

## РАЗРАБОТКА КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО И ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

### Введение

Головка цилиндров современного автотракторного дизеля является одним из наиболее теплонапряженных элементов камеры сгорания. Обязательным условием, необходимым для дальнейшего совершенствования конструкции головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей является расчетно – экспериментальный анализ теплонапряженного состояния и деформаций блочной головки цилиндров.

Получение экспериментальных данных о распределении напряжений и деформаций в головке цилиндров, даже при использовании безмоторных стендов, связано со значительными техническими сложностями, а на работающем двигателе – крайне затруднительно.

Целью данной работы было проведение расчетного анализа полей температур, напряжений и деформаций с использованием современных программных комплексов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ).

Расчетный анализ был проведен в стационарной трехмерной постановке задач теплопроводности и механики, что сделало возможным адекватно задавать граничные условия (ГУ) и, соответственно, положительно сказалось на точности и адекватности разработанной модели головки цилиндров.

Основными требованиями для головок цилиндров автотракторных дизелей, учитывая условия их эксплуатации, являются: минимальные градиенты температур, эффективный теплоотвод от наиболее нагретых участков головки, возможность циркуляции охлаждающей жидкости с заданной скоростью,

исключающей отложение накипи на поверхностях полостей охлаждения, способность материала головки длительное время сопротивляться термоусталостному разрушению, а также минимальная масса и габариты.

### Анализ публикаций

Исследованию теплообменных процессов в головке и крышке цилиндров были посвящены работы [1 – 6], среди которых можно выделить фундаментальную работу проф. Г.Б. Розенблита [1], в которой приводятся результаты экспериментальных исследований стационарных и нестационарных процессов сложного теплообмена в головке цилиндров дизеля семейства СМД и крышке цилиндра дизеля Д70.

В работе [1] исследовались высокочастотные микротеплосмены на огневой поверхности днища головки за цикл и низкочастотные макротеплосмены, возникающие при смене режимов работы дизеля. В результате проведенных сложных экспериментальных исследований проф. Г.Б. Розенблиту удалось установить амплитуду колебаний температуры на поверхности огневого днища головки и глубину проникновения температурной волны в огневое днище за цикл.

Для огневого днища головки цилиндров дизеля СМД глубина проникновения температурной волны не превышает нескольких миллиметров, а амплитуда колебаний на установившемся режиме  $7^{\circ}\text{C}$  [1].

Такая особенность нестационарного теплообмена в деталях камеры сгорания автотракторного дизеля дала возможность проф. Г.Б. Розенблиту сделать вывод о целесообразности использования мак-

симальных, за цикл, значений температур на поверхности огневого днища, для последующего задания ГУ задачи теплопроводности и расчетного моделирования теплового состояния головки цилиндров.

Также следует отметить работу авторов [7], в которой исследовалось влияние технологических, конструктивных и эксплуатационных факторов на ТНС головок цилиндров дизелей семейства ЯМЗ. В этой работе были проведены исследования влияния формы и толщины огневого днища, качества и способов литья головок цилиндров, условий эксплуатации, а также материала головки и способа его термообработки на распределение составляющих теплонапряженного состояния.

Решение задачи ТНС головки цилиндров в трехмерной постановке связано со значительными сложностями, связанными, главным образом, с созданием точной геометрической модели, учитывающей сложную внутреннюю и внешнюю геометрию головки, разбивкой модели на конечные элементы, выбором методики задания ГУ задач теплопроводности и механики, а также возможностями вычислительной техники. Вышеуказанные сложности сдерживали развитие расчетного анализа ТНС головок цилиндров.

В работах авторов [2, 3] геометрическая модель значительно упрощалась, большинство внутренних элементов головки просто не учитывалось. Упрощенно задавались впускной и выпускной каналы, стенки, ограничивающие полости охлаждения огневого днища, отверстия под седла клапанов [2].

Недостаточная дискретизация расчетной модели на КЭ [2] приводила к невозможности нанесения конечноэлементной сетки с достаточной густотой в месте резкого изменения геометрии, что приводило к искажению результатов моделирования.

Наличие информации о составляющих ТНС и деформациях головки цилиндров даст возможность конструктору прогнозировать надежность головки

цилиндров при увеличении уровня форсирования у современных автотракторных дизелей.

Расчетно - экспериментальные исследования по определению составляющих ТНС деталей камеры сгорания до недавнего времени проводились, преимущественно, на дизелях с  $P_e$  не более 0.9 – 1.1 МПа [1 – 6].

На сегодняшний день двигателестроение развивается по пути повышения уровня форсирования и улучшению технико – экономических и экологических показателей автотракторных дизелей.

Так, например, дизель Российского производства ЯМЗ 6Р-ЧН13/15 имеет уровень форсирования по среднему эффективному давлению  $P_e = 1,8 – 2,1$  МПа, при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  [8].

