозу отклонения любых показателей технологического процесса от теоретической модели.

Реализация новых технологий управления судовыми машинами и механизмами требует пересмотра сложившейся методики конструирования локальных систем управления, ориентированных на использование только физически контролируемых параметров и выработке нового – микропроцессорного подхода к созданию судовых систем автоматики.

## Литература

- Возницкий И.В.** Техническая эксплуатация двигателей промышленных судов. М., Пищевая промышленность, 370 с., 1969.
- Дамаскин А.А.** СЭУ РТМК-с типа "Моонзунд" проекта "Атлантик-488". Анализ эффективности системы централизованного контроля двигателей типа МАК М32С и МАК М20С. *Дипломный проект, МГТУ*, 120 с., 2007.
- Иванов Л.А.** Теплонапряжённость и эксплуатационная надёжность цилиндропоршневой группы судового дизеля. Мурманск, Мурманское книжное издательство, 270 с., 1974.
- Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И.** Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. Л., Машиностроение, 224 с., 1979.
- Костин А.К., Пугачёв Б.П., Кочинев Ю.Ю.** Работа дизелей в условиях эксплуатации. Справочник. Л., Машиностроение, 286 с., 1989.
- Овсянников М.К., Давыдов Г.А.** Тепловая напряжённость судовых дизелей. Л., Судостроение, 258 с., 1975.
- Олейников Б.И.** Техническая эксплуатация дизелей судов флота рыбной промышленности. М., Агропромиздат, 269 с., 1986.
- Правила классификации и постройки морских судов. В 2 т. СПб., Рос. Мор. Регистр Судоходства, т.1, 472 с., т.2, 505 с., 1999.
- Семёнов В.С., Трофимов П.С.** Долговечность цилиндро-поршневой группы судовых дизелей. М., Транспорт, 218 с., 1970.