

ДОВОДКА ПРОФИЛЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ФОРСИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА ЧН15/16

*В.В. Егоров, к.т.н., зам. главного конструктора
ООО ГСКБ «Трансдизель»*

*С.С. Никифоров, к.т.н., доцент
Южно-Уральский государственный технический университет*

Представлены результаты работ по разработке и совершенствованию камеры сгорания (КС) для дизелей типа ЧН15/18 и ЧН15/16. Исследуемый тип КС характеризуется формой днища поршня без выточек под клапаны и увеличенным за счет этого надпоршневым зазором. Процесс смесеобразования осуществляется путем организованного отражения топливных факелов в различные области пространства сжатия. Сформулированы требования к профилю днища поршня и разработана методика проектирования КС, основанная на моделировании структуры топливного факела и процесса его взаимодействия со стенкой.

Улучшение показателей рабочего процесса для различных типов смесеобразования в ряде случаев производится путем изменения геометрических параметров камеры сгорания (КС) и, в основном, за счет изменения формы днища поршня. На серийно выпускавшихся транспортных дизелях типа Ч и ЧН15/18, а также на опытных вариантах дизелей типа ЧН15/16 применялась КС типа Гессельман, в которой традиционно реализуется объемный способ смесеобразования. Эта форма КС (по распротраненному выражению) «согласована с формой топливных факелов». Многими исследованиями доказано значительное улучшение показателей рабочего процесса дизелей различных типов при применении КС Гессельман взамен КС объемного смесеобразования другого типа, в которых форма днища поршня не согласуется с формой топливных факелов (например, цилиндрическая камера сгорания).

Попытки улучшения формы самой КС Гессельман сводятся фактически к увеличению расстояния от распылителя до днища поршня по оси топливного факела, т. е. к углублению камеры в поршне. При условии сохранения степени сжатия резервы для углубления КС изыскиваются либо в уменьшении надпоршневого зазора, либо в изменении формы центрального выступа днища поршня. Реализация соответствующих изменений конструкции в серийном производстве в первом



случае влечет за собой ужесточение допусков на размеры при изготовлении и эксплуатационные износы в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма. Изменение же формы центрального выступа днища поршня не эффективно по ряду причин. Во-первых, изменения объема воздушного заряда на периферии КС и длины свободного полета топливных факелов, полученные за счет этого мероприятия, незначительны. Во-вторых, высока вероятность взаимодействия топливных факелов на начальном участке их развития с днищем поршня если не в условиях конкретной экспериментальной сборки то, во всяком случае, в серийных изделиях, в которых имеются отклонения размеров при изготовлении деталей кривошипно-шатунного механизма и топливной аппаратуры. Подобная «стесненность» развития топливных факелов на начальном участке отрицательно влияет на экономичность дизеля, о чем свидетельствуют многочисленные эксперименты. Таким образом, напрашивается вывод о том, что резервы улучшения показателей рабочего процесса за счет совершенствования формы КС типа Гессельман в ее «классическом» варианте практически исчерпаны.

Что касается «объемности» смесеобразования в этой КС форсированного транспортного дизеля, то в условности этого понятия в настоящее время мало кто сомневается. Многочисленные расчетные и экспериментальные исследования динамики «холодного» и «горячего» топливного факела указывают на то, что длина свободного факела в форсированных транспортных дизелях превышает не только радиус камеры в поршне, но и цилиндра. Об этом также свидетельствует наличие отпечатков факелов на днище поршней

дизелей типа Ч и ЧН15/18 с КС Гессельман. При согласовании формы днища поршня и топливного факела в таких КС предполагается наличие малого надпоршневого зазора и применение выточек на кроне поршня для предотвращения контакта клапанов газораспределительного механизма с поршнем. Однако для топливных факелов, попадающих на выточки под клапаны, характер смесеобразования изменяется относительно заданного. Поэтому в конструкциях с расположением форсунки по оси цилиндра и отсутствии фиксации распылителя от проворота маловероятно обеспечение идентичных условий смесеобразования по цилиндрам многоцилиндрового дизеля.