Такое существенное увеличение уровня форсирования, неизбежно сказывается на максимальных температурах и давлениях цикла, что приводит к ухудшению условий работы деталей камеры сгорания и, соответственно, увеличению составляющих теплонапряженного состояния головки цилиндров.

В соответствии с рекомендациями авторов [7] максимально возможный уровень температур для чугунных головок цилиндров не должен превышать  $350^\circ\text{C}$ , а для головок из алюминиевых сплавов  $220 – 230^\circ\text{C}$  [7].

Максимальная температура головки цилиндров дизеля СМД-23 на режиме с  $N_e = 105 \text{ кВт}$  и  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) зарегистрирована в перемычке между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку и достигает  $315^\circ\text{C}$  [6], что близко к предельной температуре для материала головки – специального чугуна.

Наиболее проблемными участками головок цилиндров являются перемычки между седлами клапанов одного и того же цилиндра и перемычки между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку. Именно на этих участках головок цилиндров в процессе эксплуатации появляются термоусталост-

ные трещины [2], которые делают невозможным дальнейшую эксплуатацию такой головки.

Из проведенного литературного обзора видно, что проблема повышения надежности головок цилиндров для современных форсированных дизелей является актуальной и требует дальнейших расчетно – экспериментальных исследований, связанных с уточнением ГУ задач теплопроводности и механики, разработке адекватных моделей расчетного анализа и эффективных конструктивных решений по улучшению ТНС и снижению деформаций головок цилиндров.

#### Цель и постановка задачи

Цель данной работы - анализ составляющих теплонапряженного и деформированного состояния блочной головки цилиндров и разработка рекомендаций по повышению надежности головки при увеличении уровня форсирования дизеля.

В представленной работе были поставлены задачи:

- разработать геометрическую модель головки цилиндров;
- разработать конечноэлементную модель головки с достаточным уровнем дискретизации;
- выполнить расчетный анализ полей температур, напряжений и деформаций головки цилиндров для вариантов с серийным ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) и перспективным ( $P_e = 2.1 \text{ МПа}$ ) уровнем форсирования;
- подготовить рекомендации по повышению надежности блочной головки цилиндров.

#### Основные этапы и результаты моделирования

Объект исследования – головка цилиндров дизеля СМД-23.

Конструкция головки цилиндров четырехтактного четырехцилиндрового дизеля СМД-23 представляет собой монолитную отливку из специального чугуна весом 51.8 кг. Геометрическая модель го-

ловки цилиндров была выполнена по чертежам завода – изготовителя (завод “Серп и Молот”, г. Харьков).

Для крепления к блоку цилиндров головка имеет 17 отверстий диаметром 17.5 мм под силовые шпильки. Топливные форсунки ФД22 расположены со стороны впускного коллектора и находятся под углом к плоскости огневого днища головки. Отверстие для выхода носика распылителя в камеру сгорания расположено между седлами впускного и выпускного клапанов.

С целью уменьшения термического сопротивления в зоне перемычки между седлами клапанов, со стороны отверстия под носик распылителя форсунки на поверхности огневого днища выполнена фрезеровка максимальной глубиной 3 мм.

Двухклапанная головка цилиндров дизеля СМД-23 имеет отверстия под седла впускного клапана диаметром 53 мм, и выпускного диаметром 46 мм.

Огневое днище головки имеет толщину 10 мм, толщина боковых стенок изменяется по высоте от 6 до 8 мм.

В представленной работе задача стационарного теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров решалась в прямоугольных декартовых координатах. Трехмерная постановка задачи позволила учесть неравномерность температурного поля и составляющие осевых усилий задачи механики.

В соответствии с рекомендациями [1, 3], при задании ГУ задачи теплопроводности, на теплообменных поверхностях огневого днища со стороны камеры сгорания, а также внутренних поверхностях впускных и выпускных каналов, средний по времени коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\Sigma cp}$  и средняя результирующая температура газа  $t_{рез}$  задавались в виде известных зависимостей [1].

