Автомоб. техника. Науч. вестник/ ЧВАИ. Челябинск, 2001. Вып.14. С.126-131. 8. Stefanovskiy A.B., Snizhko Y.V. Peculiarities of the speed performance of a small gamma Stirling engine: Paper No. 2000-01-1023/ SAE. 2000. 10 p. 9. Стефановский А.Б., Постол Ю.А., Снижко Е.В. Влияние внутреннего объёма маломощного двигателя с внешним подогревом на характер нагревания рабочего газа // Актуальн. пробл. теории и практики соврем. двигателестроения: Тр. Междунар. науч.-практ. конф., 23-25 апр. 2003, г.Челябинск/ Южно-Уральск. гос. ун-т и др. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. С.64-66. 10. Стефановський О.Б., Сніжко Є.В., Болтянський О.В. Узагальнення даних про теплообмін у каналах оребренних нагрівачів, випробуваних на малогабаритному двигуні моделі УДС-1// Праці ТДАТА. Мелітополь, 2004. Вип.23. С.21-26.

УДК 621.432.018.2

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю Белик, магистр

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ

Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами

Потери на трение ($p_{тр}$) являются наиболее существенной составляющей суммарных механических потерь в двигателе внутреннего сгорания (ДВС). К $p_{тр}$ относят потери в цилиндропоршневой группе, кривошипно-шатунном механизме, механизме газораспределения и потери на привод вспомогательных агрегатов систем двигателя. Эти потери зависят в первую очередь от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n) и температуры смазочного масла ($t_м$), которая в свою очередь зависит от условий работы двигателя и температуры охлаждающей жидкости ($t_{ож}$). Кроме того, на $p_{тр}$ влияет среднее давление газов в цилиндре ($p_{ср}$), являющееся функцией степени сжатия (ε) и параметров, определяющих наполнение цилиндра свежим зарядом (p_s, T_s, $p_т$). Основная доля потерь в цилиндропоршневой группе связана с трением поршневых колец, поэтому вместо частоты вращения коленчатого вала удобно рассматривать зависимость $p_{тр}$ от скорости поршня ($C_п$). Таким образом, при исследовании и доводке ДВС с газотурбинным наддувом для оценки эффективности различных конструктивных элементов и регулировок, обобщения результатов опытов, проведенных с различными двигателями с целью выявления закономерностей изменения механические потерь, определения качества изготовления и сборки двигателей необходимо учитывать влияние на потери трения $C_п$, $t_м$, $t_{ож}$, p_s, p_T, ,T_s, ε.

Нахождение зависимостей $p_{тр}$ от влияющих факторов в широком диапазоне их варьирования для быстроходного дизеля с газотурбинным наддувом является сложной задачей, которую с наибольшей достоверностью и наименьшими материальными и временными затратами на исследования можно решить при проведении экспериментов на одноцилиндровом дизеле. При одинаковой конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения $p_{тр}$ одноцилиндрового дизеля будут отличаться от соответствующих потерь в многоцилиндровом только разницей потерь на привод вспомогательных агрегатов и систем. И если эта разница невелика, то относительное изменение $p_{тр}$ от режимных факторов будет носить обобщенный характер, а том числе и для других дизелей, имеющих аналогичные конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения.

Цель исследований

Получение исходных данных и проведение многофакторного анализа потерь на трение в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом в зависимости от скорости поршня, температур смазочного масла и охлаждающей жидкости, давления и температуры воздуха на впуске, противодавления на выпуске, степени сжатия.

Методика проведения исследований

Исходные зависимости $p_{тр} = f\,(C_п,\ t_м,\ t_{ож},\ p_s,\ p_T,\ ,T_s,\ \varepsilon)$ с использованием рекомендаций по учету изменения потерь на трение от теплового состояния при прокручивании двигателя [1] определены для опытного одноцилиндрового дизеля, основные конструктивные элементы и регулировки которого, влияющие на потери трения и протекание рабочего процесса, соответствуют дизелю 6ЧН 13/11,5 (СМД-62). Для обобщения зависимостей $p_{тр}$ от исследуемых параметров и проведения анализа применен многофакторный метод узловых точек [2].

Достоинством данного метода является возможность визуальной оценки изменения параметров многофакторных процессов в относительном виде, что создает оптимальные условия сочетания неформальных и формальных методов исследования. В соответствии с методом узловых точек многомерная функция $y=f\,(x_1,\ x_2,\ \ldots,\ x_n)$ может быть рассмотрена как функция, состоящая из n ветвей одномерных функций $f(x_1),\ f(x_2),\ \ldots,\ f(x_n)$. Разветвление этих функций происходит в точке (узловой), где численное значение зависимой переменной $(y=y_0)$ есть общее для всех ветвей. Характерной особенностью этой точки является то, что она позволяет “связать” одномерные (однофакторные) функции в многофакторную модель.

