

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Г.Д. Драгунов, д.т.н., А.А. Юсупов, инженер
Южно-Уральский государственный университет
И.А. Мурог, к.т.н.

Челябинское высшее военное автомобильное инженерно-командное училище (институт)

Выполнено отображение в форме аналитических зависимостей семейства скоростных частичных и внешней характеристик автомобильных двигателей. Полученная система алгебраических уравнений совместима с математическими моделями движения автомобиля, динамическими моделями трансмиссии и другими случаями анализа совместной работы автомобильного двигателя внутреннего сгорания и различных транспортных средств. Уравнения содержат в явном виде главный управляющий параметр двигателя — положение органа управления подачей топлива.

Для отображения реальных режимов работы в процессе моделирования характеристик транспортных средств различного типа автомобильный двигатель внутреннего сгорания необходимо представлять совокупностью внешней и частичных скоростных характеристик.

Эти характеристики составляют значительную по объему и сложности часть общей математической модели движения транспортного средства. Поэтому наряду с требованиями достоверности и точности представление характеристик двигателя должно быть совместимым и достаточно простым для нахождения решения общей системы уравнений.

Примерами решения таких задач являются тягово-динамический расчет автомобиля, анализ устойчивости и управляемости при прямолинейном движении автомобиля и движения в повороте, анализ проходимости автомобиля в различных дорожных условиях и многие другие. Двигатель включается в эти расчеты и анализы в основном тремя показателями:

- скоростью вращения коленчатого вала, связанной через передаточную функцию со скоростью движения автомобиля;
- крутящим моментом, развиваемым двигателем, связанным через передаточную функцию с моментом сопротивления движению автомобиля;
- приведенным моментом инерции (который в большинстве случаев можно оценить по моменту

инерции маховика), входящим составной частью в динамическую модель автомобиля.

Последняя характеристика задается наиболее просто, так как она является постоянной величиной.

Скорость вращения коленчатого вала и крутящий момент являются взаимосвязанными переменными величинами и в условиях транспортных средств изменяются в широких пределах.

Для изучения процессов, протекающих в трансмиссии автомобиля, необходимо построить семейство скоростных характеристик в поле режимов работы двигателя. В справочной и технической литературе можно найти чаще всего внешнюю скоростную характеристику двигателя, т. е. зависимость крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала при полной подаче топлива, либо значения максимальной мощности и максимального крутящего момента при частоте вращения, соответствующей этим показателям, а также минимальную (минимальную устойчивую) и максимальную частоту вращения холостого хода.

Основной параметр управления двигателем — величина топливоподачи, которая изменяется и задается педалью подачи топлива. Обозначим ее перемещение H и будем измерять в долях от полного перемещения H_{\max} ($h = H/H_{\max}$). Таким образом, задачу моделирования характеристик двигателя можно свести к нахождению функционала $M_e = (n, h)$.

Известные из технической характеристики названные выше параметры и типичный вид скоростных характеристик бензинового двигателя показаны на рис. 1.

Участок от n_{\min} до n_N соответствует внешней скоростной характеристике при неизменном и полном открытии органа управления топливоподачей (дроссельной заслонкой системы питания).

При промежуточных постоянных положениях дроссельной заслонки имеем частичные скоростные характеристики $h_{0,5}$, $h_{0,2}$, поле которых заключено между внешней характеристикой и скоростной характеристикой холостого хода при отсутствии внешней нагрузки на коленчатый вал.

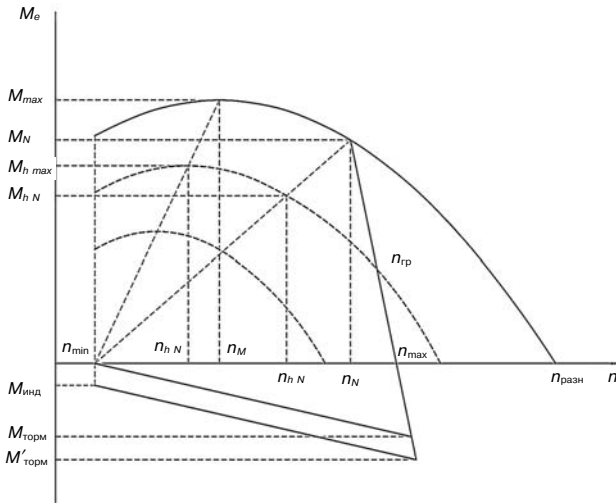


Рис. 1. Скоростные характеристики бензинового двигателя

Известно, что доминирующим фактором, влияющим на изменение крутящего момента автомобильного двигателя с управлением за счет количества поступающей в цилиндры рабочей смеси, является коэффициент наполнения [1]. Поэтому можно с достаточной степенью точности принять

