

ние критических узлов трения, определяющих момент сопротивления автотракторного дизеля при его пуске // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр.

науч.-техн. журн. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2002. – Вып. 1. – С. 60–63. 3. Патент Украины № 6719, кл. F02M17/00, 1993 г.

УДК 621.43.016

А.В. Тринёв, канд. техн. наук, П.Д. Гончар, асп.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СЕДЛА ВЫПУСКНОГО КЛАПАНА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ ЕГО ЗАКРЕПЛЕНИЯ И ОХЛАЖДЕНИЯ

При разработке и совершенствовании конструкций форсированных автотракторных дизелей необходим детальный расчётно-экспериментальный анализ теплонапряжённого состояния (ТНС) основных узлов ДВС, определяющих его работоспособность и надёжность. К таким узлам можно отнести узел выпускного клапана, подвергающегося значительным нестационарным тепловым и механическим нагрузкам.

Проводившиеся ранее многочисленные исследования этого узла, например [1, с. 508–510; 2, с. 79–88; 3, с. 65–67], свидетельствуют о значительной роли в формировании ТНС выпускного клапана теплообменных процессов через вставное седло клапана. По своему характеру протекающие в этом сопряжении процессы относятся к контактному теплообмену. При этом рассматривается прерывистый контакт в сопряжении клапан-седло по опорной фаске и постоянный контакт между седлом и головкой цилиндров. О значимости этих процессов свидетельствует то, что до 70% теплоты от клапана отводится именно через его седло [1, с. 508–510; 2, с. 79–88].

Целью проведенных расчетных исследований, использующих и ряд экспериментальных результатов [4, с. 145–174], было выделение основных факторов, улучшающих ТНС клапана и головки цилиндров. Анализ проводился с использованием метода конечных элементов (МКЭ), реализованном в программном комплексе KROK [4, с.32–43]. Оценивались такие факторы, как плотность посадки в головке цилиндров, теплофизические свойства материалов головки и седла, в частности влияние теплопроводности, и наличие локального охлаждения седла.

В качестве базового конструктивного варианта принималась конструкция неохлаждаемого выпускного клапана дизеля СМД-18Н (4ЧН 12/14) с наружным диаметром 46 мм, внутренним диаметром 40 мм и высотой 7 мм. Угол наклона посадочной фаски 45°. Схема разбивки расчётного сечения на конечные элементы (КЭ), а также распределение участков теплообмена по периметру области при решении задачи теплопроводности для этого варианта представлены на рис. 1. Значения граничных условий 3-го рода на соот-

ветствующих участках приведены в таблице 1. При задании граничных условий температура по зонам контакта (рис. 1, зона 5 и рис. 5, зоны 9, 11) условно принималась постоянной и не зависящей от величины контактных давлений при различных натягах. Последовательность определения граничных условий подробно рассматривалась ранее в работах [5, с. 114–116; 6, с. 67–73]. Анализировалось влияние теплофизических свойств двух видов материала седла: жаростойкого сплава ЭИ-69 (45Х14Н14В2М) с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 19 - 21$ Вт/(м·град) и стали 40ХН $\lambda = 37 - 43$ Вт/(м·град) с более высокой теплопроводностью в рабочем диапазоне температур (300–400 °С).

Для оценки влияния плотности посадки седла в головке на температурное поле седла и на возможное увеличение теплоотода от клапана были рассмотрены три характерных варианта седла, представленных на рис. 2. Указанные варианты отличаются величиной натяга в сопряжении, среднее значение которого в зависимости от посадки составляет: для варианта *a* – 0,015 мм, для варианта *b* – 0,053 мм, для варианта *в* – 0,134 мм. Посадка по варианту *a* соответствует плавающему седлу, по варианту *b* – условиям закрепления в серийной головке дизеля СМД-18Н, вариант *в* – опытный.

Таблица 1. Задание граничных условий для неохлаждаемого седла

№ зоны	$\alpha, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$	$t, \text{°C}$
1	2000	690
2	750	890
3	750	890
4	750	890
5	Варианты: 2179, 4892, 7922	260
6	0	260
7	1256	260
8	1256	260
9	800	675
10	850	685

Очевидно, что величина натяга определяет в основном контактное давление в указанном сопряжении и его термическое сопротивление. При этом изменение условий сжатия поверхностей приводит к перераспределению линий теплового тока. Увеличение нагрузки с увеличением натяга снижает термическое сопротивление контакта за счёт увеличения фактической площади касания поверхностей, и, наоборот, уменьшение нагрузки повышает термическое сопротивление. Давление на посадочной поверхности и термическое сопротивление для вариантов *а*, *б*, *в* определялось в последовательности, изложенной в [5, с. 114–116] с использованием зависимостей Ляме и формулы для термического сопротивления контакта, предложенной в работе В. М. Попова [7, с. 185–190]. Рассчитанные коэффициенты контактного теплообмена составили: для варианта *а* – 2179 Вт/(м² · град), для варианта *б* – 4892 Вт/(м² · град), для варианта *в* – 7922 Вт/(м² · град). Распределение коэффициентов α и температур по участкам теплообмена (рис. 1, табл. 1) соответствует режиму дизеля СМД-18Н с $N_e = 73,6$ кВт и $n = 1800$ мин⁻¹.

