

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-35-46

Моделирование системы автоматического регулирувания частоты вращения дизельного двигателя

В.А. Марков¹, Е.Ф. Поздняков², В.В. Фурман³, С.В. Плахов³¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ООО «Форант-Сервис»³ ООО «ППП Дизельавтоматика»

Simulation of the Diesel Engine Rotational Speed Automatic Control System

V.A. Markov¹, E.F. Pozdnyakov², V.V. Furman³, S.V. Plakhov³¹ Bauman Moscow State Technical University² ООО Forant-Service³ ООО PPP Dizelavtomatika

Рассмотрена актуальная проблема улучшения качества процесса регулирования частоты вращения коленчатого вала дизельных двигателей. Описаны принципы регулирования этого параметра, реализуемые в двигателях внутреннего сгорания. Показаны преимущества пропорционально-интегрально-дифференциального принципа регулирования. Проведены расчетные исследования влияния структуры пропорционально-интегрально-дифференциального регулятора на динамические показатели системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля. Исследованы переходные процессы разгона–торможения и наброса–сброса нагрузки двигателя КамАЗ-740 дизель-генераторной установки мощностью 100 кВт. Получены переходные процессы такой системы регулирования при различных значениях коэффициентов пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих пропорционально-интегрально-дифференциального закона регулирования. Выполнена оценка влияния этих коэффициентов на показатели качества процесса регулирования — продолжительность переходного процесса и перерегулирование.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, система автоматического регулирования, частота вращения вала, ПИД-регулятор

In this work, the problem of improving the quality of controlling the diesel engine crankshaft speed is considered. The principles that govern the control of this parameter in internal combustion engines are described. The advantages of the proportional-integral-differential (PID) control principle are shown. Calculations of the influence of the PID controller structure on the dynamic characteristics of the diesel engine rotational speed automatic control system are performed. The transient processes of acceleration–inhibition and load-dropping are investigated using a KamAZ-740 engine of a 100 kW diesel generator. Transient processes are achieved for different values of the proportional, integral

and differential components of the PID control law. The influence of these coefficients on the quality indicators of the regulatory process such as the duration of the transient process and overshoot is evaluated.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, automatic control system of shaft rotational speed, PID controller

Непрерывным условием достижения современных показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является дальнейшее совершенствование их систем автоматического регулирования (САР) и управления (САУ) [1, 2]. Одной из основных систем дизельного двигателя (далее дизель) является САР частоты вращения коленчатого вала (далее ЧВ), которая поддерживает заданный скоростной режим работы силовой установки и осуществляет ряд дополнительных функций [3–5].

Конструктивные особенности и параметры этой системы определяют такие важнейшие показатели работы дизеля, как максимальная мощность и крутящий момент, динамические и пусковые качества, топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ). Для достижения наилучших показателей дизеля необходимо определить оптимальную структуру и основные параметры САР.

Самые жесткие требования к постоянству ЧВ ДВС предъявляются в дизель-генераторных установках (ДГУ), вырабатывающих переменный электрический ток. Этим обеспечиваются требования нормативных документов (ГОСТ или ТУ) к частоте переменного электрического тока, вырабатываемого ДГУ, вследствие чего очень важно точно поддерживать скоростной режим работы ДВС независимо от внешних нагрузок.

Самой известной САР ЧВ дизелей является система, работающая по принципу Ползунова-Уатта (по отклонению регулируемого параметра или по сигналу ошибки регулирования) [4–7]. Система с таким регулятором, называемым пропорциональным (П-регулятор), формирует регулирующее воздействие $\mu_p = k_p x$, пропорциональное ошибке регулирования x (k_p — коэффициент пропорциональной составляющей закона регулирования).

Ошибка регулирования определяется как $x = g - y$, где g — задающее воздействие, характеризующее требуемое значение регулируемого параметра, а y — его действительное значение. Наряду с известными достоинствами П-регуляторов (простотой реализации и универсальностью регулирования) оснащенные ими си-

стемы не всегда обеспечивают необходимые статические и динамические показатели дизеля.

Для улучшения статических показателей САР ЧВ (для обнуления статической ошибки регулирования $x_{ст}$) в закон регулирования П-регулятора вводят интегральную составляющую в виде накапливаемой во времени ошибки регулирования, т. е. $\mu_i = k_i \int x(t) dt$, где k_i — коэффициент интегральной составляющей закона регулирования. Такой комбинированный регулятор называют пропорционально-интегральным (ПИ-регулятором).

В целях улучшения динамических показателей САР ЧВ (сокращения продолжительности переходных процессов (ПП) и уменьшения перерегулирования) в закон регулирования П-регулятора вводят дифференциальную составляющую в виде производной от текущего значения регулируемого параметра y , т. е. $\mu_d = k_d dy/dt$ или $\mu_d = k_d dx/dt$, где k_d — коэффициент дифференциальной составляющей закона регулирования. Такой комбинированный регулятор называют пропорционально-дифференциальным (ПД-регулятором).

Одновременное введение в закон регулирования интегральной и дифференциальной составляющих приводит к формированию пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) закона регулирования в виде $\mu_{пид} = k_p x(t) + k_i \int x(t) dt + k_d dx/dt$. Этот закон вырабатывает ПИД-регулятор, содержащий П-, И- и Д-регуляторы (рис. 1). Такая работа САР ЧВ обеспечивает существенное улучшение ее статических и динамических свойств.

ПИД-регулятор был изобретен в 1910 г. [7]. В 1942 г. Зиглер и Никольс разработали методику его настройки. После появления микропроцессоров в 1980-х годах развитие ПИД-регуляторов происходит нарастающими темпами. Сегодня ПИД-регулятор является наиболее распространенным типом подобных устройств. Около 90...95 % регуляторов, находящихся в настоящее время в эксплуатации, используют ПИД-алгоритм. Причинами столь высокой популярности этих регуляторов являются простота построения и функционирования, пригодность для решения

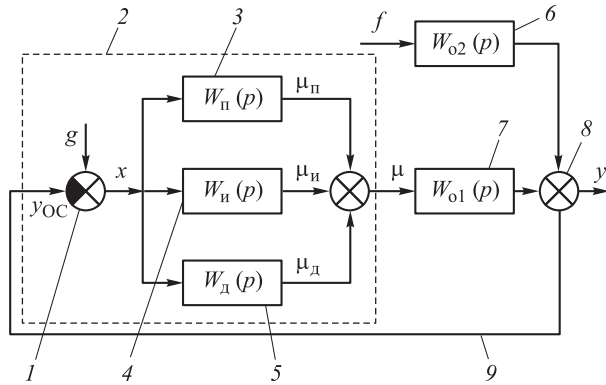


Рис. 1. Структурная схема САР с ПИД-регулятором:

1 — сравнивающий элемент (сумматор); 2 — регулятор ЧВ (ПИД-регулятор); 3, 4, 5 — П-, И-, Д-регуляторы; 6, 7 — объект регулирования (дизель); 8 — сумматор; 9 — линия главной отрицательной обратной связи (ОС); g, f, μ — задающее, возмущающее, регулирующее воздействия; y_{OC} — сигнал ОС

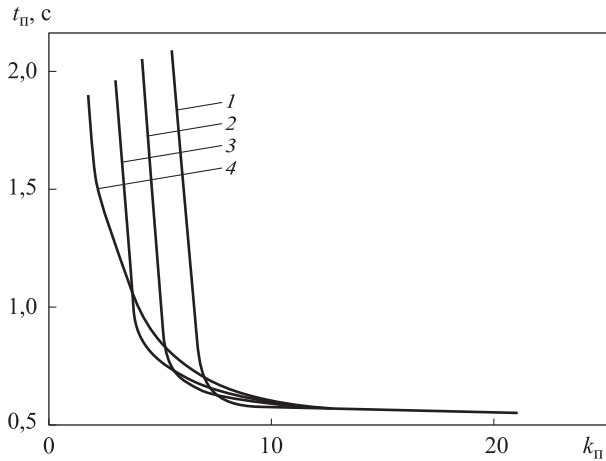


Рис. 2. Зависимость времени ПП t_n наброса полной нагрузки дизеля Д-6 (6 ЧН 15/18) от коэффициента пропорциональной составляющей ПИД-закона регулирования k_n ПИД-закона регулирования при $k_d = 1$ и $k_i = 0$ (1), 0,5 (2), 1,0 (3) и 2,0 (4)

большинства практических задач и низкая стоимость [8–11].

Применительно к системам регулирования транспортных, автотракторных дизелей и двигателей других типов продолжают исследования по использованию ПД- и ПИ-регуляторов [12, 13], различных модификаций ПИД-регуляторов [14]. Но все-таки реализация традиционного ПИД-регулирования стала своего рода стандартом. Также изучается влияние структуры и параметров ПИД-регулятора на статические и динамические показатели САР дизеля.

Цель работы — моделирование САР ЧВ дизеля и оценка влияния структуры и параметров

регулятора ЧВ на показатели процесса регулирования.

В книге [4] приведены результаты исследования динамических свойств САР стационарного дизеля типа Д-6 (6 ЧН 15/18), оснащенного электронным ПИД-регулятором с цифровым вычислительным блоком и электрогидравлическим исполнительным механизмом (ИМ). В качестве изучаемых параметров выбраны коэффициенты k_n, k_i и k_d составляющих ПИД-закона регулирования.

В результате исследования установлено, что в ПП наброса полной нагрузки самым приемлемым является коэффициент дифференциальной составляющей $k_d = 1$. Характеристики, полученные при $k_d = 1$ и $k_n = 1 \dots 20$ (рис. 2), показали, что влияние коэффициента k_i наиболее выражено при небольших значениях k_n .

Начиная с $k_n = 10$, воздействие интегральной составляющей становится малозаметным. Значение перерегулирования (заброса регулируемого параметра в ПП) сравнительно слабо зависит от коэффициентов k_n, k_i и k_d . По результатам расчетов выбраны следующие значения коэффициентов: $k_n = 20, k_i = 0, k_d = 1$.

Исследование динамических качеств САР ЧВ дизеля. Для изучения динамических качеств САР и САУ могут быть использованы различные методы: расчеты ПП с применением линейных и нелинейных математических моделей, построение частотных характеристик, получение и анализ логарифмических частотных характеристик, методы оптимизации и др. [4, 6, 15, 16].

Следует отметить, что совершенствование САР ЧВ дизеля целесообразно проводить расчетно-экспериментальным путем. Он основан на использовании методов математического моделирования, позволяющих сократить временные и материальные затраты при выполнении изыскательских работ. Математическое описание САР может быть весьма разнообразным.

Приведенные на рис. 2 данные получены при использовании нелинейной математической модели САР дизеля и при проведении расчетных исследований. При этом влияние коэффициентов пропорциональной k_n , интегральной k_i и дифференциальной k_d составляющих ПИД-закона регулирования на показатели качества процесса регулирования оценено путем расчета ПП при различном сочетании значений коэффициентов k_n, k_i и k_d .

В данной работе математическое моделирование выполнено с помощью программного комплекса (ПК) Multisim 12.0, разработанного компанией National Instruments [17, 18]. Этот ПК позволяет проводить компьютерное моделирование и анализ электронных устройств различного типа с использованием линейных и нелинейных математических моделей.

Выбор программного комплекса Multisim 12.0 обусловлен тем, что основные элементы исследуемой САР — электронные датчики режимных параметров дизеля, электронный блок управления (ЭБУ) и ИМ — представляют собой электронные устройства. Несмотря на то что объект регулирования (дизель) не является электронным устройством, он также хорошо моделируется в среде ПК Multisim с использованием передаточных функций апериодического звена первого порядка (см. рис. 1) $W_{o1}(p) = k_{o1}/(T_o p + 1)$ и $W_{o2}(p) = k_{o2}/(T_o p + 1)$, где W_{o1} и W_{o2} — передаточные функции объекта регулирования по регулируемому (по изменению положения дозирующей рейки топливного насоса высокого давления — ТНВД) и возмущающему (по изменению настройки потребителя) воздействиям; p — оператор Лапласа; k_{o1} и k_{o2} — коэффициенты передачи (усиления) объекта регулирования; T_o — его постоянная времени.

В качестве передаточных функций составляющих ПИД-регулятора выбраны передаточные функции идеального усилительного звена $W_n(p) = k_n$, идеального интегрирующего звена $W_i(p) = k_i/p$, идеального дифференцирующего звена $W_d(p) = k_d p$ (см. рис. 1).

Объектом исследования являлась ДГУ мощностью 100 кВт, где в качестве первичного двигателя применен дизель КамАЗ-740 (8 ЧН 12/12). ЭБУ САР выполнен на микропроцессорной элементной базе. Исполнительный механизм представлял собой поворотный электромагнит, охваченный местной ОС.

При моделировании использованы математическая модель САР ЧВ дизеля и значения коэффициентов линейных дифференциальных уравнений (передаточных функций) основных элементов ДВС, полученные в работе [19].