$$M_e = \text{const} \cdot \eta_v. \quad (1)$$

Тогда для скоростных характеристик изменение M_e определяется зависимостью коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения (аэродинамические потери во впускной системе, подогрев свежего заряда, несоответствие фаз газораспределения оптимальным значениям), определяются квадратом скорости воздушного потока во впускной системе. В свою очередь скорость потока пропорциональна частоте вращения коленчатого вала, поэтому можно считать обоснованным представление зависимости крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала (при постоянном положении дроссельной заслонки) в виде отрезка квадратичной параболы [2]. Эти допущения справедливы для диапазона частот вращения коленчатого вала от n_{\min} до n_N

$$M_e = a + b(n - n_M)^2. \quad (2)$$

Для внешней скоростной характеристики значения коэффициентов уравнения найдем из условий:

➤ при частоте вращения $n = n_M$ крутящий момент $M_e = M_{\max}$;

➤ при частоте вращения $n = n_N$ крутящий момент $M_e = M_N$,

Получим:

$$a = M_{\max}; \quad b = \frac{M_N - M_{\max}}{(n_N - n_M)^2}. \quad (3)$$

Уравнение крутящего момента

$$M_e = M_{\max} + \frac{M_N - M_{\max}}{(n_N - n_M)^2} (n - n_M)^2. \quad (4)$$

Используя известное выражение для коэффициентов приспособляемости по крутящему моменту $k_M = M_{\max}/M_N$ и по частоте вращения $k_n = n_N/n_M$, получим

$$M_e = M_N \left[k_M + \frac{1 - k_M}{(k_M - 1)^2} \left(\frac{n}{n_M} - 1 \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) представляют собой стационарную модель описания работы двигателя по внешней характеристике (при полном открытии органа управления подачей топлива, т. е. при $h = 1$).

При работе ограничителя максимальной частоты холостого хода, уменьшающего коэффициент наполнения в интервале частот от $n = n_N$ до $n = n_{\max}$, скоростная характеристика может отличаться от квадратичной параболы и должна иметь свое характерное отображение. Учитывая, что при эксплуатации автомобилей и большинства других транспортных средств эти режимы используются редко и не являются определяющими для оценки интегральных показателей работы транспортных средств, для упрощения задачи можно принять характеристику линейной, т. е.

$$M_e = \frac{M_N (n_{\max} - n)}{(n_{\max} - n_N)}. \quad (6)$$

Частичную скоростную характеристику также можно представить в виде (2), так как она достигается частичным открытием дроссельной заслонки, т. е. введением дополнительного гидравлического сопротивления во впускной системе, зависящего от частоты вращения коленчатого вала во второй степени, и все изложенные выше соображения для внешней характеристики остаются справедливы и для частичной

$$M_{h_{\max}} = M_{h_{\max}} + \frac{M_{hN} - M_{h_{\max}}}{(n_{hN} - n_{hM})^2} (n - n_{hM})^2. \quad (7)$$

Для обеспечения обратной связи между двигателем и оператором целесообразно выполнять привод органа управления подачей топлива так, чтобы изменение подачи топлива было пропорционально перемещению органа управления дроссельной заслонкой. Тогда можно допустить, что величина максимального крутящего момента на частичных характеристиках уменьшается от значения M_{\max} пропорционально перемещению органа управления подачей топлива h

$$M_{h_{\max}} = M_{\max} h. \quad (8)$$

По аналогичным соображениям допустим, что крутящий момент при максимальной мощности на частичной скоростной характеристике изменяется пропорционально перемещению органа управления подачей топлива h

$$M_{h_N} = M_N h. \quad (9)$$

Допустим также, что частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту на различных частичных характеристиках, изменяется по линейной зависимости от положения органа управления подачей топлива h

$$n_{M_h} = n_{\min} + (n_M - n_{\min})h. \quad (10)$$

Аналогичную форму уравнения примем для зависимости частоты вращения коленчатого вал от положения органа управления подачей топлива, соответствующей максимальной мощности

$$n_{N_h} = n_{\min} + (n_N - n_{\min})h. \quad (11)$$

Для определения максимальной частоты вращения коленчатого вала для частичной характеристики используем уравнение (7) и условие равенства нулю эффективного крутящего момента на этой частоте

$$n_{h_{\max}} = n_{h_M} + (n_{h_N} - n_{h_M}) \sqrt{\frac{M_{h_{\max}}}{M_{h_{\max}} - M_{h_N}}}. \quad (12)$$

