

УДК 621.431, 621.43.016.

DOI: 10.18372/0370-2197.1(82).13485

С. А. ДМИТРИЕВ, А. Э. ХРУЛЕВ

*Национальный авиационный университет, Киев*

## ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ВПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ДВС В ЗАДАЧАХ ПОИСКА ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТИ

*Выполнен анализ неисправностей ДВС, связанных с перегревом и деформацией головки впускных клапанов. С целью определения возможных причин повреждения впускных клапанов выполнено моделирование теплового состояния впускного клапана в условиях нагрева-охлаждения при воздействии газа в цилиндре, воздуха во впускном канале, контактного теплообмена с седлом и с учетом теплопроводности вдоль стержня. Путем моделирования рабочего цикла ДВС на различных режимах определены мгновенные параметры газа и воздуха, которые затем были использованы при расчете температуры клапана. В результате расчетов выявлено, что при повышении частоты вращения отказ в системе управления, вызывающий работу двигателя на больших частотах вращения с малым подъемом впускных клапанов, может приводить к их перегреву.*

**Ключевые слова:** *двигатель внутреннего сгорания; ДВС; впускной клапан; неисправность; перегрев; тепловые процессы; моделирование; методика расчета температуры*

**Введение.** Опыт исследования причин неисправностей большого числа ДВС различного назначения [8, 9] показывает, что многие неисправности нередко вызваны нарушением работы клапанов, а из известных причин таких неисправностей достаточно широкое распространение имеют те, которые вызывают различные термические повреждения.

По этой причине исследования теплового состояния головок цилиндров ДВС часто выполняются, в том числе, и с целью определения температуры клапанов. Причем, как это следует из многочисленных публикаций по данной тематике [1; 3-6], основное внимание исследователей уделено, главным образом, выпускным клапанам, как достаточно критичным в тепловом отношении элементам двигателя.

Данная особенность проводимых исследований имеет вполне очевидное объяснение – впускные клапаны, в отличие от выпускных, имеют намного более низкую рабочую температуру, что связано с их интенсивным охлаждением холодным воздухом, поступающим из впускной системы в цилиндр. По этой причине термические повреждения впускных клапанов достаточно редки и в соответствующих специализированных справочниках повреждений [8] не выделяются.

Тем не менее, практика исследования причин неисправностей ДВС показывает, что перегрев впускных клапанов в результате термической перегрузки тоже нельзя полностью исключать. Но поскольку впускные клапаны работают в иных условиях, нежели выпускные, закономерности этого процесса и причины повреждения могут быть не такими, как у выпускных клапанов. Тогда попытки прямо применить к впускным клапанам известные данные по выпускным вполне могут дать неверную причину их повреждения.

Исходя из этого, при исследовании закономерностей повреждения впускных клапанов, в том числе, вследствие перегрева, важное значение приобретает моделирование изменения их температуры при различных режимах работы двигателя.

В соответствии с этим цель данной работы - выявление особенностей работы впускных клапанов и моделирования их температурного состояния с целью дополнения известных данных по повреждениям клапанов ДВС в части, касающейся впускных клапанов.

**Пример термического повреждения впускного клапана в эксплуатации ДВС.** Несмотря на отсутствие в соответствующих источниках [8,9] данных по повреждениям впускных клапанов, их термическое повреждение удалось выявить на практике. Данный случай был зафиксирован при исследовании причины неисправности высокофорсированного бензинового атмосферного двигателя V-6 объемом 3,2 л с непосредственным впрыском топлива и регулированием фаз газораспределения. Двигатель вышел из строя после нескольких часов работы в самом начале эксплуатации вследствие потери компрессии в нескольких цилиндрах. При этом было установлено, что проявление неисправности как-то связано со срабатыванием диагностического сигнала о неполадках в механизме регулирования фаз газораспределения при отсутствии переключения на более широкие фазы впуска при увеличении частоты вращения.

При исследовании причины неисправности в некоторых цилиндрах было выявлено характерное повреждение одного из двух впускных клапанов в виде деформированной тюльпанообразной формы головки с явными следами перегрева (рис. 1), в то время как соседний впускной клапан, а также оба выпускных не получили никаких повреждений.

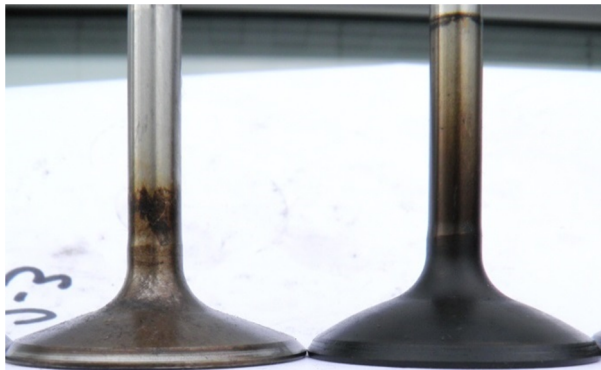


Рис. 1. Деформация головки одного из впускных клапанов в виде «классического» «тюльпана» (справа) не имеет внятного объяснения в рамках обычного списка причин, приводимых для термической перегрузки клапанов, в том числе, от нарушения процесса сгорания.