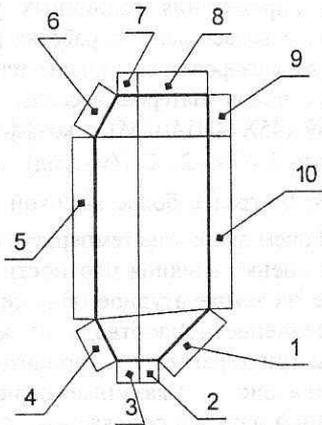


Рис. 1. Схема разбивки расчетной области на макроэлементы

На рис. 3 и 4 приведены температурные поля базового варианта седла для различных условий закрепления. С точки зрения улучшения теплоотвода от выпускного клапана через седло наибольший интерес представляют температуры по опорной фаске седла и по наружной поверхности седла, соприкасающейся с головкой цилиндров. Как следует из расчёта, если за основной принять вариант *б*, реализованный на серийном двигателе, то переход к плавающему седлу (вариант *а*) приведёт к росту температуры на опорной фаске седла из сплава ЭИ-69 (рис. 3) в среднем на 45–50 °С, а по наружной поверхности на 60–70 °С. Для седла из стали 40ХН отмечается снижение общего уровня температур по сечению на 25–30 °С (рис. 4), при этом переход к плавающему седлу приводит к более заметному приросту температур и по опорной фаске (на 50–60 °С) и по наружной поверхности (70–80 °С). Увеличение натяга в варианте *в* по отношению к основному варианту даёт снижение температуры по указанным зонам контактного теплообмена в пределах 20–30 °С.

Как для седел из стали 40ХН, так и для седел из сплава ЭИ-69 в расчётах ТНС оценивалось также и напряженно-деформированное состояние. Среди составляющих ТНС преобладают сжимающие окружные напряжения, максимальные значения которых достигаются вблизи опорной фаски и изменяются для сплава ЭИ-69 в пределах от –240 до –270 МПа (большим значениям соответствуют посадки с большим натягом), а для вариантов из стали 40ХН – –210–230 МПа. Указанные уровни окружных напряжений и близкие к ним уровни интенсивностей не достигают критических значений напряжений при рабочих температурах седла – $\sigma_b = 540$ –560 МПа для сплава ЭИ-69; $\sigma_b = 480$ –540 МПа для стали 40ХН [8, с. 227, 229, 500–501].

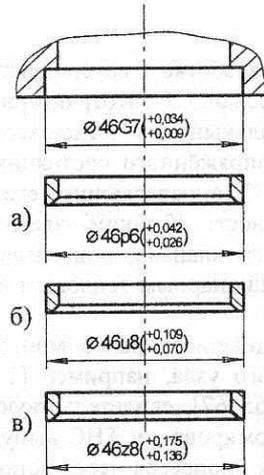


Рис. 2. Варианты закрепления седла в головке

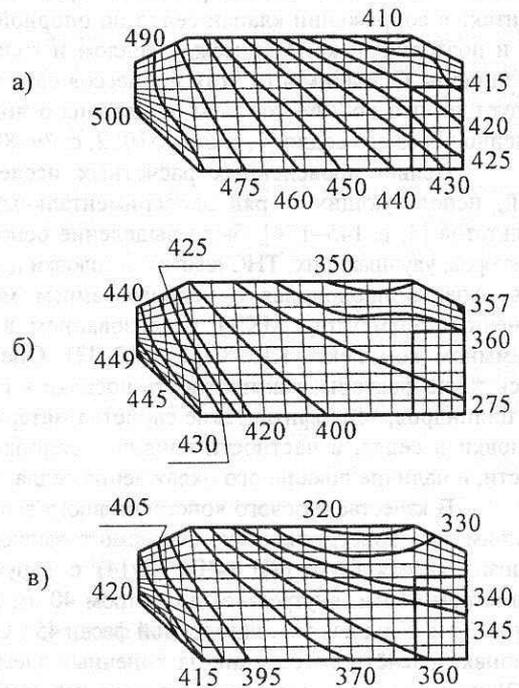


Рис. 3. Температурное поле неохлаждаемого седла (материал – сплав ЭИ-69) для вариантов посадок *а*, *б*, *в*