Математическая модель дизеля с турбонаддувом включает в себя линейные дифференциальные уравнения [4, 6]:

- для поршневой части дизеля

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{d1}k + k_{d2}\rho - k_{d3}\alpha_d; \quad (1)$$

- для турбокомпрессора

$$T_T \frac{d\varphi_T}{dt} + \varphi_T = k_{T1}\zeta + k_{T2}k - k_{T3}\rho; \quad (2)$$

- для впускного трубопровода

$$T_B \frac{d\rho}{dt} + \rho = k_{B1}\varphi_T - k_{B2}\varphi; \quad (3)$$

- для выпускного трубопровода

$$T_r \frac{d\zeta}{dt} + \zeta = k_{r1}\varphi + k_{r2}\rho - k_{r3}k, \quad (4)$$

где T_d , T_T , T_B и T_r — постоянные времени для поршневой части дизеля, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов соответственно; φ — изменение ЧВ дизеля $\Delta\omega_d$ от

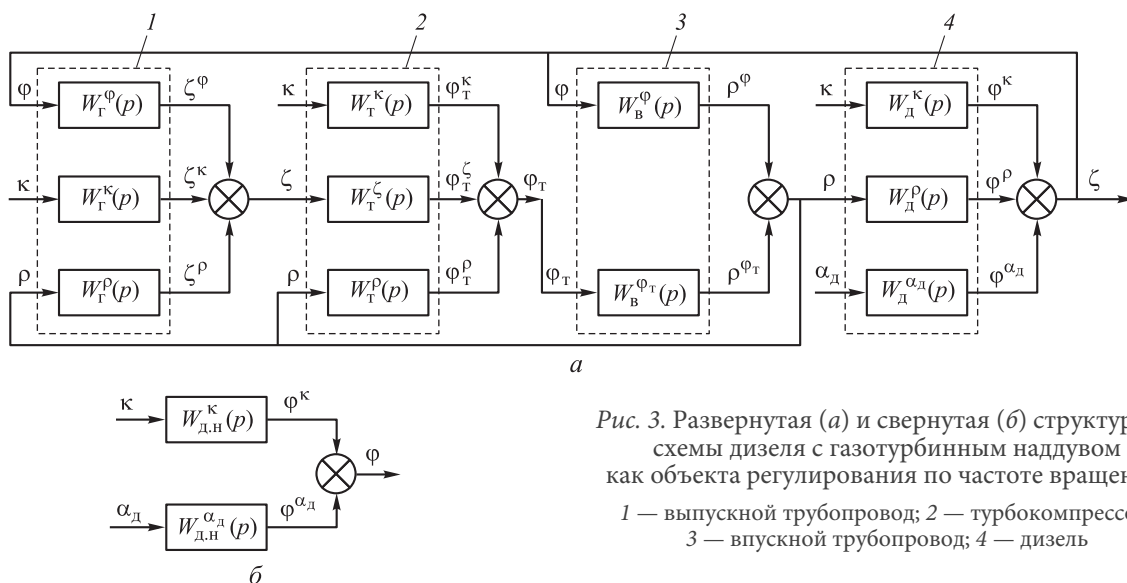


Рис. 3. Развернутая (а) и свернутая (б) структурные схемы дизеля с газотурбинным наддувом как объекта регулирования по частоте вращения:

1 — выпускной трубопровод; 2 — турбокомпрессор;
3 — впускной трубопровод; 4 — дизель

носителю ее исходного значения $\omega_{д0}$, $\varphi = \Delta\omega_{д}/\omega_{д0}$; t — время; $k_{д1}$, $k_{д2}$ и $k_{д3}$ — коэффициенты усиления поршневой части дизеля по положению дозирующего органа системы топливоподачи, давлению наддувочного воздуха и настройке потребителя соответственно; κ — изменение положения дозирующей рейки ТНВД Δh_p относительно ее исходного положения h_{p0} , $\kappa = \Delta h_p/h_{p0}$; ρ — изменение давления наддувочного воздуха после компрессора Δp_{κ} относительно его исходного значения $p_{\kappa0}$, $\rho = \Delta p_{\kappa}/p_{\kappa0}$; $\alpha_{д}$ — изменение настройки потребителя ΔN относительно ее исходного значения N_0 , $\alpha_{д} = \Delta N/N_0$; $\varphi_{т}$ — изменение частоты вращения ротора турбокомпрессора $\Delta\omega_{т}$ относительно ее исходного значения $\omega_{т0}$, $\varphi_{т} = \Delta\omega_{т}/\omega_{т0}$; $k_{т1}$, $k_{т2}$ и $k_{т3}$ — коэффициенты усиления турбокомпрессора по давлению ОГ перед турбиной, положению дозирующего органа системы топливоподачи и давлению наддувочного воздуха соответственно; $k_{в1}$ и $k_{в2}$ — коэффициенты усиления впускного трубопровода по ЧВ вала турбокомпрессора и ЧВ вала дизеля; $k_{г1}$, $k_{г2}$ и $k_{г3}$ — коэффициенты усиления выпускного трубопровода по ЧВ дизеля, давлению наддувочного воздуха и положению дозирующего органа системы топливоподачи соответственно; ζ — изменение давления ОГ перед турбиной $\Delta p_{т}$ относительно его исходного значения $p_{т0}$, $\zeta = \Delta p_{т}/p_{т0}$.

В правой части уравнений (1)–(4) присутствуют слагаемые, каждое из которых определяет одно из внешних воздействий на соответствующий элемент дизеля. Левая часть этих уравнений характеризует реакцию этого элемента на указанные воздействия, т. е. его динамические свойства.

После записи уравнений (1)–(4) в операторной форме (преобразованной по Лапласу) получаем следующие передаточные функции элементов САР:

- для поршневой части дизеля

$$W_{д}^{\kappa}(p) = \frac{k_{д1}}{T_{д}p + 1}; \quad W_{д}^{\rho}(p) = \frac{k_{д2}}{T_{д}p + 1}; \quad (5)$$

$$W_{д}^{\alpha_{д}}(p) = \frac{k_{д3}}{T_{д}p + 1};$$

- для турбокомпрессора

$$W_{т}^{\zeta}(p) = \frac{k_{т1}}{T_{т}p + 1}; \quad W_{т}^{\kappa}(p) = \frac{k_{т2}}{T_{т}p + 1}; \quad (6)$$

$$W_{т}^{\rho}(p) = \frac{k_{т3}}{T_{т}p + 1};$$

- для впускного трубопровода

$$W_{в}^{\varphi_{т}}(p) = \frac{k_{в1}}{T_{в}p + 1}; \quad W_{в}^{\varphi}(p) = \frac{k_{в2}}{T_{в}p + 1}; \quad (7)$$

- для выпускного трубопровода

$$W_{г}^{\varphi}(p) = \frac{k_{г1}}{T_{г}p + 1}; \quad W_{г}^{\rho}(p) = \frac{k_{г2}}{T_{г}p + 1}; \quad (8)$$

$$W_{г}^{\kappa}(p) = \frac{k_{г3}}{T_{г}p + 1}.$$

Передаточные функции элементов САР (5)–(8) позволяют представить структурную схему комбинированного дизеля как объекта регулирования по ЧВ в виде, показанном на рис. 3. Здесь $W_{г}^{\varphi}(p)$, $W_{г}^{\kappa}(p)$ и $W_{г}^{\rho}(p)$ — передаточные функции выпускного трубопровода по воздействиям φ (по ЧВ дизеля), κ (по положению дозирующей рейки ТНВД) и ρ (по давлению наддувочного воздуха) соответственно; ζ^{φ} , ζ^{κ} и ζ^{ρ} — изменения давления ОГ перед турбиной, вызванные воздействиями φ , κ и ρ соответственно; $W_{т}^{\kappa}(p)$, $W_{т}^{\zeta}(p)$ и $W_{т}^{\rho}(p)$ — передаточные функции турбокомпрессора по воздействиям κ , ζ (по давлению ОГ перед турбиной) и ρ соответственно; $\varphi_{т}^{\kappa}$, $\varphi_{т}^{\zeta}$ и $\varphi_{т}^{\rho}$ — изменения