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

$$\overline{p}_{тр} = \prod_{i=1}^{n} \varphi_i(x_i)\,, \tag{1}$$

где $\overline{p}_{тр}$ – относительное изменение потерь на трение. Для того чтобы перейти от относительной величины $\overline{p}_{тр}$ к общепринятой величине потерь на трение, достаточно правую часть выражения (1) умножить на численное значение параметра в узловой точке, т. е.

$$\overline{p}_{тр} = p_{тр.о} \prod_{i=1}^{n} \varphi_i(x_i)\,. \tag{2}$$

Основные результаты исследований

Зависимости относительных потерь на трение, полученные в результате обобщения данных исследований, проведенных на одноцилиндровом двигателе, приведены на рис. 1. Как видим из рисунка значения T_s *и* p_T не оказывают заметного влияния на $p_{тр}$, поэтому ориентированный граф многофакторной модели с учетом влияющих факторов будет выглядеть таким, каким он приведен на рис.2.

Пределы варьирования каждого из факторов были выбраны следующие: $t_м$ – 40…100 °С; $t_в$ – 50…100 °С; ε –13,5…15,5; $C_п$ – 4,6… 8,82 м/с; p_s, p_T – 0,1 – 0,24 МПа; t_s – 20…65 °С.

При прочих равных условиях с понижением температуры смазочного масла увеличиваются $\overline{p}_{тр}$. При снижении $t_м$ с 100 до 40 °С $\overline{p}_{тр}$ возрастают в 1,38 раза. Аппроксимация опытных данных позволила получить аналитическую зависимость:

$$\bar{p}_{тр} = 1/(0{,}505+5{,}5\cdot 10^{-3}\cdot t_м). \qquad (3)$$

Влияние температуры охлаждающей жидкости на $\bar{p}_{тр}$ менее значительно, чем $t_м$. С понижением $t_{ож}$ до 50°С $\bar{p}_{тр}$ увеличиваются до 1,087. Аналитическое выражение данной зависимости, полученное в результате аппроксимации, имеет вид:

$$\bar{p}_{тр} = 1/(0{,}82+2\cdot 10^{-3}\cdot t_{ож}). \qquad (4)$$

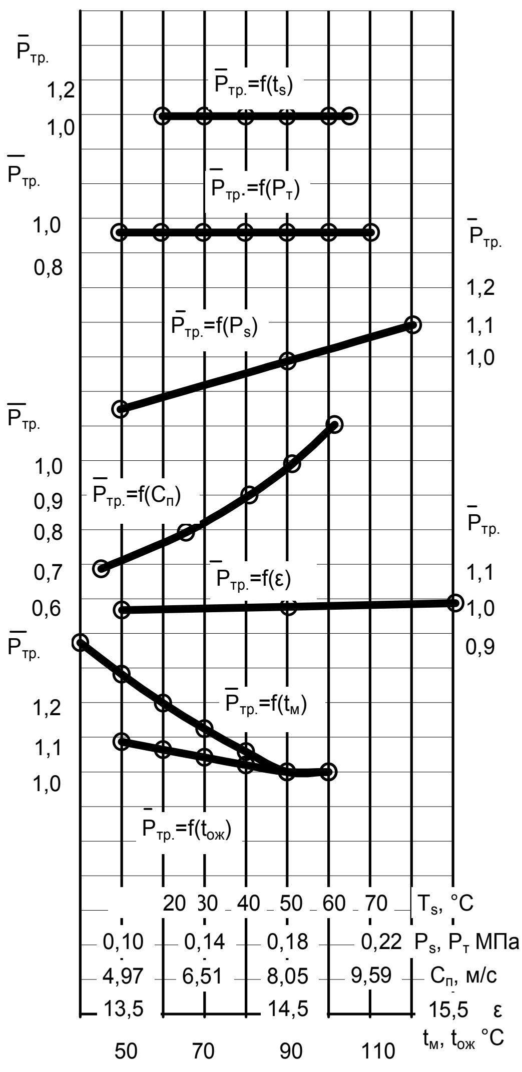

Рис. 1. Относительное изменение $\bar{p}_{тр}$ при различных уровнях исследованных факторов

