

Анализ комплексной системы автоматического регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости

© В.А. Марков¹, С.Н. Девянин², Л.Л. Михальский²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

² МГАУ им. В.П. Горячкина, Москва, 127550, Россия

Рассмотрена комплексная система автоматического регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости. Приведена математическая модель этой системы, выполнены ее расчетные исследования. Подтверждена возможность построения такой системы путем введения импульса по нагрузке в закон регулирования двух указанных параметров.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, система автоматического регулирования частоты вращения, система автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости, частота вращения коленчатого вала, нагрузка на двигатель, переходный процесс.*

Одной из основных тенденций современного двигателестроения является повышение энергоемкости стационарных и мобильных силовых установок. В связи с этой общей тенденцией отмечается повышение удельной мощности автотракторных двигателей и двигателей стационарных установок до уровня 90...100 кВт/л [1, 2], поэтому к системам их жидкостного охлаждения предъявляют весьма жесткие требования. Эти требования во многом определяют динамические характеристики системы автоматического регулирования (САР) теплового состояния двигателей. Дополнительные требования, предъявляемые к САР, связаны с необходимостью улучшения отдельных показателей двигателя, таких как расход топлива, токсичность отработавших газов (ОГ), металлоемкость и массогабаритные показатели двигателя. При этом желательно обеспечить инвариантность САР по отношению к возмущающим воздействиям — нагрузке и положению педали акселератора. Эти требования могут быть удовлетворены путем повышения эффективности обдува радиатора системы охлаждения двигателя и регулирования температуры охлаждающей жидкости с использованием электронных САР. Задачей исследования являлось определение путей создания инвариантной САР, обеспечивающей оптимальные показатели независимо от

внешних возмущений, а также обоснование структуры САР с использованием ее математических моделей.

Проведенный анализ показал, что терморегулирование поршневого двигателя целесообразно осуществлять на основе изменения производительности вентилятора, сокращая затраты энергии и топлива. При этом САР должна обеспечить повышение эффективности обдува и охлаждения радиатора. При установке вентилятора перед радиатором это достигалось путем увеличения расхода обдуваемого воздуха (повышения его плотности), обеспечиваемого лопатками вентилятора, и расширения поверхности обдува.

Анализ характеристик и условий работы существующих САР выявил многосвязность процессов терморегулирования [2, 3]. При этом динамические качества САР зависят от текущих значений момента сопротивления M_c потребителя и положения ψ педали акселератора (рычага регулятора топливного насоса высокого давления — ТНВД). Момент сопротивления M_c определяет необходимый крутящий момент двигателя $M_d = M_e = f(\omega_{дв}, \psi, p_k)$ — функцию угловой скорости $\omega_{дв}$ его вала, положения ψ педали акселератора и давления p_k воздуха после компрессора. Последний параметр определяет скорость u_v^* и температуру t_v^* воздушного потока, обтекающего радиатор. Таким образом, входными возмущающими воздействиями, требующими организации процесса их компенсации во времени, являются момент сопротивления (нагрузки) M_c и положение ψ педали акселератора (рычага). При выбранной двухсвязной модели САР ее выходными координатами служат угловая скорость ω_d вала двигателя либо крутящий момент M_d двигателя и температура $T_{охл}$ охлаждающей жидкости на выходе из двигателя (рис. 1).

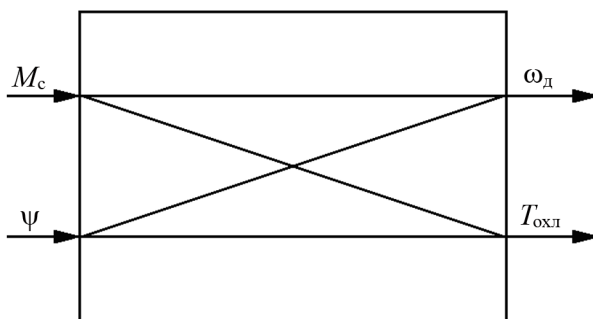


Рис. 1. Входные и выходные сигналы комплексной системы регулирования угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя и температуры охлаждающей жидкости дизельного двигателя

Как показал анализ, при высоких тепловых нагрузках на систему охлаждения двигателя наиболее эффективными методами регулиро-

вания температуры охлаждающей жидкости являются методы, использующие принципы инвариантности (независимости от возмущений). Эти методы регулирования построены на принципе компенсации возмущений, определяющих тепловые нагрузки на двигатель. При этом применяются следующие идентификаторы теплового состояния двигателя: его крутящий момент M_d , теплота $Q_{охл}$, отдаваемая в систему охлаждения, условия F достаточности производительности обдувающего вентилятора.

Техническая реализация подобной инвариантной САР возможна только на базе средств современной электроники и вычислительной техники. Эти средства позволяют проводить оптимизацию параметров САР и обеспечивать ее инвариантность. Авторами разработан вариант такой САР (рис. 2) [4, 5].

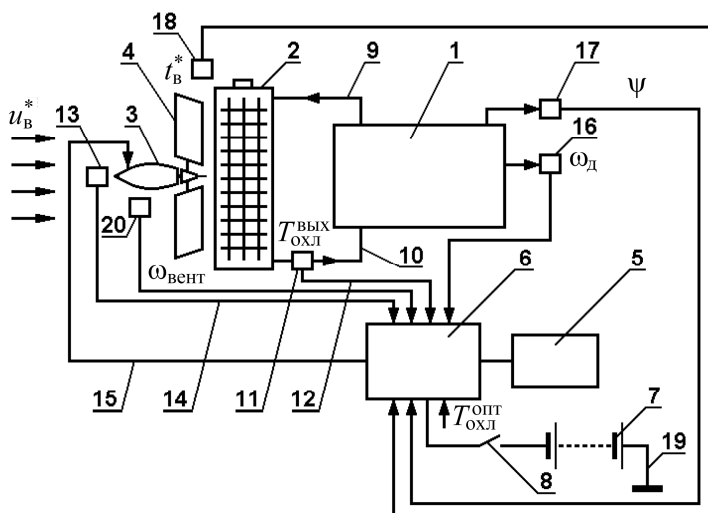


Рис. 2. Схема САР температуры охлаждающей жидкости транспортного двигателя:

