УДК 621.436:621.4.001.57

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Гоц А.Н., Иванченко А.Б., Прыгунов М.П., Французов И.В.

ФГБОУ «Владимирский государственный университет им. Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия e-mail: hotz@mail.ru

Предложена методика для моделирования теплонапряженного состояния двухклапанной головки цилиндра тракторного дизеля воздушного охлаждения. Показано, что наиболее характерные виды отказов головок цилиндров в эксплуатации – появление трещин на огневой поверхности днища на межклапанных перемычках, а также на перемычках между отверстиями под форсунку и клапанными отверстиями для впускных или выпускных каналов. Показано, что лимитирующей надежность головки цилиндров в эксплуатации являются температурные напряжения, вызванные перепадом температур между отдельными точками огневой поверхности. При этом определяющими низкочастотные колебания температуры, вызванные изменением режима работы дизеля. На основании длительности переходных процессов предложен цикл термонагружения. Численное значение коэффициента теплоотдачи использовалось на основе экспериментальных исследований на одноцилиндровой установке.

Ключевые слова: тракторный дизель, головка цилиндров, межклапанные перемычки, термонапряжения

MODELLING OF A HEAT-STRESSED CONDITION THE HEAD OF THE CYLINDER OF A TRACTOR DIESEL ENGINE OF AIR COOLING

Gots A.N., Ivanchenko A.B., Prygunov M.P., Frantsuzov I.V.

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

The technique for modelling strain-deformed conditions the head with two valves of the cylinder of a tractor diesel engine of air cooling is offered. It is shown, that the most typical kinds of refusals головок cylinders in operation – occurrence of cracks on fire surfaces of the bottom on cross-pieces, and also on in the bulkhead between the valves under an atomizer and apertures for inlet or final channels. It is shown, that the head of cylinders limiting reliability in operation the temperature pressure caused by difference of temperatures between separate points of a surface are. Thus determining the low-frequency fluctuations of temperature caused by change of an operating mode of a diesel engine. On the basis of duration of transients the cycle thermal of loading is offered. Numerical value of coefficient heat transfer was used on the basis of experimental researches on one-cylinder installation.

Keywords: a tractor diesel engine, the head of cylinders, bulkhead between the valves, thermal strain

Форсирование тракторного дизеля по среднему эффективному давлению увеличивает теплонапряженность основных деталей, образующих камеру сгорания (КС), и может привести к снижению долговечности головки цилиндра (ГЦ). Циклы нагрева и охлаждения вызывают появление трещин особенно в межклапанных перемычках или в перемычках между отверстием под форсунку и клапанным отверстием, где имеются перепады температур. По данным отдела надежности и запасных частей управления главного конструктора Ярославского моторного завода, увеличение мощности двигателя 12ЧН 14/14 (ЯМЗ-8401) на 22% (с N_e = 590 кВт до N_e = 721 кВт) вызвало появление трещин на огневом днище у 41% ГЦ уже после 250 часов работы.

Наиболее характерными видами отказов ГЦ являются трещины со стороны днища на межклапанных перемычках, а также на перемычках между отверстиями под форсунку и клапанными отверстиями для впускных или выпускных каналов [3, 7]. Так, например, в работе [7] приведены результаты исследования отказов ГЦ двигателей 12Ч 13/14 (ЯМЗ-240Б), поступивших в капитальный ремонт. У 100% обследуемых ГЦ обнаружена пластическая деформация привалочной плоскости, вызванная температурным воздействием, а в 85% случаев имеются трещины на огневой поверхности в перемычках между отверстиями под форсунку и газовоздушные каналы. При этом количество отказов из-за трещин в перемычках со стороны отверстий для впускного и выпускного каналов примерно равное.

На стадии проектирования определение полей температур и напряжений ГЦ возможно только на основе математических моделей (например, метода конечных элементов (МКЭ)) или с помощью экспериментальных данных, полученных на двигателях-прототипах.

