

Выбор формы внешней скоростной характеристики транспортного дизеля

77-30569/331076

02, февраль 2012

Марков В. А., Шатров В. И.

УДК 621.436

МГТУ им. Н.Э. Баумана

markov@power.bmstu.ru

shatrov@power.bmstu.ru

Эффективность использования транспортных средств и сельскохозяйственных машин в значительной степени определяется характеристиками установленных на них двигателей внутреннего сгорания. В последние годы все большее распространение на транспорте получают дизельные двигатели [1]. Такими двигателями оснащается подавляющее большинство грузовых автомобилей, автобусов и сельскохозяйственных машин. Расширяется их использование и на легковых автомобилях. Дизели, работающие с повышенной степенью сжатия и коэффициентом избытка воздуха, в большей степени, чем другие двигатели, отвечают современным тенденциям развития двигателестроения – улучшению экономических и экологических показателей транспортных установок. Но реализация этого принципиального преимущества невозможна без обеспечения оптимальных характеристик и параметров дизеля, которые целесообразно изменять в соответствии с режимом работы и условиями эксплуатации. Поэтому дизели оснащают системами автоматического управления и регулирования (САР и САУ), осуществляющими целенаправленное изменение указанных характеристик и параметров, обеспечивая, тем самым, требуемый характер протекания рабочего процесса на каждом эксплуатационном режиме.

Работу дизеля определяют, в первую очередь, его скоростной и нагрузочный режимы (угловая скорость вращения коленчатого вала ω_d или число его оборотов n и эффективный крутящий момент M_e или положение дозирующей рейки h_p). Область возможных режимов дизелей на плоскости с координатами ω_d - M_e ограничена внешней скоростной характеристикой 1 (рис. 1), предельной регуляторной характеристикой 2 и регуляторной характеристикой 5,

соответственно на номинальном (максимальном) и минимальном скоростных режимах [1]. На промежуточных скоростных режимах формируются частичные регуляторные характеристики 3, 4 различной формы.

Энергия, вырабатываемая двигателем транспортного средства, затрачивается, в основном, на преодоление сопротивления качению колес, аэродинамического сопротивления и сопротивления, связанного с преодолением сил инерции. При этом формируются характеристики 6-8 (см. рис. 1) момента сопротивления M_c , близкие по форме к квадратичной параболе [2]. Каждая точка пересечения характеристик M_e (кривые 1-5) и M_c (кривые 6-8) соответствует статическому режиму. Наиболее важными статическими режимами являются номинальный режим и режим максимального крутящего момента (соответственно точки *A* и *B* на рис. 1). Следует отметить также режимы холостого хода при максимальной (точка *C*) и минимальной (точка *D*) угловых скоростях вращения ω_d , на которых $M_e=0$ и имеет место минимальный расход топлива.

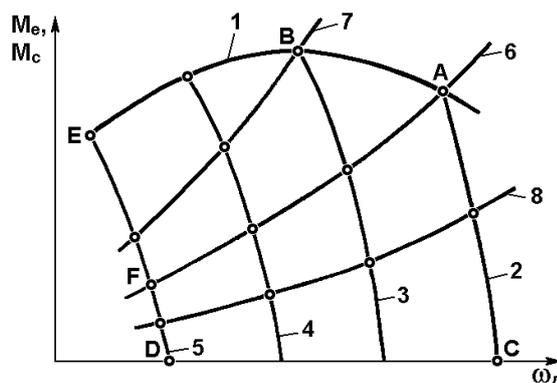


Рис. 1. Статические характеристики момента двигателя M_e (1-5) и момента сопротивления M_c (6-8): 1 – внешняя скоростная; 2 – предельная регуляторная; 3, 4 – частичные регуляторные; 5 – регуляторная характеристика при минимальной угловой скорости вращения коленчатого вала

Выделяют установившиеся и неустойчивые режимы. Признаком неустойчивых (динамических) режимов является переменность параметров двигателя. Производные этих параметров по времени отличны от нуля (например, $d\omega_d/dt \neq 0$). Частный случай неустойчивых режимов – переходные процессы, соответствующие переводу дизеля с одного установившегося режима на другой. К наиболее характерным переходным процессам относятся разгон двигателя (процесс *F-A* на рис. 1) и наброс нагрузки (процесс *C-A*) или обратные им переходные процессы торможения и сброса нагрузки.

Основной функцией САР частоты вращения дизеля является автоматическое поддержание заданного водителем скоростного режима, т.е. формирование регуляторной характеристики (например, характеристики *A-C* на

рис. 1). Важнейшая дополнительная функция САР – формирование внешней скоростной характеристики (ВСХ) $A-B-E$ (или характеристики 1) требуемой формы. Транспортные дизели достаточно большую часть времени эксплуатируются на режимах этой характеристики с максимальной мощностью (крутящим моментом M_e) и именно на этих режимах расходуется большая часть топлива и образуется значительная часть токсичных компонентов ОГ. Причем характер изменения ВСХ дизеля $M_e=f(n)$ определяется, в первую очередь, характеристикой цикловой подачи топлива $q_{ц}=f(n)$.

ВСХ ограничивает максимально возможную подачу топлива в диапазоне скоростных режимов от номинального до нулевого. Эта характеристика отличается наименьшими значениями коэффициента избытка воздуха α и имеет участки коррекции $A-B$, отрицательной коррекции $B-E$ и пусковой подачи (на рис. 1 этот участок не показан). На участке коррекции подача топлива определяется заданными мощностными показателями, на участке отрицательной коррекции – допустимым уровнем дымности отработавших газов (ОГ), на участке пускового обогащения – возможностью надежного запуска дизеля.

Форма ВСХ выбирается с учетом компромисса между мощностными, экономическими и экологическими показателями дизеля [1, 3, 4]. Для транспортных дизелей, работающих в условиях переменных нагрузок, необходимо обеспечить заданные значения коэффициента приспособляемости по крутящему моменту (отношение максимального крутящего момента двигателя к номинальному) и по частоте вращения (отношение номинальной частоты вращения к частоте вращения при максимальном крутящем моменте). Поэтому на участке положительной коррекции с уменьшением частоты вращения увеличивают цикловую подачу топлива $q_{ц}$ на величину 10-45 % (коэффициент приспособляемости по крутящему моменту $k_m=1,1-1,45$) [1, 3]. В дизеле $4 CT 90$ фирмы *Andoria* (Польша) указанный рост подачи топлива сопровождается увеличением крутящего момента двигателя со 150 Н·м (при $n=4100 \text{ мин}^{-1}$) до 200 Н·м (при $n=2500 \text{ мин}^{-1}$), т.е. на 33 % (рис. 2) [3]. Коэффициент приспособляемости по частоте вращения в транспортных дизелях обычно составляет $k_{\omega}=1,45-2,6$, а общий коэффициент приспособляемости оказывается равным $k_o=k_m \cdot k_{\omega}=1,75-3,55$ [1, 3].

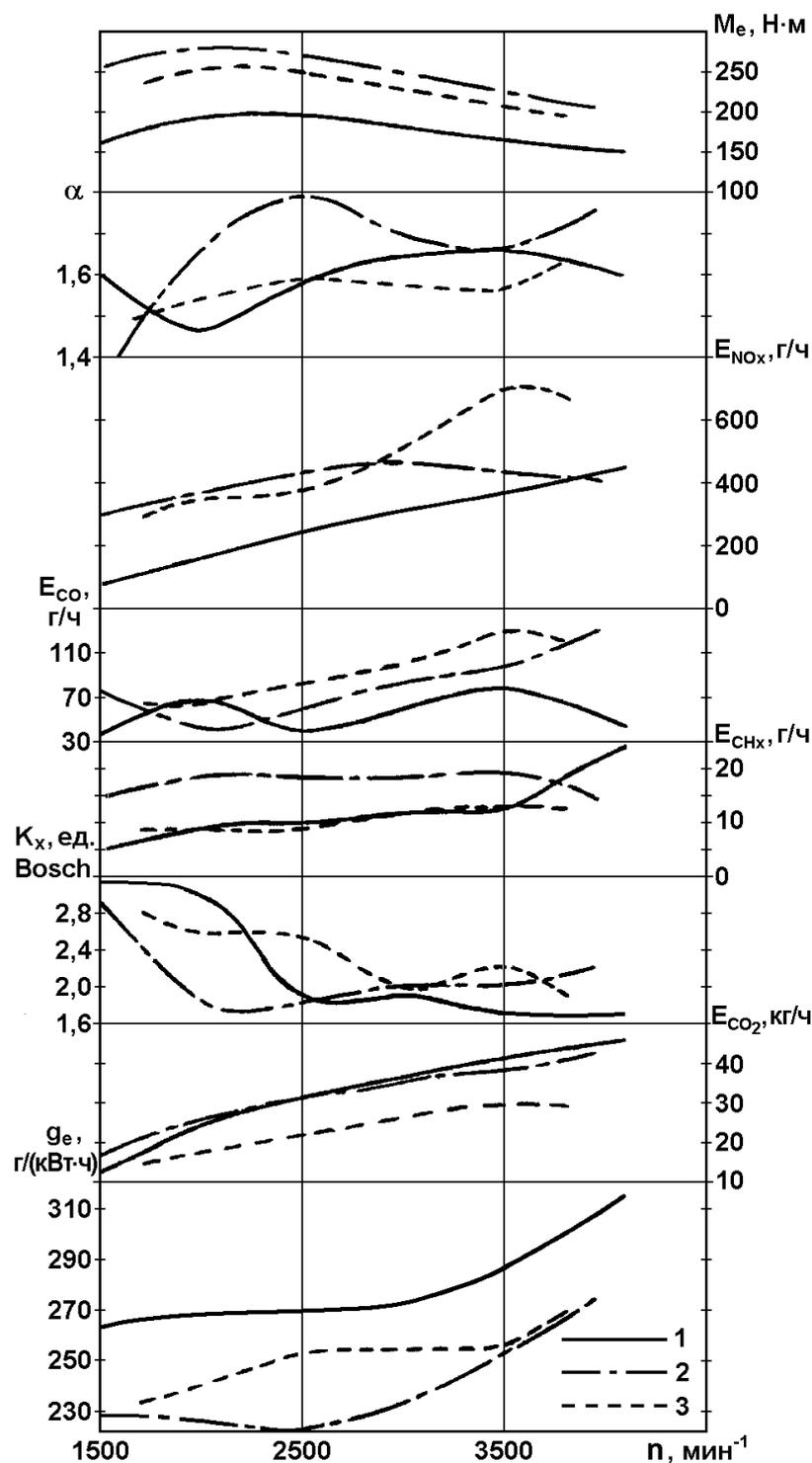


Рис. 2. Зависимость эффективных крутящего момента двигателя M_e и расхода топлива g_e , коэффициента избытка воздуха α , массовых выбросов с ОГ оксидов азота E_{NOx} , монооксида E_{CO} и диоксида E_{CO_2} углерода, несгоревших углеводородов E_{CHx} и дымности ОГ K_x от частоты вращения n на режимах ВСХ: 1 - дизеля 4 CT 90 фирмы Andoria (Польша); 2 - дизеля Gemini-3 фирмы Rover (Великобритания); 3 - дизеля Sofim-8140 фирмы Iveco (Италия)

Чем выше коэффициент приспособляемости дизеля, тем лучше динамические качества автомобиля. Причем наиболее благоприятное протекание корректорного участка обеспечивается при формировании характеристики

крутящего момента в виде гиперболической кривой [1]. Но при этом необходимо увеличивать подачу воздуха с уменьшением частоты вращения дизеля, что достигается при управлении турбонаддувом. Обеспечение требуемого запаса по крутящему моменту и по частоте вращения позволяет реже переключать передачи трансмиссии и при временно возникающих перегрузках уменьшить вероятность перехода к режимам работы на участке отрицательной коррекции с меньшей мощностью, повышенной эмиссией продуктов неполного сгорания топлива и худшей экономичностью. Худшая экономичность дизеля и повышенная токсичность его ОГ на участке ВСХ с низкими частотами вращения обусловлены, в основном, малыми значениями коэффициента избытка воздуха. Поэтому на этих режимах имеет место недогорание топлива и ухудшение показателей дизеля.

