

Энергетика и электротехника

УДК 621.436

Расчетные исследования динамических качеств комбинированной силовой установки с поршневым двигателем

В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, О.Н. Слепцов,
В.Л. Трифонов, А.А. Остроухов

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computational study of dynamic qualities of the combined power plant with a piston engine

V.A. Markov, F.B. Barchenko, O.N. Sleptsov,
V.L. Trifonov, A.A. Ostroukhov

Bauman Moscow State Technical University

Статические и динамические показатели систем автоматического регулирования частоты вращения комбинированных силовых установок с поршневыми двигателями являются основными показателями их работоспособности. Указанные показатели можно улучшить путем выбора оптимальной схемы соединения элементов этих установок — поршневой части, турбины и компрессора. Проанализированы конструктивные схемы комбинированных силовых установок с поршневыми двигателями. В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель Д6Н, работающий в составе дизель-генераторной установки. Разработана математическая модель комбинированного двигателя с системой газотурбинного наддува и регулятором частоты вращения. Проведена сравнительная оценка динамических качеств двигателя с системой газотурбинного наддува и двигателя, оснащенного силовой турбиной и приводным компрессором. Замена системы газотурбинного наддува исследуемого двигателя силовой турбиной и приводным компрессором позволила сократить продолжительность переходного процесса от 3,07 до 2,82 с. При этом выполняются требования ГОСТ Р 55231–2012, устанавливающего для систем регулирования второго класса точности предельное время переходного процесса на уровне 3 с. Провал частоты вращения в переходном процессе увеличился с 2,3 до 2,6 %. Однако такое перерегулирование существенно меньше предельного значения перерегулирования (7,5 %), допускаемого ГОСТ Р 55231–2012.

EDN: DKZMUV

Ключевые слова: комбинированная силовая установка, поршневой двигатель, система газотурбинного наддува, силовая турбина, приводной компрессор, динамические качества

Static and dynamic indicators of the automatic systems controlling the rotating speed of the combined power plants with piston engines are the main indicators in their performance.

These indicators could be improved by selecting the optimal connection scheme for these system elements: piston part, turbine and compressor. The paper analyses design schemes of the combined power plants with a piston engine. The D6N diesel engine operating as part of a diesel generator set was chosen as the study object. Mathematical model was developed of a combined engine with the gas turbine supercharging system and the rotating speed controller. Dynamic qualities of an engine with the gas turbine supercharging system was assessed in comparance with the engine equipped with a power turbine and the drive compressor. Replacing the gas turbine supercharging system of the engine under study with a power turbine and the drive compressor made it possible to reduce the transition process duration from 3.07 to 2.82 s. At the same time, the GOST R 55231–2012 requirements were met setting the transient process maximum time at the 3 s level for the second accuracy class control systems. The rotation speed dip in the transient process increased from 2.3 to 2.6%. However, such overregulation was significantly lower than the maximum overregulation value (7.5%) allowed by GOST R 55231–2012.

EDN: DKZMUV

Keywords: combined power plant, piston engine, gas turbine supercharging system, power turbine, drive compressor, dynamic qualities

Дизельные двигатели (далее дизели) — двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с самовоспламенением рабочей смеси от теплоты сжатия являются основным типом ДВС для силовых энергетических установок с диапазоном агрегатных мощностей 200...80 000 кВт [1–3]. Это обусловлено высокой топливной экономичностью дизелей, их меньшей чувствительностью к свойствам применяемого топлива, простотой технического обслуживания по сравнению с аналогичными характеристиками бензиновых ДВС. Кроме того, дизели обладают широкими возможностями управления рабочим процессом на неустановившихся режимах работы [1, 2, 4].

Развитие современного двигателестроения характеризуется непрерывным возрастанием литровой и агрегатной мощностей дизелей, в связи с чем возникает необходимость увеличения количества топлива и воздуха, подаваемого в их цилиндры. При форсировании дизеля широко применяют наддув, позволяющий увеличить подачу воздуха в цилиндры.

Основной схемой наддува дизеля является газотурбинный, при котором отработавшие газы (ОГ), поступающие из цилиндров во выпускную систему дизеля, подаются на вход газовой турбины турбокомпрессора (ТК) и раскручивают его [4–6]. В результате компрессор сжимает поступающий на его вход атмосферный воздух и подает его в камеру сгорания дизеля под определенным давлением. Повышенная плотность поступающего в цилиндры воздушного заряда позволяет подавать в камеру сгорания и сжигать в ней большее количество топлива при неизменном рабочем объеме дизеля.

