

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ИМПУЛЬСОВ ДЛЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДВУХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА БТД

Энергия отработавших газов дизелей соизмерима с полезной работой, получаемой на валу двигателя. Используют эту энергию в утилизационных турбинах, к которым газ подводится по выпускным трубопроводам от выпускных органов цилиндров. В целом: турбина, трубопроводы, выпускные клапана или окна образуют выпускную систему, совершенство которой во многом определяет мощность и топливную экономичность дизеля. Наиболее часто в дизелях применяют выпускные системы с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления. Но, начиная с 1960-1970 годов, стала применяться выпускная система с преобразователями импульсов [1]. Преобразователь импульсов - это специальное устройство (рис. 2), устанавливаемое между выпускным коллектором и турбиной, имеющее смесительную камеру, к которой подсоединяются трубопроводы, объединяющие выпуски из цилиндров двигателя. В смесительной камере происходит смешение пульсирующих потоков газа с их обменом между собой количествами движения, а также преобразование сильно изменяющейся в процессе выпуска кинетической энергии газа в маломеняющуюся по величине энергию давления, которая потом срабатывается на турбине. В идеале, выпускная система с преобразователями импульсов должна совместить преимущества импульсной системы с преимуществами системы с постоянным давлением перед турбиной. Несмотря на простоту конструкции, преобразователи импульсов довольно сложные газодинамические устройства, совершенствование которых в основном осуществляется опытным путём применительно к конкретному типу двигателя.

Выпускная система двухтактных дизелей типа БТД состоит из верхнего и нижнего коллектора (рис. 1), каждый из которых выполнен по схеме "труба в трубе", т.е. имеет внутренний трубопровод, который обеспечивает выпуск газов из трёх цилиндров и имеет внешний трубопровод, который отводит газы от трёх других цилиндров. Внутренний трубопровод расположен эксцентрично во внешнем. Преобразователь импульсов смешивает два потока газа, идущих по внутреннему и внешнему трубопроводам и подводит их к турбине.

Штатный преобразователь импульсов (изображен на нижнем выпускном коллекторе на рис. 1) обеспечивал довольно хорошие показатели мощности и топливной экономичности дизелей типа БТД, однако, он имеет короткую смесительную камеру, которая заканчивается поворотом.

Данная конструкция приводит к большим потерям кинетической энергии в результате удара в поворот струи газа, скорость в которой практически равна скорости в начальном сечении сопел внутреннего или внешнего трубопровода. Поэтому в КП ХКБД был разработан опытный преобразователь импульсов (изображен на верхнем выпускном коллекторе на рис. 1), имеющий более длинную смесительную камеру и достаточную кривизну сопрягаемых трубопроводов, что исключает "лобовое" столкновение газовых потоков.

Схема опытного преобразователя импульсов изображена на рис. 2.

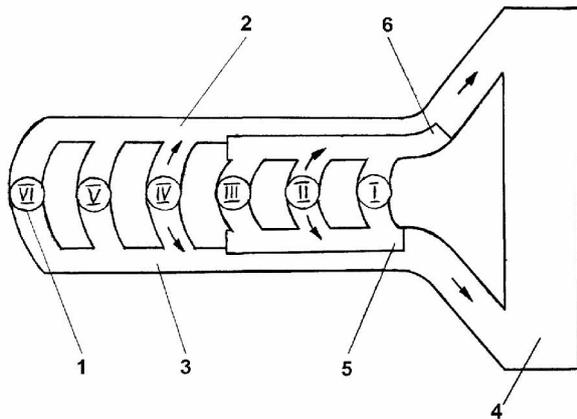


Рис. 1. Схема выпускной системы дизеля БТД

1 - цилиндры; 2 - верхний выпускной коллектор (изображен с опытным преобразователем); 3 - нижний выпускной коллектор (изображен со штатным преобразователем); 4 - турбина; 5 - штатный преобразователь импульсов; 6 - опытный преобразователь импульсов