С применением поршней без выточек под клапаны (рис. 1) обеспечиваются идентичные условия смесеобразования для каждого топливного факела, улучшается технологичность изготовления поршня и уменьшается его тепловоспринимающая поверхность. Вместе с тем в камере сгорания образуется равномерный увеличенный надпоршневой зазор, в котором сосредоточена значительная часть воздушного заряда. Например, для КС с поршнем по рис. 1, б эта величина составляет порядка 30 %, в связи с чем возникает задача использования этого воздуха в процессе смесеобразования путем организации отражения топливного факела от днища поршня и рационального распределения воздушного заряда в объеме КС с топливом, отраженным в разных направлениях. Топливный факел отражается от периферийной части днища поршня (стенки КС), за счет чего осуществляется перераспределение топлива по объему. Отражение происходит как в направлении крышки цилиндра, так и в направлении центральной части днища поршня. Соотношение долей цикловой подачи топлива, отраженного в различные области камеры сгорания, а также доли топлива, осажденного на стенку, зависит от параметров топливной аппаратуры и конструкции КС. В условиях отсутствия организованного движения воздушного заряда процесс отражения топливного факела от стенки КС



Рис. 1. Поршни дизеля типа ЧН15/18:

а — с выточками под клапаны, КС типа Гессельман;
б — без выточек под клапаны, КС с увеличенным надпоршневым зазором

является определяющим при организации смесеобразования в камерах такого типа. Изучение и моделирование этого процесса необходимо при выборе рациональной формы камерой сгорания с увеличенным надпоршневым зазором.

В разработанной авторами модели процесса взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания [1] факел представляется двухфазной турбулентной стационарной струей, состоящей из капель топлива усредненного диаметра (жидкая фаза), движущихся в спутном потоке воздуха (газообразная фаза). Спутный поток образуется путем обмена количеством движения между впрыснутым топливом и частью воздушного заряда. По длине струи выделяются начальный и основной участки. На протяжении начального участка происходят, во-первых, процессы распада струи топлива на отдельные капли; во-вторых, обмен количеством движения между топливом и воздухом в объеме факела; в третьих, согласно теории турбулентных струй [3], сохранение постоянной скорости топлива на оси и суммарного потока топлива через любое нормальное к оси сечение струи. На протяжении основного участка струи происходит торможение капель топлива в спутном потоке воздуха с диссипацией энергии без обмена количеством движения между жидкой и газообразной фазами струи [2]. Для описания поля скоростей фаз и концентрации жидкой фазы в нормальном сечении струи в зависимости от текущего радиуса согласно [3] принято соотношение Шлихтинга.

Для определения положения переходного сечения по длине топливного факела, исходя из принятых допущений, получена система уравнений:

$$\begin{cases} U_{ot} = \mu_c \sqrt{2 \frac{(p_{впр} - p_B)}{\rho_t}}; \\ U_{mnt} = U_{ot} \sqrt{\frac{0,3541 \cdot \rho_t \cdot f_c}{\rho_v (0,13352 \cdot f_n - 0,6459 \cdot f_c)}}; \\ \frac{6}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{\nu_v}{d_{32}(U_{ot} - U_{mnv})}} + 1 - 0,2813 \sqrt{\frac{\pi \cdot f_n}{f_c}} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где μ_c — коэффициент расхода отверстия распылителя форсунки; $p_{впр}$ — среднее давление топлива за период впрыска; p_B — среднее давление в цилиндре за период впрыска; ρ_t и ρ_v — плотности топлива и воздуха соответственно; U_{ot} — скорость истечения топлива через отверстие распылителя форсунки; U_{mnv} — скорость воздуха на оси факела в переходном сечении; ν_v — кинематическая вязкость воздуха; f_n и f_c — площади переходного сечения факела и отверстия распылителя форсунки; d_{32} — средний диаметр капель распыленного топлива.

Система уравнений (1) решается методом последовательных приближений путем задания расстояния L_n по оси факела от отверстия распылителя форсунки до переходного сечения. Площадь переходного сечения f_n определяется в зависимости от величины L_n при известной геометрии факела.

