

1. Блох А.Г. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 240с.
2. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. – М.: Мир, 1975. – 934с.
3. Flynn P., Mizusawa M., Uyehara O.A., Myere P.S. An experimental determination of the instantaneous potential radiant heat transfer within an operating Diesel engine //SAE Preprints, 1972, № 720022. – 32p.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592с.
5. Rudnev B.I., Bepalov V.M., Izrail'sky Yu.G. Tsitsiashvili G.Sh. A simple model of convective heat transfer in combustion chamber of diesel engine //Fourth International Symposium on Small Diesel Engines. – Journal of Polish CIMAC. – Vol. 2. - № 1. – Warsaw, Poland, 1996. – P. 177 – 182.
6. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221с.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Вершина Г.А., Тамкович Е.С.

(Белорусский национальный технический университет)

Возрастающая энергонасыщенность сельскохозяйственных и транспортных средств требует повышения удельных мощностей существующих и разрабатываемых силовых установок.

Наиболее эффективным способом увеличения литровой мощности двигателя является повышение давления наддува, а также понижение температуры свежего заряда на впуске, путем применения промежуточных охладителей наддувочного воздуха (ПОНВ).

Для изучения влияния характеристик газотурбинного наддува и ПОНВ при их работе в системе силовой установки в условиях динамического нагружения на основе работ [1, 2] на кафедре «ДВС» БНТУ была разработана нелинейная математическая модель САРЧ высокофорсированного дизельного двигателя [3].

В общем виде она включает следующие дифференциальные уравнения элементов ДВС:

- уравнение двигателя;
- уравнение турбокомпрессора с регулируемым наддувом;
- уравнения промежуточного охладителя с регулятором температуры наддувочного воздуха;
- уравнение впускного коллектора;
- уравнение выпускного коллектора;
- уравнение автоматического регулятора частоты вращения.

где: Ω и Ω_k – частота вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора; n – обороты коленчатого вала двигателя; φ – угол поворота коленчатого вала двигателя; M_i – индикаторный крутящий момент двигателя; M_c – момент механических потерь; M_n – нагрузочный момент; J_m – момент инерции вращающихся и приведенных к коленчатому валу возвратно-поступательно движущихся масс КШМ; J_k – момент инерции ротора турбокомпрессора; M_T , $M_{T.k}$ – моменты, развиваемые турбиной и компрессором; ΔM_T – дополнительный момент,

противоположный моменту создаваемому турбиной, образующийся в результате перепуска излишков сжатого компрессором воздуха в случае достижения давления наддува P_k значений выше номинального $P_{к.ном.}$ и ограничивающий частоту вращения ротора турбокомпрессора [4]. G_a – расход сжатого воздуха через ПОНВ; G_e – расход воздуха через один цилиндр двигателя; G_w – расход теплоносителя (воздуха); G_k – расход воздуха через компрессор; g_a – масса воздуха в охлаждаемой части ПОНВ; g_w – масса теплоносителя (воздуха) в ПОНВ; P_s, T_s – давление и температура во впускном коллекторе; C_{pa}, C_{pw} – теплоемкости наддувочного воздуха и теплоносителя при $p=const$; F_w, F_a – площади поверхностей ПОНВ со стороны теплоносителя (наружная) и в самом охладителе (внутренняя); a_a, a_w – коэффициенты теплоотдачи от наддувочного воздуха – материалу ПОНВ и от материала ПОНВ – теплоносителю (воздуху); G_m, C_m – масса и теплоемкость материала охладителя; T_k, P_k – температура и давление воздуха после компрессора; P_{Tr} – давление отработавших газов перед турбиной; T_w – температура теплоносителя при его выходе из ПОНВ; T_θ – температура материала ПОНВ; T'_s – температура воздуха после ПОНВ; V_s – суммарный объем впускного коллектора и ПОНВ; $V_{вып.}$ – объем выпускного коллектора; ρ_s – плотность воздуха на входе во впускном коллекторе; ρ_k, ρ_T – плотность воздуха после компрессора и газов перед турбиной; $n_{вк}$ – показатель политропы сжатия для впускного коллектора и неохлаждаемого трубопровода; n_T – показатель политропы расширения газов в турбине.