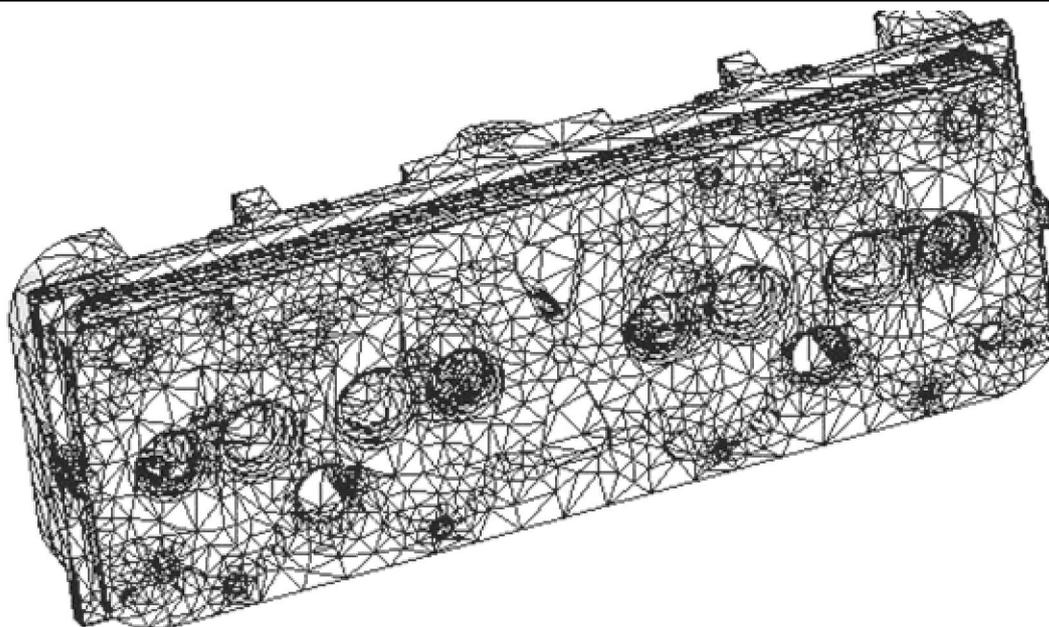


Рис.1. Разбивка головки цилиндров на конечные элементы

Граничные условия задачи теплопроводности назначались с учетом экспериментальных данных термометрии головки цилиндров дизеля СМД-23 на режиме с  $N_e = 105 \text{ кВт}$  и  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) представленных в работе [6]. Данный режим был выбран в качестве базового для расчета ТНС и деформаций головки цилиндров.

В качестве режима с перспективной форсировкой был выбран режим с  $P_e = 2.1 \text{ МПа}$ .

На теплообменных поверхностях полостей охлаждения коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  и результирующая температура  $t_{рез}$  задавались на основе рекомендаций работ [1, 9].

Конечноэлементная модель головки цилиндров (рис.1) состоит из 72425 конечных элементов и 132280 узловых точек. Для разбивки модели на КЭ используется тетраэдрическая форма конечного элемента.

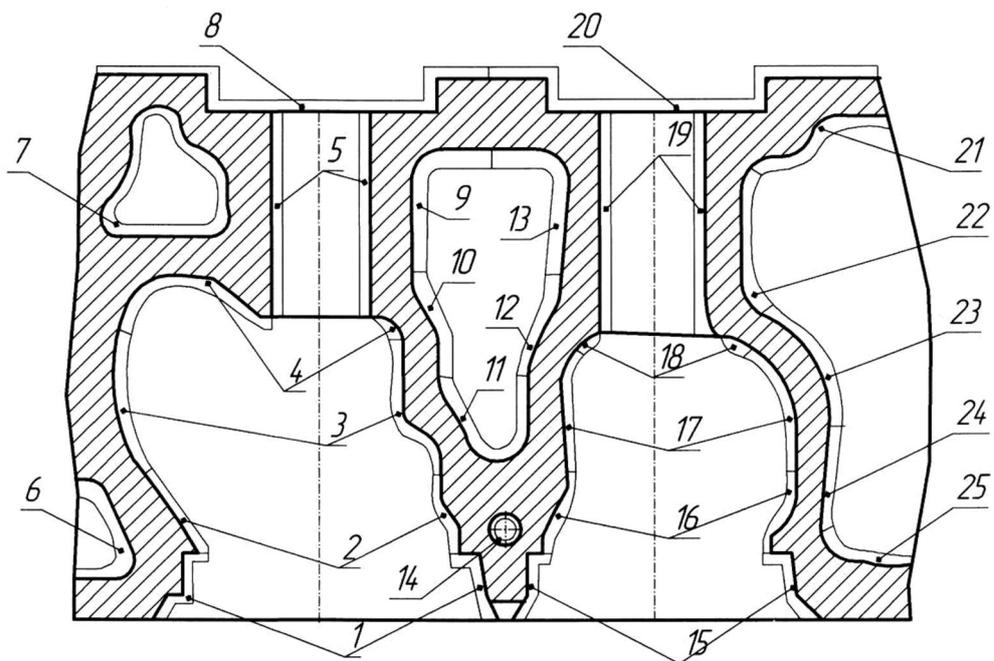
Для задания ГУ задачи теплопроводности на теплообменной поверхности головки цилиндров был выделен 31 участок. Схема задания граничных условий задачи теплопроводности представлена на рис.2 и 3, а значения ГУ в табл.1.