Таким образом, на режимах с малыми частотами вращения ВСХ целесообразно уменьшать подачу топлива, формируя участок отрицательной коррекции. В транспортных дизелях такое уменьшение подачи топлива составляет 20-35 % по сравнению с номинальным режимом [1, 5]. Причем диапазон корректирования топливоподачи на этом участке от конструктивных особенностей дизеля и степени его форсирования. Чем выше степень форсирования, тем большее снижение цикловой подачи топлива требуется. Такое протекание этого участка ВСХ позволяет сместить режимы работы двигателя в зону лучшей экономичности, снизить расход топлива (на 2-12 %), дымность ОГ (на 50-60 %) и уменьшает тепловую напряженность деталей двигателя [6].

Вместе с тем, реализация отрицательного корректирования топливоподачи может привести к ухудшению динамических качеств дизеля (увеличению времени переходного процесса на 0,5-2 с), так как на режимах с малой n максимальная цикловая подача топлива ограничена [6, 7]. Поэтому величина отрицательной коррекции ВСХ определяется с учетом как улучшения экономических и экологических показателей и снижения тепловой напряженности деталей дизеля, так и обеспечения его требуемых динамических качеств. Вместе с тем, динамические качества автомобиля определяются не только свойствами двигателя, но и запасом его мощности и параметрами трансмиссии. Поэтому введение корректирования топливоподачи на этом участке, приводящее к некоторому снижению динамических свойств дизеля, не сопровождается соответствующим снижением динамических качеств транспортной машины при условии выбора оптимального передаточного отношения трансмиссии.

Проблемам формирования ВСХ в транспортных дизелях посвящено ряд исследований [4, 5, 8]. Однако в этих исследованиях недостаточное внимание уделено оценке влияния формы этой характеристики на токсичность ОГ. Для оценки влияния формы ВСХ на показатели транспортного дизеля

ниже проведены расчетно-экспериментальные исследования дизеля типа КамАЗ-740.

Одной из наиболее сложных задач является задача определения показателей токсичности ОГ в переходных процессах. Проведение экспериментальных исследований с целью определения показателей токсичности ОГ дизелей в переходных процессах является весьма трудоемким и не всегда возможным из-за отсутствия необходимой измерительной аппаратуры, позволяющей определять показатели токсичности ОГ на указанных режимах [9]. В связи с этим, разработку и совершенствование САР частоты вращения дизеля целесообразно проводить расчетно-экспериментальным путем. При расчетных исследованиях переходных процессов дизелей широко применяют системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих элементы САР [1, 7]. Однако, в ряде случаев, целесообразна разработка нелинейных математических моделей, содержащих нелинейные дифференциальные уравнения, и учитывающих реальные нелинейные характеристики параметров дизеля. При этом указанные нелинейные характеристики могут быть заданы различным образом. Хорошие результаты дает описание этих характеристик полиномиальными зависимостями [10].

Выбор тех или иных математических моделей САР определяется типом исследуемых переходных процессов. Характерными переходными процессами являются процессы наброса и сброса нагрузки [1, 7]. Они отличаются незначительными отклонениями значений частоты вращения дизеля от ее значения на установившемся режиме, и при их исследованиях применение линейных моделей САР дает достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных. Для транспортных дизелей более характерны переходные процессы разгона и торможения [1, 7]. Эти процессы отличаются широким диапазоном изменения регулируемого параметра – угловой скорости дизеля ω_d . При расчетных исследованиях этих переходных процессов целесообразно использование нелинейных моделей, учитывающих сложный характер взаимосвязи параметров дизеля в этих процессах.

Оценка влияния формы ВСХ на показатели токсичности ОГ дизеля в переходных процессах проведена с использованием разработанной математической модели САР комбинированного двигателя. В разработанной модели дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов дизеля с турбонаддувом используются в следующем виде [1, 7]:

- поршневой части двигателя

$$J_d \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_c ; \quad (1)$$

- турбокомпрессор

$$J_T \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_K ; \quad (2)$$

- впускной трубопровод

$$\frac{V_{вп}}{R_b \cdot T_k} \cdot \frac{dp_k}{dt} = G_k - G_d ; \quad (3)$$

- выпускной трубопровод

$$\frac{V_{вып}}{R_r \cdot T_r} \cdot \frac{dp_r}{dt} = G_r - G_T , \quad (4)$$

где J_d и J_T – моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; ω_d и ω_T – угловые скорости вращения валов дизеля и турбокомпрессора; M_d , M_c , M_T , M_K – моменты: крутящий (эффективный M_e) дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором; $V_{вп}$ и $V_{вып}$ – объемы впускного и выпускного трубопроводов; p_k и p_r – давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора и ОГ на входе в турбину; R_b и R_r – газовые постоянные наддувочного воздуха и ОГ; T_k и T_r – температуры наддувочного воздуха и ОГ; G_d , G_k , G_r , G_T – расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину.

Значения параметров двигателя, входящих в правые части уравнений (1)...(4), определялись в виде функциональных зависимостей в соответствии с рекомендациями работ [1, 7, 10]. Для определения этих функциональных зависимостей для дизеля типа КамаАЗ-740 (8ЧН12/12) была разработана программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями, написанная на языке FORTRAN и использующая метод наименьших квадратов. Программа рассчитывает коэффициенты полинома, аппроксимирующего заданный массив исходных точек. Приемлемая точность описания полиномами заданных массивов исходных данных достигалась проверкой результатов вычислений в контрольных точках, визуализацией полученных полиномов в трехмерном пространстве в программе MathCAD и дальнейшей оценкой адекватности поверхностей, полученных в ходе визуализации. Применение полиномов третьего порядка дает несколько большую точность аппроксимации контрольных точек, по сравнению с полиномами второго порядка. Однако при использовании полиномов третьего порядка и расчете параметров дизеля, значения которых выходят из области контрольных точек, результаты расчетов могут сильно отличаться от аналитически ожидаемых.

Исходный массив контрольных точек, включающий 45 установившихся (стационарных) режимов определялся с использованием экспериментальных данных по дизелю типа КамАЗ-740, приведенных в работах [1, 6]. Некоторые

из этих экспериментальных данных представлены на рис. 3 и 4. При расчетных исследованиях использован квазистационарный метод, при котором экспериментальные данные, полученные на установившихся режимах, используются для определения полиномиальных зависимостей для параметров, входящих в математическую модель САР.

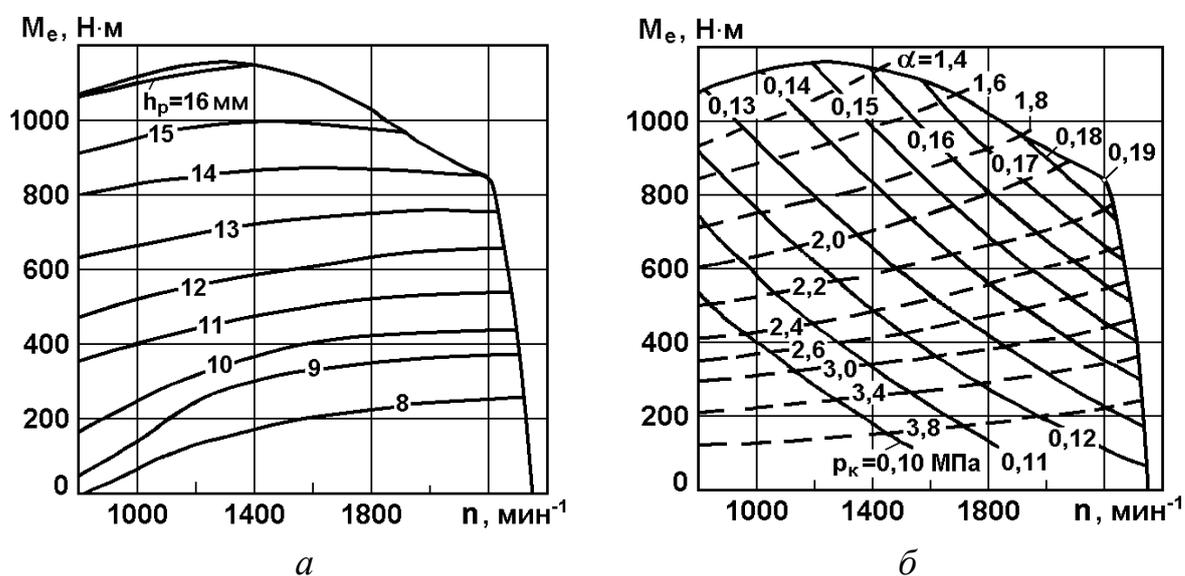


Рис. 3. Многопараметровые характеристики дизеля КамАЗ-740: *a* – положения h_p дозирующей рейки; *б* - давления наддува p_k и коэффициента избытка воздуха α