Для топливных насосов класса УТН и Motorpal параметры регулятора следующие: h_1, W_1, h_2, W_2, h_3 и W_3 – перемещения и скорости промежуточного (ход рейки ТНВД), основного рычагов регулятора и штока пневмокорректора; E_1, E_2, E_3, E_4 – восстанавливающие силы регулятора; m_1, m_2, m_3 – приведенные массы рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД), рычага регулятора и пневмокорректора; ν_1, ν_2, ν_3 – факторы торможения трения муфты, основного рычага регулятора и рейки ТНВД; $P_{ц}$ – поддерживающая сила регулятора.

Модель учитывает процессы, происходящие в цилиндре ДВС, в том числе в процессе подачи, испарения и сгорания топлива в зависимости от угла поворота коленчатого вала [5]. Таким образом, в любой момент времени определяется давление газов в цилиндре, а, следовательно, и крутящий момент.

Данная модель позволяет исследовать влияние конструктивных параметров входящих в нее систем на технико-экономические показатели и, при необходимости, провести их оптимизацию.

Проведенные с помощью математической модели исследования показали, что одной из величин, позволяющих качественно воздействовать на процессы, происходящие в цилиндре двигателя, может стать температура воздуха на выходе из ПОНВ. Это подтверждается также результатами работ [6, 7, 8], в которых проведен анализ влияния изменения температуры воздуха на выходе из охладителя $T_{вых}$ на основные показатели и характеристики работы дизельного двигателя 6ЧН18/22. Авторами статей сделан вывод, что оптимальная степень понижения температуры наддувочного воздуха зависит от нагрузки дизеля. При работе двигателя в условиях неустановившихся режимов необходимо предусматривать возможность регулирования степени охлаждения воздуха в зависимости от нагрузки. На холостом ходу и малых нагрузках в условиях отрицательных температур целесообразно подогревать, а не охлаждать наддувочный воздух.

На основании теоретических исследований на кафедре «ДВС» был разработан и изготовлен опытный образец промежуточного охладителя наддувочного воздуха

(ПОНВ) с устройством автоматического регулирования температуры воздуха по давлению наддува на входе в двигатель [9] Рис.1. Регулятор температуры проектируется таким образом, что бы на выходе из ПОНВ обеспечивалась близкая к постоянному значению температура наддувочного воздуха.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{(M_i - M_c - M_H)}{J_M \cdot 6n} \\
 \frac{d\omega_k}{d\varphi} = \frac{M_T - \Delta M_T - M_{T,k}}{J_k \cdot 6n} \\
 \frac{dT'_s}{d\varphi} = \frac{G_a C_{pa} (T_k - T'_s) - \alpha_a F_a (T_s - T_\theta)}{g_a C_{pa} \cdot 6n} \\
 \frac{dT_w}{d\varphi} = \frac{\alpha_w F_w (T_\theta - T_w) - G_w C_{pw} (T_w - T_\theta)}{g_w C_{pw} \cdot 6n} \\
 \frac{dT_\theta}{d\varphi} = \frac{\alpha_a F_a (T'_s - T_\theta) - \alpha_w F_w (T_\theta - T_w)}{G_M C_M \cdot 6n} \\
 \frac{dP_k}{d\varphi} = 10^{-3} P_k n_{BK} \left(G_k - \sum_{i=1}^n \frac{dG_B}{d\varphi} \cdot 6n \right) / V_s \rho_k \cdot 6n \\
 \frac{dP_{Tr}}{d\varphi} = 10^{-3} P_{Tr} n_T (G_r - G_{r,T}) / V_{вып.} \rho_T \cdot 6n \\
 \frac{dW_1}{d\varphi} = (-E_1 - E_2 + P_{ц} - v_1 W_1) / m_1 \cdot 6n \\
 \frac{dh_1}{d\varphi} = W_1 / 6n \\
 \frac{dW_2}{d\varphi} = (E_2 - E_3 + E_4 - v_2 W_2) / m_2 \cdot 6n \\
 \frac{dh_2}{d\varphi} = W_2 / 6n \\
 \frac{dW_3}{d\varphi} = (E_5 - E_4 - v_3 W_3) / m_3 \cdot 6n \\
 \frac{dh_3}{d\varphi} = W_3 / 6n
 \end{array} \right. \quad (1)$$