Поскольку объяснить избирательность общего воздействия горячих газов только на один впускной клапан при отсутствии такого воздействия на все три остальных клапана в одном цилиндре каким-то нарушением сгорания невозможно, возникла необходимость исследования тепловых процессов в камере сгорания и определения зависимости температуры впускных клапанов от режима работы двигателя с конечной целью определения причины неисправности данного вида.

**Моделирование цикла исследуемого двигателя.** Понятно, что для определения температуры впускного клапана потребуется расчет параметров газа в цилиндре. Для этого существуют различные программы расчета рабочего цикла ДВС, среди которых была выбрана известная программа Lotus Engine Simulation

[13]. Выбор данной программы был обусловлен простой возможностью учесть разные законы открытия впускных клапанов в соответствии с особенностями реальной конструкции двигателя.

Программа Lotus Engine Simulation построена на основе расчета мгновенных параметров термодинамического цикла ДВС (средние по объему давление и температура в цилиндре) по углу поворота коленчатого вала. При этом в примыкающих к цилиндру впускных и выпускных каналах течение газа рассчитывается как одномерное, что позволяет учесть динамические явления в трубопроводах.

Поскольку целью расчета являлись не основные интегральные параметры двигателя (мощность, крутящий момент, удельный расход топлива), а температуры элементов, использовалась упрощенная 1-цилиндровая модель.

Для выполнения расчета цикла задавались действительные размеры цилиндра (83×80 мм) и клапанного механизма двигателя (диаметры клапанов 30 и 26 мм), причем модель двигателя (рис. 2) строилась с двумя впускными клапанами, имеющими в общем случае разные законы регулирования. Размеры и длины трубопроводов также выбирались близкими к образцу.

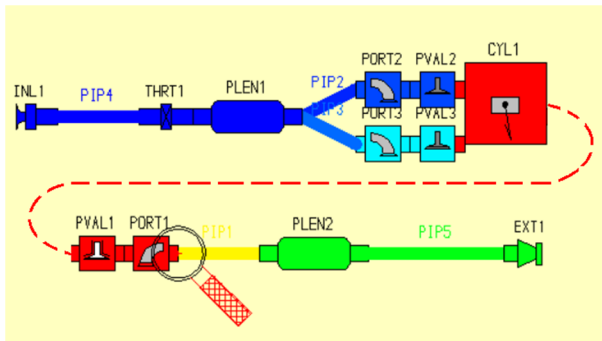


Рис. 2. 1-цилиндровая геометрическая модель двигателя в программе Lotus Engine Simulation с возможностью задания разных подъемов и фаз у двух впускных клапанов.

Расчеты цикла выполнялись для частоты вращения 1000-6000 об/мин с шагом 1000 об/мин при полной нагрузке и 3-х разных вариантах фаз впускных клапанов согласно схеме регулирования, данной производителем двигателя, в частности:

- 1 - оба впускных клапана открываются на одинаковый максимальный подъем,
- 2- один клапан имеет уменьшенный на 50% подъем и на 33% меньшую длительность открытого положения (фазы впуска),
- 3- один клапан имеет минимальный подъем 18% от максимального и на 66% уменьшенную длительность фазы впуска.

При этом общий сдвиг фаз впуска в более позднюю сторону, как и сдвиг фаз выпуска в раннюю, для упрощения расчетов, а также в связи с отсутствием точных данных о действительном законе регулирования фаз, установленном производителем двигателя, не задавались.

Расчет цикла проводился с учетом теплообмена со стенками, что было обеспечено заданием в программе соответствующих коэффициентов теплоотдачи (программа учитывает теплообмен газа со стенками камеры сгорания и поршня, а также потери тепла в охлаждающую жидкость).

Результаты расчета цикла представлялись в виде графиков зависимости мгновенных параметров воздуха и газа в характерных сечениях, включая цилиндр и все трубопроводы (рис. 3, 4). Помимо этого, все мгновенные значения

давлений, температур и скоростей сохранялись в виде таблиц Excel с шагом по углу поворота коленвала  $2^\circ$ .

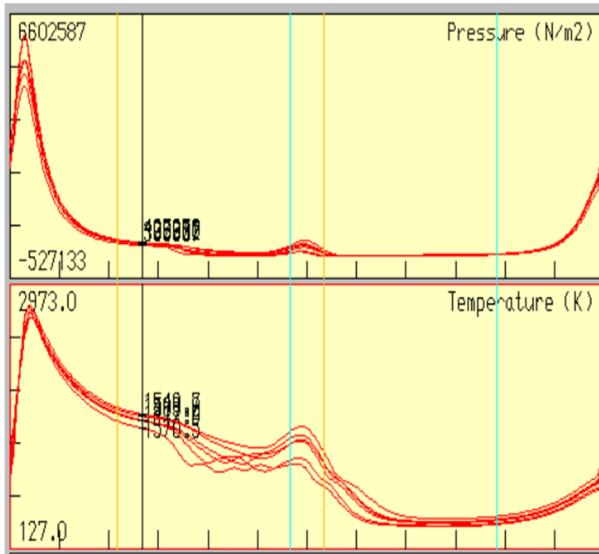


Рис. 3. Изменение давления и температуры газа в цилиндре по углу поворота коленчатого вала, полученное при расчете в диапазоне частот вращения 1000-6000 об/мин для случая, когда оба клапана открываются синхронно