Увеличение уровня форсирования ( $P_e = 2.1 \text{ МПа}$ ) неизбежно приводит к росту максимальных температур, давлений и скоростей движения газа в цилиндрах, что сказалось на ГУ задачи теплопроводности (табл.2).

Для удобства задания ГУ на теплообменных поверхностях системы охлаждения, впускного и выпускного каналов, расчетная модель головки цилиндров была разрезана горизонтальной секущей плоскостью (рис.4).

В результате такого разреза были получены две части головки цилиндров: верхняя и нижняя из которых была собрана расчетная модель головки цилиндров, которая в последствии использовалась для расчета полей температур, напряжений и деформаций, при этом на поверхностях контакта верхней и нижней части необходимо задавать тип соединения – неразъемное соединение. Нижняя часть отсеченной модели головки представлена на рис. 5.

Граничные условия задачи механики по поверхности огневого днища со стороны камеры сгорания, а именно, давление в цилиндрах, выбиралось



(б)

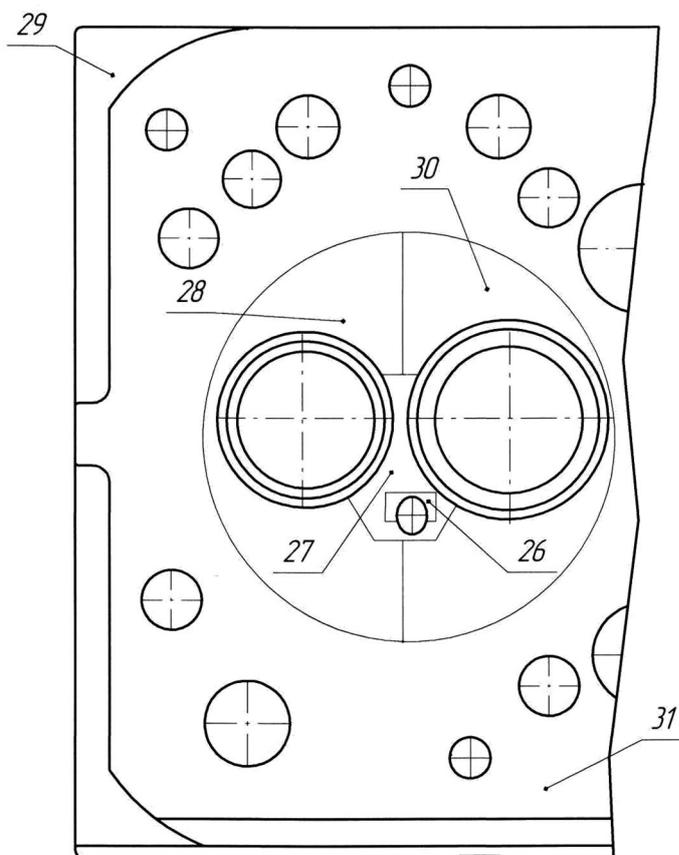


Рис. 3. Задание ГУ 3<sup>20</sup> рода на поверхности огневого днища головки

равным максимальному давлению сгорания  $P_z$ . Величина этого давления у базового и перспективного вариантов принималась соответственно 13,2 и 16 МПа. Нагрузки от гаек затяжки силовых шпилек прикладывались в виде распределенной силы  $F_M$  к площадке контакта шайбы с поверхностью головки. Усилие затяжки рассчитано в соответствии с рекомендациями [2].

$$F_M = \frac{M_z}{K_{np} d},$$

где  $K_{np}$  – приведенный коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки,  $M_z$  - момент затяжки гайки,  $d$  - наружный диаметр резьбы.

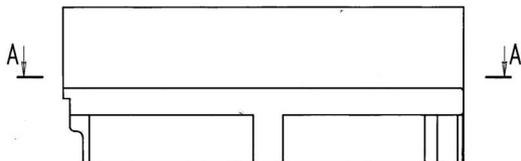


Рис. 4. Сечение головки горизонтальной плоскостью

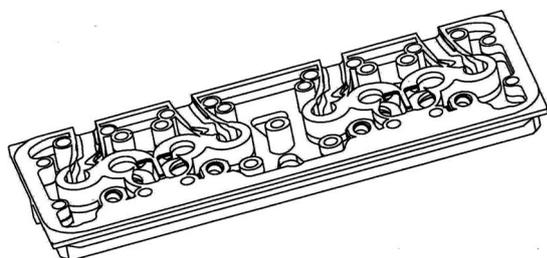


Рис. 5. Отсеченная модель головки

Таблица 1. Граничные условия теплообмена для номинального режима

Режим	$P_e = 0,9 \text{ МПа}$				
	ГУ 3 <sup>го</sup> рода		Зона	ГУ 3 <sup>го</sup> рода	
	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$		$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$
1	750	500	16	700	600
2	700	480	17	680	600
3	670	250	18	650	585
4	650	180	19	300	150
5	300	130	20	6	150
6	1800	100	21	1200	80
7	1600	90	22	1600	90
8	6	140	23	1700	90
9	1400	80	24	1750	95
10	1600	85	25	1800	100
11	1650	90	26	650	650
12	1600	90	27	750	630
13	1400	85	28	650	590
14	2000	90	29	8	110
15	750	650	30	650	470
			31	2	115