Система уравнений для определения параметров на оси факела в пределах основного участка при расстоянии от отверстия распылителя форсунки L имеет вид:

$$\begin{cases} C_{mt} = C_{mnt} \frac{U_{ot} \cdot R_n}{U_{mt} R}; \\ U_{mv}^2 \cdot f_n \left(0,13352 - 0,08624 \cdot \frac{C_{mnt}}{\rho_t} \right) = \\ = U_{mv}^2 \cdot f \left(0,13352 - 0,08624 \cdot \frac{C_{mt}}{\rho_t} \right); \\ U_{mt} \cdot dU_{mt} = -[A(U_{mt} - U_{mv}) - B(U_{mt} - U_{mv})^2] dl, \end{cases} \quad (2)$$

где $A = \frac{0,75 \cdot k_1 \cdot \mu_v}{\rho_t \cdot d_{32}^2}$ и $B = 0,54 \cdot k_2 \frac{\rho_v}{\rho_t \cdot d_{32}}$ —

коэффициенты, введенные для упрощения вида уравнений; C_{mnt} и C_{mt} — концентрации топлива на оси факела в переходном и произвольном сечениях радиусом R и площадью f на текущей длине l ; μ_v — динамическая вязкость воздуха; U_{mt} и U_{mv} — скорости топлива и воздуха на оси факела в произвольном сечении на текущей длине по оси факела l ; k_1 и k_2 — коэффициенты аэродинамического сопротивления капли топлива; R_n — радиус переходного сечения.

При встрече топливного факела со стенкой КС образуется область взаимодействия, где прослеживается влияние стенки на поток и происходит разворот топливного факела вдоль ее поверхности в направлениях прямого и обратного тока. Принято, что отклонение капель топлива от первоначальной траектории начинается в области взаимодействия под действием потока газовой составляющей, которая в свою очередь отклоняется стенкой как автономная турбулентная газовая струя. Размеры области взаимодействия и координаты ее границ определяются согласно результатам проведенных авторами безмоторных экспериментальных исследований по регистрации взаимодействия с плоской стенкой топливного факела дизельной форсунки и стационарных дымовых струй. Граница раздела течения в направлениях прямого и обратного тока определяется согласно [4]. Параметры топливной и воздушной фаз на входе в область взаимодействия вычисляются по уравнениям (2). В результате анализа процесса торможения капель топлива в спутном потоке воздуха в объеме области

взаимодействия получена следующая система уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dV_t}{dx} = \frac{(V_t - V_v)^2}{V_t} \left[\frac{A}{(V_t - V_v)} + B \right]; \\ \frac{dU_t}{dy} = \frac{(U_t - U_v)^2}{U_t} \left[\frac{A}{(U_t - U_v)} + B \right]; \\ \frac{dy}{dx} = \frac{V_t}{U_t}, \end{cases} \quad (3)$$

где V_t и V_v — проекции скорости капли и воздуха на ось x ; U_t и U_v — проекции скорости капли и воздуха на ось y ; x и y — координаты капли в области взаимодействия.

Решением уравнений (3) определяются траектории движения капель топлива в области взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания. По результатам расчетов выделяется группа капель, унесенная спутным потоком в объем КС или попавших в пристеночную зону. Исходя из условия минимизации доли пристеночного топлива определяется диапазон углов φ между осью факела и стенкой КС. Согласно расчетам для топливной аппаратуры исследуемого типа дизелей этот диапазон составляет $20-60^\circ$, что и задается как одно из требований к рациональному профилю исследуемого типа КС.

Расчетные исследования показали существенное влияние на величину доли пристеночного топлива параметра L_f — расстояния по оси факела от сопловых отверстий до стенки КС. Из условия минимизации доли пристеночного топлива целесообразно увеличивать значение L_f , которое определяется геометрическими параметрами пространства сжатия. Такими параметрами являются минимально допустимый зазор между кроной поршня и головкой цилиндра, степень сжатия и размеры центрального выступа днища поршня. Эти размеры выбираются конструктивно из вышеупомянутого условия отсутствия взаимодействия топливных факелов на начальном участке их развития с днищем поршня, другими словами, свободного развития топливного факела до момента его организованного отражения от стенки КС. Расчеты параметров пространства сжатия экспериментального одноцилиндрового дизеля типа 1ЧН15/16 показали, что для степени сжатия 14 обеспечить вышеуказанные требования возможно при величинах $L_f < 53-55$ мм, для степени сжатия 9,5 — при $L_f < 70$ мм.