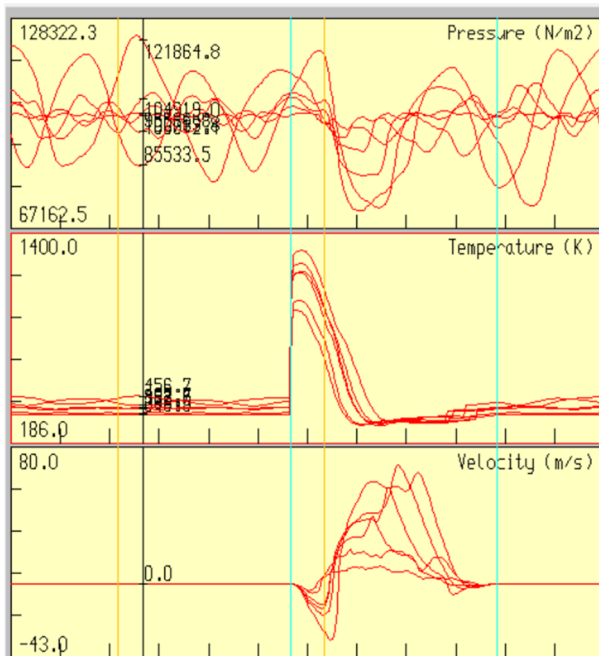


Рис. 4. Изменение мгновенных значений давления, температуры и скорости воздуха в сечении впускного трубопровода перед впускным клапаном по циклу на различных частотах вращения (оба впускных клапана открываются синхронно)

Далее был выполнен предварительный анализ результатов расчета, в том числе, по наличию различий в течении воздуха около впускных клапанов.

Оказалось, что во впускном канале у клапана с меньшим подъемом и фазой открытия при повышении частоты вращения наблюдается существенно более

высокая температура воздуха, что связано с забросом газов из цилиндра во впускной канал в начальный момент открытия клапана.

Понятно, что при более высокой температуре воздуха (газов) в сечении у клапана следует ожидать и более высокую температуру самого клапана. Однако установить закономерности изменения температуры впускного клапана при изменении режимов можно только с помощью теплового расчета клапана.

**Методика расчета температуры впускного клапана.** Для определения температуры клапана были сделаны следующие упрощающие допущения:

1) распределение температуры по объему клапана не учитывается и считается, что температура головки клапана  $T$  в каждый момент времени одинакова по ее объему,

2) температуры седла  $T_c$  и направляющей втулки  $T_e$  клапана считаются постоянными и не зависящими от температуры клапана и условий теплообмена с ним (задаются),

3) со стороны канала учитывается теплообмен головки с воздухом и теплопроводность вдоль стержня, теплообменом стержня клапана с воздухом в канале и в картерном пространстве, а также влиянием на теплообмен сил тяжести пренебрегается,

4) характерной скоростью процесса теплообмена со стороны канала считается скорость в канале перед клапаном,

5) влияние теплообмена головки впускного клапана на газодинамические процессы не учитывается.

Рассмотрим теперь стандартную схему нагрева-охлаждения клапана (рис. 5), представляющую собой так называемые тепловые граничные условия для головки цилиндров [3].

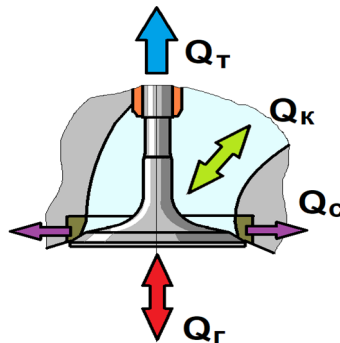


Рис. 5. Тепловая расчетная схема впускного клапана.

Из уравнения теплового баланса для клапана следует изменение его внутренней энергии  $dU$  по времени  $dt$  в процессе нагрева-охлаждения:

$$dU = (Q_r - Q_c - Q_k - Q_m)dt, \quad (1)$$

где  $Q_r$  - количество теплоты, поступающее в головку клапана от газов в камере сгорания, имеющих температуру  $T_r$ ;  $Q_c$ ,  $Q_k$ ,  $Q_m$  - количество теплоты, уходящей в седло, в поступающий к клапану воздух и в направляющую втулку за счет теплопроводности вдоль стержня клапана, соответственно.

Изменение внутренней энергии связано с изменением температуры головки клапана  $T$ , ее удельной теплоемкостью  $C_p$  и массой  $m$ :

$$dU = C_p m dT,$$

где  $C_p = 550$  Дж/кгК,  $m = \rho V$ , где  $\rho, V$  - плотность и объем головки клапана.

Количество теплоты, подводимой и отводимой от головки клапана в различных процессах:

$$Q_r = F \alpha_r (T_r - T), Q_k = F \alpha_k (T - T_k);$$

$$Q_c = f_c \alpha_c (T - T_c), Q_m = l/\lambda f (T - T_c).$$

где  $\alpha_r, \alpha_k$  - коэффициенты теплоотдачи от газов в цилиндре и от воздуха во впускном канале к головке клапана,  $\alpha_c$  - коэффициент контактного теплообмена клапана с седлом,  $T_c$  - температура седла и направляющей ступки (приближенно были приняты равными),  $F$  - площадь поверхности головки клапана ( $F = \pi/4 D^2$ ),  $f_c$  - площадь контакта клапана с седлом ( $f_c = \pi D c$ ), где  $c$  - ширина фаски седла (в расчетах принято, что  $c = 1,0$  мм),  $f$  - площадь сечения стержня клапана ( $f = \pi/4 d^2$ ),  $l$  - длина стержня от головки клапана до направляющей ступки,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала клапана.