Рассмотрим методику проведения анализа теплонапряженного состояния (ТНС) ГЦ тракторного дизеля воздушного охлаждения 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) с использованием МКЭ.

Для определения ТНС ГЦ сначала необходимо определить действующие на неё нагрузки. В расчетной модели должны быть учтены нагрузки от действия:

– силы давления газов в цилиндре, которая выбиралась равной максимальному давлению сгорания p_z, величина этого давления на режиме максимального крутящего момента у двигателя 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) составляет 8,9 МПа;

– усилия от затяжки шпилек крепления ГЦ (для дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) $M_з = 110$ Н·м) рассчитывалось по известному уравнению [2] $F_М = M_з \big/ \left(k_{пр} d\right)$, где $k_{пр}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки; $d = 0{,}012$ – наружный диаметр резьбы, м; принималось, что усилие в виде сосредоточенной силы $F_М = 46$ кН распространяется в пределах «конуса давления» [2]. Усилие от затяжки гайки крепления форсунки (для дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) $M_з = 110$ Н·м, $F_М = 17$ кН) рассчитывалось аналогично;

– контактного давления от запрессовки седел и втулок клапанов (натяг в соответствии с технической документацией 0,14 и 0,06 мм соответственно);

– деформаций вызванных перепадом температур.

Уровень температурных напряжений в значительной степени зависит от схемы закрепления ГЦ, т.е. от задания кинематических граничных условий (ГУ). Так, по данным Л.Г. Мильштейна и Е.В. Исаева [10], исключение боковых перемещений поверхности модели ГЦ тракторного дизеля 4ЧН 13/14 (А-41) вызывает увеличение напряжений в межклапанной перемычке в 3-4 раза. Для исследуемой ГЦ в месте её сопряжения с цилиндром учитывалась возможность перемещения. Так как материал ГЦ – алюминиевый сплав, а цилиндра – чугун, и прокладка между ГЦ и цилиндром отсутствует, принимался коэффициент трения $\mu_{тр} = 0{,}4$. Таким образом, сила трения ограничивала свободное боковое расширение ГЦ.

Высокочастотные колебания температуры ГЦ, вызванные изменением температуры газов в цилиндре, имеют, как правило, амплитуду 5…10°С на глубине 1 мм от огневой поверхности и не оказывают существенного влияния на ТНС ГЦ, поэтому при моделировании учитывались только низкочастотные колебания температуры, вызванные изменением режима работы двигателя.

Тракторные двигатели характеризуются частыми сменами режимов работы: в среднем интенсивность составляет от 20 до 40 в час, другими словами, смена режимов работы дизеля пахотного трактора происходит через каждые 1,5…3,5 минуты. В это же время тяговое усилие на крюке трактора независимо от типа сельскохозяйственных работ меняется в достаточно широких пределах. Например, частотный спектр тягового сопротивления плуга колеблется от 0 до 10 Гц. Степень неравномерности нагружения: $\delta_c = (M_{e\,max} - M_{e\,min} / M_{e\,ср})$ меняется от 0,12 до 0,35, при этом нагружение дизеля меняется как по амплитуде так и по частоте [5].

Длительность переходных процессов в КС тракторных дизелей при смене режимов по результатам исследований составляет от 5 до 15 секунд, в то время как тепловое состояние ГЦ стабилизируются в течение 3…4 минут после выхода двигателя на установившийся режим. Для определения времени нагрева и охлаждения ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) при переходе с режима холостого хода на режим максимального крутящего момента была проведена серия расчетов, в результате чего было установлено, что период стабилизации температур в разных точках ГЦ составляет 180 секунд. Результаты расчетных исследований также нашли экспериментальное подтверждение в работе [3].

Далее необходимо создать трехмерную модель ГЦ с использованием программы твердотельного моделирования SolidWorks. По справочным данным [6] определяются и задаются физико-механические свойства материалов ГЦ (алюминиевый сплав АК5М7 (АЛ10В)), направляющих втулок, седел клапанов и гильзы цилиндра в зависимости от температуры.