Бóльшие возможности с точки зрения теплоотвода от выпускного клапана представляют варианты локально охлаждаемых седел. Для одной из таких конструкций, охлаждаемой сжатым воздухом (избыточное давление воздуха – 0,1 МПа), на том же нагрузочном режиме, что и для неохлаждаемых седел, была проведена серия расчётов, аналогично рассмотренной выше. Изменялись значения посадок и материал седла. При этом наружный диаметр седла также составлял 46 мм, а высота седла была увеличена с 7 до 11 мм для размещения проточной воздушной полости.

Таблица 2. Задание граничных условий для охлаждаемого седла

№ зоны	$\alpha, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$	$t, \text{°C}$
1	2000	690
2	750	690
3	700	60
4	1256	150
5	0	260
6	850	650
7	825	640
8	800	600
9	Варианты: 2179, 4892, 7922	260
10	700	60
11	Варианты: 2179, 4892, 7922	240

Схема разбивки расчётной области на макроэлементы представлена на рис. 5. Граничные условия задачи теплопроводности по зонам приведены в таблице 2. Порядок их определения рассматривался в работе [6, с.67–73].

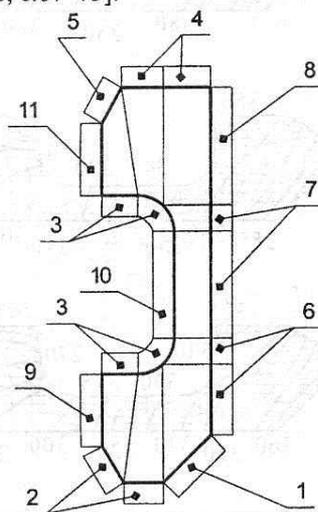


Рис. 5. Схема разбивки расчётной области на макроэлементы

На рис. 6 и 7 представлены температурные поля охлаждаемых седел. Для седел из стали ЭИ-69 наименьшая температура в зоне опорной фаски отмечена для варианта *в* с наибольшим натягом (390–395 °С). Использование этой же посадки в сочетании с более теплопроводным материалом седла (сталь 40ХН, рис.7) позволяет снизить температуру опорной фаски до 360–365 °С.

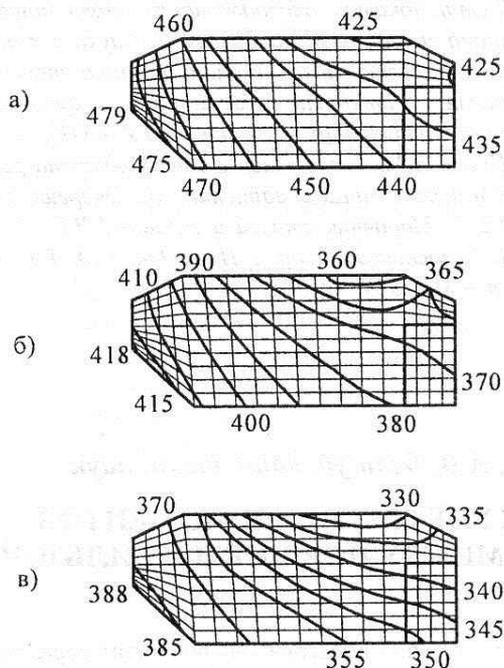


Рис. 4. Температурное поле неохлаждаемого седла (материал – сталь 40ХН) для вариантов посадок *а, б, в*

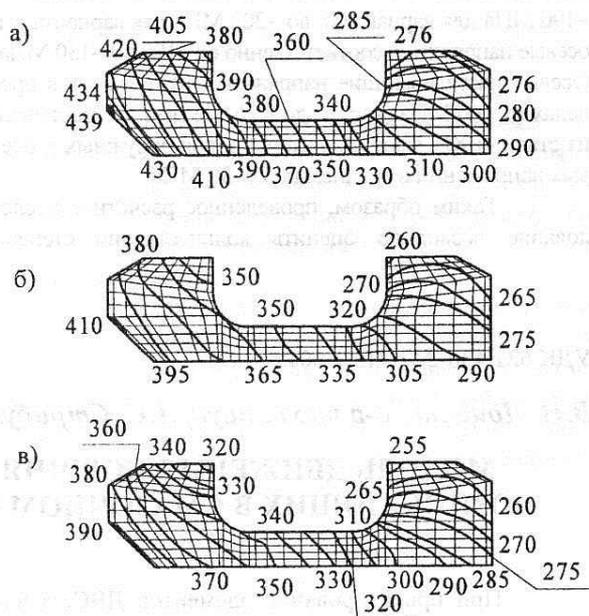


Рис. 6. Температурное поле охлаждаемого седла (материал – сплав ЭИ-69) для вариантов посадок *а, б, в*