Рассмотрим более подробно коэффициенты теплоотдачи, входящие в формулы для расчета количества подводимой и отводимой теплоты.

Коэффициент теплоотдачи от газа к головке клапана может быть определен по известной формуле Вошни [4]:

$$\alpha_r = 128 (10 p)^{0,8} \omega^{0,8} / (T_r^{0,53} D_h^{0,2}), \quad (2)$$

где  $p, T_r$  - давление и температура газа в цилиндре (МПа и К),  $D_h$  - диаметр цилиндра, м,  $\omega$  - скоростной коэффициент, пропорциональный средней скорости поршня  $C_m = S n/30$ ,  $S$  - ход поршня,  $n$  - частота вращения коленвала, об/мин.

Скоростной коэффициент принимался равным  $\omega = c_1 C_m + c_2 (p - p_k)$ , где значения коэффициентов  $c_1$  и  $c_2$  принимались в зависимости от фазы цикла [4],  $p_k$  - давление во впускном трубопроводе.

Для определения коэффициента теплоотдачи от головки клапана к воздуху со стороны впускного канала использовалось уравнение [4]:

$$Nu_k = 0,096 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,43}, \quad (3)$$

где  $Re = v D/\nu$  - число Рейнольдса, определяемое при открытом клапане по скорости  $v$  воздуха в канале перед клапаном.

При закрытом клапане  $v = 0$ , но теплообмен не исчезает, т.к. не него влияют колебания, возникающие в канале. Для этого периода цикла, как показано в [1], в критериальных зависимостях, описывающих процесс теплоотдачи, следует использовать амплитуду колебательной скорости  $w$ , вычисляемой по амплитуде давления и скорости звука.

Однако при выполнении моделирования течения воздуха во впускном канале нет необходимости в вычислениях амплитуды колебательной скорости, поскольку программа Lotus Engine Simulation дает возможность найти искомую амплитуду непосредственно при расчете цикла. Так, выяснилось, что амплитуда колебаний скорости воздуха у головки клапана (на расстоянии 30 мм) на различных режимах работы двигателя с заданной геометрией (рис.6) при небольшом подъеме клапана зависит, главным образом, от частоты вращения и может быть представлена в следующем приближенном виде  $w = a n$ , где  $a$  - размерный коэффициент [м × мин / с].

После анализа всего массива данных по скорости в данном сечении впускного канала, полученных на разных режимах при малых подъемах клапана, для расчетов было принято значение  $a = 0,5 \times 10^{-3}$ .

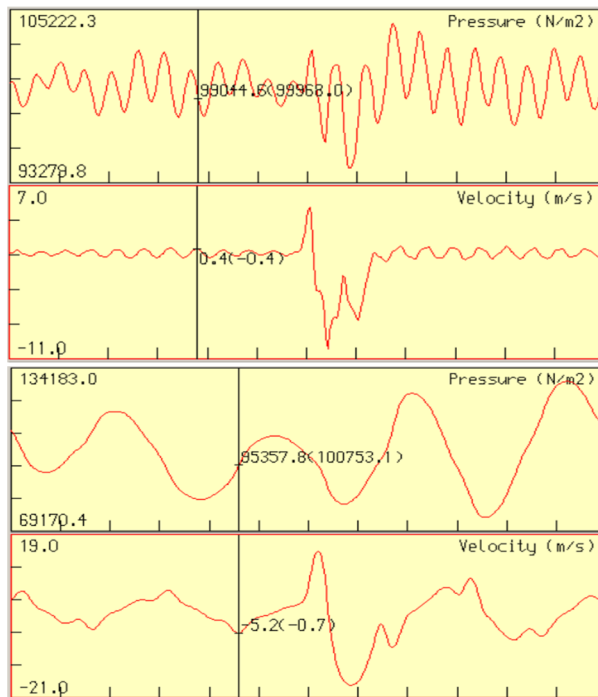


Рис.6. Колебания давления и скорости воздуха по углу поворота коленвала во впускном канале в 30 мм от закрытого впускного клапана при 1000 об/мин (вверху) и при 5000 об/мин (внизу).

Основное внимание при составлении методики расчета температуры клапана уделено формуле для расчета коэффициента контактного теплообмена клапана с седлом, зависящего от усилия прижатия клапана. Согласно [1] критериальная зависимость для данного вида теплообмена такова:

$$Nu_c = (623 \lambda_{cp}/\lambda_{np} - 3,6) (p_\phi/\sigma_B)^{0,43}, \quad (4)$$

где  $p_\phi$  - давление контакта,  $\lambda_{cp}/\lambda_{np}$  - отношение коэффициента теплопроводности среды, заполняющей межконтактные промежутки, к приведенному коэффициенту теплопроводности (приблизительно  $\lambda_{cp}/\lambda_{np} = 110 \times 10^{-4}$ ),  $\sigma_B$  - предел прочности материала седла (в расчетах принято  $\sigma_B = 500$  МПа).