Таким образом, при реализации газотурбинного наддува дизель становится комбинированным ДВС (КДВС), содержащим помимо себя — поршневой части (ПЧ) — турбину и компрессор.

По сравнению с дизелями, оснащенными другими схемами наддува, КДВС с турбонаддувом обладает такими преимуществами, как возможность эффективной утилизации энергии ОГ и простота регулирования благодаря отсутствию механической связи между валами ПЧ и ТК [2, 7, 8].

Вместе с тем системы газотурбинного наддува имеют следующие недостатки: ограничение возможностей форсирования по мощности из-за ограниченности энергии (давления и температуры) ОГ, невысокие динамические качества и пусковые свойства. В частности, работа КДВС с турбонаддувом на переходных режимах характеризуется инерционностью ТК, вследствие чего давление наддува начинает возрастать с некоторым запаздыванием.

В результате в начальной фазе переходных процессов (ПП) подача воздуха увеличивается сравнительно медленно, коэффициент избытка воздуха α снижается до значений, меньших предела дымления $\alpha_{\text{дым}} = 1,2...1,3$, возрастают максимальная температура сгорания и дымность выхлопа [1, 2, 4]. Указанные недостатки можно устранить использованием других схем КДВС.

Принципиальные особенности работы КДВС зависят от схемы соединения ПЧ и агрегатов наддува. Известны схемы с механической, гидравлической и газовой связями этих элементов [9, 10]. Как уже отмечалось, наибольшее

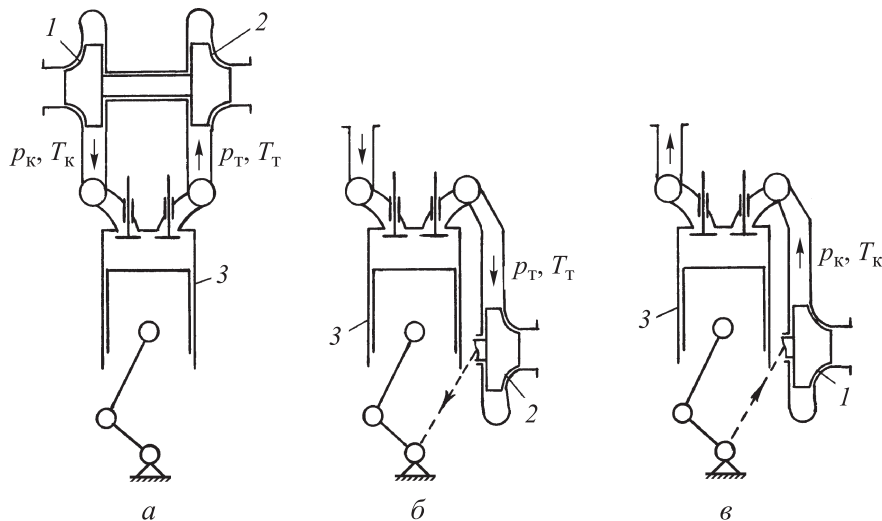


Рис. 1. Принципиальные схемы КДВС:
 а — с газотурбинным наддувом; б — с силовой турбиной; в — дизеля с приводным компрессором

распространение получили КДВС, где ПЧ 3 (рис. 1, а) имеет газовую связь с турбиной 2 и компрессором 1, установленными на общем валу (роторе) и образуют единый агрегат — ТК [1, 2, 5].

Энергию ОГ можно использовать при реализации схемы КДВС с силовой турбиной (рис. 1, б) [11–13]. Здесь энергия ОГ срабатывается на силовой турбине, имеющей механическую связь с ПЧ, а момент, вырабатываемый турбиной, полностью передается на коленчатый вал поршневого двигателя. Использование этой схемы позволяет осуществить форсирование КДВС по мощности, повысить его коэффициент полезного действия (КПД) и улучшить приемистость.

Однако согласованность работы поршневой и турбинной частей КДВС, как правило, достигается лишь в номинальном режиме работы. При большом диапазоне скоростных режимов КДВС возможности регулирования совместной работы ПЧ и силовой турбины ограничены.