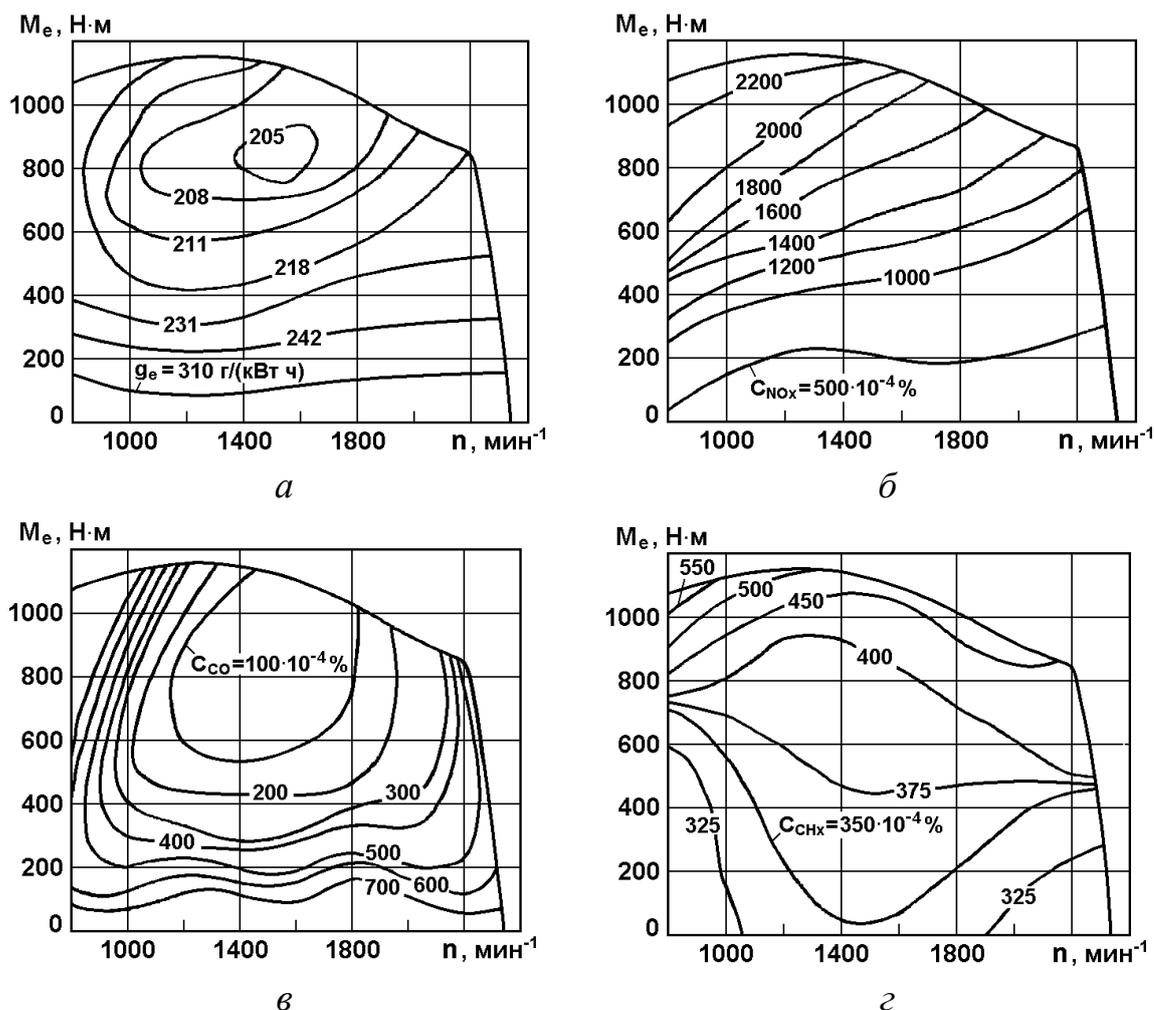


Рис. 4. Многопараметровые характеристики дизеля КамАЗ-740: *a* - удельного эффективного расхода топлива g_e ; *б* - содержания в ОГ оксидов азота C_{NOx} ; *в* - монооксида углерода C_{CO} ; *г* - углеводородов C_{CHx}

С использованием упомянутых экспериментальных данных по дизелю типа КамАЗ-740 и разработанной программы расчета полиномов определены коэффициенты полиномов для параметров двигателя, входящих в правые части уравнений (1)...(4). Полиномиальная зависимость второй степени для крутящего момента M_d от угловой скорости ω_d , давления наддувочного воздуха p_k , положения дозирующего органа - рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) h_p определена в виде

$$M_d(\omega_d, h_p, p_k) = -990,89 + 2,2746 \cdot \omega_d + 49493,0 \cdot h_p + 5902,6 \cdot p_k - 241,14 \cdot \omega_d \cdot h_p - 2,8145 \cdot \omega_d \cdot p_k + 592430,0 \cdot h_p \cdot p_k + 0,0014412 \cdot \omega_d^2 + 95432,0 \cdot h_p^2 - 34605,0 \cdot p_k^2.$$

Визуализация этой полиномиальной зависимости приведена на рис. 5.

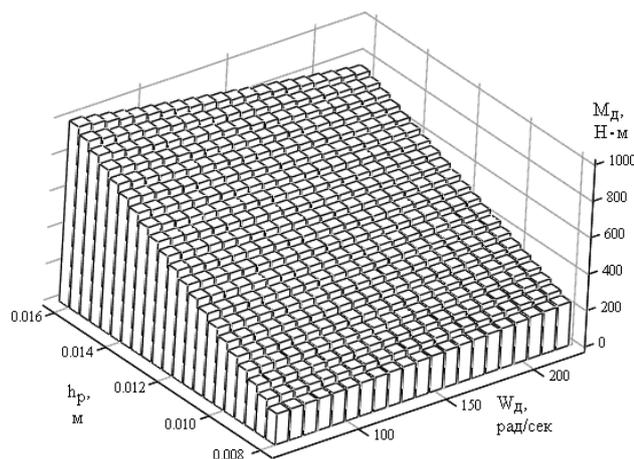


Рис. 5. Визуализация полиномиальной зависимости $M_d(\omega_d, p_k, h_p)$ при $p_k=0,1 \text{ МПа}=\text{const}$

Момент сопротивления потребителя M_c описывался выражением [2]

$$M_c = k_N \cdot \omega_d^2,$$

где k_N – коэффициент, пропорциональный настройке потребителя N .

При расчете полиномиальных зависимостей крутящего момента M_t , развиваемого турбиной, и момента, потребляемого компрессором M_k , использованы данные работы [11] и универсальная характеристика турбокомпрессора ТКР7Н-1 дизеля КамАЗ-740, представленная на рис. 6.

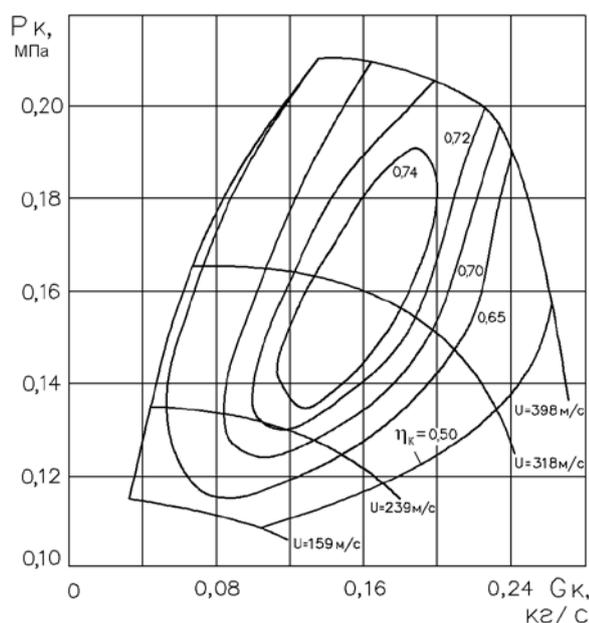


Рис. 6. Универсальная характеристика турбокомпрессора ТКР7Н-1 дизеля КамАЗ-740: G_k – массовый расход воздуха через компрессор; p_k – давление надувочного воздуха; U – окружная скорость колеса компрессора (на радиусе вращения $d=38 \text{ мм}$)

Расчет момента турбины в контрольных точках проводился с использованием экспериментальных данных работы [11] на формуле:

$$M_T = \frac{\left(\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}\right) \cdot R_T \cdot T_T \cdot \left(1 - \left(\frac{p_T}{p_{\text{атм}}}\right)^{\frac{1-\kappa_T}{\kappa_T}}\right) \cdot G_T}{\omega_T} \cdot \eta_T,$$

где $R_T = 287,1$ Дж/(кг·К) – универсальная газовая постоянная; p_T , T_T – давление и температура ОГ на входе в турбину; $p_{\text{атм}}$ – давление за турбиной (принято атмосферным); η_T – КПД турбины; показатель адиабаты расширения газов $\kappa_T = c_p / c_v$, где c_p и c_v – теплоемкости при постоянных давлении и объеме для ОГ, зависящие от T_T . При расчетах принято, что значения коэффициента κ_T подчиняются закону $\kappa_T = 1,44 - 0,0001059 \cdot T_T$ [11].

С использованием расчетных данных получена полиномиальная зависимость третьей степени для крутящего момента турбины M_T от угловой скорости ω_T , положения рейки ТНВД h_p и давления ОГ перед турбиной p_T :

$$\begin{aligned} M_T(\omega_T, h_p, p_T) = & 26,306 + 0,001401 \cdot \omega_T - 2018,8 \cdot h_p - 450,17 \cdot p_T - 0,23489 \cdot \omega_T \cdot h_p + \\ & + 0,0728 \cdot \omega_T \cdot p_T + 24432,0 \cdot h_p \cdot p_T - 6,464 \cdot 10^{-7} \cdot \omega_T^2 + 85773,0 \cdot h_p^2 + 49,564 \cdot p_T^2 - \\ & - 1,192 \cdot \omega_T \cdot h_p \cdot p_T - 4,643 \cdot 10^{-11} \cdot \omega_T^3 - 1725600,0 \cdot h_p^3 + 14676,0 \cdot p_T^3 + \\ & + 7,7599 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_T^2 \cdot h_p + 1,1285 \cdot 10^{-5} \cdot \omega_T^2 \cdot p_T + 11,039 \cdot \omega_T \cdot h_p^2 - 718120,0 \cdot h_p^2 \cdot p_T - \\ & - 0,81814 \cdot \omega_T \cdot p_T^2 + 16034,0 \cdot h_p \cdot p_T^2. \end{aligned}$$

Полиномиальная зависимость второй степени для момента сопротивления компрессора M_K от угловой скорости вращения ротора турбокомпрессора ω_T и давления наддувочного воздуха p_K получена в виде:

$$\begin{aligned} M_K(\omega_T, p_K) = & 1,4234 + 0,00089817 \cdot \omega_T - 63,493 \cdot p_K - 0,010607 \cdot \omega_T \cdot p_K + \\ & + 5,4649 \cdot 10^{-8} \cdot \omega_T^2 + 481,91 \cdot p_K^2. \end{aligned}$$