Давление контакта определяется по формуле:

$$p_\phi = \cos \alpha_k / (\pi c D) \times [(\pi D^2/4) (p - p_k) + R_n], \quad (5)$$

где  $\alpha_k$  - угол фаски клапана ( $\alpha_k = 45^\circ$ );  $c, D$  - ширина фаски и диаметр головки клапана,  $R_n$  - усилие пружины клапана (в расчетах принято  $R_n = 50$  Н),  $(p - p_k)$  - перепад давления на клапане.

Исходя из всех вышеприведенных составляющих процессов теплоотдачи для головки клапана, можно преобразовать уравнение (1) к удобному для расчетов виду. Для этого необходимо учесть, что время связано с углом поворота зависимостью  $\varphi = \omega \tau$ , откуда:

$$d\tau = 30/\pi n \times d\varphi.$$

Тогда уравнение (1) может быть представлено в виде:

$$dT/d\varphi = \frac{\pi n}{30c_p m} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi D^2}{4} [\alpha_r (T_r - T) - \alpha_k (T - T_k)] - \\ - (\pi c D \alpha_c - \frac{\pi \lambda d^2}{4h}) (T - T_c) \end{array} \right\}. \quad (6)$$

Данное уравнение легко интегрировать численно любым из известных методов. Для данной задачи, с учетом приближенного характера вычислений, вполне подходит простой метод Эйлера. Суть метода - каждое последующее значение искомой функции отличается от предшествующего на величину:

$$T = T + dT/d\varphi \times \Delta\varphi . \quad (7)$$

Уравнение (7) решается с заданием начального значения температуры клапана последовательно для всех точек цикла. Далее после расчета изменения температуры по всему циклу с заданным шагом ( $2^0$  пкв) производится сравнение конечного значения температуры с начальным. В случае, если имеется разница между этими значениями температуры, рассчитывается следующий цикл - до тех пор, пока разница в значениях не исчезнет.

**Особенности расчета контактного теплообмена впускного клапана.** Основная сложность в расчете температуры головки клапана связана с контактным теплообменом клапана с седлом. Действительно, попытка расчета клапана по приведенной выше методике дает нереально заниженное значение температуры его головки, близкое к температуре входящего в цилиндр воздуха даже на режимах максимальной мощности. Если даже принять такой результат верным, то объяснить причину термических повреждений впускных клапанов с помощью данной методики совершенно невозможно.

Вместе с тем, этот результат противоречит не только логике повреждения, но и известным данным по температуре впускных клапанов. Причиной данного несоответствия, вполне вероятно, является чрезвычайно сильное влияние заданных условий контактного теплообмена на температуру клапана.

В самом деле, практическое применение формулы (4) предполагает подстановку характерного размера  $H$ , представляющего собой толщину слоя отложений на седле, в формулу для расчета коэффициента  $\alpha_c = Nu \lambda / H$ , где  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности отложений (нагар, смолы). Понятно, что даже самое незначительное изменение характерного размера в знаменателе может значительно, в разы, изменить коэффициент контактного теплообмена. Поэтому, несмотря на наличие рекомендаций [1], определить без экспериментальных данных по двигателю исследуемого типа надежное значение  $H$  по известной методике не представляется возможным - по крайней мере, результаты такого расчета представляются сомнительными.

Однако для задач определения причин повреждения впускных клапанов обязательно иметь точные экспериментальные данные - в большинстве практических случаев качественной картины вполне достаточно, а тогда могут быть установлены и приближенные зависимости.

Так, в [1] указано, что число Нуссельта пропорционально давлению контакта с седлом с показателем степени 0,43. С учетом того, что в современных двигателях есть тенденция к минимально возможному усилию пружины, а также принимая во внимание пропорциональность давления контакта давлению газов в цилиндре, зависимость для расчета коэффициента контактного теплообмена в 1-м приближении может быть представлена в виде:

$$\alpha_c = A p^{0,43} .$$

Тогда, если проводить расчеты теплообмена с различными значениями  $A$ , можно найти зависимость температуры впускного клапана от коэффициента  $A$ . Далее, приблизительно зная температуру клапана на каком-либо характерном режиме, можно принять значение коэффициента  $A$  для этого режима и для всех



последующих расчетов постоянным. Например, известно [2], что на режиме максимальной мощности температура впускного клапана обычно не превышает 400-420<sup>0</sup>С (673-693К). Отсюда после предварительного расчета было выбрано значение 660К и соответствующее ему значение  $A = 6,0$  (рис. 7). Это значение и было использовано при дальнейших расчетах.