Реализованы схемы наддува дизеля с приводным компрессором (рис. 1, в) [1, 5, 14]. В них компрессор механически связан с коленчатым валом ПЧ, что обеспечивает изменение подачи воздуха в цилиндры дизеля в точном соответствии с изменением скоростного режима КДВС. В такой схеме возможности регулирования совместной работы ПЧ КДВС и компрессора также ограничены.

Цель работы — сравнительная оценка динамических качеств дизеля с традиционной системой газотурбинного наддува и КДВС, осна-

щенного силовой турбиной и приводным компрессором.

Требования, предъявляемые к системам автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизелей. Непременным условием достижения современных показателей работы ДВС является дальнейшее совершенствование систем автоматического регулирования и управления [15, 16]. Конструктивные особенности этих систем и их параметров определяют такие важнейшие показатели работы дизеля, как максимальные мощность и крутящий момент, динамические и пусковые качества, топливная экономичность и токсичность ОГ.

Важным требованием, предъявляемым к дизелю, является обеспечение требуемых статических и динамических характеристик, реализуемых системами автоматического регулирования и управления. К регулируемым параметрам дизеля относятся частота вращения коленчатого вала (далее ЧВ), угол опережения впрыска топлива, температуры охлаждающей жидкости и смазывающего масла, давление и температура наддувочного воздуха. Основным регулируемым параметром дизеля является ЧВ [17, 18].

Самые жесткие требования к постоянству ЧВ дизеля, предъявляются в дизель-генераторных установках (ДГУ) — электрических агрегатах, вырабатывающих переменный электрический ток [19, 20]. Этим обеспечиваются требования нормативных документов (ГОСТ

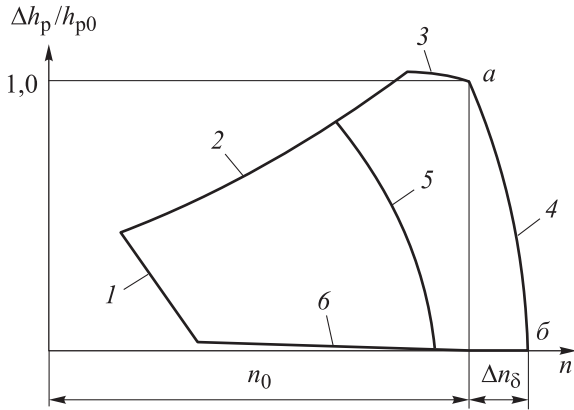


Рис. 2. Статические характеристики всережимного РЧВ дизеля:

- 1 — минимальная статическая характеристика;
- 2 и 3 — участок отрицательной (ограничительная характеристика) и положительной коррекции внешней скоростной характеристики соответственно;
- 4 и 5 — номинальная и промежуточная статическая характеристики; б — характеристика холостого хода;
- а — номинальный режим; б — режим холостого хода

или ТУ) к частоте вырабатываемого ДГУ переменного тока, поэтому необходимо поддерживать скоростной режим работы дизеля с высокой точностью независимо от изменения нагрузки на него. Для достижения этой цели дизели оснащают системой автоматического регулирования ЧВ (далее САРЧ). Однако наличие такой системы не всегда обеспечивает необходимые показатели дизеля.

Известны различные критерии, характеризующие статические и динамические качества дизелей и энергетических установок в целом [21, 22]. Государственные стандарты на САРЧ ДВС (ГОСТ 10511–83 и ГОСТ Р 55231–2012) предусматривают ограничительные параметры [1, 2, 23]. Регуляторы ЧВ (РЧВ) ДВС обеспечивают постоянство скоростного режима работы при изменении нагрузки на него.

Такие регуляторы, работающие по принципу Ползунова — Уатта, поддерживают постоянство скоростного режима с некоторой погрешностью, обусловленной наклоном (статизмом) регуляторной характеристики. Наклон статической характеристики РЧВ в рассматриваемом скоростном режиме (статизм регуляторной характеристики) определяется выражением (рис. 2)

$$\delta_n = (\Delta n_\delta / n_0) \cdot 100 \%,$$

где Δn_δ — диапазон изменения ЧВ в пределах регуляторной характеристики; n_0 — ЧВ в рассматриваемом режиме — номинальном режиме

работы (режиме полной нагрузки) при ЧВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Важнейшим параметром САРЧ дизеля является нестабильность ЧВ в рассматриваемом установившемся режиме — номинальном (см. рис. 2, точка а). Этот ограничительный параметр САРЧ определяется выражением (рис. 3)

$$\beta_n = (\Delta n_\beta / n_0) \cdot 100 \%,$$

где Δn_β — диапазон изменения ЧВ в пределах зоны ее допустимой нестабильности в установившемся режиме.