Полиномиальная зависимость третьей степени для расхода воздуха через компрессор G_K от угловой скорости вращения ротора турбокомпрессора ω_T и давления наддувочного воздуха p_K представлена в виде:

$$\begin{aligned} G_K(\omega_T, p_K) = & -64,825 - 0,1012 \cdot \omega_T + 32686,0 \cdot p_K - 42,491 \cdot \omega_T \cdot p_K + 3,9876 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_T^2 + \\ & + 852540,0 \cdot p_K^2 - 9,0435 \cdot 10^{-8} \cdot \omega_T^3 - 1608600,0 \cdot p_K^3 + 0,009242 \cdot \omega_T^2 \cdot p_K - 189,58 \cdot \omega_T \cdot p_K^2. \end{aligned}$$

Полиномиальная зависимость третьей степени для расхода воздуха через двигатель G_d от угловой скорости ω_d и давления наддува p_k имеет вид:

$$G_d(\omega_d, p_k) = -130,48 + 1,7913 \cdot \omega_d + 1211,3 \cdot p_k + 95,01 \cdot \omega_d \cdot p_k - 0,043266 \cdot \omega_d^2 - 40256,0 \cdot p_k^2 + 0,0002133 \cdot \omega_d^3 - 19509,0 \cdot p_k^3 - 0,40508 \cdot \omega_d^2 \cdot p_k + 229,89 \cdot \omega_d \cdot p_k^2.$$

Полиномиальная зависимость третьей степени для расхода ОГ газов через дизель G_r от угловой скорости ω_d , давления ОГ p_r и давления наддувочного воздуха p_k выражена формулой:

$$G_r(\omega_d, p_r, p_k) = -120,79 + 4,8654 \cdot \omega_d - 6197,0 \cdot p_r + 3053,4 \cdot p_k + 209,37 \cdot \omega_d \cdot p_r - 300,07 \cdot \omega_d \cdot p_k - 79330,0 \cdot p_r \cdot p_k + 0,0224 \cdot \omega_d^2 - 26051,0 \cdot p_r^2 + 202690,0 \cdot p_k^2 + 2293,0 \cdot \omega_d \cdot p_r \cdot p_k + 0,0000014475 \cdot \omega_d^3 - 1131500,0 \cdot p_r^3 + 1089900,0 \cdot p_k^3 + 0,84965 \cdot \omega_d^2 \cdot p_r - 1,0031 \cdot \omega_d^2 \cdot p_k - 2952,6 \cdot \omega_d \cdot p_r^2 + 6329900,0 \cdot p_r^2 \cdot p_k + 1230,4 \cdot \omega_d \cdot p_k^2 - 6734000,0 \cdot p_r \cdot p_k^2.$$

Полиномиальная зависимость третьей степени для расхода ОГ через турбину G_t от давления ОГ p_r и положения рейки ТНВД h_p получена в виде:

$$G_t(p_r, h_p) = 1721,1 - 9048,4 \cdot p_r - 394880,0 \cdot h_p + 1781800,0 \cdot p_r \cdot h_p + 48977,0 \cdot p_r^2 + 22174000,0 \cdot h_p^2 \cdot p_r - 18858,0 \cdot p_r^3 - 518550000,0 \cdot h_p^3 - 4262700,0 \cdot p_r^2 \cdot h_p - 23884000,0 \cdot p_r \cdot h_p^2.$$

Полиномиальная зависимость третьей степени для температуры наддувочного воздуха T_k от угловой скорости ω_d и положения рейки ТНВД h_p записана в виде выражения:

$$T_k(\omega_d, h_p) = 481,47 - 1,565 \cdot \omega_d - 29121,0 \cdot h_p + 146,92 \cdot \omega_d \cdot h_p + 0,005148 \cdot \omega_d^2 + 1228400,0 \cdot h_p^2 - 0,000005252 \cdot \omega_d^3 - 9251500,0 \cdot h_p^3 - 0,16765 \cdot \omega_d^2 \cdot h_p - 2310,2 \cdot \omega_d \cdot h_p^2.$$

Полиномиальная зависимость второй степени для температуры ОГ T_r от угловой скорости ω_d , положения рейки ТНВД h_p и давления наддува p_k получена в виде:

$$T_r(\omega_d, h_p, p_k) = -4145,3 + 45,541 \cdot \omega_d + 584650,0 \cdot h_p - 39523,0 \cdot p_k - 3862,1 \cdot \omega_d \cdot h_p + 401,17 \cdot \omega_d \cdot p_k + 3086100,0 \cdot h_p \cdot p_k - 0,16816 \cdot \omega_d^2 - 14955000,0 \cdot h_p^2 - 214500,0 \cdot p_k^2.$$

Для описания функциональных зависимостей содержания в ОГ оксидов азота C_{NOx} , углеводородов C_{CHx} и дымности ОГ K_x использованы полиномы второго порядка, а для описания функциональной зависимости содержания а ОГ монооксида углерода C_{CO} – полином третьего порядка:

$$C_{\text{NOx}}(\omega_d, h_p, p_k) = -0,68942 + 0,0047573 \cdot \omega_d + 130,260 \cdot h_p - 5,8697 \cdot p_k - 0,54951 \cdot \omega_d \cdot h_p + 0,020 \cdot \omega_d \cdot p_k + 810,09 \cdot h_p \cdot p_k - 0,00000614 \cdot \omega_d^2 - 6023,1 \cdot h_p^2 - 20,46 \cdot p_k^2;$$

$$C_{\text{CO}}(\omega_d, h_p, p_k) = 1,2281 - 0,010641 \cdot \omega_d - 271,60 \cdot h_p + 12,737 \cdot p_k + 1,0985 \cdot \omega_d \cdot h_p - 0,026629 \cdot \omega_d \cdot p_k + 290,18 \cdot h_p \cdot p_k + 0,000032162 \cdot \omega_d^2 + 13667,0 \cdot h_p^2 - 107,52 \cdot p_k^2 + 2,0081 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot p_k - 11,627 \cdot 10^{-8} \cdot \omega_d^3 + 79014,0 \cdot h_p^3 + 259,17 \cdot p_k^3 - 0,0012248 \cdot \omega_d^2 \cdot h_p + 0,00041418 \cdot \omega_d^2 \cdot p_k - 44,6 \cdot \omega_d \cdot h_p^2 - 84901,0 \cdot h_p^2 \cdot p_k - 0,53873 \cdot \omega_d \cdot p_k^2 + 7118,8 \cdot h_p \cdot p_k^2;$$

$$C_{\text{CHx}}(\omega_d, h_p, p_k) = 0,091397 + 0,000014919 \cdot \omega_d - 13,4840 \cdot h_p + 0,094903 \cdot p_k - 0,078545 \cdot \omega_d \cdot h_p + 0,020369 \cdot \omega_d \cdot p_k + 165,21 \cdot h_p \cdot p_k - 0,0000053221 \cdot \omega_d^2 + 281,63 \cdot h_p^2 - 20,197 \cdot p_k^2;$$

$$K_x(\omega_d, h_p, p_k) = -126,170 + 0,91023 \cdot \omega_d - 780,6 \cdot h_p + 799,59 \cdot p_k - 30,139 \cdot \omega_d \cdot h_p - 3,4768 \cdot \omega_d \cdot p_k - 192350,0 \cdot h_p \cdot p_k - 0,0007332 \cdot \omega_d^2 + 1395800,0 \cdot h_p^2 + 8410,6 \cdot p_k^2.$$

На рис. 7 приведены результаты аппроксимации полиномов C_{NOx} , C_{CO} , C_{CHx} и K_x , визуализированные в программе *MathCad*.

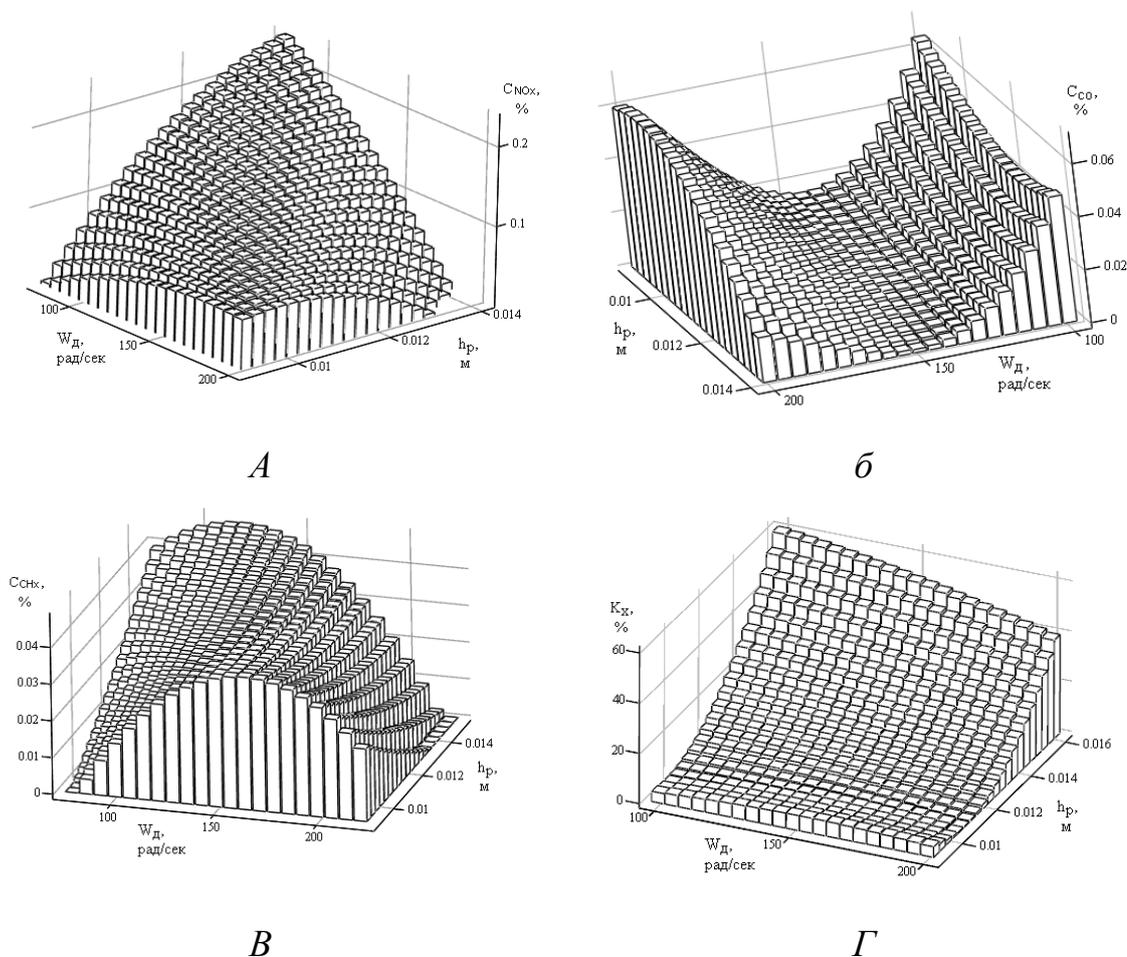


Рис. 7. Визуализация характеристик токсичности ОГ дизеля КамАЗ-740 от угловой скорости ω_d и положения рейки ТНВД h_p при давлении наддува $p_k=0,12$ МПа:
a – оксидов азота; *б* – монооксида углерода; *в* - несгоревших углеводородов;
г – дымности ОГ

Представленная математическая модель объекта регулирования - дизеля КамАЗ-740 дополнена уравнениями, описывающими автоматический регулятор частоты вращения. Среди современных автоматических регуляторов дизелей наиболее перспективными являются электронные управляющие устройства, создаваемые на базе современной микропроцессорной техники [1, 12]. Такой электронный регулятор частоты вращения коленчатого вала дизеля содержит датчик частоты вращения (ДЧВ), электронный блок управления (ЭБУ) и исполнительный механизм (ИМ), воздействующий на орган управления топливоподачей дизеля - рейку ТНВД (рис. 8) [1]. Каждый из входящих в структуру этого регулятора элементов обладает определенными статическими и динамическими свойствами, которые описываются алгебраическими или дифференциальными уравнениями.