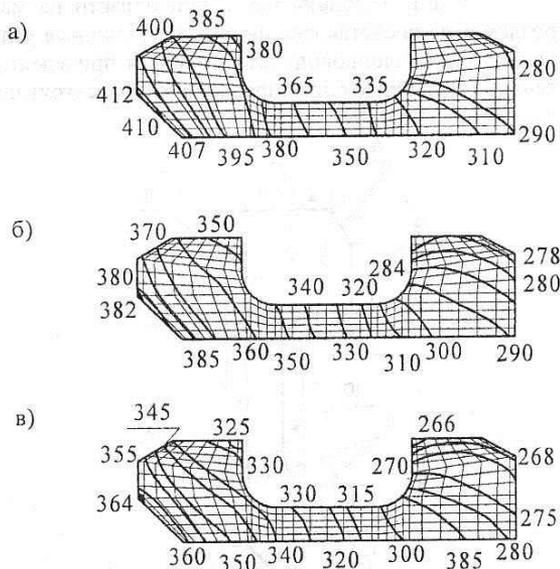


Рис. 7. Температурное поле охлаждаемого седла (материал – сталь 40ХН) для вариантов посадок а, б, в

По сравнению с неохлаждаемым серийным вариантом б (рис. 3) температура опорной фаски, таким образом, снижена на 80–90 °С. Можно ожидать такого же снижения температуры и опорной фаски самого клапана, не охлаждая его при этом дополнительно, например, жидким натрием или сжатым воздухом.

Напряженное состояние охлаждаемого седла определяется в основном окружными и осевыми напряжениями. Для вариантов из сплава ЭИ-69 максимальные окружные сжимающие напряжения изменяются от –190 МПа для варианта а, до –202 МПа для варианта в, а осевые напряжения соответственно от –190 до –130 МПа. Осевые растягивающие напряжения изменяются в пределах от 140 МПа (вар. а) до 86 МПа (вар. в). Варианты из стали 40ХН дают снижение уровня окружных и осевых напряжений в среднем на 20–30 МПа.

Таким образом, проведенное расчётное исследование позволило оценить количественно степень

влияния посадки седла в головке цилиндров на его температурное состояние, а также рекомендовать для улучшения ТНС седла и самого выпускного клапана использование более плотной посадки, а также материалов с повышенным коэффициентом теплопроводности. Уточнение полученных результатов возможно за счёт более точного задания температуры в сопряжении седло-головка цилиндров при изменении условий закрепления, учёта зависимости коэффициента контактного теплообмена от температуры. Дальнейшие исследования должны быть направлены на изучение ТНС седла при нестационарных нагрузках, характерных, например, для переходных режимов работы двигателя.

Список литературы:

1. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Дьяченко Н.Х. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
2. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
3. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов А.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
4. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: Дис... канд. техн. наук. – Харьков, 1995.
5. Триньов О.В. Аналіз теплонапруженого стану сіidla випускного клапана швидкохідного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. Вестн. ХГПУ. Харьков, 2001. – Вып. 61.
6. О.В. Триньов, П.Д. Гончар, Д.Є. Самоїленко. Теплонапружений стан локально охолоджуваного сіidla випускного клапана швидкохідного дизеля // Наука і соціальні проблеми суспільства: Людина, техніка, технологія, довкілля: матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – Харків, НТУ «ХПІ». – 2001.
7. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М.: Энергия, 1971. – 214 с.
8. Марочник сталей и сплавов / В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова и др. / Под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М., 1989. – 640 с.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

В.Н. Доценко, д-р техн. наук, А.С. Стрибуль, асп., А.В. Белозуб, канд. техн. наук

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ДВС С УЧЕТОМ СИЛ И МОМЕНТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ МЕЖДУ ПОРШНЕМ И ГИЛЬЗОЙ

При проектировании элементов ДВС, в частности, таких как поршень, необходимо иметь ясное представление о характере действующих на него сил и моментов. Знание реальных деформаций поршня

позволяет при конструировании таким образом формировать его боковую поверхность, чтобы обеспечить эффективную работу ДВС с учетом тепловых и силовых воздействий. В последних работах авторов