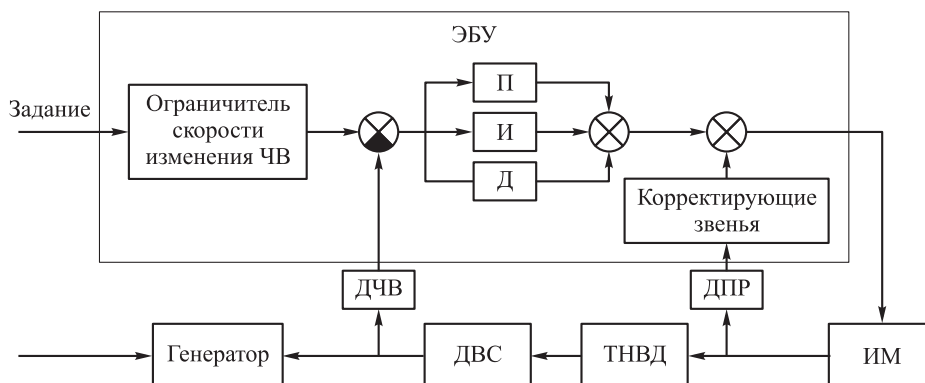


Рис. 4. Структурная схема САР ЧВ дизеля ДГУ:
 ДЧВ — датчик ЧВ;
 ДПР — датчик положения дозирующей рейки ТНВД

частоты вращения ротора турбокомпрессора, вызванные воздействиями k , ζ и ρ соответственно; $W_B^{\varphi}(p)$ и $W_B^{\varphi_T}(p)$ — передаточные функции впускного трубопровода по воздействиям φ_T (по частоте вращения ротора турбокомпрессора) и φ ; ρ^{φ} и ρ^{φ_T} — изменения давления наддувочного воздуха, вызванные воздействиями φ и φ_T ; $W_d^k(p)$, $W_d^{\rho}(p)$ и $W_d^{\alpha_d}(p)$ — передаточные функции дизеля по воздействиям k , ρ и α_d (по настройке потребителя) соответственно; φ^k , φ^{ρ} и φ^{α_d} — изменения ЧВ дизеля, вызванные воздействиями k , ρ и α_d соответственно; $W_{д.н}^k(p)$ и $W_{д.н}^{\alpha_d}(p)$ — передаточные функции дизеля с турбонаддувом по воздействиям k и α_d .

При моделировании использованы следующие значения констант приведенных дифференциальных уравнений элементов САР (их передаточных функций), полученные в работе [19]:

- для поршневой части дизеля

$$T_d = 0,925 \text{ с}; k_{d1} = 0,662; k_{d2} = 0,144; k_{d3} = -0,525;$$

- для турбокомпрессора

$$T_T = 0,858 \text{ с}, k_{T1} = 1,266, k_{T2} = 0,138, k_{T3} = -1,360;$$

- для впускного трубопровода

$$T_B = 0,0146 \text{ с}; k_{B1} = 0,853; k_{B2} = -0,654;$$

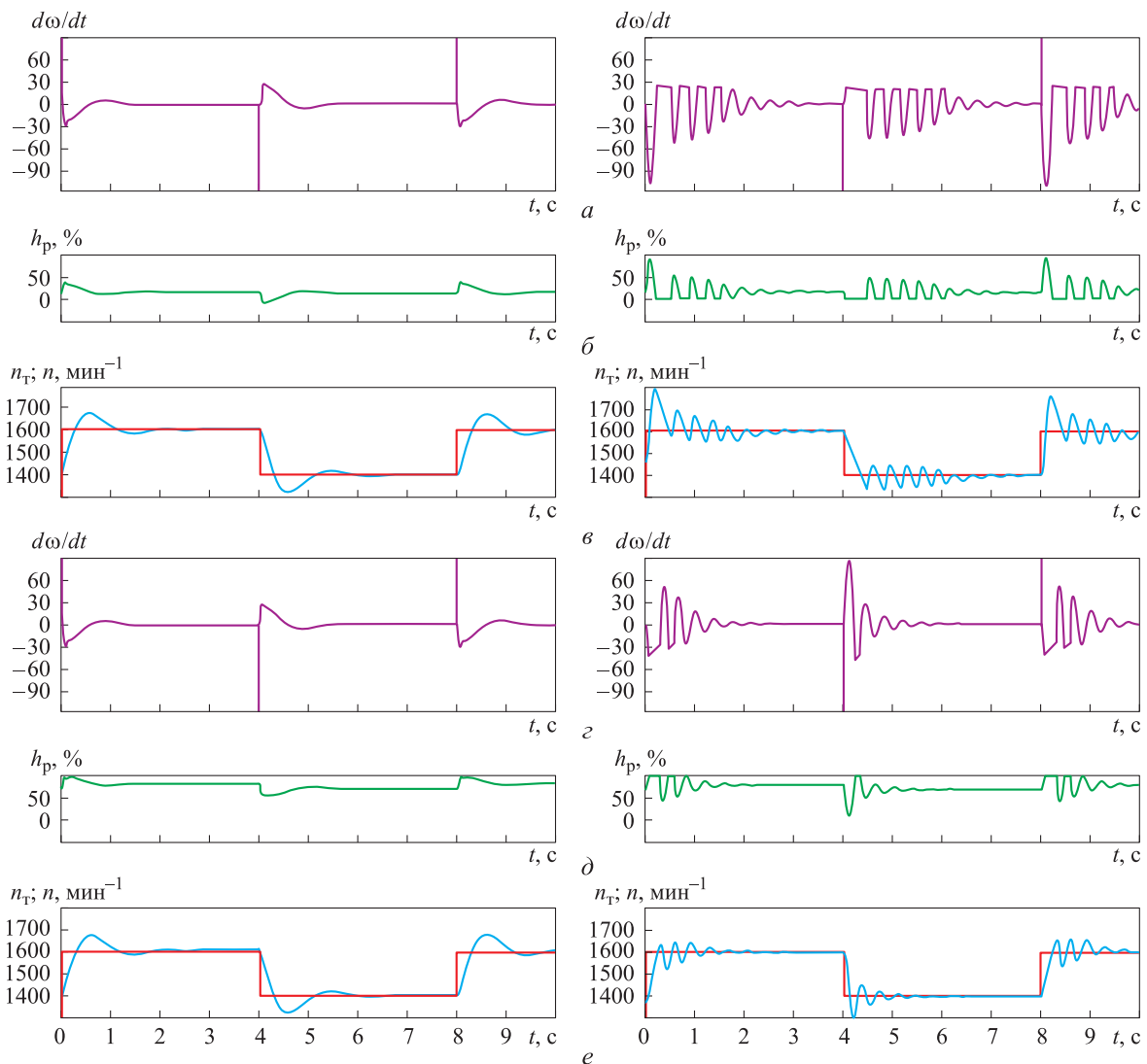


Рис. 5. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания ЧВ дизеля со скоростью $200000 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$, при нулевой (а-в) и 100%-ной (г-е) постоянных нагрузках на генератор с ПИД- (слева) и ПИ-регулятором (справа):