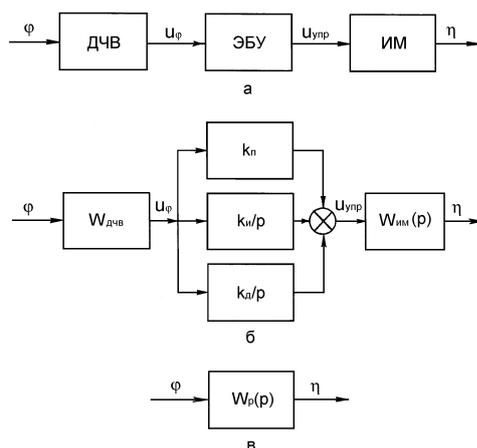


Рис. 8. Функциональная (а) и структурные (б, в) схемы электронного регулятора частоты вращения дизеля с ПИД-законом управления

Датчики режимных параметров электронных управляющих устройств (в частности, датчик угловой скорости ω_d или φ индукционного типа) обладают дискретностью в съеме сигнала с периодом, обычно не превышающем $\Delta t_3=0,003-0,005$ с. Если пренебречь задержкой прохождения сигнала, то такой датчик может быть описан алгебраическим уравнением вида $U_d = k \cdot \varphi$, где U_φ - выходной сигнал датчика, k_φ - коэффициент усиления датчика.

В процессе управления наибольший эффект достигается при использовании устройства, измеряющего не только отклонение угловой скорости вращения $\varphi = \Delta\omega_d / \omega_{до}$ от заданного режима $\omega_{до}$, но и производную от изменения этого отклонения $d\varphi/dt$ и накопление ошибки в виде интеграла $\int \varphi dt$. При этом формируется пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон управления в виде

$$U_{упр} = k_p \cdot U_\varphi + k_i \cdot \int U_\varphi dt + k_d \cdot \frac{dU_\varphi}{dt},$$

где $U_{упр}$ – выходной сигнал вычислительного устройства; k_p , k_i , k_d – коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих закона управления. В соответствии с данными работы [1] использованы следующие значения ПИД-закона регулирования $k_p=10$, $k_i=2$, $k_d=1$.

В цифровом вычислительном устройстве электронного блока алгоритм управления реализуется в виде программы, состоящей из отдельных элементарных операций (команд). Команды выполняются микропроцессором дискретно во времени, и на формирование управляющего сигнала необходимо определенное время, зависящее от объема программы управления. Время выполнения программы может быть учтено временной задержкой, обычно не превышающей $\Delta t_3=0,01$ с.

В качестве исполнительных механизмов электронного управляющего устройства чаще используются электромагнитный или электрогидравлический исполнительные механизмы, перемещающие дозирующий орган на величину $\eta = \Delta h_p / h_{po}$. Они могут быть описаны уравнением

$$T_{им} \frac{d\eta}{dt} + \eta = k_{им} \cdot U_{упр} .$$

Если пренебречь задержками Δt_3 в датчике и вычислительном устройстве, совместное решение уравнений датчика частоты вращения, вычислительного устройства электронного блока и исполнительного механизма приводит к уравнению электронного управляющего устройства в виде

$$T_{им} \frac{d\eta}{dt} + \eta = k_1 \cdot \varphi + k_2 \cdot \frac{d\varphi}{dt} + k_3 \cdot \int \varphi dt$$

или после дифференцирования левой и правой частей этого уравнения

$$T_{им} \frac{d^2\eta}{dt^2} + \frac{d\eta}{dt} = k_2 \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + k_1 \cdot \frac{d\varphi}{dt} + k_3 \cdot \varphi ,$$

где $k_1 = k_{им} k_{п} k_{\varphi}$; $k_2 = k_{им} k_{д} k_{\varphi}$; $k_3 = k_{им} k_{и} k_{\varphi}$ - коэффициенты усиления соответствующих составляющих входного воздействия.

Разработанная математическая модель использована для расчета переходных процессов САР частоты вращения дизеля КамАЗ-740. Для расчета переходных процессов была разработана программа, написанная на языке *FORTRAN* и позволяющая решать описанную выше систему дифференциальных уравнений САР методом Эйлера.

Для проверки адекватности разработанной математической модели САР был проведен расчет переходного процесса наброса полной нагрузки на дизель КамАЗ-740. Характеристика изменения частоты вращения в этом переходном процессе представлена на рис. 9. Представленные данные свидетельствуют о том, что продолжительность рассматриваемого переходного процесса составляет $t=3$ с (при допустимой нестабильности регулируемого параметра в переходном процессе $\omega_{\varepsilon} = 1,5\%$). Экспериментально полученная в работе [13] продолжительность рассматриваемого переходного процесса равна $t=2,8-3,0$ с. Хорошее совпадение экспериментальных и расчетных данных подтверждает возможность использования разработанной математической модели для исследования переходных процессов дизеля КамАЗ-740.

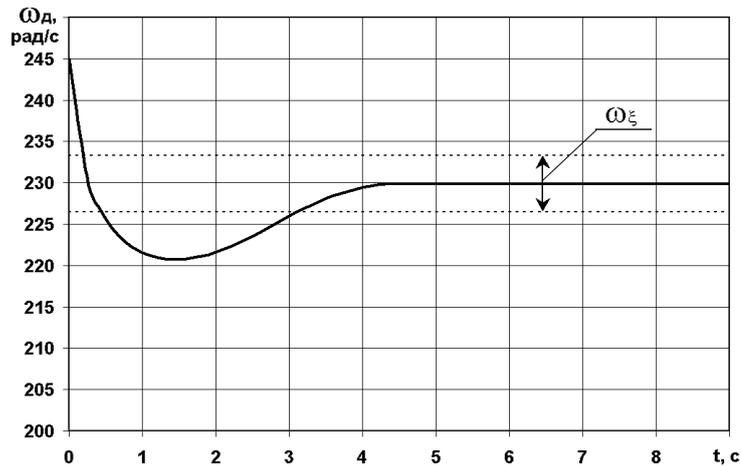


Рис. 9. Характеристика изменения угловой скорости ω_d в переходном процессе наброса нагрузки: ω_ξ – допустимая нестабильность регулируемого параметра на установившемся режиме

С использованием разработанной математической модели проведено исследование влияния формы ВСХ на показатели дизеля КамАЗ-740 в переходном процессе разгона с режима с $h_p=9,5$ мм при $n=800$ мин⁻¹ на режим с $h_p=14,0$ мм при $n=2200$ мин⁻¹. Диапазон корректирования на участке отрицательной коррекции оценивался коэффициентом корректирования $K_{Me\text{отр}}$, характеризующимся отношением максимального крутящего момента $M_{e\ n\ \min}$ при n_{\min} и номинального момента $M_{e\ \text{ном}}$ при $n_{\text{ном}}$, т.е. $K_{Me\text{отр}} = M_{e\ n\ \min} / M_{e\ \text{ном}}$. На первом этапе расчетных исследований определялось влияние наклона участка отрицательной коррекции ВСХ на динамические качества дизеля, показатели дымности и токсичность его ОГ. Исследовались четыре варианта наклона этого участка, в каждом из которых на режиме максимального крутящего момента при $n_{M\max}=1400$ мин⁻¹ рейка ТНВД занимала положение $h_p=16$ мм, а на минимальном скоростном режиме ВСХ при $n_{\min}=800$ мин⁻¹ положение рейки составляло:

1. $h_{p\ n_{\min}} = 16,0$ мм ($K_{Me\text{отр}} = 1050/850 = 1,24$) ;
2. $h_{p\ n_{\min}} = 14,6$ мм ($K_{Me\text{отр}} = 850/850 = 1,00$) ;
3. $h_{p\ n_{\min}} = 13,6$ мм ($K_{Me\text{отр}} = 700/850 = 0,83$) ;
4. $h_{p\ n_{\min}} = 12,6$ мм ($K_{Me\text{отр}} = 550/850 = 0,65$) .

Результаты расчетов переходного процесса разгона дизеля КамАЗ-740, представленные на рис. 10, свидетельствуют о том, что при изменении наклона участка отрицательной коррекции, соответствующее изменению коэффициента $K_{Me\text{отр}}$ от 1,24 до 0,65, не приводит к существенному изменению динамических качеств дизеля. При допустимой нестабильности угловой

скорости $\omega_{\varepsilon}=1,5\%$ во всех четырех исследованных случаях время переходного процесса разгона дизеля составило примерно $t_{\Pi}=6$ с.