1 — двигатель; 2 — радиатор; 3 — электропривод вентилятора; 4 — лопасти вентилятора; 5 — согласующее устройство связи с датчиками и электроприводами; 6 — бортовой электронный контроллер; 7 — аккумулятор питания; 8 — ключ; 9 — трубопровод подачи охлаждающей воды в радиатор; 10 — трубопровод подачи охлаждающей воды в двигатель; 11 — датчик температуры охлаждающей воды на выходе из радиатора; 12 — сигнал датчика 11; 13 — датчик скорости воздушного потока перед вентилятором; 14 — сигнал датчика 13; 15 — управляющий сигнал угловой скорости вала вентилятора; 16 — датчик угловой скорости вала двигателя; 17 — датчик положения педали акселератора; 18 — датчик температуры воздуха перед вентилятором; 19 — заземление; 20 — датчик угловой скорости вала вентилятора

В САР используется следящий электроуправляемый электропривод вентилятора переменной производительности, используемого для обдува радиатора жидкостного охлаждения двигателя.

Описанная электронная САР температуры со следящим электроприводом вентилятора характеризуется высокими динамическими качествами, инвариантностью к возмущающим воздействиям и может быть использована как в бензиновых, так и в дизельных двигателях. При ее применении улучшаются технико-экономические показатели двигателя, упрощается компоновка системы охлаждения в моторном отсеке транспортного средства, повышается его ресурс.

Один из возможных вариантов практической реализации системы жидкостного охлаждения дизельного двигателя показан на рис. 3 [6]. В этой системе входными координатами являются перемещение Δh_T регулирующего органа 3, изменяющего количество воды, которая поступает во второй контур радиатора 4, и изменение количества теплоты $Q_{дв}$, отдаваемой двигателем охлаждающей воде, которое, в свою очередь, зависит от скоростного и нагрузочного режима.

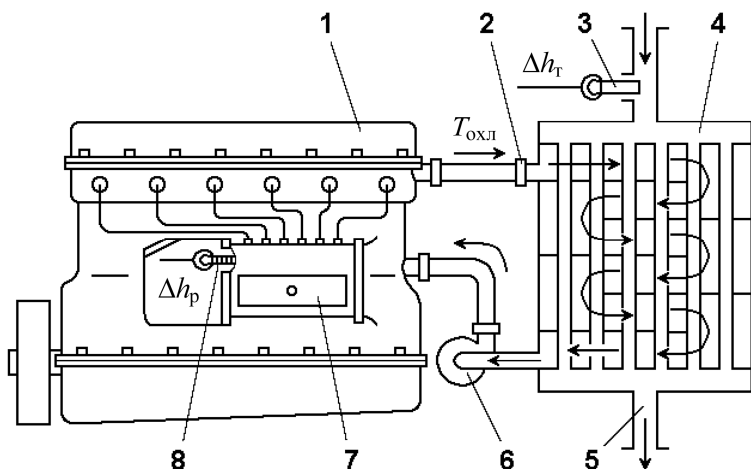


Рис. 3. Схема системы жидкостного охлаждения дизельного двигателя: 1 — двигатель; 2 — трубопровод; 3 — орган регулирования расхода воды; 4 — радиатор; 5 — сливной трубопровод; 6 — водяной насос; 7 — топливный насос; 8 — орган регулирования расхода топлива

Следует отметить, что функционирование рассматриваемой системы охлаждения целесообразно организовать в рамках комплексной САР угловой скорости вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости. При моделировании этой системы рассмотрен дизельный двигатель без наддува типа Д-240 (4Ч 11/12,5) производства Минского моторного завода. В соответствии с работой [7] статические и динамические свойства дизельного двигателя как объекта регулирования по частоте вращения описываются дифференциальным уравнением вида

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{д1}K - k_{д2}\alpha_d, \quad (1)$$

где $\varphi = \Delta\omega_d / \omega_{d0}$ — относительное изменение угловой скорости ω_d вала двигателя; $\kappa = \Delta h_p / h_{p0}$ — относительное изменение положения h_p дозирующего органа системы топливоподачи — рейки ТНВД; $\alpha_d = \Delta N / N_0$ — относительное изменение настройки N потребителя. Индекс «0» соответствует установившемуся режиму. Константы этого линейного дифференциального уравнения определяются из следующих выражений.

Постоянная времени объекта регулирования, характеризующая инерционность двигателя как объекта регулирования по частоте вращения,

$$T_d = \frac{J_d}{F_d},$$

где J_d — момент инерции подвижных деталей двигателя и потребителя, приведенный к частоте вращения коленчатого вала; F_d — фактор устойчивости двигателя.

Коэффициент усиления двигателя по регулируемому воздействию, характеризующий влияние h_p положения дозирующего органа на угловую скорость ω_d коленчатого вала,

$$k_{d1} = \frac{\partial M_e}{\partial h_p} \frac{h_{p0}}{F_d \omega_{d0}}.$$

Коэффициент усиления двигателя по возмущающему воздействию, характеризующий влияние настройки N потребителя на угловую скорость коленчатого вала ω_d ,

$$k_{d2} = \frac{\partial M_c}{\partial N} \frac{N_0}{F_d \omega_{d0}}.$$

Переход от дифференциального уравнения (1) к его операторной форме записи проведен путем обозначения операции дифференцирования d/dt символом p (комплексная переменная преобразования Лапласа). Тогда уравнение (1) записывается в виде алгебраического уравнения

$$(T_d p + 1)\varphi = k_{d1}\kappa - k_{d2}\alpha_d, \quad (2)$$

где $T_d p + 1$ — характеристический многочлен двигателя как объекта регулирования по частоте вращения. В правой части уравнений (1) и (2) присутствуют слагаемые, каждое из которых определяет одно из внешних возмущений на двигатель (в данном случае κ и α_d). Левая часть этих уравнений характеризует реакцию двигателя на эти воздействия, т. е. его динамические свойства.

Реакцию двигателя на внешние возмущения удобно описывать передаточными функциями, каждая из которых соответствует конкретному внешнему воздействию. Передаточная функция по данному воздействию определяется путем деления соответствующего коэффициента усиления на характеристический многочлен двигателя. Исследуемый двигатель, динамические свойства которого описываются уравнением (2), имеет две передаточные функции по воздействиям k и α_d , определяемым в виде

$$W_d^k(p) = \frac{k_{d1}}{T_d p + 1};$$

$$W_d^{\alpha_d}(p) = \frac{k_{d2}}{T_d p + 1}.$$

Эти передаточные функции соответствуют апериодическому звену первого порядка.