Таблица 2. Граничные условия теплообмена для режима с перспективной форсировкой

Режим	$P_e = 2,1 \text{ МПа}$				
	ГУ 3 <sup>го</sup> рода		Зона	ГУ 3 <sup>го</sup> рода	
	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$		$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$
1	975	700	16	910	840
2	910	672	17	884	830
3	871	350	18	845	819
4	845	280	19	390	210
5	390	182	20	6	130
6	2340	140	21	1560	95
7	2080	126	22	2080	100
8	6	95	23	2210	100
9	1800	112	24	2300	105
10	2080	100	25	2340	110
11	2145	105	26	845	910
12	2080	110	27	975	880
13	1820	105	28	845	826
14	2600	110	29	8	154
15	950	910	30	845	658
			31	2.6	161

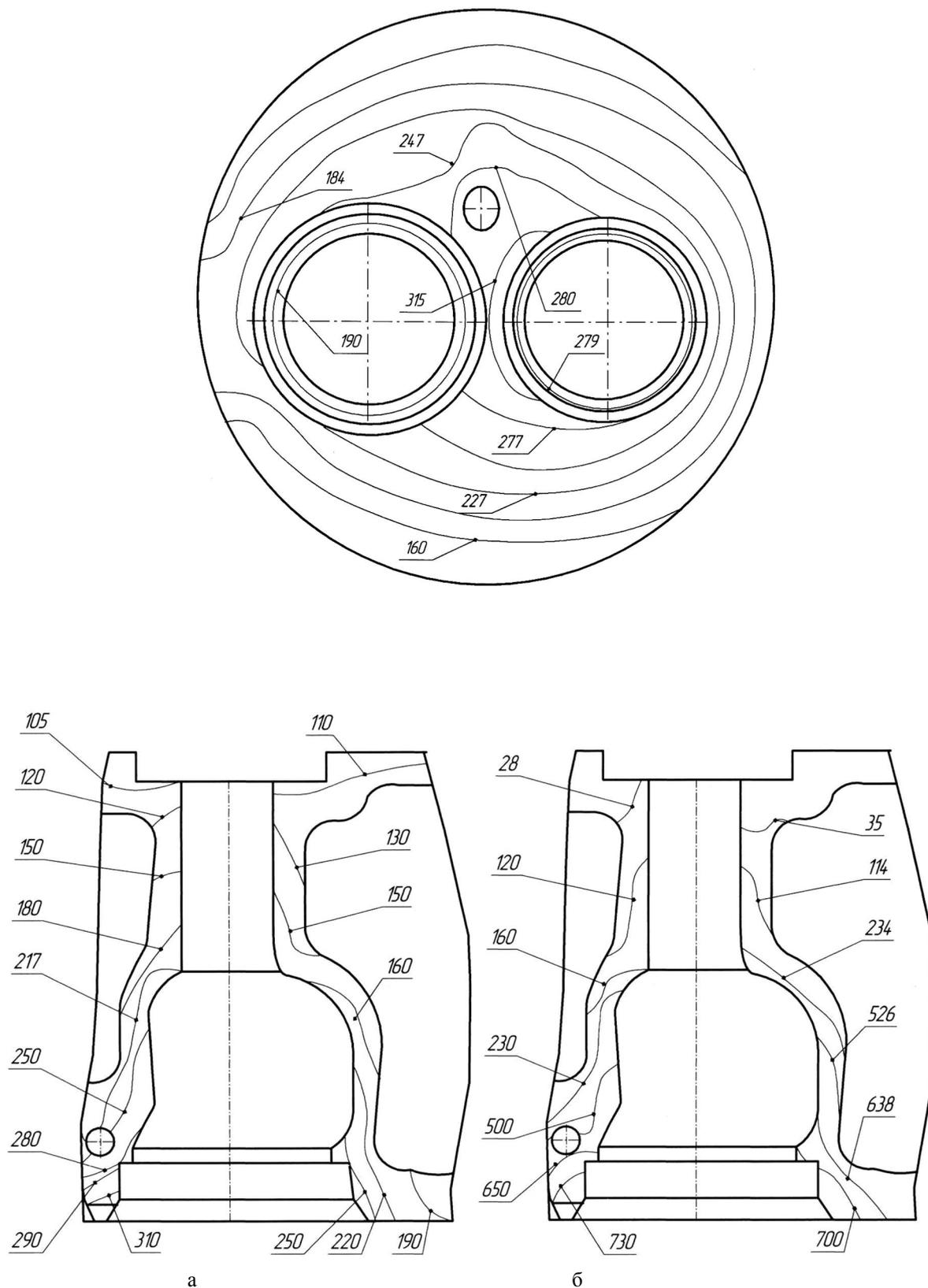


Рис. 7. Поля температур (а), °С и интенсивностей напряжений, МПа в сечении выпускного канала вертикальной плоскостью для режима с серийной форсировкой ( $P_e = 0.9$  МПа)

Податливость поверхности днища головки цилиндров в зоне контакта с прокладкой головки в вертикальном направлении принималась равной нулю.

Корректность способа задания и достоверность значений самих ГУ задач теплопроводности и механики оказывают решающее влияние на результаты расчетного анализа.

Результаты расчетного моделирования температурного состояния головки цилиндров сравнивались с результатами термометрии [6], и уточнялись при решении серии тестовых задач.

Погрешность в определении температурного поля головки цилиндров по сравнению с экспериментальным меньше 3%. Такая точность в определении теплового состояния головки цилиндров свидетельствует о корректности ГУ и адекватности модели.

На рис. 6 и 7 представлены поля температур и интенсивностей напряжений огневого днища головки цилиндров.

Результаты расчетного анализа температур, напряжений и деформаций блочной головки цилиндров с базовым уровнем форсирования ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) сводятся к следующему.