Двумя важными динамическими параметрами САРЧ дизеля являются продолжительность ПП t_n и перерегулирование σ_n . Согласно ГОСТ Р 55231–2012, установлены ограничения по продолжительности ПП и перерегулированию в зависимости от класса точности САРЧ (табл. 1) [23].

Продолжительность ПП t_n определяет быстродействие САРЧ (см. рис. 3). При этом характерными ПП дизелей, используемых в ДГУ, являются сбросы и набросы нагрузки [1, 2]. Забросы и провалы ЧВ в этих ПП характеризуются перерегулированием, вычисляемым по формуле

$$\sigma_n = (\Delta n_\sigma / n_0) \cdot 100 \%,$$

где Δn_σ — провал ЧВ в рассматриваемом ПП наброса полной нагрузки на дизель.

В государственном стандарте [23] для САРЧ судовых, тепловозных и промышленных ДВС установлены четыре класса точности САРЧ в зависимости от показателей регулирования (см. табл. 1). Согласно требованиям этого стандарта, нестабильность ЧВ в установившемся режиме, ее заброс (провал), продолжительность ПП регулирования после мгновенного сброса

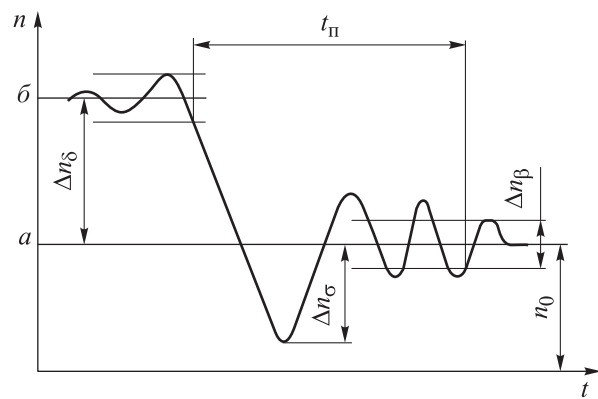


Рис. 3. Переходный процесс наброса полной нагрузки на дизель (из точки б в точку а, см. рис. 2)

Таблица 1

Предельные показатели статических и динамических качеств САРЧ дизелей

Показатель	Класс точности САРЧ			
	1	2	3	4
Диапазон изменения наклона регуляторной характеристики (ее статизма) δ_n , %	2...4 ¹	2...4 ¹	2...4 ²	2...4 ²
Нестабильность ЧВ β_n , %	0,6/0,8 ³	0,8/1,0 ³	1,0/1,5 ³	2,0/3,0 ³
Продолжительность ПП t_n , с	2	3	5	10
Перерегулирование σ_n , %	5,0	7,5	10,0	15,0
<i>Примечания.</i>				
¹ По согласованию между изготовителем и потребителем (заказчиком) диапазон изменения δ_n можно расширить до $\delta_n = 0...6$ %.				
² По согласованию между изготовителем и потребителем диапазон изменения δ_n можно расширить до $\delta_n = 0...12$ %.				
³ В числителе дроби указаны значения при относительной нагрузке 25...100 %, в знаменателе — до 25 %.				

или наброса полной (номинальной) нагрузки не должны превышать значений, указанных в табл. 1.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбран дизель Д6Н (6 ЧН 15/18). Дизели такого типа представляют собой высокооборотные четырехтактные шестицилиндровые ДВС рядного расположения с непосредственным впрыском топлива и газотурбинным наддувом без охлаждения наддувочного воздуха [24]. Они имеют жидкостную циркуляционную систему охлаждения с охлаждением воды и масла в радиаторах. Система смазки — циркуляционная под давлением с сухим картером и электронасосом для предпусковой прокачки системы.