Моделирование контура регулирования температуры охлаждающей жидкости имеет некоторые особенности. Условием статического равновесия САР температуры охлаждающей жидкости дизельного двигателя является равенство количества теплоты $Q_{дв}$, отдаваемой двигателем охлаждающей воде, и количества теплоты $Q_{охл}$, отдаваемой охлаждающей водой первого контура радиатора охлаждающей воде второго контура радиатора, т. е.

$$\Delta Q_d = \Delta Q_{охл}. \quad (3)$$

В этом случае температура охлаждающей жидкости $T_{охл}$ будет оставаться неизменной во времени.

При нарушении условия статического равновесия (3) значения Q_d и $Q_{охл}$ получают приращения ΔQ_d и $\Delta Q_{охл}$ (Дж/с), в общем случае не равные между собой. Поэтому количество теплоты, аккумулированной в охлаждающей воде первого контура радиатора, за элементарный промежуток времени dt изменяется на dQ (Дж). Тогда уравнение динамического равновесия САР температуры охлаждающей жидкости дизельного двигателя можно записать в виде

$$\frac{dQ}{dt} = \Delta Q_d - \Delta Q_{охл}. \quad (4)$$

Приведенная теплоемкость системы охлаждения двигателя

$$C = c_{ж} m_{ж} - c_{м} m_{м},$$

где $c_{ж}$, $c_{м}$ — удельные теплоемкости соответственно охлаждающей жидкости и металлических деталей системы охлаждения; $m_{ж}$, $m_{м}$ —

массы соответственно охлаждающей жидкости, циркулирующей во внутреннем контуре системы охлаждения, и металлических частей системы охлаждения, участвующих в аккумуляровании теплоты.

По известной теплоемкости C и перепаду температур T количество подведенной или отведенной теплоты Q определяется с использованием известного соотношения

$$dQ = CdT.$$

Количество теплоты Q_d , поступающей к воде через стенки цилиндров, зависит от температуры $T_{\text{охл}}$ охлаждающей жидкости, а также от режима работы R двигателя, обуславливающего его тепловыделение в единицу времени. После разложения функциональной зависимости $Q_d = f(T_{\text{охл}}, R)$ в ряд Тейлора и линеаризации получим выражение, характеризующее линейную зависимость приращения количества теплоты ΔQ_d от приращений $\Delta T_{\text{охл}}$ и ΔR :

$$dQ_d = (\partial Q_d / \partial T) \Delta T + (\partial Q_d / \partial R) \Delta R. \quad (5)$$

Количество теплоты $Q_{\text{охл}}$, отбираемое от охлаждающей воды в радиаторе,

$$Q_{\text{охл}} = k_T S_T (T - T_p), \quad (6)$$

где k_T — коэффициент теплопередачи радиатора; S_T — площадь теплопередающей поверхности радиатора; T_p — температура воды второго контура радиатора. Параметры k_T и S_T зависят только от конструкции радиатора, поэтому с учетом равенства (6) функциональную зависимость для количества теплоты $Q_{\text{охл}}$ можно записать в виде $Q_{\text{охл}} = f(T_{\text{охл}}, T_p)$. После ее разложения в ряд Тейлора и линеаризации выражение, характеризующее линейную зависимость приращения количества теплоты $\Delta Q_{\text{охл}}$ от приращений температур ΔT и ΔT_p , запишем в виде

$$dQ_{\text{охл}} = (\partial Q_{\text{охл}} / \partial T_{\text{охл}}) \Delta T_{\text{охл}} + (\partial Q_{\text{охл}} / \partial T_p) \Delta T_p. \quad (7)$$

После подстановки выражений (5) и (7) в уравнение (4) с учетом равенства (6) получим

$$C \frac{dT_{\text{охл}}}{dt} + F_{\text{д.т}} \Delta T_{\text{охл}} = k_T S_T \Delta T_p + \frac{\partial Q_d}{\partial R} \Delta R, \quad (8)$$

где $k_T S_T = \partial Q_{\text{охл}} / \partial T_p$; $F_{\text{д.т}}$ — фактор устойчивости двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости.

Температура T_p воды второго контура радиатора 4 (см. рис. 3) зависит от количества G_v воды, проходящей через этот контур в единицу времени и определяемой положением h_t органа управления. Эта

функциональная зависимость после разложения в ряд Тейлора и линеаризации принимает вид

$$\Delta T_p = (\partial G_B / \partial h_T) \Delta h_T. \quad (9)$$

С учетом выражения (9) уравнение (8) можно записать следующим образом:

$$C \frac{dT_{\text{охл}}}{dt} + F_{\text{д.т}} \Delta T_{\text{охл}} = k_T S_T \frac{dT_p}{dh_T} \Delta h_T + \frac{\partial Q_d}{\partial R} \Delta R. \quad (10)$$

Перейдем к относительным координатам — изменению температуры φ_T , перемещению κ_T органа управления, изменению $\alpha_{\text{д.т}}$ режима работы двигателя:

$$\varphi_T = \Delta T_{\text{охл}} / T_{\text{охл}0}; \quad \kappa_T = \Delta h_T / h_{T0}; \quad \alpha_{\text{д.т}} = \Delta R / R_0, \quad (11)$$

где $T_{\text{охл}0}$, h_{T0} — соответственно температура воды на выходе из головки цилиндров двигателя и положение органа управления при равновесном режиме; R_0 — параметр, характеризующий равновесный режим работы двигателя, который определяется частотой вращения коленчатого вала и цикловой подачей топлива.