а, г — интенсивность изменения угловой скорости вращения $d\omega/dt$; б, д — положение дозирующей рейки ТНВД h_p ; в, е — требуемая ЧВ n_T (—) и реальная ЧВ n (—)

- для выпускного трубопровода

$$T_r = 0,00528 \text{ с}; k_{r1} = 0,340; k_{r2} = 0,989; k_{r3} = -0,204.$$

Модели элементов САР уточнены по результатам фактических испытаний, что позволило получить высокую сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными. Структурная схема САР ЧВ дизеля с ПИД-регулятором показана на рис. 4.

Достигнуть наилучших показателей качества процесса регулирования рассматриваемой САР можно лишь при выборе ее оптимальной структуры и параметров. В связи с этим проведено исследование влияния на характер ПП

коэффициентов усиления пропорциональной k_p , дифференциальной k_d и интегральной k_i составляющих ПИД-закона регулирования, а также скорости изменения задания ЧВ и введения нелинейности в структуру САР.

В ряде работ [12, 20] предложено вместо традиционного ПИД-регулятора использовать ПИ-регулятор, т. е. принять $k_d = 0$. Проблема состоит в том, что при резком изменении задания угловой скорости вращения коленчатого вала ω_d производная dx/dt стремится к бесконечности. Здесь ошибка регулирования $x = \omega_{д,т} - \omega_{д,д}$ ($\omega_{д,т}$ и $\omega_{д,д}$ — требуемая и действительная угловые скорости вращения). Поэтому необходимо ограничивать интенсивность роста задания угловой скорости (или ЧВ) коленчатого вала ДВС.

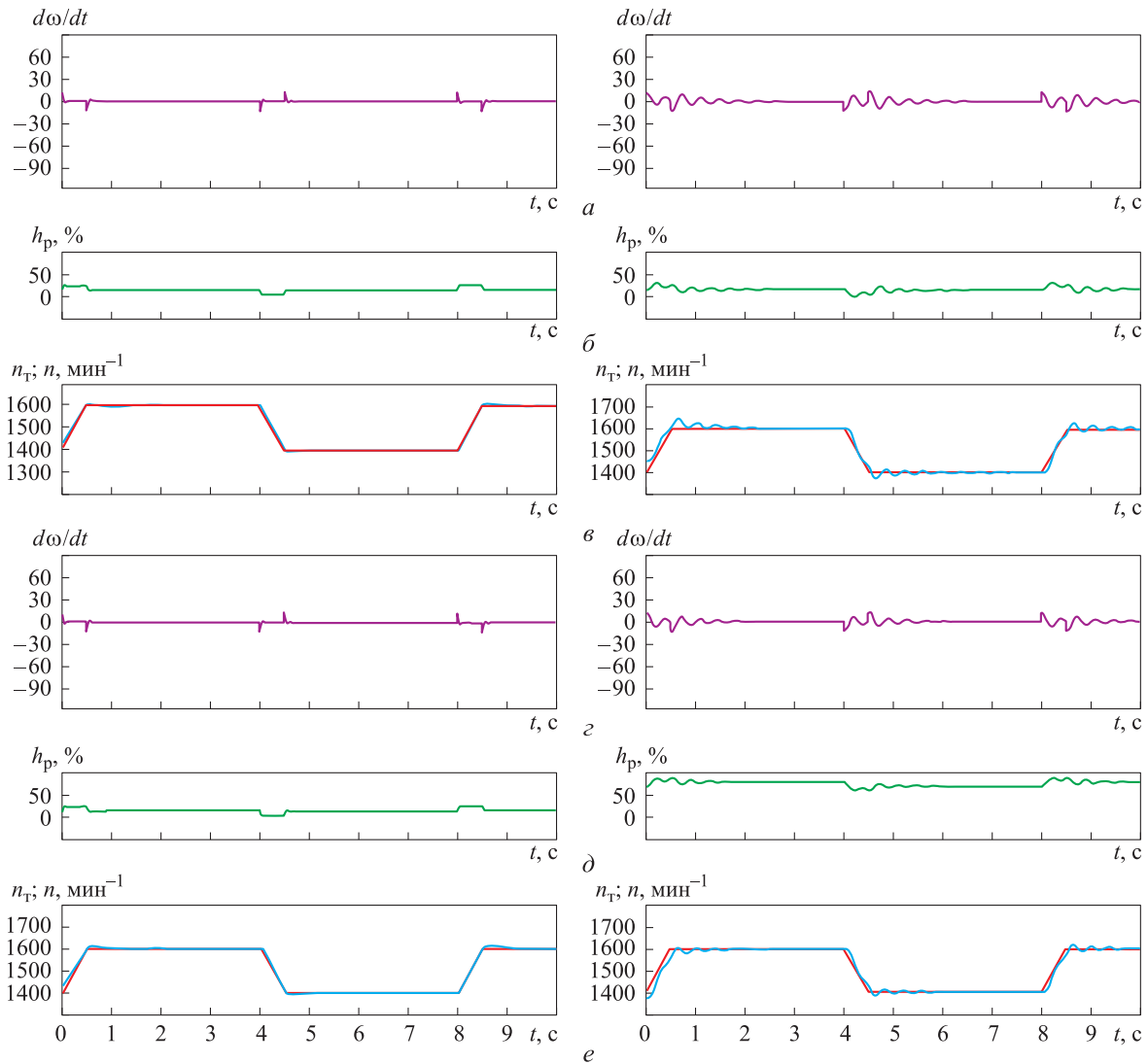


Рис. 6. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания ЧВ дизеля со скоростью 400 мин⁻¹/с, при нулевой (а–в) и 100%-ной (г–е) постоянных нагрузках на генератор с ПИД- (слева) и ПИ-регулятором (справа):

а, г — интенсивность изменения угловой скорости вращения $d\omega/dt$; б, д — положение дозирующей рейки ТНВД h_p ; в, е — требуемая ЧВ n_r (—) и реальная ЧВ n (—)