На основе созданной трехмерной модели строится конечно-элементная модель (КЭМ) с использованием программного комплекса КЭ-моделирования SolidWorks Simulation.

При построении КЭМ для более качественного отображения температурного поля расчетная сетка сгущалась в местах концентрации напряжений. Выбор размера стороны КЭ проводился при условии обеспечения необходимой точности вычисления и затрат времени. При определении теплового состояния ГЦ был использован четырехузловой тетраэдр, который позволяет достаточно точно описывать распределение температур и перемещений в узловых точках КЭМ ГЦ [7]. КЭМ ГЦ состоит из 435379 конечных элементов и 93173 узловых точек.

Далее на теплообменных поверхностях головки цилиндра задаются ГУ 3-го рода – температура окружающей среды T_∞ и закон теплообмена α между средой и поверхностью ГЦ:

$$-\lambda \frac{\partial\, T\left(x, y, z\right)}{\partial\, n} = \alpha\left(T - T_\infty\right),$$

где $\lambda(T)$ – коэффициент теплопроводности материала ГЦ, Вт/м·К; α – коэффициент те-

плоотдачи между окружающей средой и поверхностью ГЦ, Вт/м^2·К; T, T_∞ – температуры в определенной точке ГЦ и окружающей среды над этой точкой соответственно К.

В настоящее время на основании использования теории подобия и результатов исследований процессов теплопередачи на дизеле получено значительное количество формул для определения коэффициентов теплоотдачи от газов к стенкам КС [11].

Для определения численного значения коэффициента теплоотдачи α на огневом днище ГЦ в зависимости от угла поворота коленчатого вала нами было использовано уравнение, полученное в работе [11] в результате экспериментального исследования системы охлаждения тракторного дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-37М) на одноцилиндровом отсеке УИМ-5:

$$\alpha = 3,26 \cdot 10^{-5}\, p_a^{-0,26} T_a^{2,11} c_{\text{п}}^{0,5}\, p^{0,67} T_\infty^{0,33},$$

где p_a – давление начала сжатия, МПа; T_a – температура рабочего тела в начале такта сжатия, К; $c_{\text{п}}$ – скорость поршня, м/с; p– текущее давление в цилиндре, МПа; T_∞ – текущая температура рабочего тела в цилиндре, К.

Для определения значений p_a, T_a, $c_{\text{п}}$, p и T_∞ на режимах холостого хода и максимального крутящего момента был проведен расчет цикла двигателя 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) по программе ДИЗЕЛЬ-РК, разработанной в МГТУ им. Баумана.

Полученные мгновенные значения α усредняются за рабочий цикл дизеля по формуле:

$$\alpha_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^{n} a_i \Big/ n.$$

Распределение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра дизеля имеет неравномерный характер с минимальными значениями в центре и на периферии и максимумом в районе внутренней кромки КС. Изменения осредненного за цикл коэффициента теплоотдачи по текущему радиусу r определяется по формулам [12]:

$$\alpha_{\text{Г}} = \left\{ 2K_1\alpha_{\text{ср}} \exp[(C_1 r)^{n_1}] \Big/ 1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}] \right\} \quad \text{при } r \le R_1$$

$$\alpha_{\text{Г}} = \left\{ 2K_1\alpha_{\text{ср}} \exp\left[C_2 (K_2 N_2 - r)^{n_1}\right] \Big/ 1 + \exp\left[(C_1 R_1)^{n_1}\right] \right\} \quad \text{при } r > R_1,$$

где R_1 – радиус, на котором коэффициент теплоотдачи достигает максимального значения; C_1, C_2, K_1, K_2, N_2 – константы.

Константы определяются по заданным величинам $\alpha_{\text{Г}}$ на радиусах $r = 0$; $r = R_1$ и $r = 0,5D$, исходя из условий непрерывности средней величины $\alpha_{\text{ср}}$. Распределение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) представлено на рис. 1.