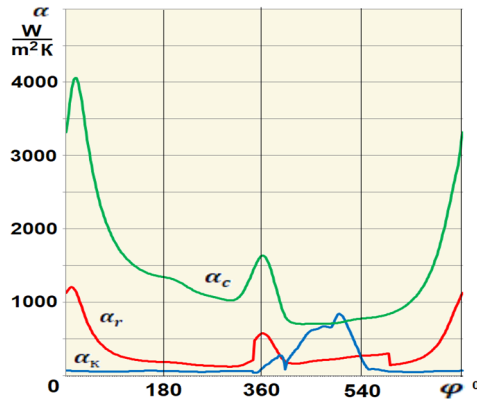


Рис. 7. Полученное в расчете изменение мгновенных коэффициентов теплоотдачи по циклу при  $n = 6000$  об/мин в варианте полного открытия впускного клапана (температура головки клапана  $T = 660$ К)

**Результаты моделирования.** На рис. 7 представлен результат расчета коэффициентов теплоотдачи впускного клапана для режима  $n = 6000$  об/мин при полном открытии. Обращает на себя внимание качественный характер изменения коэффициентов теплоотдачи, указывающий на повышение  $\alpha_c$  с ростом давления в цилиндре, возрастание  $\alpha_r$  при повышении давления и температуры в цилиндре, а также очевидное увеличение  $\alpha_k$  с ростом скорости воздуха во впускном канале.

Расчеты далее были проведены при различной частоте вращения, их результаты представлены на рис. 8. Из полученных результатов вполне ожидаемо следует, что с ростом частоты вращения температура впускного клапана также растет.

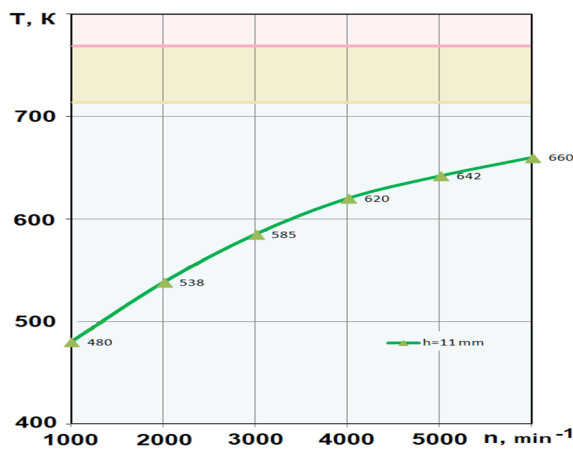


Рис. 8. Зависимость изменения температуры головки впускного клапана от частоты вращения при полной нагрузке (в верхней части графика приблизительно показана зона опасных температур для клапанных сталей, обычно используемых при производстве впускных клапанов)

Представляет интерес влияние подъема и длительности открытого состояния впускного клапана на температуру его головки. Согласно полученным результатам моделирования (рис. 9), с уменьшением подъема и длительности фазы температура впускного клапана увеличивается.

Такой характер изменения температуры вызван ухудшением охлаждения клапана воздухом, в том числе, вследствие заброса (обратного течения) горячих газов во впускной канал на некоторых режимах. Согласно результатам расчета, температура впускного клапана при малом открытии и частоте 4000 об/мин превышает 700К, что уже достаточно близко к опасному уровню температуры.

Следует отметить, что выявленная тенденция роста температуры впускного клапана подтверждается и рекомендацией производителя исследуемого двигателя, который в руководстве по эксплуатации указывает, что при возникновении неисправности в системе управления фазами ГРМ, связанной с отсутствием при увеличении частоты вращения переключения на больший подъем клапана, следует ограничить режим работы двигателя частотой 4000 об/мин [15].

Методика моделирования позволяет также оценить влияние ширины рабочей фаски седла на температуру головки впускного клапана. На рис. 10 показаны результаты такого расчета, где хорошо видно, что уменьшение ширины контакта до величины менее 25% от номинальной может привести к перегреву головки впускного клапана.

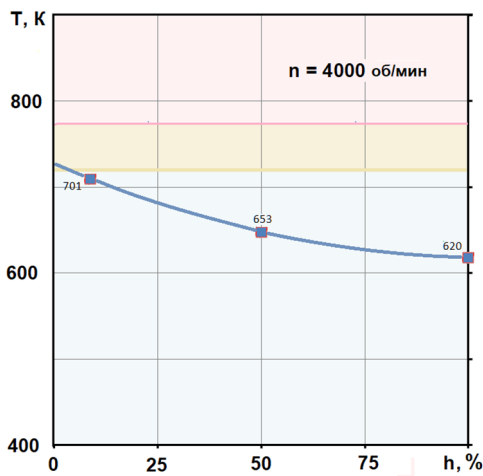


Рис. 9. Повышение температуры головки впускного клапана при уменьшении высоты его подъема и длительности фазы впуска

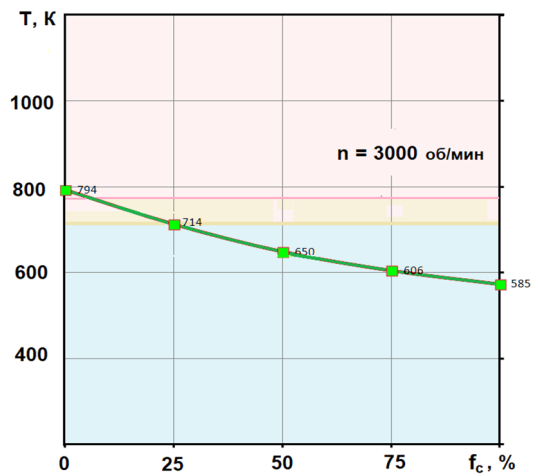


Рис.10. Моделирование изменения температуры головки клапана при уменьшении ширины контакта с фаской седла

**Выводы.** Предложенная методика моделирования температурного состояния впускного клапана, несмотря на принятые допущения, может объяснить наблюдаемую на практике «избирательную» деформацию головок впускных клапанов под действием высокой температуры. Результаты моделирования, выполненного для конкретного двигателя с механизмом регулирования фаз газораспределения, как минимум, подтверждают возможность перегрева впускного клапана при работе с малыми подъемом и длительностью открытого положения на высоких частотах вращения и нагрузках при отказах в системе управления.