Влияние ε на $\bar{p}_{тр}$ незначительно. С уменьшением степени сжатия до 13,5 от исходного значения $\bar{p}_{тр}$ уменьшаются до 0,985, так как снижается среднее давление в цилиндре дизеля и, наоборот, с увеличением ε до 15,5 $\bar{p}_{тр}$ возрастают до 1,016. Аппроксимация опытных данных позволила получить уравнение регрессии в виде зависимости ε от $\bar{p}_{тр}$:

$$\bar{p}_{тр} = (1{,}16\cdot\varepsilon+83{,}18)\cdot 10^{-2}. \qquad (5)$$

С увеличением скорости поршня растет $\bar{p}_{тр}$. Это связано с увеличением количества рабочих циклов и затрат на привод вспомогательных агрегатов. В результате аппроксимации опытных данных для $C_п$ получена следующая зависимость:

$$\bar{p}_{тр} = 1/(2{,}14-0{,}1416\cdot C_п). \qquad (6)$$

Влияние давления надувочного воздуха на $\bar{p}_{тр}$ определяется также ростом среднего давления в цилиндре дизеля. С увеличением давления надувочного воздуха до 0,24 МПа, $\bar{p}_{тр}$ увеличиваются до 1,2, а при уменьшении снижается до 0,8. После аппроксимации опытных данных получено следующее аналитическое выражение зависимости $\bar{p}_{тр}$ от p_s:

$$\bar{p}_{тр} = 0{,}64+2\cdot p_s. \qquad (7)$$

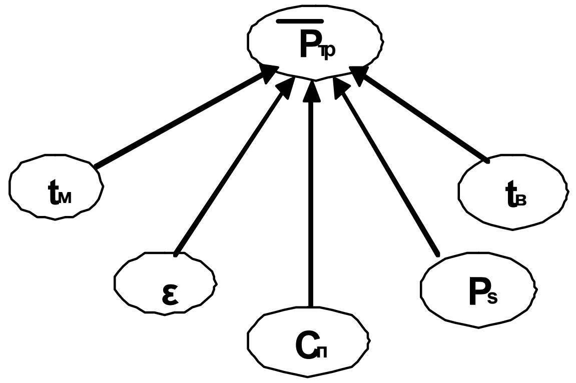

Рис. 2. Ориентированный граф многофакторной модели

Графическое изображение многофакторной модели представлено на рис. 3.

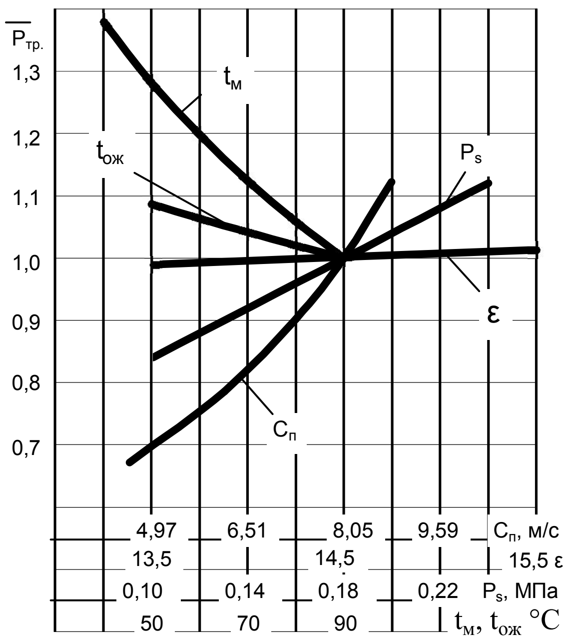

Рис. 3. Графическое изображение многофакторной модели $\overline{p}_{тр} = f(t_м, t_{ож}, \varepsilon, p_s, C_п)$

Аналитические выражения характеристик (3 – 7) и принятый метод обработки экспериментальных данных позволяют получить аналитическую многофакторную модель относительных потерь на трение дизеля при различных уровнях влияющих факторов:

$$\overline{p}_{тр} = \frac{1}{(0{,}505 + 5{,}5 \cdot 10^{-3} t_м)} \times \frac{1}{(0{,}82 + 2 \cdot 10^{-3} t_{ож})} \times$$
$$\times (1{,}16\varepsilon + 83{,}18) \cdot 10^{-2} \times \frac{1}{(2{,}14 - 0{,}1416 C_п)} \times \qquad (8)$$
$$\times (0{,}64 + 2 p_S)$$

Характерной особенностью выражения (8) и его графического отображения (рис. 3) является то, что в узловой точке при $t_м=90°C$, $t_в=90°C$, $p_s=0{,}18$ *МПа*, $\varepsilon=14{,}5$, $C_п=8{,}05$ *м/с* значение $\overline{p}_{тр} = 1$.

Численное значение $\overline{p}_{тр}$ в узловой точке по данным исследований на одноцилиндровом двигателе составило 0,229 МПа.

Пример практического применения предложенной модели показан на рис. 4, где представлены нагрузочные характеристики дизеля 6ЧН 13/11,5 со степенью сжатия 14,5, при испытании которого индицированием определялись давление насосных потерь, как при прокручивании дизеля, так и при работе под нагрузкой.