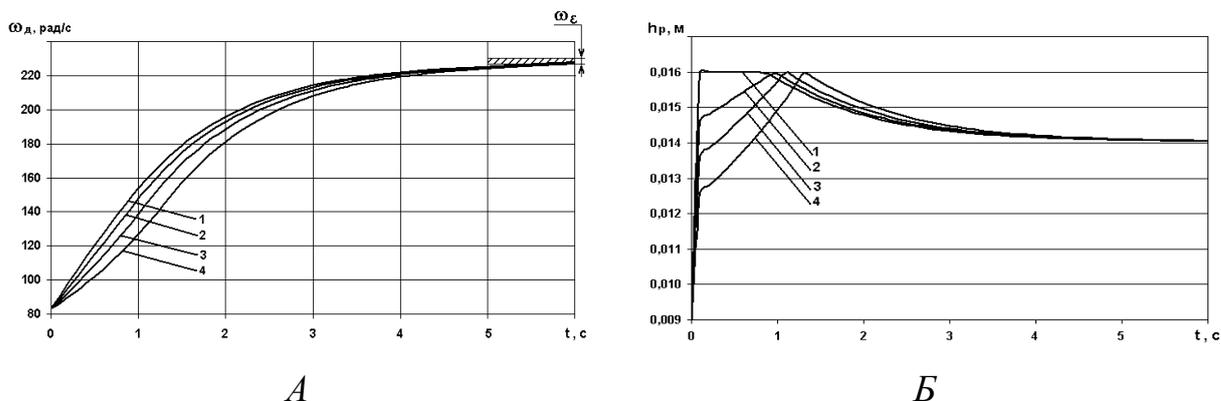


Рис. 10. Изменение параметров дизеля КамАЗ-740 в переходном процессе его разгона: *a* – угловой скорости ω_d ; *б* - положения дозирующей рейки ТНВД h_p : 1 - $h_{p\ n\ min}=16,0$ мм ($K_{Me\ отр}=1,24$); 2 - $h_{p\ n\ min}=14,6$ мм ($K_{Me\ отр}=1,00$); 3 - $h_{p\ n\ min}=13,6$ мм ($K_{Me\ отр}=0,83$); 4 - $h_{p\ n\ min}=12,6$ мм ($K_{Me\ отр}=0,65$)

Вместе с тем, наклон участка отрицательной коррекции ВСХ оказывает заметное влияние на показатели токсичности и дымности ОГ (рис. 11). Это обусловлено значительными отличиями значений угловой скорости ω_d и положения рейки ТНВД h_p для представленных вариантов формы ВСХ, отмеченные в начальной фазе переходного процесса (при $t < 3$ с, рис. 10).

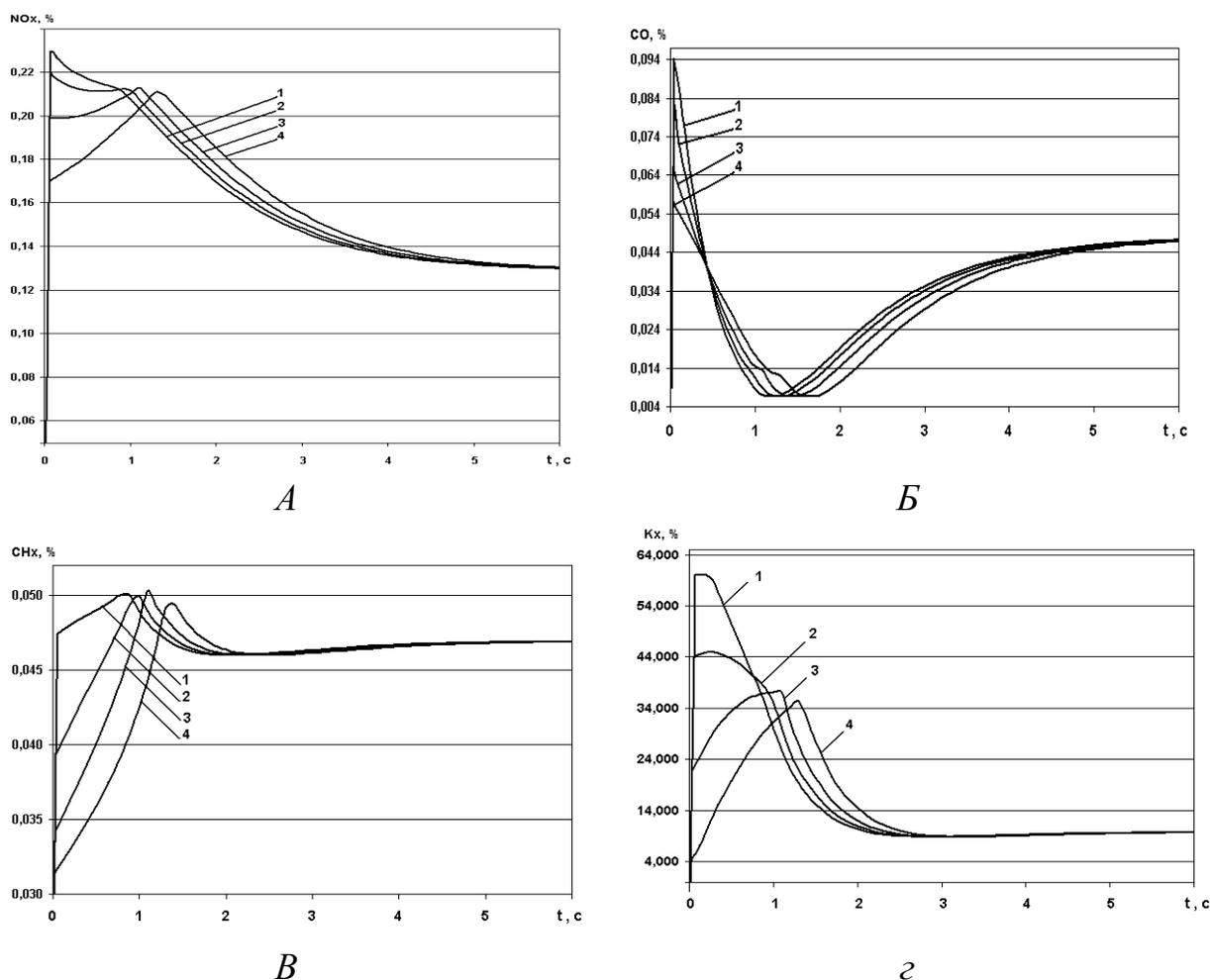


Рис. 11. Изменения в переходном процессе разгона дизеля КамАЗ-740 содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (а), монооксида углерода C_{CO} (б), несгоревших углеводородов C_{CH_x} (в) и дымности ОГ K_x (з): 1 - $h_{p n \min} = 16,0$ мм ($K_{Me \text{ отр}} = 1,24$); 2 - $h_{p n \min} = 14,6$ мм ($K_{Me \text{ отр}} = 1,00$); 3 - $h_{p n \min} = 13,6$ мм ($K_{Me \text{ отр}} = 0,83$); 4 - $h_{p n \min} = 12,6$ мм ($K_{Me \text{ отр}} = 0,65$)

Максимальное значение содержания оксидов азота C_{NO_x} в ОГ дизеля типа КамАЗ-740 в переходном процессе отмечено при $h_{p n \min} = 16,0$ мм и составляет $C_{NO_x} = 0,23$ % (см. рис. 11,а). Вместе с тем, можно отметить, что осредненные для переходного процесса разгона дизеля значения концентрации C_{NO_x} в ОГ для исследованных вариантов ВСХ отличаются незначительно.

Зависит от формы ВСХ и содержание в ОГ монооксида углерода C_{CO} (рис. 11,б). Однако и в этом случае осредненные для переходного процесса разгона дизеля концентрации C_{CO} в ОГ для исследованных вариантов ВСХ отличаются незначительно. Более значительное влияние форма ВСХ оказывает на содержание в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} . Особенно это заметно на начальной стадии переходного процесса (при $t < 1,5 \dots 2,0$ с, рис. 11,в). Для исследованных вариантов ВСХ при фиксированных значениях времени t концентрации C_{CH_x} могут отличаться в 1,5 раза. С этой точки зрения наиболее неблагоприятна ВСХ с $h_{p n \min} = 16,0$ мм, при реализации которой

в диапазоне времени $t=0...1$ отмечена наибольшая концентрация несгоревших углеводородов в ОГ - $C_{CHx}=0,048-0,050$ %.

От наклона участка отрицательной коррекции в наибольшей степени зависит дымность ОГ K_x (рис. 11,з). Так, при изменении коэффициента $K_{Me\text{ отр}}$ от 1,24 до 0,65 максимальная дымность ОГ в переходном процессе снижается с 60 до 36 % по шкале Хартриджа, т.е. примерно в 1,7 раза. Причем, при реализации ВСХ с $h_{p\ n\ \min}=16,0$ мм высокая дымность ОГ ($K_x=34-60$ %) отмечена в течение сравнительно большого периода переходного процесса (при $t=0...1$ с). При реализации ВСХ с $h_{p\ n\ \min}=12,6$ мм максимальная дымность ОГ составила $K_x=35$ % и это значение дымности отмечено лишь при $t=1,3$ с.

Анализ представленных на рис. 11 показателей токсичности и дымности ОГ дизеля в переходном процессе разгона дизеля КамАЗ-740 показывает, что предпочтительным является формирование участка отрицательной коррекции ВСХ с наклоном, соответствующим коэффициенту $K_{Me\text{ отр}}=0,65$. Увеличение этого коэффициента (увеличение подачи топлива на участке отрицательной коррекции), не приводя к заметному улучшению динамических качеств, приводит к значительному увеличению выбросов токсичных компонентов ОГ в переходном процессе.

На втором этапе расчетных исследований определялось влияние наклона участка положительной коррекции ВСХ на динамические качества дизеля, показатели дымности и токсичность ОГ. При этом диапазон корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции оценивался коэффициентом положительного корректирования $K_{Me\text{ пол}}=M_{e\text{ max}}/M_{e\text{ ном}}$. При расчетах переходных процессов дизеля КамАЗ-740 с четырьмя вариантами наклона участка положительной коррекции ВСХ исследован переходном процессе разгона с режима с $h_p=9,5$ мм при $n=800$ мин⁻¹ на режим с $h_p=14,0$ мм при $n=2200$ мин⁻¹. Коэффициент корректирования $K_{Me\text{ отр}}$ был принят неизменным и равным $K_{Me\text{ отр}}=M_{e\text{ n min}}/M_{e\text{ ном}}=850/850=1,00$ (при $h_{p\ n\ \min}=14,1...14,6$ мм). При таком участке отрицательной коррекции исследовано четыре варианта протекания участка положительной коррекции, в каждом из которых на номинальном скоростном режиме при $n_{\text{ном}}=2200$ мин⁻¹ положение рейки ТНВД составляло $h_{p\ n\ \text{ном}}=14,0$ мм, а на режиме максимального крутящего момента при $n_{M\text{ max}}=1400$ мин⁻¹ рейка ТНВД занимала следующие положения:

1. $h_{p\ M\ \text{max}} = 16,7$ мм ($K_{Me\text{ пол}} = 1270/850 = 1,50$) ;
2. $h_{p\ M\ \text{max}} = 16,0$ мм ($K_{Me\text{ пол}} = 1150/850 = 1,35$) ;
3. $h_{p\ M\ \text{max}} = 15,1$ мм ($K_{Me\text{ пол}} = 1020/850 = 1,20$) ;
4. $h_{p\ M\ \text{max}} = 14,2$ мм ($K_{Me\text{ пол}} = 890/850 = 1,05$) .

Результаты расчетов переходного процесса разгона дизеля КамАЗ-740, представленные на рис. 12, свидетельствуют о том, что изменение диапазона корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции, соответствующего изменению коэффициента $K_{Me\text{ пол}}$ от 1,05 до 1,50, сопровождается сокращением продолжительности переходного процесса t_{Π} с 8,2 до 5,4 с (при допустимой нестабильности частоты вращения $\omega_{\varepsilon}=1,5\%$). Для базового варианта (характеристики 2 на рис. 12) величина t_{Π} составила 6,1 с.