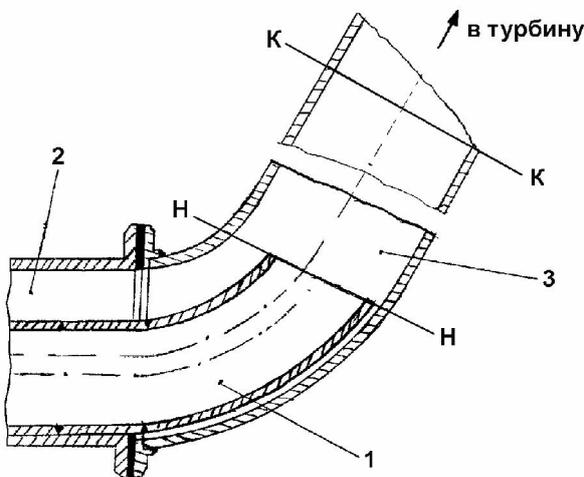


Рис. 2. Схема опытного преобразователя импульсов

1 - внутренний трубопровод; 2 - внешний трубопровод; 3 - смесительная камера

Принцип его работы следующий. В результате открытия выпускных окон (продолжительность равна 23° поворота коленвала, а продувка - 114°) образуется импульс давления, который выбрасывает из внутреннего трубопровода продувочный воздух (он попал туда во время продувки из соседнего цилиндра) в смесительную камеру и внешний трубопровод.

Движение газа по внешнему трубопроводу на какое-то время прекращается. По мере открытия выпускных окон, газ компактной массой с большой скоростью выходит из сопла внутреннего трубопровода в смесительную камеру в виде дозвуковой нагретой струи, распространяющейся в "холодной" смеси продувочного воздуха и газа. Согласно работе [2] это приводит к значительному уменьшению дальности струи (дальность струи - это расстояние от сопла до точки, где осевая скорость уменьшается в 2 раза), а значит к возможности применения более короткой смесительной камеры. Так как отношение площади сечения конца смесительной камеры (сечение К - К на рис. 2) к площади сечения сопла (площадь внутреннего трубопровода по сечению Н - Н на рис. 2) равно примерно $\frac{F_k}{F_c} \approx 2$ то и длина смесительной камеры должна быть примерно равна дальности струи.

Уменьшение скорости потока в два раза при увеличении площади сечения также в два раза и при прекращении движения газа по внешнему трубопроводу приводит к увеличению статического давления потока (эффект диффузора). Струя газа при движении захватывает продувочный воздух, движущийся в смесительной камере с небольшой скоростью, перемешивается с ним и начинает эжектировать газ из внешнего трубопровода. Весь процесс длится 60° поворота коленвала. После этого аналогичный процесс происходит во внешнем трубопроводе. Преобразованные, компактные массы газа следуют друг за другом, образуя в конечном сечении смесительной камеры достаточно перемешанный газовый поток, имеющий пониженную скорость движения газа и повышенное статическое давление.

Для оценки работы опытного преобразователя импульсов предлагается следующая упрощенная методика, которая дала хорошую сходимость с экспериментальными данными, полученными при ис-

пытаниях дизелей типа 6ТД на режимах максимального крутящего момента. Делаем следующее допущение. Предположим, что весь газ выходит из цилиндра через два сопла (одно сопло в верхнем коллекторе, другое - в нижнем) за 60^0 поворота коленвала равномерным потоком, тогда весь расход газа из шести цилиндров за один оборот коленвала двухтактного дизеля будет проходить через два сопла общей площадью $2F_c$. Средняя скорость в сопле определится из уравнения неразрывности:

$$W_c = \frac{G_{дв.}}{2F_c \rho_c}, \quad (1)$$

Давление газа перед турбиной (в конце смесительной камеры) можно определить по уравнению количества движения, решая задачу о внезапном расширении потока:

$$P_k = P_c + \rho_c W_k (W_c - W_k), \quad (2)$$

где P_c , ρ_c , W_c - усредненные статическое давление, плотность и скорость газа в сопле, соответственно;

W_k - усредненная скорость газа в конце смесительной камеры.