Температура воздуха после турбокомпрессора определяется по формуле

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (2)$$

где T_0, P_0 – температура и давление окружающей среды; T_k, P_k – температура и давление наддувочного воздуха после компрессора; n – показатель политропы сжатия в компрессоре.

Из формулы видно, что температура наддувочного воздуха зависит от давление наддува P_k и условий окружающей среды T_0 и P_0 .

Конструктивной особенностью разработанного охладителя является наличие в его верхней части обводного канала 1, в котором вмонтирован регулятор температуры наддувочного воздуха 2. Составной частью регулятора является заслонка 3, соединенная штоком с пневмокорректором 4. Пневмокорректор отрегулирован на

давление наддува $0,65...0,7$ кгс/см². При давлении наддувочного воздуха выше этой величины заслонка находится в закрытом состоянии (перепускной канал закрыт) и воздух проходит через трубки охлаждения. При избыточном давлении $0,65...0,7$ кгс/см² и ниже (на режимах средних и низких нагрузок) под действием штока пневмокорректора открывается заслонка и воздух, минуя трубки охлаждения, через обводной канал частично поступает во всасывающий коллектор двигателя.

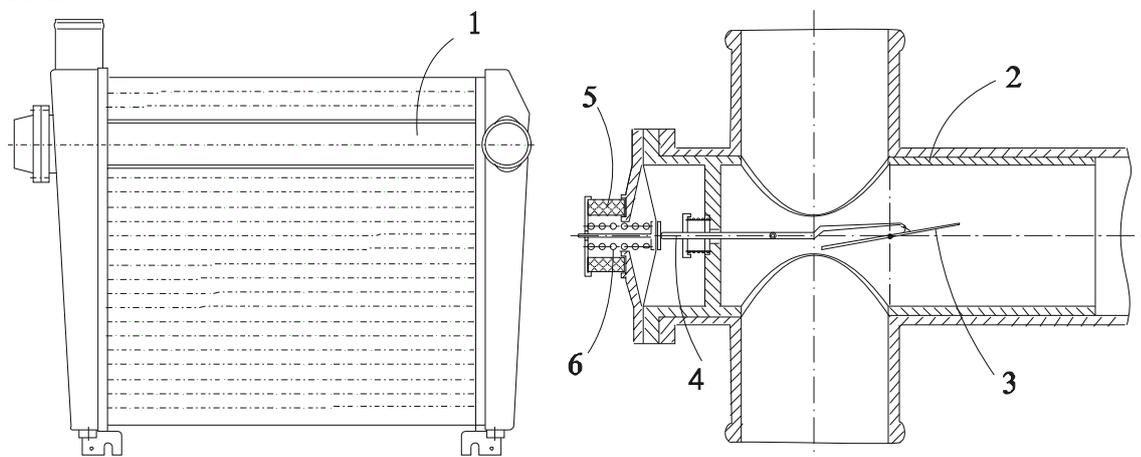


Рис. 1. Схема ПОНВ и автоматического регулятора

Температурный компенсатор 5 позволяет вносить поправку в зависимости от температуры окружающей среды T_0 , на более точное определение температуры T_k . Жесткость пружины 6 подбирается таким образом, чтобы температура на выходе из ПОНВ была близкой к температуре на выходе из ПОНВ в условиях номинального режима работы двигателя.