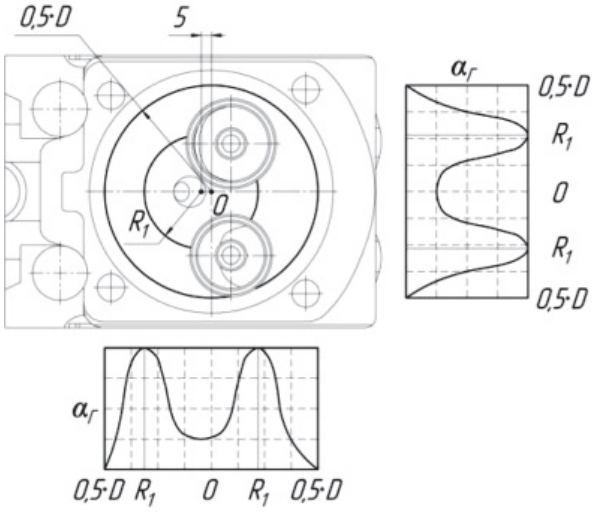

Рис. 1. Распределение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т)

Температурные ГУ на огневом днище ГЦ тракторного дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) определялись в 7 зонах, показанных на рис. 2. При этом в пределах каждой зоны условия теплообмена принимались неизменными. Численные расчетные значения коэффициентов теплоотдачи α и температуры окружающей среды T_∞ для этих зон на режиме холостого хода и максимального крутящего момента представлены в таблице.

ГУ теплообмена в зонах огневого днища ГЦ

Номер зоны (рис. 2)	Холостой ход		Максимальный крутящий момент	
	α, Вт/(м²·К)	T_∞, К	α, Вт/(м²·К)	T_∞, К
1	228	1260	670	1440
2	67	341	197	397
3	80	389	236	476
4	134	481	394	794
5	174	625	512	1032
6	161	577	473	953
7	94	337	276	556
Среднее значение	134	573	394	807

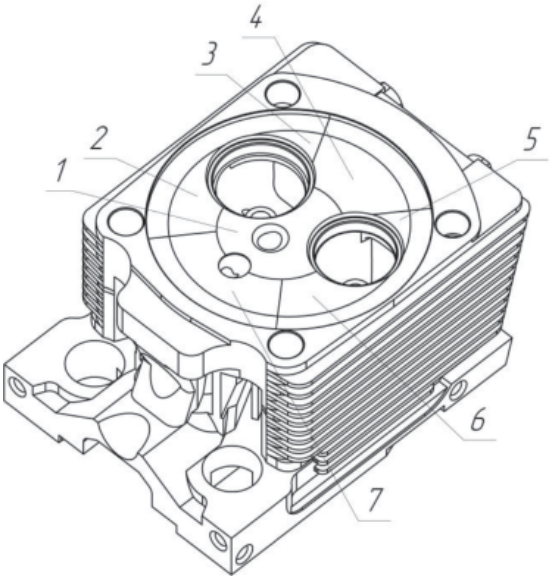

Рис. 2. Зоны теплообмена огневого днища ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т)

Средний по поверхности коэффициент теплоотдачи от стенок впускного канала и внутрицилиндрового пространства к воздуху, поступающему в двигатель при впуске, был определен из зависимости, предложенной В.П. Горбуновым [5] и модифицированной нами:

$$\alpha_{вп} = 6,8 \cdot 10^4 c_п^{0,1} / T_k ,$$

где $c_п$ – средняя скорость поршня, м/с; T_k – температура воздуха на впуске, К.