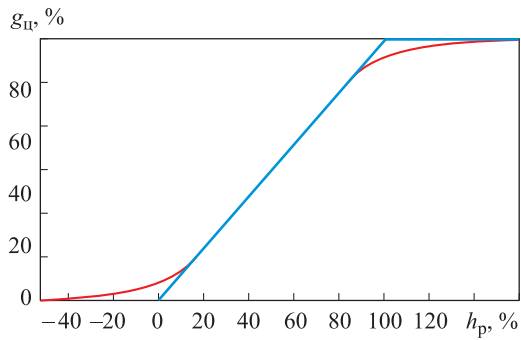


Рис. 7. Линейная (—) и нелинейная (—) зависимости цикловой подачи топлива g_n от положения дозирующей рейки ТНВД h_p

**Требования ГОСТ Р 55231-2012
к ПП наброса–сброса нагрузки в САР ЧВ судовых,
тепловозных и промышленных ДВС**

Показатель ПП	Класс точности САР			
	1	2	3	4
Заброс ЧВ (перерегулирование σ), %, не более	5,0	7,5	10,0	15,0
Длительность t_n , с, не более	2	3	5	10

Результаты моделирования САР дизеля при варьировании скорости изменения задания ЧВ приведены на рис. 5, 6. ПП на этих рисунках получены при оптимизированных значениях коэффициентов усиления пропорциональной k_p , дифференциальной k_d и интегральной k_i составляющих ПИД-закона регулирования.

Как следует из рис. 5, в рассматриваемых ПП разгона–торможения дизеля при быстром изменении задания требуемой ЧВ n_r (со скоростью

$dn_r/dt = 200000 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$) применение ПИД-регулятора ($k_p = 12, k_i = 57, k_d = 3$) позволяет получить более качественные ПП (с меньшими продолжительностью и колебательностью) по сравнению с ПИ-регулятором ($k_p = 7, k_i = 10, k_d = 0$).

Причем это наблюдается в ПП разгона–торможения как при нулевой (рис. 5, а–в), так и при 100%-ной (рис. 5, г–е) постоянной нагрузке на генератор. В этих случаях наличие дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования позволяет стабилизировать рассматриваемые ПП.

При более жестком ограничении скорости изменения задания требуемой ЧВ ($dn_r/dt = 400 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$) различия в ПП разгона–торможения дизеля с ПИД- (см. рис. 6, слева) и ПИ-регулятором (см. рис. 6, справа) становятся менее заметными. Но и в этом случае по сравнению с ПИ-регулятором ПИД-регулятор обеспечивает лучшее качество ПП. Причем это справедливо как для нулевой (см. рис. 6, а–в), так и для 100%-ной (см. рис. 6, г–е) постоянной нагрузки на генератор.

Известно, что при широком диапазоне изменения регулируемого параметра — угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС ω_d — использование в ПП линейных математических моделей может приводить к значительным погрешностям расчета ПП [3, 4, 21, 22]. Поэтому для рассмотренных ПП разгона–торможения целесообразнее применять нелинейные математические модели.

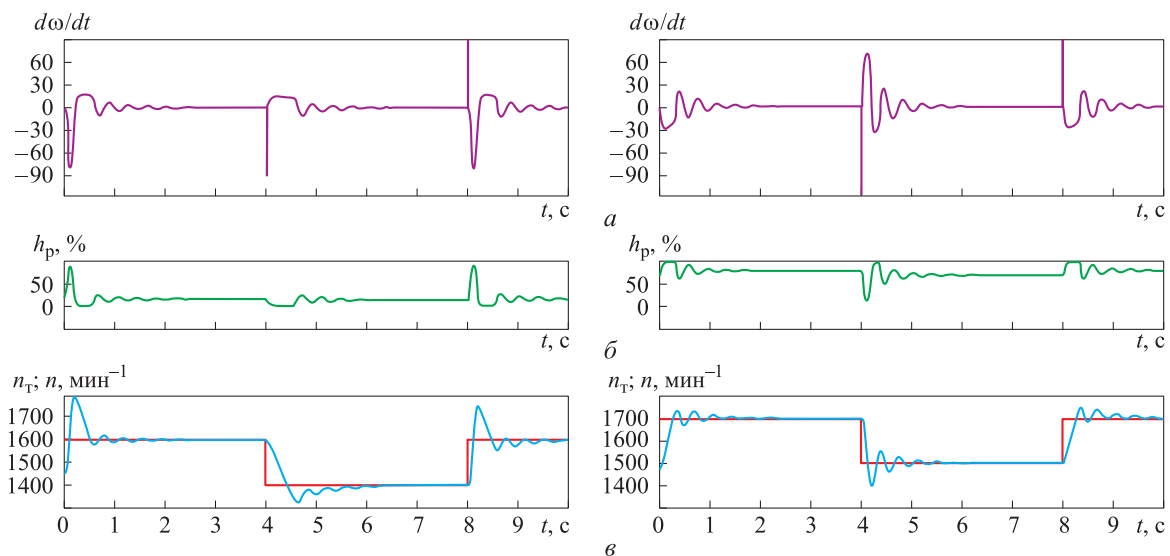


Рис. 8. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания ЧВ дизеля с ограничением скорости его изменения $200000 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ при нулевой (слева) и 100%-ной (справа) постоянных нагрузках на генератор с ПИ-регулятором:

а — интенсивность изменения угловой скорости вращения $d\omega/dt$; б — положение дозирующей рейки ТНВД h_p ; в — требуемая ЧВ n_r (—) и реальная ЧВ n (—)

