

И. В. ПАРСАДАНОВ, д-р. техн. наук, **С. Ю. БЕЛИК**, асп. (г. Харьков)

ОЦЕНКА НАСОСНЫХ ПОТЕРЬ В АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Розглянуто фактори, що впливають на насосні втрати дизеля з газотурбінним наддуванням. Проведені експериментальні дослідження та розроблена багатофакторна математична модель для оцінки впливу вище перелічених факторів на насосні втрати.

It is considered factors, influencing upon pumping losses of the diesel with boost. They are organized experimental studies and is designed many factors mathematical model for estimation above enumerated factor on pumping losses.

Технико-экономические показатели двигателей внутреннего сгорания во многом зависят от насосных потерь ($P_{НП}$), которые в современных дизелях могут достигать 30 % от суммарных механических потерь. Определение насосных потерь связано со сложными газодинамическими расчетами либо с не менее сложными измерениями давлений в цилиндре при впуске и выпуске. В связи с этим актуальной представляется задача оценки насосных потерь по данным измерений тех параметров дизеля, которые обычно определяются при испытаниях с последующим обобщением и систематизацией данных о насосных потерях в зависимости от влияющих режимных факторов.

Насосные потери обусловлены разницей в величинах работ воздуха за ход наполнения и газов за ход выталкивания. В дизеле с газотурбинным наддувом они связаны с параметрами наддува – давлением воздуха перед клапанами (P_S) и противодавлением на выпуске (P_T), а также с газодинамическими потерями во впускных и выпускных клапанах ($\Delta P_{КЛ}$), которые можно рассматривать как местные газодинамические сопротивления пропорциональные объемному расходу воздуха и газа на входе и выходе двигателя [1]:

$$P_{НП} = f(P_S, P_T, \Delta P_{КЛ}).$$

Значения P_S и P_T зависят от режима работы, и могут быть определены по результатам измерений параметров дизеля на различных режимах работы. Газодинамические потери в клапанах зависят главным образом от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n), кроме того, на $\Delta P_{КЛ}$ могут влиять степень сжатия (ϵ) и тепловая напряженность цикла, которую можно характеризовать отношением цикловой подачи топлива (q_H) к плотности воздуха на впуске (γ).

Цель исследований – определение исходных данных для проведения многофакторного анализа и оценки насосных потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом в зависимости от влияющих факторов.

Исследования проведены на развернутом дизеле 6ЧН13/11,5 и на его одноцилиндровом отсеке

Для получения многофакторной модели использован метод узловых точек [2]. Этот метод не ограничивает количество исследуемых факторов, и дает возможность визуальной оценки изменения многофакторных процессов в относительном виде, что создает оптимальные условия сочетания неформальных и формальных методов исследования.

В соответствии с методом узловых точек многомерная функция $y=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ рассматривается как функция, состоящая из n ветвей одномерных функций $f(x_1), f(x_2), \dots, f(x_n)$. Разветвление этих функций происходит в особой точке, в которой численное значение зависимой переменной ($y=y_0$) есть общее для всех ветвей. Точку разветвления (y_0) условно называют узловой точкой. Характерной особенностью этой точки является то, что она позволяет “связать” одномерные (одnofакторные) функции в многофакторную модель.

Многомерная поверхность в соответствии с методом узловых точек может быть представлена в виде

$$\bar{P}_{mp} = \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (1)$$

Для того чтобы перейти от относительной величины \bar{P}_{mp} к общепринятой величине, достаточно правую часть выражения (1) умножить на численное значение параметра в узловой точке, т. е.

$$\bar{P}_{mp} = P_{mp.o} \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (2)$$

Ориентированный граф многофакторной модели с учетом влияющих факторов представлен на рис. 1.

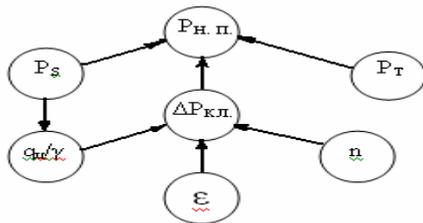


Рис. 1. Ориентированный граф многофакторной модели

В ходе подготовки эксперимента были выбраны пределы варьирования влияющих факторов:

- для частоты вращения коленчатого вала двигателя – $n=1300?2300$ мин⁻¹;
- для степени сжатия $\varepsilon=13,5?15,5$;
- для отношения цикловой подачи топлива к плотности воздуха на впуске в цилиндр $q_{ц}/\gamma=(0,95?7,5) \cdot 10^5$ кг_{топл}/(кг/м³)_{возд}.

Зависимости газодинамических потерь в клапанах в относительном виде, полученные в результате обобщения данных исследований, проведенных на развернутом двигателе и одноцилиндровом отсеке, приведены на рис. 2.