Дизели Д6Н предназначены для использования в качестве силовых агрегатов дорожно-строительных машин, автомотрис, железнодорожных дрезин, промышленных маневровых мотовозов (тепловозов), шпалоподбивочных машин, путеукладчиков, шнекороторных снегоочистителей, механизмов буровой техники и т. д. Более подробные данные по этому дизелю приведены в работах [19, 20] и табл. 2, где ТНВД — топливный насос высокого давления.

Дизели Д6Н применяют в ДГУ промышленного назначения. В этом случае САРЧ дизеля должна удовлетворять требованиям, предъявляемым государственным стандартом [23] к системам регулирования второго класса точности (см. табл. 1). При этом нестабильность ЧВ в номинальном режиме β_n не должна превышать 0,8 %, предельно допустимую продолжитель-

ность ПП $t_n = 3$ с и максимальное перерегулирование $\sigma_n = 7,5$ %.

Таблица 2

Параметры дизеля Д6Н в номинальном режиме

Параметр	Значение
Частота вращения, мин ⁻¹ : коленчатого вала дизеля n ротора ТК n_r	1500 23 100
Угловая скорость, с ⁻¹ : дизеля ω_d ротора ТК ω_r	157 2418
Крутящий момент, Н·м: дизеля M_d турбины M_t компрессора M_k	1250,0 4,7 4,7
Положение дозирующей рейки ТНВД h_p , мм	13
Давление (абсолютное), МПа: наддувочного воздуха p_k ОГ перед турбиной p_r	0,1226 0,1240
Температура, К: воздуха после компрессора T_k ОГ перед турбиной T_r	329,6 848,0
Расход, кг/с: ОГ G_r ОГ через турбину G_t	0,297 0,297
Расход топлива через дизель $G_{топл}$, кг/ч	44,1
Цикловая подача топлива $g_{ц}$, г/цикл	0,162
Расход воздуха, кг/с: через дизель G_d через компрессор G_k	0,296 0,296
Цикловая подача воздуха $G_{в}^H$, г/цикл	3,94
Коэффициент избытка воздуха α	1,67
Эффективный КПД η_e	0,379

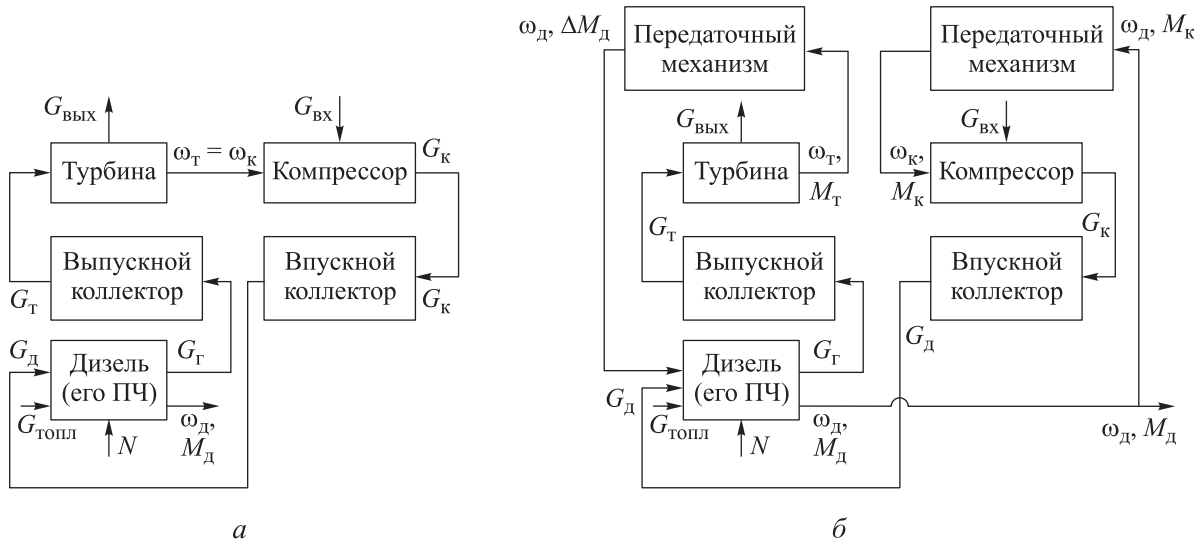


Рис. 4. Функциональные схемы КДВС с наддувом:
 а — дизеля со свободным ТК; б — дизеля с силовой турбиной и приводным компрессором;
 ΔM_d — приращение крутящего момента дизеля

При оснащении дизеля РЧВ, работающим по принципу Ползунова — Уатта, и при формировании регуляторной характеристики со статизмом $\delta_n = 2...4\%$ в САРЧ могут возникать колебательные процессы. В связи с этим согласно ГОСТ Р 55231–2012 пределы изменения статизма расширены ($\delta_n = 0...6\%$). Принято, что статизм регуляторной характеристики дизеля $\delta_n = 5,8\%$.