Перейдя к относительным координатам (11) и разделив все члены уравнения (10) на произведение $F_{\text{д.т}} T_{\text{охл}0}$, получим уравнение двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости:

$$T_{\text{д.т}} \frac{d\varphi_T}{dt} + \varphi_T = k_{\text{д.т}1} \kappa_T + k_{\text{д.т}2} \alpha_{\text{д.т}}. \quad (12)$$

В уравнении (12) постоянная времени объекта регулирования, характеризующая инерционность двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости,

$$T_{\text{д.т}} = \frac{C}{F_{\text{д.т}}}.$$

Коэффициент усиления двигателя по регулируемому воздействию, характеризующий влияние положения регулирующего органа h_T на температуру охлаждающей жидкости,

$$k_{\text{д.т}1} = \frac{k_T S_T h_{T0}}{F_{\text{д.т}} T_{\text{охл}0}} \frac{dT_p}{dh_T}.$$

Коэффициент усиления двигателя по возмущающему воздействию, характеризующий влияние параметра R на температуру охлаждающей жидкости,

$$k_{д.т 2} = \frac{R_0}{F_{д.т} T_{охл 0}} \frac{\partial Q_d}{\partial R}.$$

Уравнение (12) в операторной форме записи (после его преобразования по Лапласу) имеет вид

$$(T_{д.т} p + 1) \varphi_T = k_{д.т 1} \kappa_T + k_{д.т 2} \alpha_{д.т}, \quad (13)$$

где $T_{д.т} p + 1$ — характеристический многочлен двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости. В правой части уравнения (13) суммируются слагаемые, характеризующие два внешних воздействия на двигатель — κ_T и $\alpha_{д.т}$. Левая часть этих уравнений характеризует реакцию двигателя на эти воздействия, т. е. его динамические свойства. Реакция двигателя на эти внешние возмущения описывается двумя передаточными функциями:

$$W_{д.т}^{\kappa_T}(p) = \frac{k_{д.т 1}}{T_{д.т} p + 1};$$

$$W_{д.т}^{\alpha_{д.т}}(p) = \frac{k_{д.т 2}}{T_{д.т} p + 1}.$$

Эти передаточные функции соответствуют аperiодическому звену первого порядка.

При разработке систем автоматического управления и регулирования (САУ и САР) дизельных двигателей могут быть реализованы различные принципы регулирования. Основной задачей устройств управления, устанавливаемых на эти двигатели, является поддержание заданных режимов работы [6, 7]. В системах стабилизации, обеспечивающих постоянство или примерное постоянство регулируемого параметра y (рис. 4), задающее воздействие g представляет собой постоянную величину. Оно задается соответствующим элементом настройки САР. Выходная величина y системы в идеале должна точно повторять задающее воздействие g , т. е. должно обеспечиваться равенство $y = g$.

Двигатель обычно имеет несколько регулируемых параметров (выходных величин y САР) и органов регулирования, на которые воздействуют соответствующие регуляторы. В современных дизельных двигателях широко применяют автоматические регуляторы параметров ω_d и $T_{охл}$. Одновременное их регулирование обеспечивается одной комплексной САР, в которой дизельный двигатель является многосвязным объектом регулирования I . При этом основной причиной отклонения регулируемого параметра y от его заданного значения g являются возмущающие воздействия f , поступающие на объект регулирования (см. рис. 4).

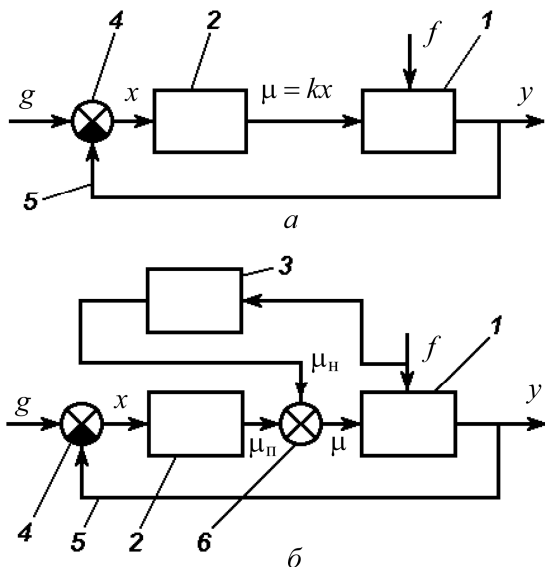


Рис. 4. Функциональные схемы САР с регулятором, работающим по отклонению (а), с комбинированным регулятором по отклонению и возмущению (б):

1 — объект регулирования; 2 — пропорциональный регулятор; 3 — регулятор по нагрузке; 4 — сравнивающий элемент; 5 — линия главной отрицательной обратной связи; 6 — сумматор

Для поддержания постоянства регулируемого параметра y организуется регулирующее воздействие на соответствующий орган регулирования объекта. Регулирующее воздействие μ (см. рис. 4) в САР обычно является функцией динамической ошибки x , определяемой в виде отклонения регулируемой величины y от ее заданного значения g , т. е. $x = g - y$. Сигнал ошибки x вырабатывается на сравнивающем элементе (сумматоре) 4 (см. рис. 4), на который поступают задающее воздействие g и через линию 5 главной отрицательной обратной связи — регулируемый параметр y (зачерненный сектор сумматора 4 означает смену знака сигнала y). При этом образуется замкнутый контур регулирования и САР становится замкнутой (рис. 4, а). Такой принцип работы САР называют принципом регулирования по отклонению регулируемого параметра, или принципом Ползунова—Уатта.

Работающие по этому принципу САР формируют закон регулирования (зависимость между входной и выходной величинами регулятора), называемый пропорциональным (П), или статическим, и выражающийся зависимостью $\mu = kx$, где k — коэффициент усиления регулятора. САР, имеющая статическую ошибку $x_{ст}$, которая обусловлена данным внешним воздействием, является статической по отношению к этому воздействию. Если $x_{ст} = 0$, то САР называют

астатической по отношению к этому воздействию. Применение П-регулирования не дает возможность построить астатическую САР.

К принципам регулирования, позволяющим построить астатическую САР, относят регулирование по возмущающему воздействию f — по нагрузке на двигатель. При таком регулировании, впервые предложенном французским ученым Ж.-В. Понселе в 1830 г., регулирующее воздействие μ вырабатывается устройством компенсации z — регулятором по нагрузке (рис. 4, б) в зависимости от возмущения f в виде $\mu = kf$ и подается на объект l . При реализации этого принципа регулирования в качестве базового сохраняется описанный выше пропорциональный принцип регулирования и регулятор становится комбинированным, т. е. работающим по отклонению и возмущению. В качестве основного возмущающего воздействия рассматривается изменение нагрузки на двигатель (изменение настройки N потребителя). Далее исследовано влияние структуры и параметров такого комбинированного регулятора на статические и динамические показатели процесса регулирования.