На рис. 6 представлено температурное поле огневого днища головки цилиндров. Для наглядности отображения изотерм диаметр окружности, ограничивающей зону огневого днища, был выбран равным 140 мм (рис. 6 и 9). Распределение температур по огневому днищу имеет высокую степень неравномерности. Температура в зоне перемычки между седлами клапанов достигает  $315 \text{ }^\circ\text{C}$ . На периферийных участках огневого днища температура изменяется от  $184$  до  $160 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В районе седла впускного клапана температура достигает  $190 \text{ }^\circ\text{C}$ , а в районе седла выпускного клапана  $279 \text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 7 представлено сечение выпускного канала вертикальной плоскостью. Температуры по вы-

соте выпускного канала изменяются от  $250 \text{ }^\circ\text{C}$  в районе седла и до  $180 \text{ }^\circ\text{C}$  у его вершины. По высоте колдца под направляющую втулку температура изменяется от  $150$  до  $105 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис.7).

Распределение интенсивностей напряжений по высоте выпускного канала представлено на рис.7. Максимальные значения интенсивностей напряжений отмечаются в районе перемычки между седлами клапанов и достигают  $730 \text{ МПа}$ .

По высоте выпускного канала интенсивности напряжений изменяются от  $638 \text{ МПа}$  вблизи посадочной поверхности седла выпускного клапана до  $160 \text{ МПа}$  у его вершины (рис.7).

Такой уровень напряжений в перемычке между седлами клапанов объясняется высокими градиентами температур и недостаточным теплоотводом от центральной части огневого днища.

Для режима с базовой форсировкой ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) максимальный прогиб огневого днища головки со стороны

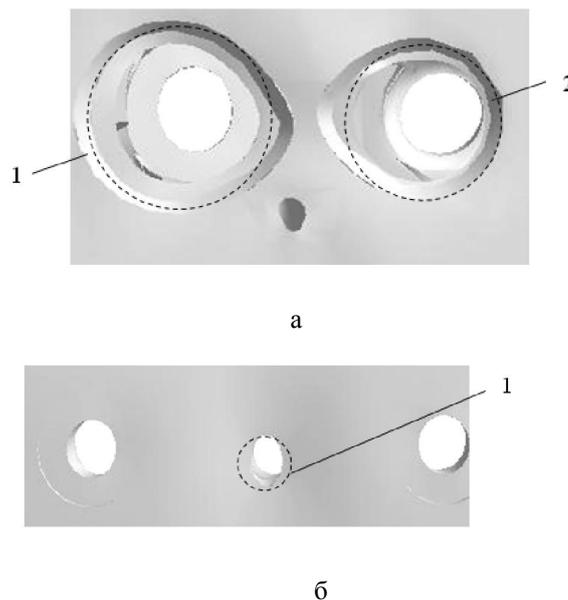


Рис. 8. Перекос кромок отверстий под седла впускного – 1 и выпускного – 2 клапанов (а), и деформация отверстия (1) под центральную шпильку (б); пунктирными линиями показаны первоначальные (недеформированные) контуры отверстий

противоположной отверстию под форсунку, достигает 0.06 мм, что приводит к перекосу кромок отверстий под седла клапанов.