Средний по поверхности коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам выпускного канала за период выпуска определится как [9]:

$$\alpha_{вып} = \frac{Nu \cdot \lambda_Г}{d_{экв}} = \frac{0,33\ \mathrm{Re}^{0,67}\ \mathrm{Pr}^{0,33}\ \lambda_Г}{d_{экв}},$$

где Nu – критерий Нуссельта; $d_{экв} = 4f/П$ – эквивалентный диаметр канала, м; $\lambda_Г$ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); f – площадь проходного сечения, м²; П – периметр сечения, м; $\mathrm{Re} = (\omega_Г \cdot d_{экв}/\nu_Г)$ – критерий Рейнольдса; $\omega_Г$ – скорость потока газа, м/с; $\nu_Г$ – коэффициент кинематической вязкости газа, м²/с; $\mathrm{Pr} = \nu_Г/\alpha_Г$ – критерий Прандтля; $\alpha_Г$ – коэффициент температуропроводности газа, м²/с.

Коэффициент теплоотдачи в месте сопряжения ГЦ и цилиндра определялся на основании результатов исследований, приведенных в работе [4]:

$$\alpha_{ц\text{-}г} = \alpha_{ср} \left\{ F_ц \Big/ \left[F_{ц\text{-}г} + \left(\lambda_ц / \lambda_г\right)^2 F'_ц \right] \right\},$$

где $\alpha_{ср}$ – среднее значение коэффициента теплоотдачи на огневом днище ГЦ, Вт/(м²·К); $F_ц$ – площадь внутренней поверхности цилиндра от днища ГЦ до верхнего ребра цилиндра, м²; $F'_ц$ – площадь поперечного сечения втулки цилиндра у основания верхнего ребра, м²; $\lambda_ц$ – коэффициент теплопроводности материала цилиндра Вт/(м·К); $\lambda_Г$ – коэффициент теплопроводности материала ГЦ, Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждения может быть определен по формуле [9]:

$$\alpha_{охл} = A \left(\gamma \omega_0 / L^{0,2} \right)^{0,8},$$

где коэффициент $A = 0,035 \left[\lambda\, \mathrm{Pr}^{\frac{1}{8}} \Big/ (g\mu)^{0,8} \right]$;

γ – удельный вес, Н/м³; ω_0 – скорость течения, м/с; L – линейный размер поверхности, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); Pr – критерий Прандтля; g – ускорение свободно падающего тела, м/с²; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с.

В масляном канале ГЦ коэффициент теплоотдачи для турбулентного течения согласно [9] может быть определен по формуле:

$$\alpha_{мк} = Z \left[\left(\overline{\omega} \right)^{0,8} \Big/ D^{0,2} \right] \varepsilon_t \varepsilon_L ,$$

где $Z = 0,023 \lambda \mathrm{Pr}^{0,4} \nu^{-0,8}$; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); Pr – критерий

Прандтля; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; $\overline{\omega}$ – средняя расходная скорость течения масла в канале, м/с; D – эквивалентный диаметр канала, м; ε_t – поправка на неизотермичность; ε_L – поправочный коэффициент.

Анализируя полученные результаты, заметим, что наиболее нагретой является центральная часть ГЦ, а именно район межклапанной перемычки и форсуночного отверстия (280 °С). Температура огневого днища по мере удаления от центра к периферии падает, при этом большие значения наблюдается со стороны выпускного канала (в центре – 280 °С, сторона впускного канала – 168 °С, сторона выпускного канала – 216 °С, по ходу охлаждающего воздуха – 187С и 207 °С).

Наибольший перепад между температурами межклапанной перемычки и периметра днища наблюдается в направлении впускного канала, равный 280 – 168 = 112 °С, наименьший – 280 – 216 = 64 °С – в направлении выпускного клапана со стороны выхода охлаждающего воздуха (рис. 3, а). По высоте ГЦ температуры по мере удаления от огневого днища уменьшаются и составляют в верхнем основании со стороны впускного канала 104 °С, а со стороны выпускного 145 °С. Большие значения температур наблюдаются со стороны выпускного канала. Характер изменения температур ГЦ по высоте со стороны впускного и выпускного каналов различен: в первом случае температура резко снижается к половине высоты ГЦ и дальше практически не изменяется (167, 118, 104 °С), а во втором – снижается равномерно по всей высоте ГЦ (201, 163, 145 °С). Объясняется это тем, что при одинаковой интенсивности оребрения условия теплообмена различны: в первом случае тепло подводится только от нижнего основания, а во втором – от основания и от стенок выпускного канала. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными, приведенными в работе [13].