В соответствии с представленными математическими моделями дизельного двигателя как объекта регулирования и рассмотренными принципами регулирования разработана структурная схема комплексной САР частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости (рис. 5). В этой системе использованы электронные регуляторы частоты вращения коленчатого вала и температуры охлаждающей жидкости, построенные на базе современной микропроцессорной техники [7]. Регулятор частоты вращения содержит датчик частоты вращения, электронный блок управления и исполнительный механизм, воздействующий на орган управления топливopодачей дизеля — рейку ТНВД. Регулятор температуры охлаждающей жидкости включает датчик температуры воды, электронный блок управления и исполнительный механизм, воздействующий на орган управления этой подсистемы.

Каждый из входящих в структуру этих регуляторов элементов имеет определенные статические и динамические свойства, которые описываются алгебраическими или дифференциальными уравнениями. Датчики режимных параметров электронных управляющих устройств (в частности, датчик частоты вращения и датчик температуры охлаждающей жидкости) обычно обладают дискретностью в съеме сигнала с временем задержки, не превышающем $\Delta t_3 = 0,003 \dots 0,005$ с. Если пренебречь задержкой прохождения сигнала, то указанные датчики (частоты и температуры) могут быть описаны передаточными функциями $W_{д.ч}(p)$ и $W_{д.т}(p)$ соответственно, которые относятся к идеальному усилительному звену, т. е.

$$W_{д.ч}(p) = k_{д.ч}; \quad W_{д.т}(p) = k_{д.т},$$

где $k_{д.ч}$, $k_{д.т}$ — коэффициенты усиления указанных датчиков.

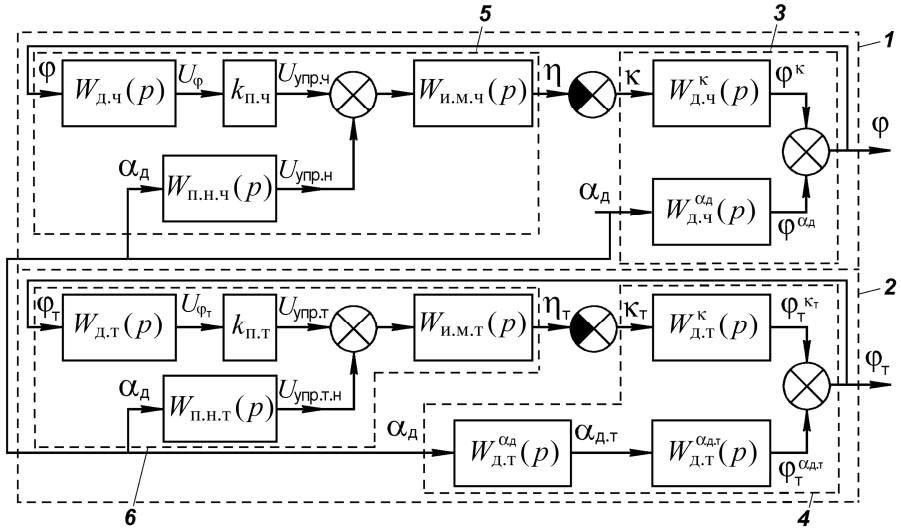


Рис. 5. Структурная схема комплексной САР частоты вращения вала двигателя и температуры охлаждающей жидкости:

1 — контур регулирования частоты вращения вала двигателя; 2 — контур регулирования температуры охлаждающей жидкости; 3 — двигатель как объект регулирования частоты вращения; 4 — двигатель как объект регулирования температуры охлаждающей жидкости; 5 — регулятор частоты вращения вала двигателя; 6 — регулятор температуры охлаждающей жидкости

Наиболее простым и распространенным типом регуляторов дизельных двигателей являются регуляторы, реализующие пропорциональный закон регулирования (П-регуляторы). В большинстве случаев эти регуляторы обеспечивают требуемые показатели качества процесса регулирования. В САР с такими регуляторами измеряется отклонение угловой скорости $\varphi = \Delta\omega_d / \omega_{d0}$ от заданного значения ω_{d0} и формируется управляющее воздействие вида

$$U_{упр} = k_{п} U_{\varphi},$$

где $U_{упр}$ — выходной сигнал вычислительного устройства; $k_{п}$ — коэффициент пропорциональности закона регулирования; U_{φ} — входной сигнал вычислительного устройства (от датчика частоты вращения).

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 обыч-

но не превышает 0,01 с, поэтому при дальнейших исследованиях эта задержка не учитывалась. В связи с этим передаточная функция П-регулятора частоты вращения

$$W_{п.ч}(p) = k_{п.ч}. \quad (14)$$

Аналогичным образом записывается передаточная функция П-регулятора температуры охлаждающей жидкости:

$$W_{п.т}(p) = k_{п.т}. \quad (15)$$

В выражения (14) и (15) для передаточных функций идеальных (без задержек) звеньев входят коэффициенты усиления $k_{п.ч}$ и $k_{п.т}$ соответственно регуляторов частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости.

Как отмечено выше, в ряде случаев П-регуляторы частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости не обеспечивают необходимых статических и динамических показателей процесса регулирования. В частности, применение П-регулирования не позволяет построить астатическую САР. Поэтому для оценки возможности реализации астатической САР, инвариантной по отношению к основному возмущающему воздействию — изменению нагрузки, рассмотрен П-регулятор с введением импульса нагрузки в закон регулирования (регулятор, структура которого показана на рис. 4, б).

Для реализации принципа компенсации возмущений (учета нагрузки) в структуру контура регулирования частоты вращения включен блок с передаточной функцией $W_{п.н.ч}(p)$, а в контур регулирования температуры охлаждающей жидкости — блок с передаточной функцией $W_{п.н.т}(p)$:

$$W_{п.н.ч}(p) = \frac{k_{п.н.ч}}{T_{п.н.ч}p + 1}; \quad (16)$$

$$W_{п.н.т}(p) = \frac{k_{п.н.т}}{T_{п.н.т}p + 1}. \quad (17)$$

На эти блоки поступает сигнал изменения настройки α_d потребителя. С выхода этих блоков сигналы, отражающие нагрузку на двигатель, поступают в регуляторы частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости, которые выполнены с основным П-регулятором и корректирующим регулятором по нагрузке.