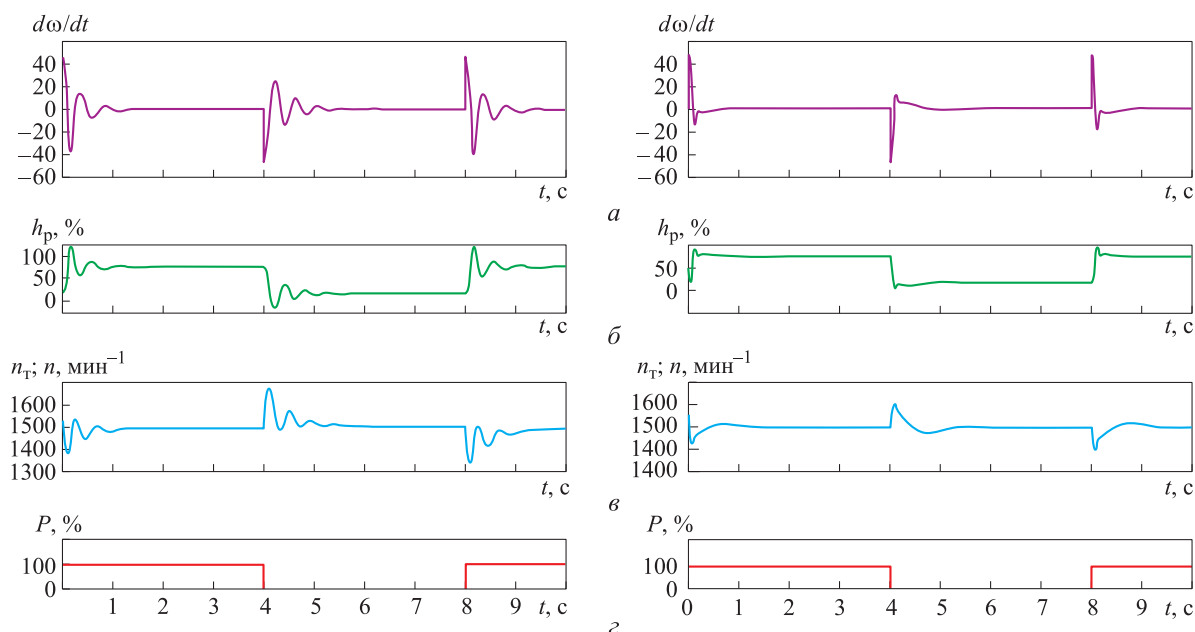


Рис. 9. Переходные процессы в САР, вызванные изменением нагрузки на генератор от 0 до 100 %, при использовании ПИД- (слева) и ПИ-регулятора (справа) при постоянной заданной ЧВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$: а — интенсивность изменения угловой скорости вращения $d\omega/dt$; б — положение дозирующей рейки ТНВД h_p ; в — ЧВ n ; г — нагрузка генератора P

В исследуемой САР одной из самых значимых нелинейностей является нелинейная зависимость цикловой подачи топлива от положения дозирующей рейки ТНВД (рис. 7). В связи с этим проведена оценка влияния этой нелинейности на качество процесса регулирования.

Сравнение ПП разгона–торможения в САР, вызванных изменением задания ЧВ с крутыми фронтами (со скоростью изменения задания $200000 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$), при постоянной нулевой нагрузке на генератор и использовании ПИ-регулятора с коэффициентами $k_n = 7$, $k_i = 10$ и $k_d = 0$ показывает, что учет нелинейной характеристики топливоподачи позволяет получить ПП (рис. 8, слева) с меньшими продолжительностью и колебательностью по сравнению с применением ПП при линейной характеристике топливоподачи (см. рис. 5, а–в, справа).

Такой же вывод сделан по результатам сравнения аналогичного ПП при учете нелинейной характеристики топливоподачи (рис. 8, справа) и использовании линейной характеристики топливоподачи (см. рис. 5, г–е, справа) в случае постоянной 100%-ной нагрузки на генератор, но здесь различия ПП менее выражены.

Для дизелей ДГУ более характерными являются ПП наброса–сброса нагрузки [4]. Эти процессы различаются существенно меньшим диапазоном изменения регулируемого параметра — угловой скорости вращения коленчатого вала ω_d .

Но и в этих ПП структура регулятора ЧВ (значения коэффициентов k_n , k_i и k_d) оказывает влияние на качество процесса регулирования.

При этом ПП дизеля с ПИД-регулятором (рис. 9, слева) имеют меньшие продолжительность и колебательность, чем ПП дизеля с ПИ-регулятором (рис. 9, справа). Использование ПИД-регулятора с коэффициентами $k_n = 12$, $k_i = 57$ и $k_d = 3$ обеспечивает продолжительность ПП наброса полной нагрузки $t_n = 5 \text{ с}$ и перерегулирование (провал ЧВ в ПП) $\sigma = 7 \%$, что соответствует требованиям ГОСТ Р 55231–2012 к САР третьего класса точности ДВС (см. таблицу) [23].

Выводы

1. Жесткие требования к ПП современных САР ЧВ дизелей можно обеспечить реализацией ПИД-закона регулирования.

2. Наличие дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования заметно улучшает качество ПП разгона–торможения и наброса–сброса нагрузки, т. е. уменьшает продолжительность ПП и колебательность САР.

3. Ограничение скорости изменения задания ЧВ дизеля приводит к повышению качества ПП разгона–торможения.

4. Учет нелинейной характеристики топливоподачи (зависимости цикловой подачи топлива от положения дозирующей рейки ТНВД) улучшает качество ПП в САР.

Литература

- [1] *Системы управления дизельными двигателями*. Москва, Изд-во «За рулем», 2004. 480 с.
- [2] *Системы управления бензиновыми двигателями*. Москва, Изд-во «За рулем», 2005. 432 с.
- [3] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [4] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливоподачи и управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [5] Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. *Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2001. 136 с.
- [6] Крутов В.И. *Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 416 с.
- [7] Марков В.А., Фурман В.В., Бебенин Е.В. Совершенствование системы регулирования частоты вращения дизельного и газодизельного двигателей. *Автогазоправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2016, № 4, с. 12–29.
- [8] Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации. *Современные технологии автоматизации. Ч. 1*, 2006, № 4, с. 66–74.
- [9] Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации. *Современные технологии автоматизации. Ч. 2*, 2007, № 1, с. 90–98.
- [10] Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: вопросы реализации. *Современные технологии автоматизации*, 2007, № 4, с. 86–97.
- [11] Кутрубас В.А., Сычева Е.Е. Эффективный ПИД-регулятор. *Промышленные АСУ и контроллеры*, 2013, № 5, с. 60–65.
- [12] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Шленов М.И. Система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля. *Автомобильная промышленность*, 2007, № 10, с. 12–14.
- [13] Боковиков А.Н., Кузнецов А.Г. Результаты полунатурного моделирования режимов работы автомобильного дизеля. *Грузовик*, 2009, № 12, с. 15–17.
- [14] Хрящев Ю.Е., Тихомиров М.В., Епанешников Д.А. *Алгоритмы управления двигателями внутреннего сгорания*. Якутск, Изд-во ЯГТУ, 2014. 204 с.
- [15] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. *Методы классической и современной теории автоматического управления. В 5 т. Т. 1. Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 656 с.
- [16] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. *Методы классической и современной теории автоматического управления. В 5 т. Т. 5. Методы современной теории автоматического управления*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 784 с.
- [17] Шегал А.А. *Применение программного комплекса Multisim для проектирования устройств на микроконтроллерах: лабораторный практикум*. Екатеринбург, Изд-во УФУ, 2014. 118 с.
- [18] Бесперстов Э.А. *Исследование логических схем с использованием программного комплекса Multisim: лабораторный практикум*. Санкт-Петербург, Изд-во БГТУ, 2006. 64 с.
- [19] Поздняков Е.Ф. *Анализ эффективности использования регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями в дизельном двигателе дизель-генераторной установки*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 150 с.
- [20] Боковиков А.Н. *Использование турбокомпрессора с турбиной изменяемой геометрии для повышения экологических и экономических показателей дизеля*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 171 с.
- [21] Попов Е.П. *Теория линейных систем автоматического регулирования и управления*. Москва, Наука, 1989. 304 с.
- [22] Попов Е.П. *Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления*. Москва, Наука, 1988. 256 с.
- [23] ГОСТ Р 55231–2012. *Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия*. Москва, Изд-во Стандартов, 2012. 14 с.