В рамках программы «Белавтотракторостроение» были проведены сравнительные испытания разработанной конструкции, которые проходили в два этапа.

Первым этапом совместно с УП «Минский моторный завод» проводились стендовые испытания высокофорсированного дизельного двигателя Д-245.12 оснащенного штатным и экспериментальным ПОНВ.

Сравнительная оценка полученных результатов и теоретические исследования позволила сделать следующие выводы:

1. При коэффициентах избытка воздуха менее 3,2 экономические показатели двигателя при его работе с серийным и экспериментальным ПОНВ на установившихся режимах являются практически равнозначными.

2. При уменьшении нагрузки и работе дизеля на холостом ходу наблюдается тенденция к снижению расхода топлива, а также улучшаются показатели прогрева охлаждающей жидкости.

Для более глубокой оценки результатов испытаний было принято решение о проведении полевых испытаниях силового агрегата при отрицательных температурах.

Испытания проводились совместно с экспериментальным центром РУП «Минский тракторный завод». Их целью было определение эффективности влияния перепуска воздуха мимо ПОНВ на режиме пуска и прогрева двигателя до рабочей температуры охлаждающей жидкости на присутствие «белого дыма» в отработавших газах двигателя в условиях низких температур окружающей среды. В качестве базовой модели для испытаний был выбран трактор Беларус-923.3, оснащенный дизельным двигателем Д-245.5С2 ($N_e = 95,2$ л.с., $n = 1800$ об/мин) и входящими в штатную комплектацию турбокомпрессором ТКР-6 и ПОНВ.

Испытания трактора проводились в полевых условиях при максимально возможной, на момент их проведения, одинаковой отрицательной температуре окружающей среды $t_0 = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Перед проведением испытаний апробировался запуск двигателя в штатной комплектации. Затем монтировался опытный ПОНВ и апробировался запуск двигателя в штатном и опытном режимах.

После 12-ти часового охлаждения на открытом воздухе производился запуск двигателя в штатном режиме и дальнейший его прогрев в режиме холостого хода при 1200 мин^{-1} в течении 20 минут. При этом, с интервалом в 1 минуту, фиксировались следующие параметры:

- температура охлаждающей жидкости;
- давление масла;
- выхлоп отработавших газов.

Через 24 часа после остановки двигателя ПОНВ переключался в опытный режим, и испытания проводились повторно при $t_0 = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Замер параметров температуры и давления осуществляется штатной комплектацией трактора. Визуальное наблюдение белого дыма фиксировалось на видеокамеру.

Анализ полученных при сравнительных испытаниях данных показал, что перепуск части воздуха мимо решетки ПОНВ на режиме прогрева позволяет сократить время достижения рабочей температуры охлаждающей жидкости с 20 до 14 минут, что в 1,43 раза меньше времени прогрева в условиях отрицательной температуры окружающей среды при штатной комплектации.

Интенсивность прогрева охлаждающей жидкости составляет:

- при использовании опытного охладителя – $0,1048 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{сек}$;
- при использовании штатного охладителя – $0,0733 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{сек}$;

Визуальное наблюдение выхлопных газов показало, что «белый дым» при штатной комплектации трактора пропадает через 6 минут 40 секунд. При комплектации трактора ПОНВ с автоматическим регулятором температуры «белый дым» исчезает через 3 минуты 40 секунд. Таким образом, применение частичного перепуска воздуха мимо решетки ПОНВ на режимах пуска и прогрева привело к сокращению выделения «белого дыма» на 3 минуты или в 1,8 раза.

Данный показатель свидетельствует об уменьшении токсичности отработавших газов и в частности выбросов СН.

Наиболее эффективное использование таких ПОНВ возможно в условиях, где наиболее вероятно отрицательная температура окружающей среды.

Литература:

1. Основы теории автоматического регулирования: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ В.И. Крутов, Ф.М. Данилов, П.К. Кузьмик и др.; Под ред. В.И. Крутова. –М.: Машиностроение, 1984. –368 с.