Перекося кромок отверстий под седла и деформация отверстия под центральную шпильку блока цилиндров представлены на рис. 8.

Для кромки отверстия под седло впускного клапана перекося составляет

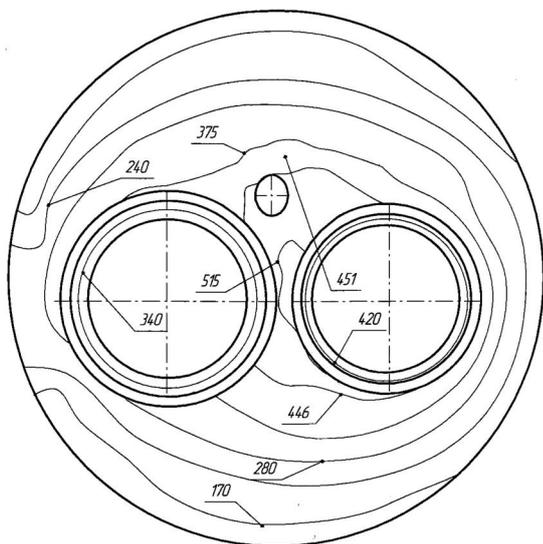


Рис. 9. Распределение температур по поверхности огневого днища головки для режима с перспективной форсировкой ( $P_e = 2.1$  МПа)

0.07 мм, а для выпускного 0.09 мм. Из рисунка видно, что даже при серийном уровне форсирования ( $P_e = 0.9$  МПа) происходит излом оси отверстия в колдце под направляющую втулку клапана и отверстия под седло.

Такой перекося ухудшает работу деталей клапанного узла.

Расчетный анализ температур, напряжений и деформаций головки цилиндров с перспективным уровнем форсирования ( $P_e = 2.1$  МПа) сводятся к следующему.

При увеличении уровня форсирования отмечается значительный прирост составляющих теплонапряженного и деформированного состояний.

В среднем, по поверхности огневого днища температуры увеличились на 150 - 200 °С по сравнению с базовым вариантом (рис. 9.). Максимальная температура в зоне перемычки между седлами клапанов достигает 515 °С, что существенно выше чем допустимые температуры для чугуновых головок цилиндров [7].

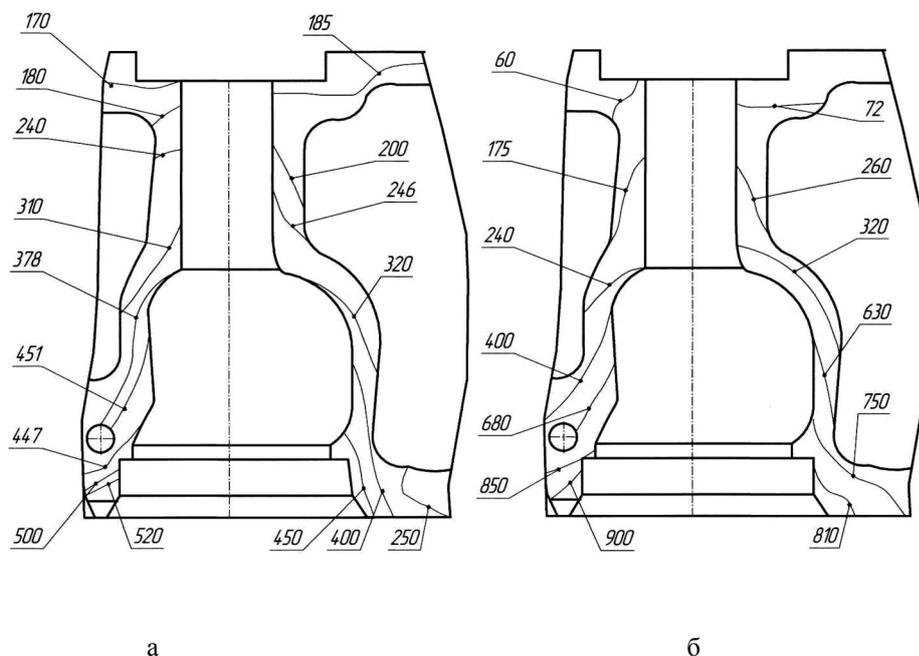


Рис. 10. Поля температур (а), °С и интенсивностей напряжений (б), МПа для варианта с перспективной форсировкой ( $P_e = 2.1$  МПа)

Также существенно увеличился перепад температур между центральной частью и периферией, который достигает  $345\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что свидетельствует о значительном термическом сопротивлении центральной части днища по высоте и неэффективности теплоотвода от наиболее нагретых участков.