Если получим, что максимальная частота на частичной характеристике больше по величине, чем максимальная частота холостого хода по внешней характеристике, то это означает, что при заданном положении органа управления топливоподачей двигатель выходит на режим работы ограничителя максимальной частоты и следует принять $n_{h_{\max}} = n_{\max}$, а эффективный крутящий момент считать по уравнению (6). Граничная частота $n_{гр}$ выхода на характеристику ограничителя определится из условия равенства эффективных крутящих моментов из уравнений (6) и (7) их совместным решением относительно $n = n_{гр}$.

При $n > n_{\max}$, когда активный крутящий момент передается от трансмиссии на двигатель, а двигатель работает в тормозном режиме, $M_e < 0$, тормозной момент определяется разностью момента механических потерь $M_{\text{мех}}$ и индикаторного момента $M_{\text{инд}}$ (13):

$$M_{\text{тор}} = M_{\text{мех}} - M_{\text{инд}}. \quad (13)$$

Допустим, что в тормозном режиме $M_{\text{инд}}$ при частоте n равен $M_{\text{инд}}$ при частоте n_{\min} . Этот момент можно определить из условия $M_e = M_{\text{инд}} - M_{\text{мех}} = 0$, т. е. $M_{\text{инд}}$ равен $M_{\text{мех}}$ при частоте n_{\min} .

Таким образом

$$M_{\text{инд}} = M_{\text{мин мех}} = 9549 \frac{P_{\text{мех}}}{n}, \quad (14)$$

где $P_{\text{мех}}$ — мощность механических потерь, кВт; n — частота вращения, об/мин.

Известно, что

$$P_{\text{мех}} = \frac{p_M V_h i n}{30 \tau}, \quad (15)$$

где V_h — рабочий объем цилиндра, л; i — число цилиндров; τ — тактность; p_M — давление механических потерь, МПа:

$$p_M = A + B C_M, \quad (16)$$

где C_M — средняя скорость поршня; A и B — известные коэффициенты для каждого типа двигателя [1]; при необходимости могут быть уточнены для конкретной модели;

$$C_M = \frac{S \cdot n}{30}. \quad (17)$$

Подставив уравнения (14)–(17) в (13), получим

$$M_{\text{тор}} = 10,61 \frac{B V_h i S}{\tau} (n - n_{\min}). \quad (18)$$

Представленная модель достаточно точно отображает реальную характеристику бензинового двигателя (рис. 2).

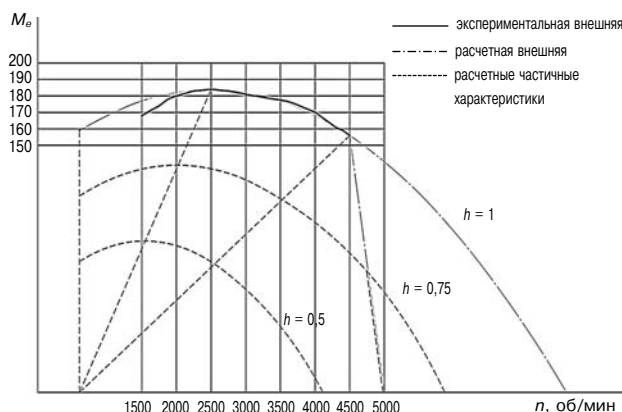


Рис. 2. Экспериментальная внешняя и расчетные внешняя и частичные скоростные характеристики двигателя ЗМЗ-402

Модель можно просто и эффективно использовать при моделировании движения автомобиля в реальных условиях и выполнении практических тягово-динамических расчетов. Например, при моделировании разгона автомобиля в городских условиях.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. А.С. Орлина, М.С. Круглова. — М.: Машиностроение, 1983.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Мн.: Выш. шк., 1986.