Рассмотрена возможность оснащения дизеля ДБН системой газотурбинного наддува и замены ТК силовой турбиной и приводным компрессором (рис. 4). Выполнена оценка статических и динамических характеристик дизеля с системой газотурбинного наддува со свободным ТК (рис. 4, а) и дизеля, оснащенного системой наддува с силовой турбиной и приводным компрессором (рис. 4, б).

Математическое описание САРЧ исследуемого дизеля. Разработку и совершенствование систем автоматического регулирования и управления энергетических установок различного назначения обычно выполняют расчетно-экспериментальным путем, на основе методов математического моделирования [2, 25–27]. Математическое описание САРЧ дизелей может быть разнообразным.

При расчетных исследованиях ПП дизелей широко применяют системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих элементы САРЧ [1, 2, 27, 28]. Однако в ряде случаев целесообразно разработать нелинейную ма-

тематическую модель, содержащую нелинейные дифференциальные уравнения элементов САРЧ и учитывающую реальные нелинейные характеристики параметров дизеля [1, 2, 29, 30].

Выбор тех или иных математических моделей САРЧ в значительной мере зависит от типа исследуемых ПП. Как уже отмечалось, для дизеля ДГУ характерными ПП являются процессы наброса и сброса нагрузки. Они различаются незначительными отклонениями значений ЧВ дизеля от ее значения в установившемся режиме. При исследовании таких ПП применение линейных моделей САРЧ дает достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Оценка статических и динамических качеств исследуемого КДВС в ПП наброса полной нагрузки выполнена с использованием разработанной линейной математической модели САРЧ. При разработке математической модели САРЧ использована методика, созданная и широко применяемая для расчетных исследований в МГТУ им. Н.Э. Баумана [2, 27, 31].

Предлагаемая математическая модель дизеля с турбонаддувом включает в себя линейные дифференциальные уравнения для наиболее значимых элементов КДВС — ПЧ, ТК, впускного и выпускного трубопроводов.

Для элементов КДВС со свободным ТК эти уравнения имеют следующий вид [2, 27, 31]:

- для дизеля (его ПЧ)

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

- для ТК

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

- для впускного трубопровода

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

- для выпускного трубопровода

$$T_T \frac{d\zeta}{dt} + \zeta = k_{T1}\varphi + k_{T2}\rho - k_{T3}K, \quad (4)$$

где T_d , T_T , T_B и T_T — постоянные времени дизеля (его ПЧ), ТК, впускного и выпускного трубопроводов соответственно; φ , φ_T , ρ , ζ , K и α_d — относительное изменение угловой скорости дизеля ω_d , угловой скорости ротора ТК ω_T , давления наддувочного воздуха после компрессора p_k , давления ОГ перед турбиной p_T , положения дозирующей рейки ТНВД h_p и настройки потребителя N соответственно; t — время; k_{d1} , k_{d2} , k_{d3} , k_{T1} , k_{T2} , k_{T3} , k_{B1} , k_{B2} и k_{T1} , k_{T2} , k_{T3} — коэффициенты усиления (передачи) дизеля, ТК, впускного и выпускного трубопроводов по соответствующим воздействиям.

В выражении (4):

$$\varphi = \Delta\omega_d/\omega_{d0}; \quad \varphi_T = \Delta\omega_T/\omega_{T0}; \quad \rho = \Delta p_k/p_{k0};$$

$$\zeta = \Delta p_T/p_{T0}; \quad K = \Delta h_p/h_{p0}; \quad \alpha_d = \Delta N/N_0,$$

где $\Delta\omega_d$, $\Delta\omega_T$, Δp_k , Δp_T , Δh_p и ΔN — диапазон изменения угловой скорости дизеля (его ПЧ), угловой скорости ротора ТК, давления наддувочного воздуха после компрессора, давления ОГ перед турбиной, положения дозирующей рейки ТНВД и настройки потребителя соответственно; ω_{d0} , ω_{T0} , p_{k0} , p_{T0} , h_{p0} и N_0 — угловая скорость дизеля, угловая скорость ротора ТК, давление наддувочного воздуха после компрессора, давление ОГ перед турбиной, положение дозирующей рейки ТНВД и настройка потребителя N в номинальном режиме работы соответственно.