По высоте выпускного канала температура изменяется от  $520\text{ }^{\circ}\text{C}$  в районе седла клапана и до  $370\text{ }^{\circ}\text{C}$  у его вершины (рис. 10. а). В зоне колодца под направляющую втулку клапана температура изменяется по высоте колодца от  $310$  до  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 10. б представлено распределение интенсивностей напряжений по высоте выпускного канала для расчетного варианта с перспективной форсировкой. Интенсивность напряжений в зоне перемычки между седлами клапанов достигает  $900\text{ МПа}$ , что превышает критические напряжения для материала головки – специального чугуна.

По высоте выпускного канала интенсивности напряжений изменяются от  $680$  до  $240\text{ МПа}$ .

Воздействие тепловых и механических нагрузок приводит к значительной деформации огневого днища головки. Огневое днище выгибается в сторону камеры сгорания со стороны отверстия под форсунку на  $0.114\text{ мм}$ . При этом перекос отверстий под седла для выпускного клапана составляет  $0.12\text{ мм}$ , а для впускного  $0.1\text{ мм}$ , что приводит к излому оси отверстия в колодце под направляющую втулку клапана и отверстия под седло.

Такой перекос затрудняет работу клапанного механизма и может привести к обрыву клапана во втулке.

Высокие значения напряжений и градиентов температур, а также существенные деформации огневого днища приводят к образованию термоусталостных трещин в перемычке между седлами клапанов

и снижают надежность головки цилиндров при перспективном уровне форсирования ( $P_e = 2.1\text{ МПа}$ ).

### Выводы

В результате проведенного расчетного анализа можно отметить:

- температурное поле головки цилиндров характеризуется высокой степенью неравномерности в горизонтальном и вертикальном направлениях;
- центральная часть огневого днища обладает значительным термическим сопротивлением, из-за расположенных в центральной части бобышек впускного и выпускного каналов, что приводит к ухудшению теплоотвода и значительным градиентам температур;
- режим с базовой форсировкой характеризуется высоким уровнем термомеханических напряжений, достигающих в районе перемычки между седлами клапанов  $730\text{ МПа}$ ;
- для варианта с перспективной форсировкой ( $P_e = 2.1\text{ МПа}$ ) отмечается прирост температур в среднем на  $150 - 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что приводит к значительным термомеханическим деформациям и напряжениям головки цилиндров;
- интенсивность напряжений для варианта с перспективной форсировкой превышает критические значения для материала головки - специального чугуна;
- в некоторых случаях, в качестве критерия для оценки прочности детали, выполненной из чугуна, учитывая характер работы этой детали, следует использовать не только интенсивности напряжений но и оценивать растягивающие напряжения, критические значения которых существенно меньше чем значения интенсивностей напряжений.

– перекося кромок отверстий под седла клапанов у расчетного варианта с перспективной форсировкой в несколько раз больше чем у варианта с серийной форсировкой;

– для повышения надежности головок цилиндров современных автотракторных дизелей необходимо вносить конструктивные изменения, направленные на интенсификацию теплоотвода от наиболее нагретых участков головки, использовать локального охлаждения зоны перемычки между седлами клапанов, увеличивать жесткость и прочность огневого днища, а также снижать термическое сопротивление центральной части днища, что позволит уменьшить температурные градиенты;

– требуется дальнейшее уточнение ГУ задач теплопроводности и механики в ходе моторных и безмоторных испытаний.

**Список литературы:**

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля // “Известия вузов”. Машиностроение. – 1988, № 5 – С. 79 – 83. 3. Третьяк Е.И. Математическое моделирование трехмерной нестационарной теплопроводности крышки цилиндра в декартовых координатах и поэлементный анализ потерь в стенке / Двигатели

внутреннего сгорания. – 1990, № 52 – С. 68 – 77. 4. Казачков Р.В., Кох Г.А., Гоцкало Б.Л. Исследование теплового состояния днища крышки цилиндра среднеоборотного судового дизеля / Двигатели внутреннего сгорания. – 1979. - № - С. 113 – 118. 5. Мильштейн Л.Г., Исаев Е.В. Определение кинематических граничных условий при расчете термических напряжений в блочных головках цилиндров / Двигательное устройство. – 1985. - №9 – С. 22 - 26. 6. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К.; Под общ. ред. Шеховцова А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей; Под общ. ред. Чернышева Г.Д. - М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.: ил. 8. Курилов А.Г., Гальговский В.Р., Субботин Ю.Г., Попов Ю.В. Направления разработок нового семейства дизельных двигателей ЯМЗ для тяжелой транспортной техники / Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Владимир 2001. – С. 162 – 164. 9. Тринев А.В., Авраменко А.Н. Математическая модель теплонапряженного состояния крышки цилиндра / Двигатели Внутреннего Сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2006, № 2. - С. 18 - 28.