2. Хрипун Ю.Н. «Расчет динамических характеристик воздухоохладителя как объекта с сосредоточенными параметрами». «Двигателестроение» №3, 1988 г., с 31-32.

3. Математическая модель САРЧ дизеля с наддувом» Материалы 2-ой международной научно-технической конференции 21-23 мая 2003 г., Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств, Ч.2. – Пенза: ПГАСА 2003 г., 500 стр.

4. Патент РБ № 7914, МКИ F 02 В 29/04, 33/44 «Турбокомпрессор с регулируемым давлением наддува» Вершина Г.А., Тамкович Е.С., Соловей Ю.В., Рудковский А.А., Информационный бюллетень «Изобретения, полезные модели и промышленные образцы» №4, Минск, 2005 г.

5. Разлейцев Н.С. «Моделирование и оптимизация процессов сгорания в дизелях». Харьков, 1980 г., 165 с.
6. Слотин Е. И. Подогрев наддувочного воздуха турбопоршневого двигателя при низких температурах, Ниинформтяжмаш, «Двигатели внутреннего сгорания», 1978 г., №4, с. 13-15.
7. Слотин Е. И. О влиянии условий окружающей среды на показатели работы транспортного дизеля с турбонаддувом. Труды МАДИ, «Автотракторные двигатели внутреннего сгорания», Вып. 178, М., 1978 г., с. 33-36.
8. Молодцов Н. И. Охлаждение наддувочного воздуха дизелей. Ниинформтяжмаш, М., 1966 г
9. Заявка РБ № а20050223, МКИ F 02 В 29/04, 33/44 Двигатель внутреннего сгорания /Вершина Г.А., Тамкович Е.С., Жарнов В.М., Информационный бюллетень Изобретения, полезные модели и промышленные образцы №3, Минск, 2005 г.

ВЛИЯНИЕ УТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ КОЛЬЦА НА ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС

Загайко С.А., Иноземцева Е.С.

(Уфимский государственный авиационный технический университет)

Основной проблемой в двигателестроении было и остается повышение КПД, мощности и экологичности двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Наиболее часто встречаемой причиной снижения эксплуатационных характеристик двигателя являются неплотности в сопряжении деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в частности, уплотнения поршневыми компрессионными кольцами.

Уплотнения, образуемые поршневыми кольцами, по существу являются лабиринтными уплотнениями особой конструкции – их можно назвать «лабиринтными уплотнениями с пружинящими промежуточными звеньями». Как таковые, они никогда не могут обеспечить идеальное уплотнение. Как и во всяком лабиринтном уплотнении, здесь всегда имеет место некоторая утечка газов. Следует стремиться свести утечки через поршневые компрессионные кольца к минимуму, так как применить кольцевое уплотнение без утечек невозможно.

В связи с вышесказанным, в данной работе сделана попытка проанализировать возможные пути утечек через поршневые компрессионные кольца в двигателях и оценить их влияние на интегральные показатели ДВС. Затронутая проблема является актуальной не только в процессе доводки существующих двигателей, но и при проектировании новых, поскольку величина утечек зависит от конструкции применяемого уплотнения. Кроме того, уплотнения необходимо конструировать таким образом, чтобы механические потери в ЦПГ не были высокими [1].

Причины того, что проходные сечения, допускающие прорыв свежего заряда и отработавших газов, в эксплуатации больше, чем они должны быть при идеальных предположениях, многообразны. Прежде всего, ни цилиндр, ни поршень и кольца в эксплуатации не остаются фактически круглыми, даже если они в холодном состоянии первоначально имели такую форму. Цилиндр теряет свою круглую цилиндрическую форму вследствие разности температур и износа. Из-за различных температур стенки цилиндра и поршневого кольца отчасти теряется полное касание по окружности кольца (вначале возможно имевшееся), так как номинальные диаметры кольца и цилиндра уже не соответствуют друг другу из-за температурных деформаций. Кроме того, вследствие движения поршня, перемены стороны