При взаимодействии факела со стенкой камеры сгорания отражение топлива происходит как на периферию КС (зона прямого тока), так и вглубь камеры в поршне (зона обратного то-

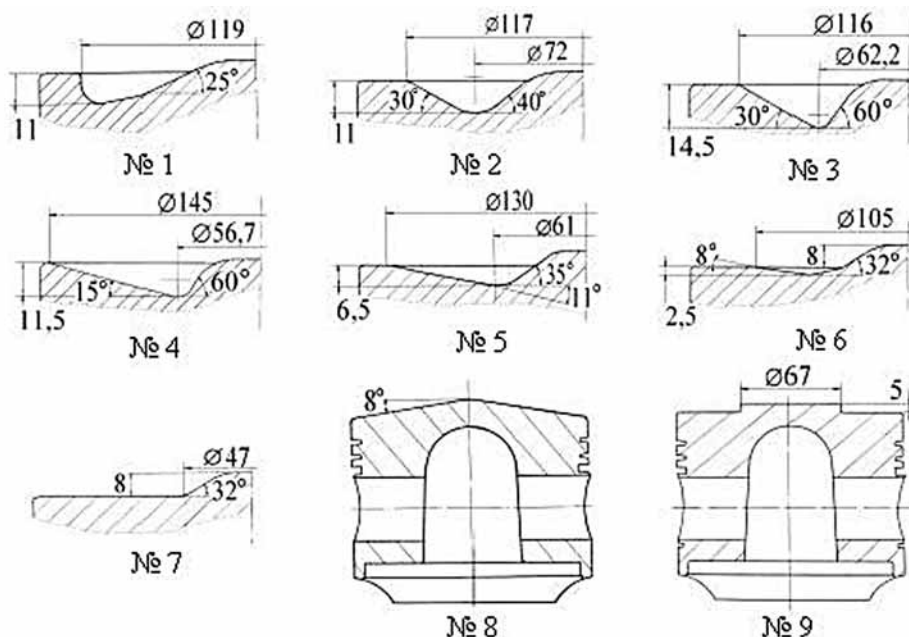


Рис. 2. Профиль днища поршня в опытных вариантах камеры сгорания

ка). Условия обеспечения равного суммарного коэффициента избытка воздуха по этим зонам сформулировано как следующее требование к рациональному профилю исследуемого типа КС. Расчеты показали, что при обеспечении этого требования за счет изменения профиля днища поршня несколько уменьшается величина L_f . Это противоречит сформулированному выше требованию обеспечения максимально возможного значения параметра L_f .

Для проверки указанных требований к рациональному профилю исследуемого типа камер сгорания проведены серии экспериментальных исследований на различных одноцилиндровых отсеках дизелей типа ЧН15/16 и ЧН15/18. Часть экспериментальных исследований на дизеле 1ЧН 15/16 со степенью сжатия 14 представлена в настоящей статье.

Спроектированы, изготовлены и испытаны несколько вариантов поршней с различной формой днища (рис. 2), обеспечивших различные условия развития и отражения топливных факелов от стенки КС и различные условия распределения воздуха по зонам КС. Вариант днища поршня № 1 спрофилирован с применением методики, разработанной для камер сгорания типа Гессельман, и не обеспечивает условия свободного развития топливного факела до момента его организованного отражения от стенки КС. Вариант днища поршня № 2 спрофилирован из условия обеспечения максимально возможного расстояния от сопловых отверстий до стенки КС по оси факела при свободном его развитии. Однако в этом варианте не обеспечивается условие равенства суммарного коэффициента избытка воздуха по

зонам прямого и обратного тока. Соблюдение данного условия достигается в камере сгорания с поршнем по варианту № 3. Результаты экспериментов подтвердили правильность такого подхода — удельный расход топлива одноцилиндрового дизеля с КС № 3 снизился на 5,5 г/кВт·ч по сравнению с КС № 2 (рис. 3).

Варианты днища поршня № 4–7 также спрофилированы с условием обеспечения равенства суммарного коэффициента избытка воздуха по зонам прямого и обратного тока. При этом с уменьшением угла между осью факела и стенкой КС уменьшается расстояние от

сопловых отверстий до стенки КС, что приводит к ухудшению экономичности дизеля. В камерах сгорания с поршнями № 8 и 9 топливный факел взаимодействует с днищем поршня в пределах своего начального участка, при этом удельный расход топлива резко возрастает (см. рис. 3).