Прокручиванием дизеля 6ЧН 13/11,5 определены условные механические потери на каждой из исследованных частот вращения коленчатого вала. Затем, используя опытные данные определения давление насосных потерь, определены потери на трение дизеля на режимах его прокрутки. Так как степень сжатия, температурный режим смазочного масла и охлаждающей жидкости соответствовали значениям узловой точки модели, на изменение потерь на трение при работе двигателя с нагрузкой будет влиять только величина давления наддувочного воздуха, что и было учтено расчетом. После этого были уточнены значения суммарных механических потерь и определены индикаторный, эффективный и механический КПД.

Нагрузочные характеристики дизеля 6ЧН 13/11,5 с уточненными значениями суммарных механических потерь, индикаторного, эффективного и механического КПД приведены на рис. 4.

В таблице 1 приведены данные, характеризующие механические потери, определенные опытным путем прокручивания двигателя и рассчитанного с использованием полученной модели.

Можно утверждать, что данные, полученные с использованием многофакторной модели, учитывающей в данном случае влияние на потери трения увеличение давления наддувочного воздуха, более точно представляют показатели механических потерь в двигателе.

Вывод

В результате проведенных исследований для дизеля 6ЧН 13/11,5 проведен многофакторный анализ потерь на трение и предложена аналитическая модель, позволяющая проводить сравнение потерь на трение для различных модификаций двигателей этого типа, уточнять значения $p_{тр}$ при различных сочетаниях режимных факторов.

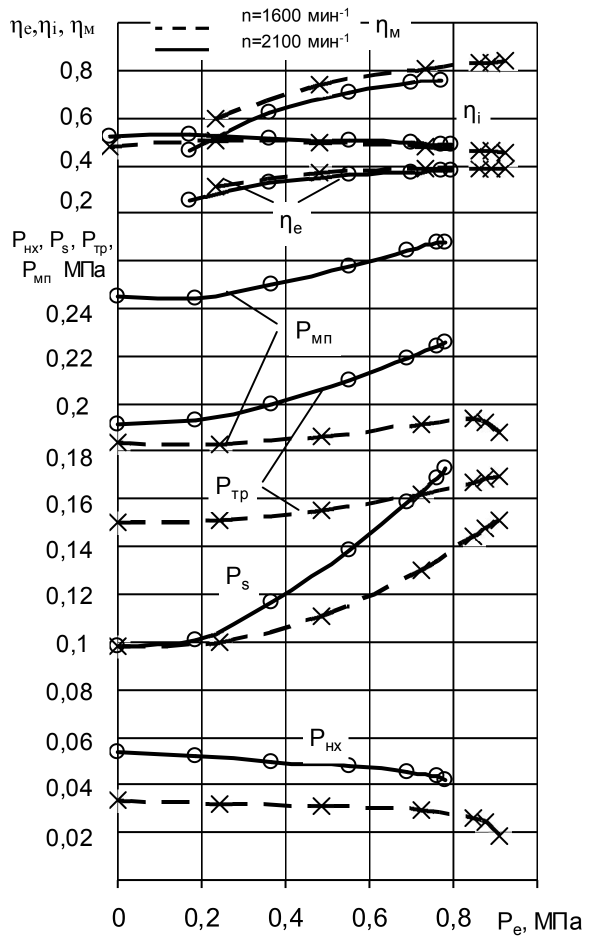

Рис. 4. Нагрузочные характеристики дизеля 6ЧН 13/11,5

Предложенная модель может быть применена и для других дизелей, имеющих аналогичные конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения.

Таблица 1. Сравнение опытных и расчетных данных

	Режим работы двигателя	Опыт	Опыт и расчета по модели
$p_{мп}$, МПа	n=1600 мин$^{-1}$ p_e=0,91 МПа	0,1743	0,1883
	n=2100 мин$^{-1}$ p_e=0,78 МПа	0,2325	0,2678
$\eta_м$	n=1600 мин$^{-1}$ p_e=0,91 МПа	0,838	0,827
	n=2100 мин$^{-1}$ p_e=0,78 МПа	0,771	0,745

Более широкое применение предложенный метод определения потерь на трение в дизеле может получить в случае разработки алогичной модели для давления насосных потерь. В этом случае по данным, полученным в результате испытаний дизеля, можно будет определять суммарные механические потери в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом.

Список литературы:

1. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Особенности определения потерь на трение в быстроходном дизеле методом прокручивание коленчатого вала / Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Зб. наук. праць. Тем. випуск: Автомобіле- і тракторобудування.– Харків: НТУ «ХПІ»._ 2004.- № 24.– С. 69 – 74. 2. Федоре В.А., Парсаданов И.В. Многофакторный анализ коэффициента наполнения дизеля // Двигателестроение.- 1988.- № 1.- С. 3-5.