В правой части уравнений (1)–(4) присутствуют слагаемые, каждое из которых определяет одно из внешних воздействий на соответствующий элемент КДВС. Левая часть этих уравнений характеризует реакцию этих элементов на указанные воздействия.

Для записи уравнений (1)–(4) в операторной форме выполнено их преобразование по Лапласу. После обозначения операции дифференцирования d/dt символом p (оператором Лапласа) дифференциальные уравнения элементов

КДВС в операторной форме принимают следующий вид:

- для дизеля (его ПЧ)

$$(T_d p + 1)\varphi = k_{d1}K + k_{d2}\rho - k_{d3}\alpha_d; \quad (5)$$

- для ТК

$$(T_T p + 1)\varphi_T = k_{T1}\zeta - k_{T2}K + k_{T3}\rho; \quad (6)$$

- для впускного трубопровода

$$(T_B p + 1)\rho = k_{B1}\varphi_T - k_{B2}\varphi; \quad (7)$$

- для выпускного трубопровода

$$(T_T p + 1)\zeta = k_{T1}\varphi + k_{T2}\rho - k_{T3}K. \quad (8)$$

Выражения в скобках в правых частях уравнений (5)–(8) являются характеристическими многочленами или собственными операторами соответствующих элементов КДВС. При дальнейших исследованиях приняты следующие обозначения этих собственных операторов:

- для дизеля (его ПЧ)

$$d_d(p) = T_d p + 1;$$

- для ТК

$$d_T(p) = T_T p + 1;$$

- для впускного трубопровода

$$d_B(p) = T_B p + 1;$$

- для выпускного трубопровода

$$d_T(p) = T_T p + 1.$$

Реакцию элементов КДВС на внешние возмущения принято характеризовать передаточными функциями. Передаточная функция по воздействию определяется путем деления сомножителя на характеристический многочлен соответствующего элемента.

Тогда дизель (его ПЧ), описываемый уравнением (5), имеет три передаточные функции по воздействиям K , ρ и α_d , определяемые соответствующими выражениями:

$$\begin{aligned} W_d^K(p) &= \frac{k_{d1}}{T_d p + 1}; \\ W_d^\rho(p) &= \frac{k_{d2}}{T_d p + 1}; \\ W_d^{\alpha_d}(p) &= \frac{k_{d3}}{T_d p + 1}. \end{aligned} \quad (9)$$

После деления всех членов уравнения (5) на собственный оператор ПЧ КДВС $d_d(p)$ оно приобретает вид

$$\varphi = W_d^k(p)k + W_d^p(p)\rho + W_d^{\alpha_d}(p)\alpha_d \quad (10)$$

или

$$\varphi = \varphi^k + \varphi^p + \varphi^{\alpha_d}, \quad (11)$$

где

$$\varphi^k = W_d^k(p)k; \quad \varphi^p = W_d^p(p)\rho; \quad \varphi^{\alpha_d} = W_d^{\alpha_d}(p)\alpha_d.$$

Выражения (9)–(11) позволяют построить структурную схему ПЧ КДВС (рис. 5, а), характеризующую динамические качества этого элемента и особенности его работы в неустановившихся режимах.

Описываемый уравнением (6) ТК имеет три передаточные функции по воздействиям ζ , k и ρ , определяемые следующим образом:

$$\begin{aligned} W_T^\zeta(p) &= \frac{k_{\tau 1}}{T_\tau p + 1}; \\ W_T^k(p) &= \frac{k_{\tau 2}}{T_\tau p + 1}; \\ W_T^\rho(p) &= \frac{k_{\tau 3}}{T_\tau p + 1}. \end{aligned} \quad (12)$$

После деления всех членов уравнения (6) на собственный оператор ТК $d_T(p)$ оно принимает вид

$$\varphi_T = W_T^\zeta(p)\zeta + W_T^k(p)k + W_T^\rho(p)\rho \quad (13)$$

или

$$\varphi_T = \varphi_T^\zeta + \varphi_T^k + \varphi_T^\rho, \quad (14)$$

где

$$\varphi_T^\zeta = W_T^\zeta(p)\zeta; \quad \varphi_T^k = W_T^k(p)k; \quad \varphi_T^\rho = W_T^\rho(p)\rho.$$

В соответствии с выражениями (12)–(14) построена структурная схема ТК, приведенная на рис. 5, б.