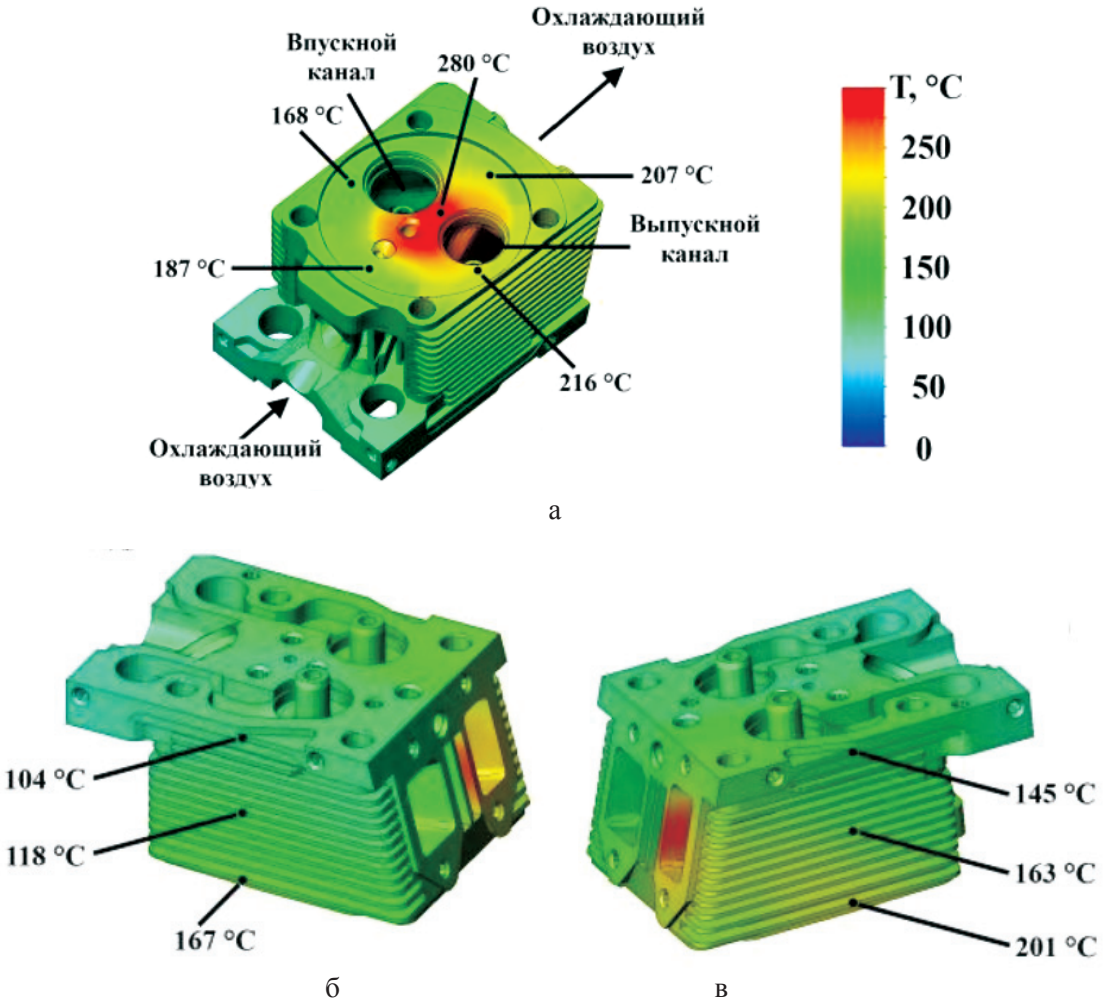

Рис. 3. Распределение температур в теле ГЦ на режиме максимального крутящего момента: а – огневое днище; б – сторона впускного канала; в – сторона выпускного канала

Напряженное состояние оценивалось интенсивностью напряжений:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2},$$

где σ_1, σ_2, σ_3 – главные напряжения.