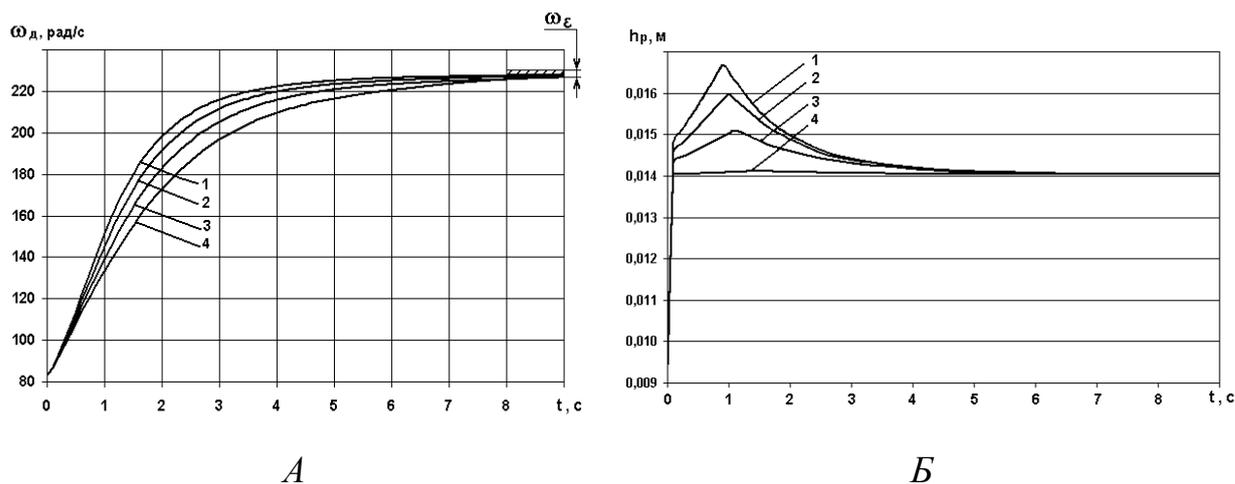


Рис. 12. Изменение параметров дизеля КамАЗ-740 в переходном процессе его разгона: *a* – угловой скорости ω_d ; *б* - положения дозирующей рейки ТНВД h_p ; 1 - $h_{p\text{ Mmax}}=16,7$ мм ($K_{Me\text{ пол}}=1,50$); 2 - $h_{p\text{ Mmax}}=16,0$ мм ($K_{Me\text{ пол}}=1,35$); 3 - $h_{p\text{ Mmax}}=15,1$ мм ($K_{Me\text{ пол}}=1,20$); 4 - $h_{p\text{ Mmax}}=14,2$ мм ($K_{Me\text{ пол}}=1,05$)

Наклон участка положительной коррекции ВСХ оказывает заметное влияние и на показатели токсичности и дымности ОГ, что объясняется отличиями значений угловой скорости ω_d и положения дозирующей рейки ТНВД h_p в переходном процессе для исследованных вариантов положительного корректирования ВСХ (рис. 13). При увеличении диапазона корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции (при увеличении значения $h_{p\text{ Mmax}}$ и неизменном значении $h_{p\text{ ном}}$) максимальные концентрации оксидов азота C_{NOx} в ОГ дизеля КамАЗ-740 в переходном процессе его разгона возрастают. Их максимальное содержание в ОГ $C_{\text{NOx}} = 0,224\%$ отмечено при коэффициенте приспособляемости $K_{Me\text{ пол}} = 1,50$ (при $h_{p\text{ Mmax}}=16,7$ мм, рис. 13,*a*). Вместе с тем, концентрации C_{NOx} в ОГ сравнительно слабо зависят от исследованных значений коэффициента приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}$.

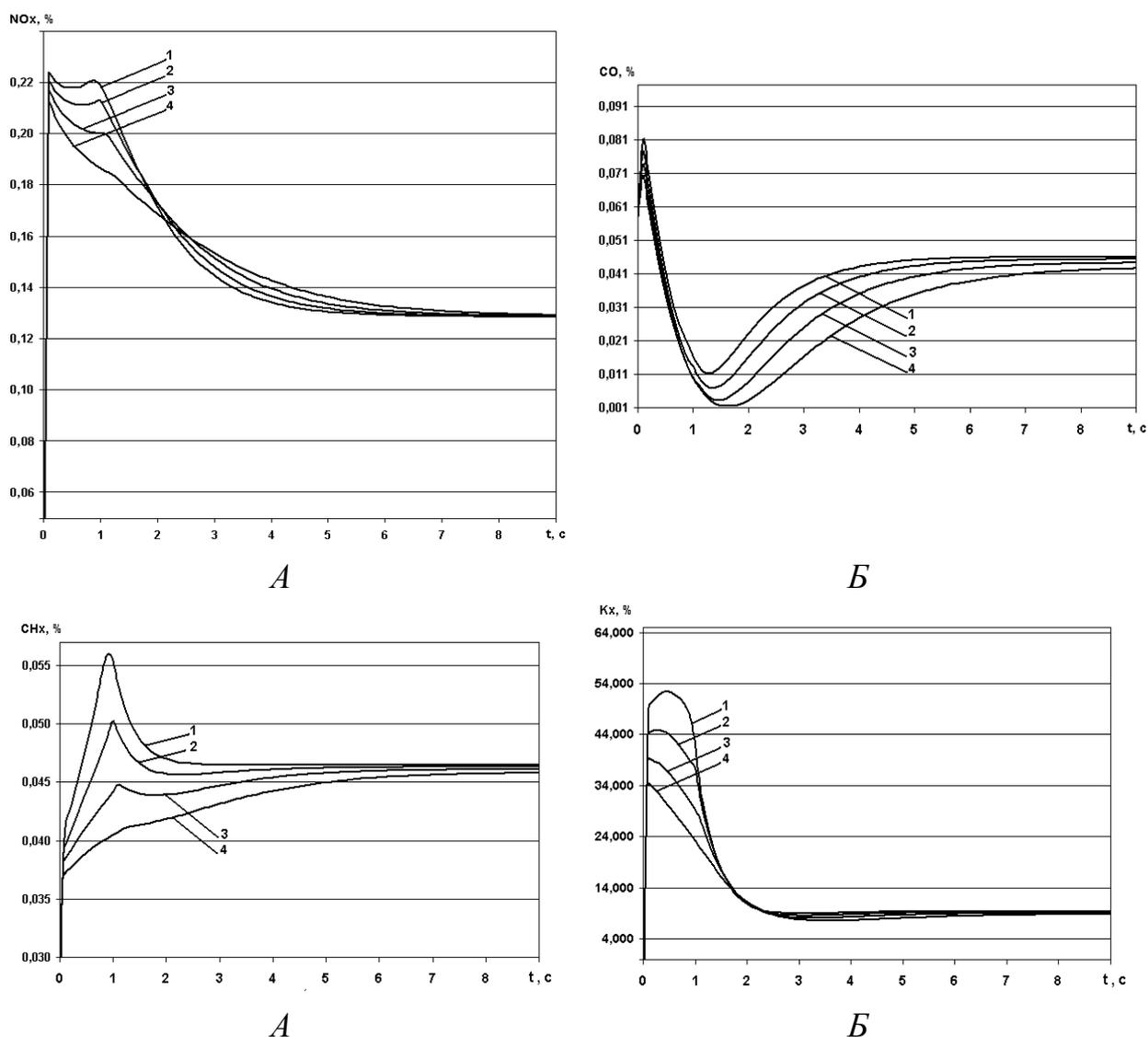


Рис. 13. Изменения в переходном процессе разгона дизеля КамАЗ-740 содержания в ОГ оксидов азота C_{NOx} (а), монооксида углерода C_{CO} ; (б), несгоревших углеводородов C_{CHx} (в) и дымности ОГ K_x (г): 1 - $h_{p\ Mmax}=16,7$ мм ($K_{Me\ пол}=1,50$); 2 - $h_{p\ Mmax}=16,0$ мм ($K_{Me\ пол}=1,35$); 3 - $h_{p\ Mmax}=15,1$ мм ($K_{Me\ пол}=1,20$); 4 - $h_{p\ Mmax}=14,2$ мм ($K_{Me\ пол}=1,05$)

С увеличением диапазона корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции содержание в ОГ монооксида углерода C_{CO} также возрастает. Максимальная концентрация монооксида углерода в ОГ $C_{CO}=0,081$ % соответствует коэффициенту приспособляемости $K_{Me\ пол}=1,50$ (при $h_{p\ Mmax}=16,7$ мм, рис. 13,б). Однако и в этом случае осредненные для переходного процесса разгона дизеля значения концентрации C_{CO} в ОГ для исследованного диапазона положительного корректирования топливоподачи отличаются незначительно.

Более значительное влияние диапазон корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции ВСХ оказывает на содержание в ОГ несгоревших углеводородов C_{CHx} . Максимальная концентрация

углеводородов отмечена при коэффициенте приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}=1,50$ и составляет $C_{CH_x}=0,056\%$ (рис. 13,в). При уменьшении коэффициента приспособляемости до $K_{Me\text{ пол}}=1,05$ максимальное значение $C_{CH_x}=0,046\dots 0,047\%$ достигается лишь в период окончания переходного процесса.

Диапазон корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции ВСХ оказывает наибольшее влияние на дымность ОГ K_x . Максимальная дымность ОГ $K_x=52\%$ по шкале Хартриджа имеет место при коэффициенте приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}=1,50$ (при $h_{p\text{ Mmax}}=16,7$ мм, рис. 13,з). Уменьшение этого коэффициента сопровождается быстрым снижением дымности ОГ, и при коэффициенте приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}=1,05$ максимальная дымность ОГ в переходном процессе снижается до $K_x=34\%$ по шкале Хартриджа, т.е. примерно в 1,5 раза. Представленные на рис. 12 и 13 данные свидетельствуют о том, что коэффициент приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}$ оказывает значительное влияние не только на показатели качества переходного процесса – на продолжительность переходного процесса $t_{п}$, но и на показатели токсичности и дымности ОГ дизеля в исследованном переходном процессе.

Выбор величины коррекции топливоподачи на участках отрицательной и положительной коррекции ВСХ должен осуществляться, в первую очередь, из условия обеспечения компромисса между продолжительностью переходного процесса $t_{п}$ и допустимым уровнем дымности ОГ K_x . Эти требования к величинам $t_{п}$ и K_x определяются соответствующими нормативными документами. Допустимая продолжительность переходного процесса $t_{п}$ регламентируется ГОСТ10511-83 на системы автоматического регулирования частоты вращения дизелей, а дымность ОГ K_x ограничивается ГОСТ 24028-80 на предельные выбросы сажи в переходном процессе. При обеспечении требуемых значений $t_{п}$ и K_x дальнейшая оптимизация переходного процесса проводится с учетом возможности минимизации выбросов оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO и углеводородов CH_x .