Статическое давление в сопле можно принять равным статическому давлению перед турбиной при испытаниях дизелей со штатным преобразователем. По результатам этих испытаний известна и температура газа перед турбиной. Тогда плотность газа в сопле определится из следующего выражения:

$$\rho_c = \frac{P_c}{RT_m}, \quad (3)$$

Скорость газа в конце смесительной камеры определяется по уравнению неразрывности, приняв при этом $\rho_c \approx \rho_k$:

$$\rho_c \cdot W_c \cdot F_c = \rho_k \cdot W_k \cdot F_k, \quad (4)$$

$$W_k = W_c \frac{F_c}{F_k}, \quad (5)$$

Определив статическое давление в конце смесительной камеры, можно определить степень рас-

ширения газа в турбине (π_m) и температуру газа на выходе из турбины (T_2) по приближенной зависимости:

$$T_2 \approx T_m \cdot \left(\frac{1}{\pi_m^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right), \quad (6)$$

Так как турбина в данном типе дизеля механически связана с коленвалом, то, зная степень расширения легко определить мощность турбины, а затем определить прирост мощности дизеля при установке в выпускной системе опытного преобразователя импульсов.

Опытный преобразователь импульсов был испытан на дизелях 6ТД-1 ($N_{max} = 1000$ л.с.) и 6ТД-2 ($N_{max} = 1200$ л.с.). При испытании на дизеле 6ТД-1 на режиме максимального крутящего момента ($n_{к.в.} = 2050$ мин⁻¹) получено повышение мощности дизеля на 2,5%, улучшение топливной экономичности на 2,4% и уменьшение температуры газа после турбины на $\sim 20^0$ С по сравнению с дизелем со штатным преобразователем. На режиме максимальной мощности ($n_{к.в.} = 2800$ мин⁻¹) параметры дизеля практически не изменились. При испытании на дизеле 6ТД-2 на режиме максимального крутящего момента ($n_{к.в.} = 2050$ мин⁻¹) повышение мощности дизеля составило 4...5%, улучшение топливной экономичности также 4...5% и снижение температуры выпускных газов после турбины $\sim 40^0$ С по сравнению с дизелем со штатным преобразователем. На режиме максимальной мощности ($n_{к.в.} = 2600$ мин⁻¹) зафиксировано незначительное улучшение параметров дизеля: мощность выросла на 0,5...1%, соответственно улучшилась экономичность и уменьшилась температура газа на выходе из турбины.

Выводы

Как видно из результатов испытаний опытный преобразователь импульсов обеспечивает существ-

венное улучшение параметров дизелей на режимах с низкими давлениями наддува, а значит и с низкими давлениями перед турбиной (P_m). Это объясняется тем, что с ростом P_m уменьшается располагаемая энергия импульсов, которую можно использовать в турбине, к тому же с ростом давлений увеличиваются плотность и скорость газа, что приводит к увеличению потерь кинетической энергии в преобразователе.

Вероятно, отрицательное влияние на преобразователь импульсов оказывает и увеличение частоты вращения коленвала, так как с увеличением частоты вращения могут возникать отраженные волны, которые создают помехи для движения газовых потоков.

Суммируя всё изложенное выше, можно сделать важный вывод: по результатам проведенных работ опытный преобразователь импульсов рекомендуется к применению в выпускной системе двухтактных дизелей типа БТД, что значительно улучшает их параметры, особенно на режимах максимального крутящего момента.

Список литературы:

1. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М. "Машиностроение" 1983 г., 376 с.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М. "Наука" 1969 г. 824 с.

УДК 621.43.

Е.К. Гордиенко, инж., А.С. Стрибуль, инж., А.В. Белозуб, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ПОРШНЯ ДВС В СТАНОЧНОМ ПРИСПОСОБЛЕНИИ ДЛЯ ЕГО ПОСЛЕДУЮЩЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Поршень – продукт, от точности изготовления которого во многом зависит ресурс двигателя. ОАО «АВТРАМАТ», являясь разработчиком и производителем поршней [1] много внимания уделяет снижению себестоимости своего продукта при неизменном повышении точности геометрических параметров [2].

Себестоимость готового изделия напрямую зависит от времени его изготовления, которое можно разделить на составляющие:

- подготовительно-заключительное;
- штучное.

В настоящей работе рассмотрена возможность

сокращения штучного времени за счет изменения базирования.

Штучное время можно условно разделить на основное (технологическое) и вспомогательное. Уменьшение штучного времени возможно либо за счет ужесточения режимов резания, что может неблагоприятно сказаться на параметрах точности и шероховатости, либо за счет пересмотра существующего маршрута технологического процесса на предмет его оптимизации.

Развитие современных методов исследования и анализа напряженно-деформированного состояния конструкций создает предпосылки для разработки