**Список литературы**

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б.Розенблит // М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
2. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н.Вырубов, Н.А.Ивашенко, В.И.Ивин и др. / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова, 4-е изд., перераб. и доп.// М.: Машиностроение, 1983. – 372с.
3. Чайнов Н.Д. Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами / Н.Д.Чайнов, Л.Л.Мягков, Н.С.Маластовский // ISSN 0236-3941. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012, С.82–91.
4. Левтеров А.М. Анализ математических моделей механизма сажеобразования при сжигании углеводородных топлив / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №5 (979). – С. 130–141.
5. Онищенко Д.О. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля / Д.О.Онищенко, С.А.Панкратов // ISSN 0236-3941. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2013. №4, С.94-108.
6. Плотников Л.В. Газодинамика и локальная теплоотдача потока во впускном канале с разной формой поперечного сечения поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 / Л.В.Плотников, Б.П.Жилкин // Ползуновский вестник № 4/2 2010, С.137–143.
7. Драганов Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х.Драганов, М.Г.Круглов, В.С.Обухов // Киев, Изд-во Вища школа, 1987. – 175с.
8. Компоненты двигателя и фильтры: дефекты, их причины и профилактика. Пер.с англ. / МС3-1109, Mahle GmbH. – 2010. – 77с.
9. Greuter E. Engine Failure Analysis [Text] / Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA. – 2012. – 582 p.
10. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 0-07-028637-X, McGraw-Hill, Inc., 1988. – 930p.
11. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. – Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 07458, 1997. – 411p.
12. Wang C.S., Berry G.F. Heat Transfer in Internal Combustion Engines / The American Society of Mechanical Engineers, 345 E. 47 St., New York, N.Y. 10017 85-WA/HT-23, p.1–7.
13. Duleba B. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools / B.Duleba // Transfer inovacii, 30/2014, p.48–52.
14. Raghuvanshi N.Kr. Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review [Text] / N.Kr.Raghuvanshi, A.Pandey, R.K.Mandloi // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. – 2012. – Vol. 1, Issue 2. – p.173–181.
15. Audi 2.8l and 3.2l FSI engines with Audi valvelift system. Self-Study Programme 411. – AUDI AG, D-85045 Ingolstadt, Technical status: 09/07, Printed in Germany, A07.5S00.42.20, 2007. –63p.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2019.

**Дмитриев Сергей Алексеевич** - доктор технических наук, профессор, директор Учебно-научного аэрокосмического института Национального авиационного университета, пр. Космонавта Комарова, 1, Киев, Украина, 03058, E-mail: sad@nau.edu.ua.

**Хрулев Александр Эдуардович** - кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Киев, Украина, e-mail: alo.engine@gmail.com.

S. A. DMITRIEV, A. E. KHRULEV

## FEATURES OF MODELING THE TEMPERATURE CONDITION OF THE INTAKE VALVES OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES IN THE TASKS OF SEARCHING FOR THE CAUSES OF FAILURES

An analysis of internal combustion engine failures related to overheating and deformation of the intake valve head was performed. It is shown that despite the absence in specialized directories of the description of damage of this type, in practice they are found. However, it is not possible to explain such damage to the violation of combustion, especially in the case of «selective» damage to one of the two intake valves located side by side in the same combustion chamber. On the example of a specific engine with damage to the intake valve in the form of a classic «tulip», it has been revealed that thermal overload can be associated with a malfunction of the lift control system and the duration of the open state of the intake valves. In order to determine the possible causes of damage to the intake valves, a simulation was made of the thermal state of the intake valve under heating-cooling conditions when exposed to gas in the cylinder, air in the intake channel, contact heat exchange with the valve seat and taking into account thermal conductivity along the valve stem. When developing a method for calculating the valve temperature, it was found that using known methods to determine the contact heat exchange coefficient of a valve with a seat does not allow obtaining reliable valve temperature values, and therefore some simplifying assumptions were introduced in deriving the design ratios. To calculate the instantaneous parameters of the ICE cycle, the Lotus Engine Simulation program was used, with the help of which various operating modes were specified, including a reduced lift and an open state of one of the inlet valves in accordance with the control program. Then, by modeling the working cycle of the internal combustion engine in various modes, the instantaneous parameters of gas and air were determined, which were then used to calculate the temperature of the inlet valve. As a result of the calculations, the dependences of the valve temperature on the rotational speed, the magnitude of the lift and the duration of the open state, as well as on the width of the contact surface with the saddle were obtained. It is revealed that a failure in the control system, if it causes the engine to operate at high speeds with a reduced lift of the intake valves, can lead to their «selective» overheating and deformation observed in practice.