При разработке методики оценки суммарной токсичности ОГ в переходных процессах дизеля могут быть использованы различные методы оптимизации. Причем, поскольку токсичность ОГ оценивается несколькими показателями (эмиссией оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x , сажи C или твердых частиц), то необходимо использование методов многокритериальной оптимизации. Для решения поставленной задачи многокритериальной оптимизации переходного процесса использован метод свертки, являющийся наиболее простым и эффективным [6]. Каждый исследуемый показатель работы дизеля в переходном процессе был охарактеризован частным критерием оптимальности. Все показатели имеют различные масштабы измерения, что затрудняет их сравнение. В связи с этим все

частные критерии использовались в относительном виде, т.е. они были нормализованы относительно показателей второго варианта формы участка положительной коррекции ВСХ с коэффициентом приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}=1,35$. Поэтому все частные критерии для второго варианта равны единице. Вариант с коэффициентом приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}=1,50$, обеспечивающий наименьшее время переходного процесса, принят под номером 1, вариант с коэффициентом приспособляемости $K_{Me\text{ пол}}=1,05$ и наибольшим временем переходного процесса имеет номер 4.

Все четыре представленных варианта формы участка положительной коррекции ВСХ имеют свои преимущества и недостатки. Вариант № 1 обеспечивает лучшую динамичность двигателя в переходном процессе, вариант № 4 – меньшую токсичность ОГ, варианты 2 и 3 являются промежуточными. Оптимальность того или иного варианта формы участка положительной коррекции ВСХ определяется совокупной эффективностью обеспечения им отдельных исследуемых показателей. Задача нахождения некоторого компромисса между частными критериями сводилась к расчету обобщенного критерия оптимальности следующего вида для каждого из четырех случаев:

$$J_{O_i} = J_{t_{mi}} \cdot \left(\frac{J_{NO_{x_i}} + J_{CO_i} + J_{CH_{x_i}} + J_{K_{x_i}}}{4} \right), \quad (5)$$

где $J_{t_{mi}}$, $J_{NO_{x_i}}$, J_{CO_i} , $J_{CH_{x_i}}$, $J_{K_{x_i}}$ – частные критерии оптимальности по продолжительности переходного процесса, содержанию в ОГ оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH_x , дымности ОГ K_x . Такой вид обобщенного критерия подразумевает одинаковую значимость каждого из частных критериев и исключает субъективный выбор весовых коэффициентов. При оптимизации оптимальным будет считаться процесс, обобщенный критерий оптимальности которого, определенный в соответствии с выражением (5), окажется наименьшим.

При оптимизации рассматриваемого переходного процесса частный критерий оптимальности по продолжительности переходного процесса $J_{t_{mi}}$, определялся в виде отношения времени переходного процесса при i -ом варианте формы участка положительной коррекции ВСХ ко времени переходного процесса, обеспечиваемым базовым вариантом этой характеристики:

$$J_{t_{mi}} = t_{mi} / t_{пб}.$$

Частные критерии оптимальности по концентрациям основных токсичных компонентов в ОГ представляют собой отношение определенных интегралов кривых изменения концентрации соответствующего компонента в переходном процессе i -го режима к базовому на расчетном временном участке t

от 0 до $t_{п\ max} = 8,2$ с – времени наиболее длительного, из представленных, переходного процесса:

$$J_{NO_{x_i}} = \frac{\int_0^{8,2} C_{NO_{x_i}}(t)dt}{\int_0^{8,2} C_{NO_{x_6}}(t)dt}, \quad J_{CO_i} = \frac{\int_0^{8,2} C_{CO_i}(t)dt}{\int_0^{8,2} C_{CO_6}(t)dt}, \quad J_{CH_{x_i}} = \frac{\int_0^{8,2} C_{CH_{x_i}}(t)dt}{\int_0^{8,2} C_{CH_{x_6}}(t)dt}, \quad J_{K_{x_i}} = \frac{\int_0^{8,2} C_{K_{x_i}}(t)dt}{\int_0^{8,2} C_{K_6}(t)dt}.$$

Результаты проведенных расчетов сведены в таблицу.

Таблица. Результаты многокритериальной оптимизации переходного процесса разгона дизеля

	Номер варианта формы участка положительной коррекции ВСХ			
	1	2	3	4
$t_{пi}$	5,4	6,1	7,1	8,2
$J_{пi} = t_{пi} / t_{п6}$	0,889	1,0	1,178	1,356
$\int_0^{8,2} C_{NO_{x_i}}(t)dt$	1,49245	1,49430	1,49276	1,48582
$\int_0^{8,2} C_{CO_i}(t)dt$	0,40684	0,38042	0,34758	0,30846
$\int_0^{8,2} C_{CH_{x_i}}(t)dt$	0,47312	0,46410	0,45391	0,44256
$\int_0^{8,2} C_{K_{x_i}}(t)dt$	143,4505	133,9635	123,544	112,615
$J_{NO_{x_i}}$	0,99876	1,0	0,99897	0,99433
J_{CO_i}	1,06946	1,0	0,91367	0,81084
$J_{CH_{x_i}}$	1,01942	1,0	0,97803	0,95357
$J_{K_{x_i}}$	1,07082	1,0	0,92222	0,84064
J_O	0,924216	1,0	1,122898	1,220192

Представленные в таблице результаты расчетных исследований показывают, что с точки зрения обеспечения компромисса между динамическими показателями двигателя (продолжительностью переходного процесса) и его экологическими показателями (эмиссией нормируемых токсичных компонентов ОГ) наиболее предпочтительным является первый вариант формы участка положительной коррекции ВСХ с коэффициентом приспособляемости $K_{Me\ пол} = 1,50$. В целом, проведенный комплекс расчетных исследований подтвердил эффективность разработанной методики выбора формы ВСХ и возможность ее использования для выбора параметров САР транспортных дизелей.

Литература:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для ВУЗов. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.
2. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. М.: Машиностроение, 1978. 472 с.
3. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др. Под ред. В.С. Папонова, А.М. Минеева. М.: НИЦ «Инженер», 2000. 332 с.
4. Хрящев Ю.Е., Слабов Е.П., Матросов Л.П. Об управлении внешней скоростной характеристикой дизеля // Автомобильная промышленность. 1999. № 11 С.7-10.
5. Крутов В.И., Леонов И.В., Шатров В.И. Формирование внешней скоростной характеристики дизелей автотракторного и транспортного назначения с помощью корректоров // Двигателестроение. 1989. № 4. С.27-30.
6. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
7. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.
8. Остапенко Г.И., Долганов К.Е. Определение формы внешней скоростной характеристики по заданному пределу дымности отработавших газов автотракторного дизеля с турбонаддувом // Двигателестроение. 1984. № 10. С. 8-11.
9. Hagen J.R., Filipi Z.C., Assanis D.N. Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In // SAE Technical Paper Series. 2006. № 2006-01-1151. P. 1-12.
10. Крутов В.И., Кузьмик П.К. Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом с учетом нелинейных характеристик // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1969. № 10. С. 102-108.
11. Малоразмерные автотракторные турбокомпрессоры / Н.А. Гатауллин, Г.Г. Гафуров, А.Х. Галлеев и др. // Двигатель. 2001. № 6. С. 12-13.
12. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2001. 136 с.
13. Юлдашев А.К., Шестаков А.А., Мамин Б.В. Критерий оценки динамических качеств автотракторных дизелей // Двигателестроение. 1984. № 6. С. 38-41.

Choice of vehicle diesel engine full-load curve

77-30569/331076

02, February 2012

Markov V.A., Shatrov V.I.

МГТУ им. Н.Э. Баумана

markov@power.bmstu.ru

shatrov@power.bmstu.ru

The mathematical model of automatic control system for a vehicle diesel engine was presented in the article. Calculation research on the influence of a full-load curve shape on diesel engine dynamic characteristics, exhaust toxicity characteristics in the transient process was carried out.

Publications with keywords: [transient process](#), [diesel engine](#), [full-load curve](#), [exhaust gases toxicity](#)

Publications with words: [transient process](#), [diesel engine](#), [full-load curve](#), [exhaust gases toxicity](#)

Reference

1. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A., Fuel equipment and control systems of diesel engines, Moscow, Izd-vo «Legion-Avtodata», 2005, 344 p.
2. Krutov V.I., The internal combustion engine as a regulated object, Moscow, Mashinostroenie, 1978, 472 p.
3. A.D. Blinov, P.A. Golubev, Iu.E. Dragan, et al., in: V.S. Paponov, A.M. Mineev (Eds.), Current approaches to the creation of diesel engines for passenger cars and light trucks, Moscow, NITs «Inzhener», 2000, 332 p.
4. Khriashchev Iu.E., Slabov E.P., Matrosov L.P., About managing of an external high-speed characteristics of a diesel engine, Avtomobil'naia promyshlennost', 11 (1999) 7-10.
5. Krutov V.I., Leonov I.V., Shatrov V.I., Formation of the external high-speed characteristics of diesel engines of car-and-tractor and transport destination with correctors, Dvigatellestroenie 4 (1989) 27-30.
6. Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I., The toxicity of the exhaust gases of diesel engines, Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman – BMSTU Press, 2002, 376 p.
7. Krutov V.I., Automatic control and management of internal combustion engines, Moscow, Mashinostroenie, 1989, 416 p.

8. Ostapenko G.I., Dolganov K.E., Determination of forms of external high-speed characteristics for a given limit of smoke of exhaust gases of turbo automotive diesel, *Dvigatelistroenie* 10 (1984) 8-11.
9. Hagen J.R., Filipi Z.C., Assanis D.N., Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In, SAE Technical Paper Series 2006-01-1151 (2006) 1-12.
10. Krutov V.I., Kuz'mik P.K., The calculation of transient processes of the automatic control of diesel engine with turbo, taking into account of the nonlinear characteristics, *Izvestia VUZov. Ser. Mashinostroenie - News of High Schools. Ser. Mechanical engineering* 10 (1969) 102-108.
11. N.A. Gataullin, G.G. Gafurov, A.Kh. Galleev, et al., Small-size car-and-tractor turbocompressors, *Dvigatel'* 6 (2001) 12-13.
12. Pinskiy F.I., Davtian R.I., Cherniak B.Ia., Microprocessor control systems of automotive internal combustion engines, Moscow, Izd-vo «Legion-Avtodata», 2001, 136 p.
13. Iuldashev A.K., Shestakov A.A., Mamin B.V., Criterion for evaluating of the dynamic properties of automotive diesel, *Dvigatelistroenie* 6 (1984) 38-41.