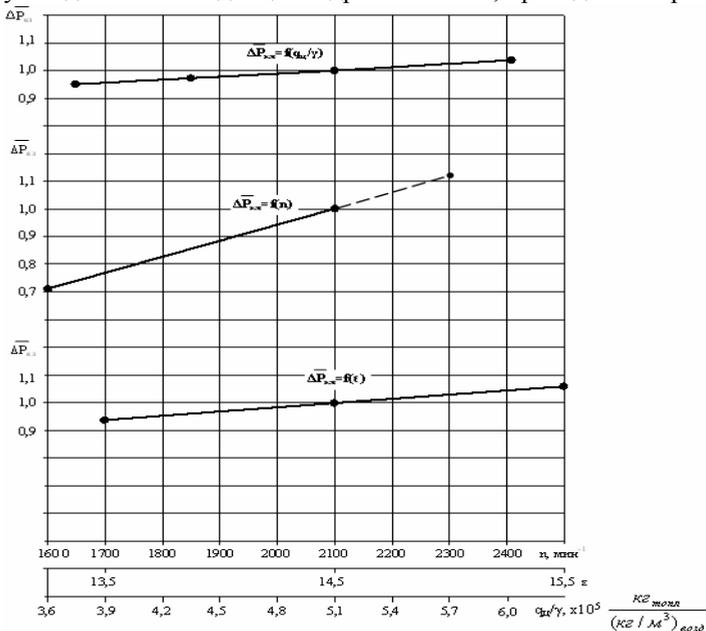


Рис. 2. Относительное изменение $\Delta \bar{P}_{КЛ.}$ при различных уровнях исследованных факторов

Как видно из графиков наибольшее влияние на газодинамические потери в клапанах оказывает частота вращения коленчатого вала двигателя. Повышение $\Delta P_{КЛ.}$ с увеличением частоты вращения коленчатого вала связано с увеличением гидравлических сопротивлений, вследствие повышения скорости потока воздуха на впуске и отработавших газов на выпуске двигателя. Влияние степени сжатия определяется возрастанием среднего давления на выпуске. Влияние отношения цикловой подачи топлива к плотности воздуха на впуске незначительно, и обусловлено изменением температуры цикла. С повышением температуры уменьшается плотность газа в цилиндре двигателя, что приводит к возрастанию скорости истечения и, как следствие, к увеличению гидравлических сопротивлений.

В результате аппроксимации опытных данных для n , ϵ , и $q_{ц}/\gamma$ получены следующие зависимости: $\Delta \bar{P}_{КЛ.} = 0,0006 \cdot n - 0,212$, (3)

$$\Delta \bar{P}_{КЛ.} = 0,0615 \cdot \epsilon + 0,1079, \quad (4)$$

$$\Delta \bar{P}_{КЛ.} = 0,0381 \cdot q_{ц} / \gamma + 0,8077 \cdot \quad (5)$$

Выражения (3), (4), (5) и принятый метод обработки экспериментальных данных позволяют получить аналитическую многофакторную модель для определения насосных потерь в дизеле с газотурбинным наддувом, при различных уровнях влияющих факторов:

$$P_{н.п.} = [P_T - P_S] + [0,707 \cdot (0,0006 \cdot n - 0,212) \cdot (0,0615 \cdot \varepsilon + 0,1079) \cdot (0,0381 \cdot q_{ц} / \gamma + 0,8077)]$$

Характерной особенностью полученной модели и её графического представления (рис. 3) является то, что в узловой точке при $n=2100 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon=14,5$, $q_{ц}/\gamma=5,1 \cdot 10^5 \text{ кг}_{\text{топл}}/(\text{кг}/\text{м}^3)_{\text{возд}}$ значение $\Delta \bar{P}_{КЛ.} = 1$.

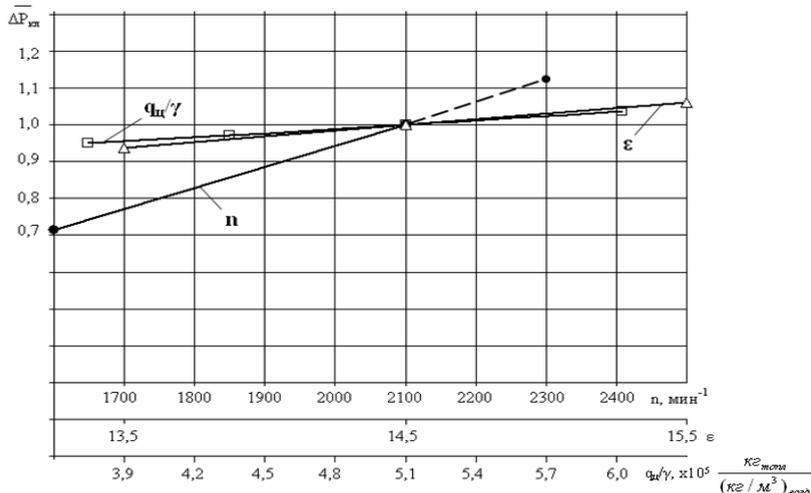


Рис. 3. Графическое изображение многофакторной модели

Численное значение $\Delta \bar{P}_{КЛ.}$ в узловой точке по данным исследований на одноцилиндровом двигателе составило $0,707 \text{ МПа}$.

Выводы: 1. Для автотракторного дизеля 6ЧН 13/11,5 с газотурбинным наддувом получены исходные данные, проведен многофакторный анализ и дана оценка насосных потерь. 2. Предложенная аналитическая модель, позволяет определять насосные потери при различных сочетаниях влияющих факторов на любом из режимов работы двигателя и проводить сравнительный анализ насосных потерь для различных модификаций двигателей этого типа.

Список литературы: 1. Разлейцев Н.Ф. Механические потери двигателя с высоким наддувом // Двигатели внутреннего сгорания, Вып. 3.– 1966.– 9 – 12. 2. Федорев В. А., Парсаданов И. В. Многофакторный анализ коэффициента наполнения дизеля // Двигателестроение, 1988.–№ 1.– с. 3–5.

Поступила в редакцию 20.06.07