**Keywords:** internal combustion engine; ICE; intake valve; failure; overheating; thermal processes; simulation; temperature calculation method

### References

1. Rosenblit G.B. Heat transfer in diesel engines. M.: Mashinostroenie, 1977. - 216p.
2. Vyubov D.N. Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines / D.N.Vyubov, N.A.Ivaschenko, V.I.Ivin et al. / Ed. A.S.Orlin, M.G. Kruglov, 4th ed., Pererab. and additional // M.: Mashinostroenie, 1983. - 372 p.
3. Chaynov N.D. The method of calculating the agreed temperature fields of the cylinder head with valves / N.D.Chaynov, L.L.Migkov, N.S.Malastovsky // ISSN 0236-3941. Bulletin MGTU im. N.E.Bauman. Ser. "Engineering". 2012, p.82-91.
4. Levterov A.M. Analysis of mathematical models of the mechanism of soot formation during the combustion of hydrocarbon fuels / A.M.Levterov, L.I.Levterova // News of NTU "KhPI". Seriya: Mathematical Modelling in tech and technology. - Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. - №5 (979). - p.130-141.
5. Onishchenko D.O. Simulation of the thermal state of the cylinder head and diesel valves / D.O.Onishchenko, S.A.Pankratov // ISSN 0236-3941. Bulletin MGTU im. N.E.Bauman. Ser. "Engineering". 2013. №4, p.94-108.
6. Plotnikov L.V. Gas dynamics and local heat transfer in the intake pipe with different cross-sectional shape of a piston internal combustion engine of dimensions 8.2 / 7.1 dimension / L.V.Plotnikov, B.P.Zhilkin // Polzunovsky Bulletin No. 4/2 2010, p.137-143.
7. Draganov B.H. Designing the intake and exhaust pipes of internal combustion engines / B.H.Draganov, M.G.Kruglov, V.S.Obukhov // Kiev, High School Publishing House, 1987. - 175 p.

8. Engine components and filters: defects, their causes and prevention. // MS3-1109, Mahle GmbH, 2010. - 77 p.
9. Greuter E. Engine Failure Analysis / Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA. - 2012. - 582 p.
10. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 0-07-028637-X, McGraw-Hill, Inc., 1988. - 930p.
11. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. - Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 07458, 1997. - 411p.
12. Wang C.S., Berry G.F. Heat Transfer in Internal Combustion Engines / The American Society of Mechanical Engineers, 345 E. 47 St., New York, N.Y. 10017 85-WA/HT-23, p.1-7.
13. Duleba B. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools / B.Duleba // Transfer inovacii, 30/2014, p.48-52.
14. Raghuwanshi N.Kr. Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review [Text] / N.Kr.Raghuwanshi, A.Pandey, R.K.Mandloi // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. - 2012. - Vol. 1, Issue 2. - p.173-181.
15. Audi 2.8l and 3.2l FSI engines with Audi valvelift system. Self-Study Programme 411. - AUDI AG, D-85045 Ingolstadt, Technical status: 09/07, Printed in Germany, A07.5S00.42.20, 2007. - 63 p.

*С. О. ДМИТРИЄВ, О. Е. ХРУЛЄВ*

### **ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ВПУСКНИХ КЛАПАНІВ ДВЗ В ЗАДАЧАХ ПОШУКУ ПРИЧИН НЕСПРАВНОСТІ**

Виконано аналіз несправностей ДВЗ, пов'язаних з перегрівом і деформацією головки впускних клапанів. Показано, що незважаючи на відсутність в спеціалізованих довідниках опису пошкоджень даного виду, на практиці вони зустрічаються. Однак пояснити такі пошкодження порушенням згоряння не вдається, особливо, в разі «виборчого» пошкодження одного з двох впускних клапанів, розташованих поруч в одній камері згоряння. На прикладі конкретного двигуна з пошкодженням впускного клапана у вигляді класічного «тюльпана» виявлено, що термічна переваженість може бути пов'язана з несправністю системи регулювання підйому і тривалості відкритого стану впускних клапанів. З метою визначення можливих причин пошкодження впускних клапанів виконано моделювання теплового стану впускного клапана в умовах нагріву-охолодження при впливі газу в циліндрі, повітря у впускному каналі, контактному теплообміну з сідлом і з урахуванням теплопровідності уздовж стрижня. При розробці методики розрахунку температури клапана було встановлено, що використання відомих методик для визначення коефіцієнта контактної теплообміну клапана з сідлом не дозволяє отримати достовірні значення температури клапана, в зв'язку з чим при виведенні розрахункових співвідношень були введені деякі спрощення, засновані на відомих даних про температуру впускного клапана. Для розрахунку миттєвих параметрів циклу ДВЗ використовувалася програма Lotus Engine Simulation, за допомогою якої задавалися різні режими роботи, включаючи зменшені підйом і тривалість відкритого стану одного з впускних клапанів відповідно до програми регулювання. Далі шляхом моделювання робочого циклу ДВЗ на різних режимах визначені миттєві параметри газу і повітря, які потім були використані при розрахунку температури впускного клапана. В результаті розрахунків отримано залежності температури клапана від частоти обертання, величини підйому і тривалості відкритого стану, а також від ширини контактної поверхні з сідлом. Виявлено, що відмова в системі управління, якщо він викликає роботу двигуна на високих частотах обертання з малим підйомом впускних клапанів, може призводити до спостережуваного на практиці їх «виборчому» перегріву і деформації.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння; ДВЗ; впускний клапан; несправність; перегрів; теплові процеси; моделювання; методика розрахунку температури.