References

- [1] *Sistemy upravleniya dizeľnymi dvigatelyami* [Diesel engine management systems]. Moscow, Za rulem, 2004. 480 p.
- [2] *Sistemy upravleniya benzinovymi dvigatelyami* [Gasoline engine control systems]. Moscow, Za rulem, 2005. 432 p.
- [3] *Mashinostroenie. Ehntsiklopediya. Tom IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Volume IV. Internal combustion engines]. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013. 784 p.
- [4] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Sistemy toplivopodachi i upravleniya dizeley* [Diesel fuel injection and control systems]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2005. 344 p.
- [5] Pinskiy F.I., Davtyan R.I., Chernyak B.Ya. *Mikroprotsessornye sistemy upravleniya avtomobil'nyimi dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Microprocessor control systems for automotive internal combustion engines]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2001. 136 p.
- [6] Krutov V.I. *Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Automatic regulation and control of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1989. 416 p.
- [7] Markov V.A., Furman V.V., Bebenin E.V. Improvement of the speed control system for diesel and gas diesel engines. *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*, 2016, no. 4, pp. 12–29 (in Russ.).
- [8] Denisenko V.V. PID controllers: design philosophy and modifications. Part 1. *Contemporary Technologies in Automation*, 2006, no. 4, pp. 66–74 (in Russ.).
- [9] Denisenko V.V. PID controllers: design philosophy and modifications. Part 2. *Contemporary Technologies in Automation*, 2007, no. 1, pp. 90–98 (in Russ.).
- [10] Denisenko V.V. PID controllers: issues of implementation. Part 1. *Contemporary Technologies in Automation*, 2007, no. 4, pp. 86–97 (in Russ.).
- [11] Kutrubas V.A., Sycheva E.E. Effective PID Controller. *Industrial Automatic Control Systems and Controllers*, 2013, no. 5, pp. 60–65 (in Russ.).
- [12] Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Shlenov M.I. The system of automatic control of the rotational speed of the crankshaft of a diesel engine. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2007, no. 10, pp. 12–14 (in Russ.).
- [13] Bokovikov A.N., Kuznetsov A.G. Some results of automobile diesel operating points modeling. *Gruzovik*, 2009, no. 12, pp. 15–17 (in Russ.).
- [14] Khryashchev Yu.E., Tikhomirov M.V., Epaneshnikov D.A. *Algoritmy upravleniya dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Algorithms for the control of internal combustion engines]. Yakutsk, YSTU publ., 2014. 204 p.
- [15] *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya. V 5 t. T. 1. Matematicheskie modeli, dinamicheskie kharakteristiki i analiz sistem avtomaticheskogo upravleniya* [Methods of classical and modern theory of automatic control. Vol. 1. Mathematical models, dynamic characteristics and analysis of automatic control systems]. Ed. Pupkov K.A., Egupov N.D. Moscow, Bauman Press, 2004. 656 p.
- [16] *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya. V 5 t. T. 5. Metody sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya* [Methods of classical and modern theory of automatic control. Vol. 5. Methods of the modern theory of automatic control]. Ed. Pupkov K.A., Egupov N.D. Moscow, Bauman Press, 2004. 784 p.
- [17] Shegal A.A. *Primenenie programmnoy kompleksa Multisim dlya proektirovaniya ustroystv na mikrokontrollerakh: laboratornyy praktikum* [The use of software Multisim for designing devices on microcontrollers: a laboratory workshop]. Ekaterinburg, UrFU publ., 2014. 118 p.
- [18] Besperstov Eh.A. *Issledovanie logicheskikh skhem s ispol'zovaniem programmnoy kompleksa Multisim: laboratornyy praktikum* [The study of logic circuits using the software Multisim: laboratory workshop]. Sankt-Petersburg, VOENMEH publ., 2006. 64 p.
- [19] Pozdnyakov E.F. *Analiz ehffektivnosti ispol'zovaniya regul'yatora chastoty vrashcheniya s posledovatel'no vklyuchennymi korrrektiruyushchimi zven'yami v dizeľnom dvigatele*

- dizel'-generatornoy ustanovki*. Kand. Diss. [Analysis of the effectiveness of the use of the speed controller with successively included corrective units in a diesel engine of a diesel generator set. Cand. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2009. 150 p.
- [20] Bokovikov A.N. *Ispol'zovanie turbokompressora s turbinoy izmenyaemoy geometrii dlya povysheniya ehkologicheskikh i ehkonomicheskikh pokazateley dizelya*. Kand. Diss. [Using a turbocharger with a turbine with variable geometry to improve the environmental and economic performance of a diesel engine. Cand. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2011. 171 p.
- [21] Popov E.P. *Teoriya lineynykh sistem avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya* [The theory of linear systems of automatic regulation and control]. Moscow, Nauka publ., 1989. 304 p.
- [22] Popov E.P. *Teoriya nelineynykh sistem avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya* [The theory of nonlinear systems of automatic regulation and control]. Moscow, Nauka publ., 1988. 256 p.
- [23] *State Standard 55231-2012. Reciprocating internal combustion engines — Performance — Part 4: Speed governing*. Moscow, Standartinform publ., 2012. 14 p.

Статья поступила в редакцию 14.03.2019

Информация об авторах

МАРКОВ Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

ПОЗДНЯКОВ Евгений Федорович — кандидат технических наук, генеральный директор. ООО «Форант-Сервис» (142400, Ногинск, Московская обл., Российская Федерация, Совнархозная ул., д. 2, e-mail: pef07@mail.ru).

ФУРМАН Виктор Владимирович — доктор технических наук, генеральный директор. ООО «ППП «Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

ПЛАХОВ Сергей Валентинович — зам. генерального директора, главный программист. ООО «ППП Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

Information about the authors

MARKOV Vladimir Anatolievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Piston Engine Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

POZDNYAKOV Evgenii Fedorovich — Candidate of Science (Eng.), General Director. ООО Forant-Service (142400, Nогinsk, Moscow region, Russia Federation, Sovnarkhoznaya St., Bldg. 2, e-mail: pef07@mail.ru).

FURMAN Viktor Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), General Director. ООО PPP Dizelavtomatika (410017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevskogo St., Bldg. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

PLAKHOV Sergei Valentinovich — Deputy General Director, Chief Programmer. ООО PPP Dizelavtomatika (410017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevskogo St., Bldg. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Фурман В.В., Плахов С.В. Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7, с. 35–46, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-35-46

Please cite this article in English as:

Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Furman V.V., Plakhov S.V. Simulation of the Diesel Engine Rotational Speed Automatic Control System. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 7, pp. 35–46, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-35-46