Полученное в результате расчета изменение температур и интенсивности напряжений в межклапанной перемычке в течение цикла нагружения представлено на рис. 4.

Как видно из рис. 4 скорость изменения температур в межклапанной перемычке ГЦ в течение теплового переходного процесса непостоянна. В первые 50 секунд (участок 1 на рис. 4), что составляет около 28 % от времени переходного процесса, изменение температур происходит с большой интенсивностью при этом средняя скорость роста составляет 6 °С/с. Далее происходит замедление скорости изменения температур до 1,8 °С/с (участок 2 на рис. 4). Рост перепадов температур в теле ГЦ между точками 1 и 2 также значителен. Так, за первые 50 секунд перепады температур практически достигают 75 % от установившихся значений. Таким образом, температурное поле ГЦ тракторного дизеля практически формируется за первые 50 секунд переходного процесса. Аналогичный результат получен при анализе охлаждения ГЦ.

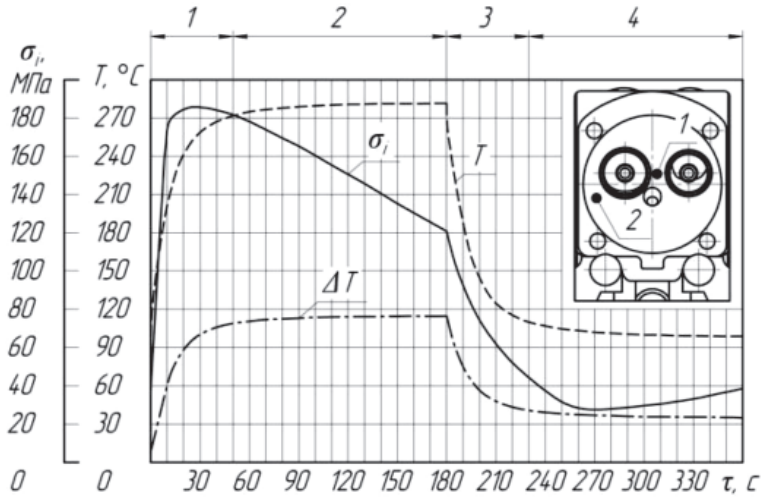

Рис. 4. Изменение температур и интенсивности напряжений в межклапанной перемычке ГЦ двигателя 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) при переходе с режима холостого хода на режим максимального крутящего момента и обратно

Второй особенностью резкого нагрева и охлаждения ГЦ является то, что в первые 50 секунд процесса (участок 1 и 3 на рис. 4) уровень напряжений σ_i в межклапанной перемычке значительно превосходит установившиеся значения (на 60 и 20 МПа соответственно). В дальнейшем напряжения стабилизируются. Данное явление объясняется неравномерностью прогрева/охлаждения отдельных участков ГЦ.

Это позволяет сделать вывод, что долговечность ГЦ следует определять с учетом указанного на рис. 4 характера изменения напряжений при переходе двигателя с одного режима работы на другой.

Список литературы

1. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulations. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.

2. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 388 с.

3. Вознесенский Н.П., Логвиненко А.Я. К вопросу о характере напряженного состояния головок цилиндров при работе тракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. – 1969. – № 4. – С. 6–8.

4. Горбунов В.П., Исаев В.И., Столбов М.С. Исследование системы воздушного охлаждения дизеля Д-37М на форсированных режимах // Труды НАТИ. – 1968. – № 198. – С. 3–38.