В качестве исполнительных механизмов для рассматриваемых регуляторов использованы электромагнитные исполнительные механизмы, которые перемещают соответствующие регулирующие органы подсистем регулирования частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости. Они могут быть описаны уравнениями

$$T_{и.м.ч} \frac{d\eta}{dt} + \eta = k_{и.м.ч} U_{упр.ч}, \quad T_{и.м.т} \frac{d\eta_t}{dt} + \eta_t = k_{и.м.т} U_{упр.т}$$

или передаточными функциями

$$W_{и.м.ч}(p) = \frac{k_{и.м.ч}}{T_{и.м.ч}p + 1}, \quad W_{и.м.т}(p) = \frac{k_{и.м.т}}{T_{и.м.т}p + 1},$$

где $T_{и.м.ч}$, $T_{и.м.т}$ — постоянные времени указанных исполнительных механизмов; $k_{и.м.ч}$, $k_{и.м.т}$ — коэффициенты усиления соответствующих исполнительных механизмов.

Разработанная математическая модель комплексной САР частоты вращения дизеля и температуры охлаждающей жидкости, а также структурная схема САР с введением импульса по нагрузке в закон регулирования использованы для проведения расчетных исследований САР частоты вращения коленчатого вала дизеля типа Д-240 (4Ч 11/12,5) без наддува. Рассмотрена работа этого двигателя в составе дизель-генераторной установки при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Указанные исследования включают расчеты наиболее характерных для дизельных двигателей таких установок переходных процессов наброса нагрузки. При проведении этих исследований использованы методики и рекомендации по выбору констант передаточных функций элементов САР, изложенные в работе [8]. При этом выбраны следующие значения основных констант передаточных функций элементов САР.

Канал регулирования частоты вращения: $T_d = 0,925 \text{ с}$; $k_{д1} = 0,662$; $k_{д2} = -0,525$; $k_{д.ч} = 1$; $T_{и.м.ч} = 0,06 \text{ с}$; $k_{и.м.ч} = 1$.

Канал регулирования температуры охлаждающей жидкости: $T_{д.т} = 100 \text{ с}$; $k_{д.т1} = 0,5$; $k_{д.т2} = 1$; $k_{д.т} = 1$; $T_{и.м.т} = 0,06 \text{ с}$; $k_{и.м.т} = 1$.

В соответствии с рекомендациями работы [8] коэффициенты усиления П-регуляторов этих контуров регулирования выбраны равными $k_{п.ч} = 10$, $k_{п.т} = 10$. При расчетных исследованиях коэффициенты усиления $k_{п.н.ч}$ и $k_{п.н.т}$ передаточных функций (16) и (17), описывающих регуляторы по нагрузке, варьировались в диапазоне значений от 0 (чисто пропорциональный регулятор) до 1.

Для определения параметров описанной комплексной САР проведены расчетные исследования с использованием программного комплекса «Моделирование в технических устройствах (МВТУ)», разработанного под руководством канд. техн. наук, доцента О.С. Козлова [9, 10]. Исследованы переходные процессы наброса нагрузки на дизельный двигатель дизель-генераторной установки. Эта САР моделируется с применением структурной схемы САР, представленной на рис. 5. На рис. 6 приведена схема моделирования исследуемой САР, построенной в среде указанного программного комплекса.

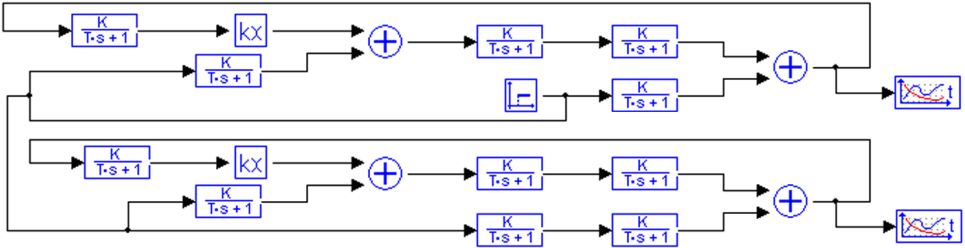


Рис. 6. Схема моделирования исследуемой САР

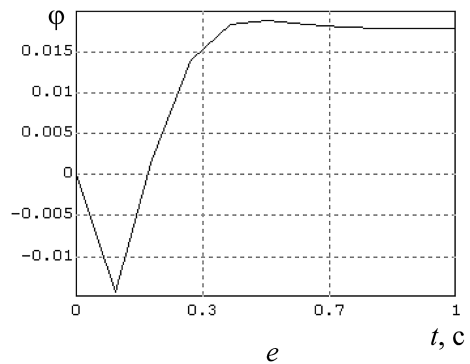
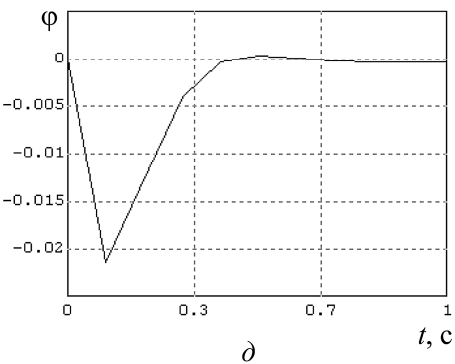
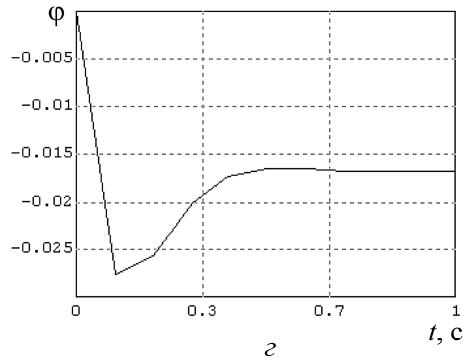
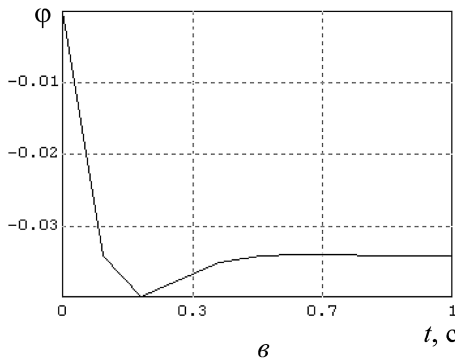
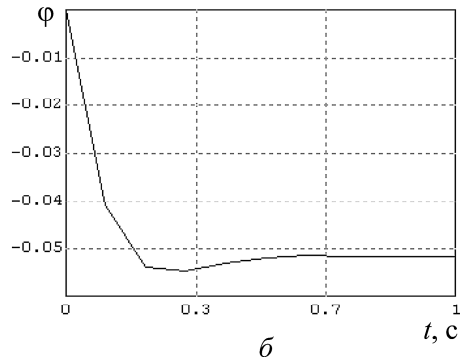
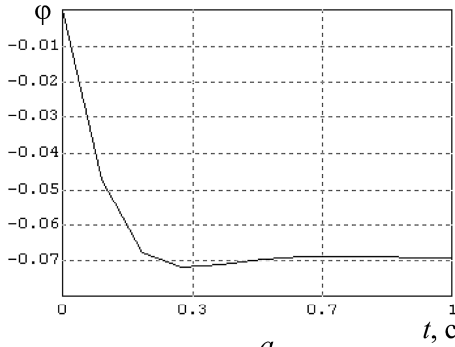