В результате проведенных исследований создана методика профилирования КС с рациональной организацией отражения топливных факелов от стенки. Профиль такой КС должен соответствовать совокупности следующих условий, каждое из которых в отдельности является необходимым, но не достаточным:

➤ распределение воздуха по зонам прямого и обратного тока в камере сгорания пропорционально поступившему в эти зоны количеству топлива;

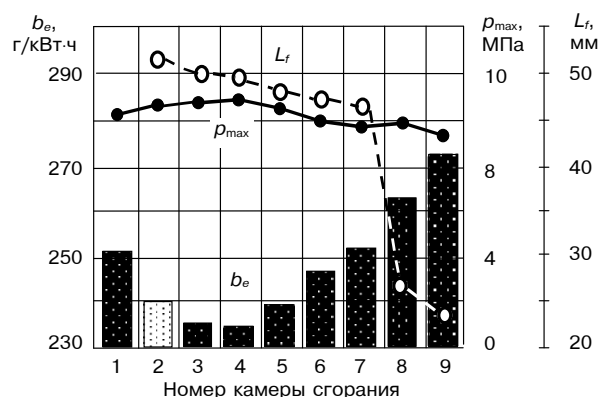


Рис. 3. Значения удельного эффективного расхода топлива b_e , максимального давления цикла p_z и расстояния от сопла до стенки КС L_f дизеля 1ЧН15/16 со степенью сжатия 14 и различными камерами сгорания. Режим номинальной мощности

➤ свободное, без бокового контакта с центральной выступающей частью днища поршня и поверхностью головки цилиндра, развитие топливного факела до начала его организованного взаимодействия со стенкой камеры сгорания;

➤ максимальная длина свободного развития факела до стенки КС.

Разработанные по представленной методике камеры сгорания внедрены в серийное производство в дизелях типа 6ЧН15/16, 12Ч15/18 и 12ЧН15/18 в ООО «ЧТЗ-Уралтрак», а также использованы при создании опытного дизеля типа 12ЧН15/16.

Литература

1. Егоров В.В., Никифоров С.С. Моделирование взаимодействия топливного факела со стенкой в камере сгорания быстроходного транспортного дизеля. // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». — Челябинск : 2005. — Вып. 7. — № 14 (54). — С. 42–49.

2. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. — М. : Изд-во Мир, 1971. — 536 с.

3. Теория турбулентных струй / Под ред. Г.Н. Абрамовича. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Наука, 1984. — 716 с.

4. Юдаев Б.Н. Михайлов М.С., Савин В.К. Теплообмен при взаимодействии струй с преградами. — М. : Машиностроение, 1977. — 247 с.

УДК 621.431.7:63, 621.431.3

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ПОРШНЕЙ

А.П. Маслов, к.т.н.
ООО ГСКБ «Трансдизель»

Снижение ресурса современных высокофорсированных дизелей часто связано с появлением и прогрессирующим ростом трещин в днище поршня, возникающих от воздействия переменных тепловых нагрузок, инерционных и газовых сил, которые вызывают ускоренное разрушение поршней. В статье рассматриваются современные технологии, позволяющие повысить эксплуатационные свойства поршней.

Долговечность двигателей внутреннего сгорания характеризуется способностью сохранять целостность конструкции и неизменность технических параметров в течение гарантированного срока службы. Выполнение этого требования, принимая во внимание необходимость повышения мощностных и скоростных характеристик двигателей, сопровождается ростом тепловых и силовых нагрузок на его детали и узлы, что всегда было одной из сложнейших задач. Как известно, одним из наиболее нагруженных элементов двигателя является поршень. Поэтому при разработке конструкции поршня двигателя на первом этапе целесообразно обратить внимание на физико-механические свойства его материала, чтобы обеспечить необходимый запас прочности.

К современным технологическим методам повышения эксплуатационных свойств поршневого сплава можно отнести:

➤ баротермическую обработку (горячее изостатическое прессование) заготовки поршня;



➤ горячую штамповку (ковку);
➤ изготовление заготовки поршней методом жидкой штамповки.

Как известно, повышение мощности двигателя сопровождается ростом температуры деталей камеры сгорания и, как следствие, снижением прочностных свойств материала поршня. Кроме внешнего силового воздействия, причиной снижения прочностных свойств поршневого сплава является наличие в структуре материала пор и включений, которые являются концентраторами напряжений и снижают долговечность материала. Это способствует образованию трещин. Под действием высоких температур и больших напряжений происходит интенсивный рост трещин с выходом их на поверхность и последующего разрушения поршня.

Одним из эффективных методов улучшения структуры металлов является горячее изостатическое прессование.

Горячее изостатическое прессование (ГИП) заготовок поршней, выполненных методами литья в кокиль или по выплавляемым моделям,