5. Горбунов В.П. Исследование тепловой напряженности головки цилиндра тракторного дизеля с воздушным охлаждением и непосредственным впрыском топлива: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02 – М., 1972. – 30 с.

6. ГОСТ 1583-93. Сплавы алюминиевые литейные: Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1993 – 36 с.

7. Захаров А.А. Повышение долговечности головок блока цилиндров дизелей при восстановлении путем применения деконцентраторов напряжений: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 – Саратов, 2005. – 207 с.

8. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; под общ. ред. А.К. Костина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.

9. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – М.: ГЭИ, 1958. – 418 с.

10. Мильштейн Л.Г., Исаев Е.В. Определение кинематических граничных условий при расчете термических напряжений в блочных головках цилиндров // Двигателестроение. – 1985. – № 9. – С. 22–26.

11. Столбов М.С. Теплоотдача от газов в стенки цилиндра тракторного дизеля с воздушным охлаждением // Труды НАТИ. – 1968. – № 198. – С. 39–79.

12. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.

13. Эфрос В.В. Развитие научных основ конструирования тракторных дизелей с воздушным охлаждением: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. – Владимир, 1977. – 475 с.

References

1. Aljamovsky A.A. Engineering calculations in SolidWorks Simulations. M.: ДМК Press, 2010. 464 p.

2. Birger I.A., Iosilevich G.B. Carving and flange connections. M.: Mechanical engineering, 1990. 388 p.

3. Voznesenskij N.P., logvinenko A. J. To a question on character of an intense condition golovok cylinders at work of tractor engines // Tractors and Agricultural machines. 1969. no. 4. pp. 8.

4. Gorbunov V.P., Isaev V.I., Stolbov M.S. Research's Columns of system of air cooling of diesel engine D-37M on the forced modes // Works NATI. 1968. no. 198. pp. 3–38.

5. Gorbunov V.P. Research's humpbacks of thermal intensity of the head of the cylinder of a tractor diesel engine with air cooling and direct injection of fuel: Avtosummary diss. Cand. Tech.Sci.: 05.04.02 M., 1972. 30 p.

6. GOST 1583-93. Alloys aluminium foundry: Specifications. M.: Publishing house of standards, 1993 36 p.

7. Zakharov A.A. Increase of durability head the block of cylinders of diesel engines at restoration by application pressure: Dis. Cand. Tech. Sci.: 05.20.03 Saratov, 2005. 207 p.

8. Kostin A.K. Work of diesel engines under operating conditions: the Directory / A.K. Kostin, B.P. Pugachev, J.J. Kochinev; Edited by A.K. Kostin. Л.: Mechanical engineering, 1989. 284 p.

9. Kutateladze S.S., Borishansky V.M. Director on a heat transfer. M.: GEI, 1958. 418 p.

10. Milshtejn L.G., Isaev E.V. Definition of kinematic boundary conditions at calculation of thermal pressure in block head cylinders // Dvigatelestroejenie. 1985. no. 9. pp. 22–26.

11. Stolbov M.S. Teplootdacha's columns from gases in walls of the cylinder of a tractor diesel engine with air cooling // Works NATI. 1968. no. 198. pp. 39–79.

12. N.D.Chajnov, N.A.Ivaschenko, A.N.Krasnokutsky, L.L.Myagkov; Edited by N.D.Chajnov. Designing engines of internal combustion: the Textbook for students of the higher educational institutions training on a speciality « Engines of internal combustion» directions of preparation M.: Mechanical engineering, 2008. 496 p.

13. Efros V.V. Development of scientific bases of designing of tractor diesel engines with air cooling: Dis. dock. Tekn. Sciences: 05.04.02 M.: 1977. 475 p.

Рецензенты:

Гаврилов А.А., д.т.н., профессор кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых» (ВлГУ) Министерства образования и науки РФ, г. Владимир;

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, главный специалист, ООО «Завод инновационных продуктов» КТЗ, г. Владимир.

Работа поступила в редакцию 08.05.2013.