Рис. 7. Переходные процессы наброса полной нагрузки САР частоты вращения дизеля типа Д-240 с коэффициентом усиления П-регулятора $k_{\Pi} = 10$ при различных коэффициентах усиления регулятора по нагрузке k_{Π} :

a — 0; *б* — 0,2; *в* — 0,4; *г* — 0,6; *д* — 0,79; *е* — 1

Сначала рассчитывался канал регулирования частоты вращения коленчатого вала, затем контур регулирования температуры охлаждающей жидкости. Результаты расчетов канала регулирования частоты вращения коленчатого вала (рис. 7) свидетельствуют о том, что исходная САР с чисто пропорциональным регулятором обеспечивает степень неравномерности (наклон) регуляторной характеристики δ , % (рис. 7, а и 8):

$$\delta = \frac{\omega_{д.х.х \max} - \omega_{д.ном}}{\omega_{д.ном}} \cdot 100,$$

где $\omega_{д.ном}$ — номинальная угловая скорость вала двигателя; $\omega_{д.х.х \max}$ — угловая скорость вала двигателя на режиме холостого хода.

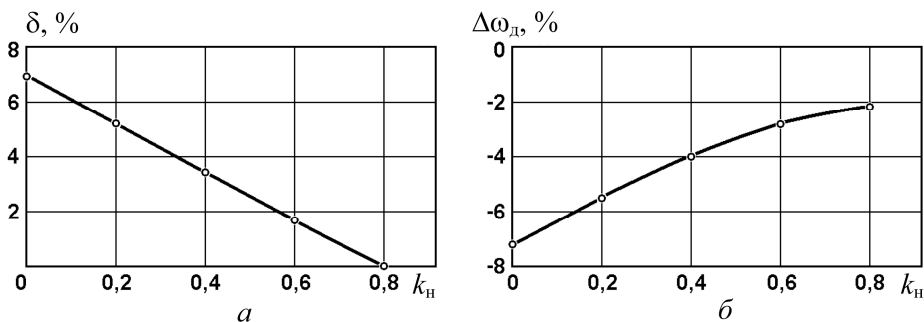


Рис. 8. Зависимость степени неравномерности регуляторной характеристики САР частоты вращения вала дизеля (а) и провала угловой скорости (частоты вращения) в переходном процессе наброса полной нагрузки (б) от коэффициента усиления регулятора по нагрузке k_n дизеля типа Д-240 с коэффициентом усиления П-регулятора $k_n = 10$

Эта САР реализует $\delta = 7$ % при провале частоты вращения в переходном процессе наброса полной нагрузки $-7,2$ % (рис. 7, а и 9). Наилучшее качество процесса регулирования достигается при коэффициенте усиления регулятора по нагрузке $k_n = 0,79$ (рис. 7, д). В этом случае обеспечивается нулевая степень неравномерности регуляторной характеристики ($\delta = 0$), т. е. реализуется астатическая САР. Провал частоты вращения в переходном процессе наброса полной нагрузки дизеля составил $\Delta\omega_d = 2,2$ %, а продолжительность переходного процесса $t_n \approx 0,3$ с. Эти показатели качества процесса регулирования значительно лучше аналогичных показателей, допустимых для САР первого класса точности ($\Delta\omega_d = 5$ %, $t_n = 2$ с).

На втором этапе исследований рассчитывался контур регулирования температуры охлаждающей жидкости (см. рис. 9). Следует отметить, что подсистема регулирования температуры охлаждающей жидкости значительно более инерционная, чем подсистема регулирования частоты вращения, поэтому переходные процессы в этой подсистеме

отличаются отсутствием провалов (забросов) регулируемого параметра. При $k_n = 0,99$ (рис. 10) практически обеспечивается инвариантность подсистемы регулирования температуры охлаждающей жидкости, т. е. ее независимость от внешнего воздействия. В этом случае статическое изменение температуры охлаждающей жидкости (степень неравномерности регуляторной характеристики δ) дизеля типа Д-240 стремится к нулю (оно равно 0,0005, или 0,05 %, см. рис. 9, е и 10).

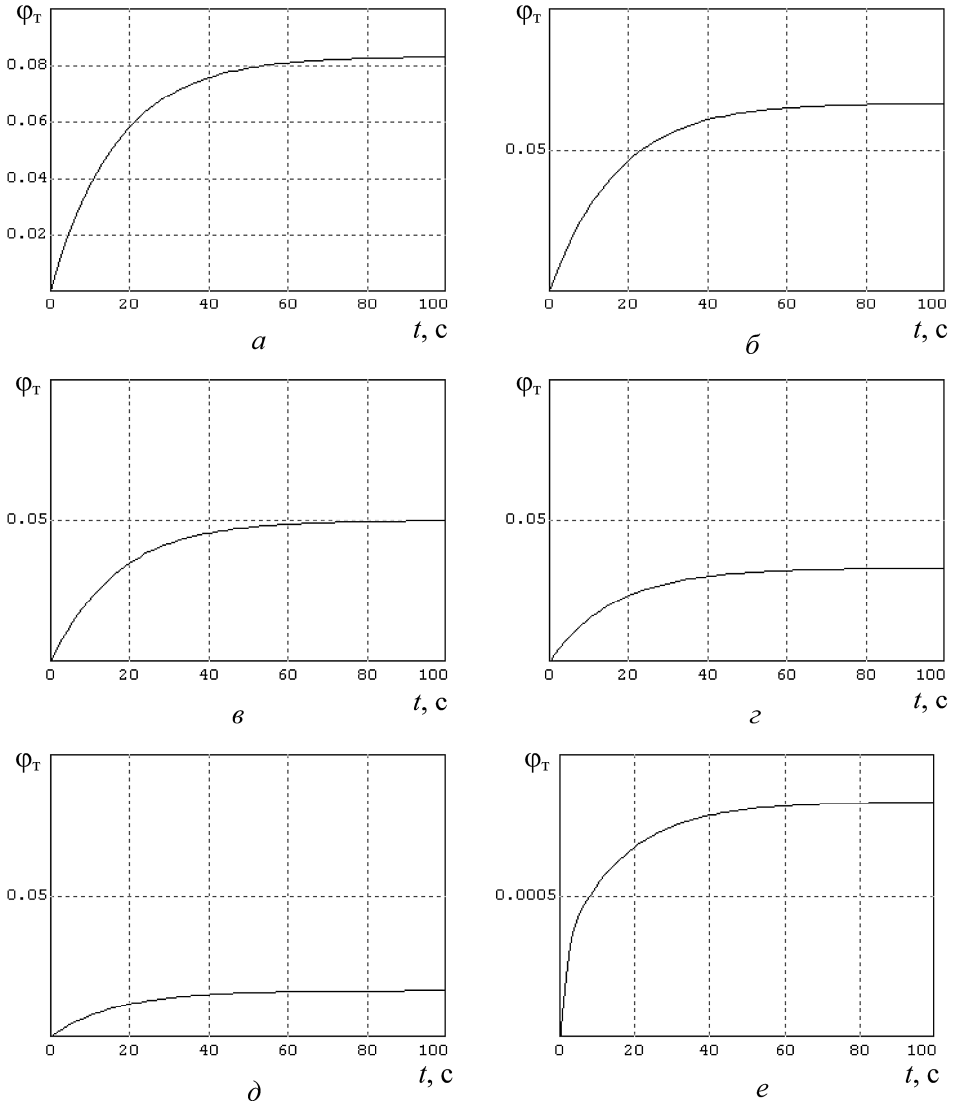


Рис. 9. Переходные процессы наброса полной нагрузки САР температуры охлаждающей жидкости дизеля типа Д-240 с коэффициентом усиления П-регулятора $k_n = 10$ при различных коэффициентах усиления регулятора по нагрузке k_n :

a — 0; b — 0,2; $в$ — 0,4; $г$ — 0,6; $д$ — 0,8; e — 0,99

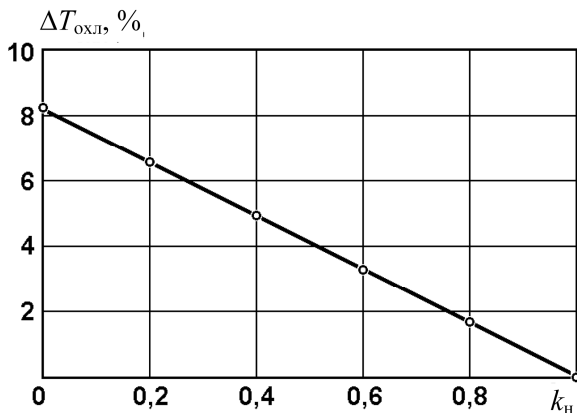


Рис. 10. Зависимость статического изменения температуры охлаждающей жидкости дизеля типа Д-240 при коэффициенте усиления П-регулятора $k_n = 10$ от коэффициента усиления регулятора по нагрузке k_n

Результаты расчетных исследований подтвердили возможность построения комплексной астатической САР частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости путем введения импульса по нагрузке в закон регулирования двух указанных параметров. При этом определены значения коэффициентов усиления по нагрузке для двух исследуемых подсистем, которые обеспечивают нулевой наклон соответствующих регуляторных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Тракторные дизели: Справочник.* Взоров Б.А., ред. Москва, Машиностроение, 1981, 535 с.
- [2] Луков Н.М. *Автоматическое регулирование температуры двигателей.* Москва, Машиностроение, 1977, 224 с.
- [3] Андреев Ю.Н. *Управление конечномерными линейными объектами.* Москва, Наука, 1976, 250 с.
- [4] Ксенович И.П., Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Чухчин Н.Ф., Девянин С.Н., Марков В.А., Аникин С.А. Инвариантная система жидкостного охлаждения ДВС со следящим электроприводом вентилятора обдува. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 2007, № 11, с. 16–19.
- [5] Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Аникин С.А., Девянин С.Н., Марков В.А. Оптимизация работы системы жидкостного охлаждения транспортных ДВС. *Грузовик &*, 2008, № 5, с. 33–34.
- [6] Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. *Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей.* Орлин А.С., Круглов М.Г., ред. Москва, Машиностроение, 1985, 456 с.
- [7] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов.* 2-е изд. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [8] 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, 2009, 150 с.

- [9] Козлов О.С., Норенков И.П., Трудоношин В.А. и др. *Виртуальные учебно-исследовательские лаборатории*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 36 с.
- [10] Козлов О.С., Скворцов Л.М. Исследование и проектирование автоматических систем с помощью программного комплекса «МВТУ». *Информационные технологии*, 2006, № 8, с. 10–12.

Статья поступила в редакцию 21.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Марков В.А., Девянин С.Н., Михальский Л.Л. Анализ комплексной системы автоматического регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/crigen/724.html>

Марков Владимир Анатольевич родился в 1958 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1981 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 300 научных работ в области автоматического управления и регулирования двигателей внутреннего сгорания.
e-mail: markov@power.bmstu.ru

Девянин Сергей Николаевич родился в 1954 г., окончил Московский автомобильно-дорожный институт (МАДИ) в 1976 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» Московского государственного агроинженерного университета (МГАУ) им. В.П. Горячкина. Автор более 150 научных работ в области топливоподачи дизелей. e-mail: devta@rambler.ru

Михальский Леонид Логвинович (1944—2013) работал доцентом кафедры «Тракторы и автомобили» Московского государственного агроинженерного университета (МГАУ) им. В.П. Горячкина.