Впускной трубопровод, описываемый уравнением (7), имеет две передаточные функции

по воздействиям φ_T и φ , определяемые соответствующими выражениями:

$$W_B^{\varphi_T}(p) = \frac{k_{B1}}{T_B p + 1}; \quad W_B^\varphi(p) = \frac{k_{B2}}{T_B p + 1}. \quad (15)$$

После деления всех членов уравнения (7) на собственный оператор впускного трубопровода $d_B(p)$ оно приобретает вид

$$\rho = W_B^{\varphi_T}(p)\varphi_T + W_B^\varphi(p)\varphi \quad (16)$$

или

$$\rho = \rho^{\varphi_T} + \rho^\varphi, \quad (17)$$

где

$$\rho^{\varphi_T} = W_B^{\varphi_T}(p)\varphi_T; \quad \rho^\varphi = W_B^\varphi(p)\varphi.$$

Уравнения (15)–(17) позволяют представить структурную схему впускного трубопровода в виде, показанном на рис. 5, в.

Выпускной трубопровод, описываемый уравнением (8), имеет три передаточные функции по воздействиям φ , ρ и k , определяемые как

$$\begin{aligned} W_\Gamma^\varphi(p) &= \frac{k_{\Gamma 1}}{T_\Gamma p + 1}; \quad W_\Gamma^\rho(p) = \frac{k_{\Gamma 2}}{T_\Gamma p + 1}; \\ W_\Gamma^k(p) &= \frac{k_{\Gamma 3}}{T_\Gamma p + 1}. \end{aligned} \quad (18)$$

После деления всех членов уравнения (8) на собственный оператор выпускного трубопровода $d_\Gamma(p)$ оно принимает вид

$$\zeta = W_\Gamma^\varphi(p)\varphi + W_\Gamma^\rho(p)\rho + W_\Gamma^k(p)k \quad (19)$$

или

$$\zeta = \zeta^\varphi + \zeta^\rho + \zeta^k, \quad (20)$$

где

$$\zeta^\varphi = W_\Gamma^\varphi(p)\varphi; \quad \zeta^\rho = W_\Gamma^\rho(p)\rho; \quad \zeta^k = W_\Gamma^k(p)k.$$

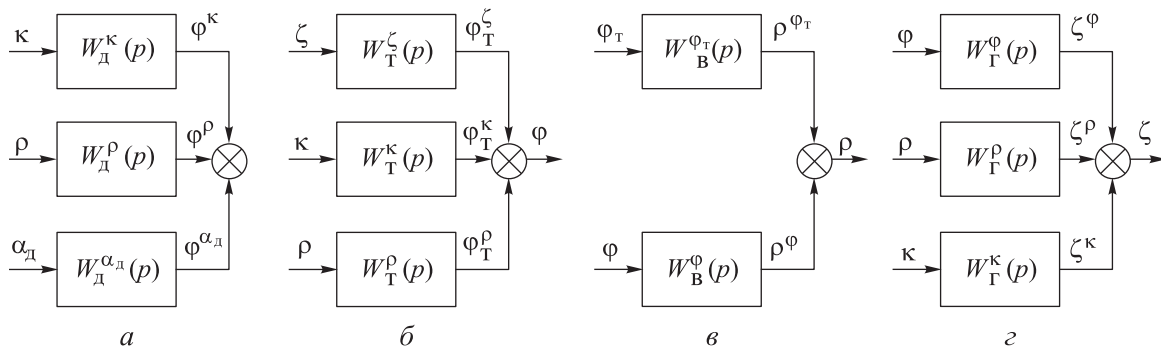


Рис. 5. Структурные схемы элементов КДВС: а — ПЧ; б — ТК; в и з — впускного и выпускного трубопроводов

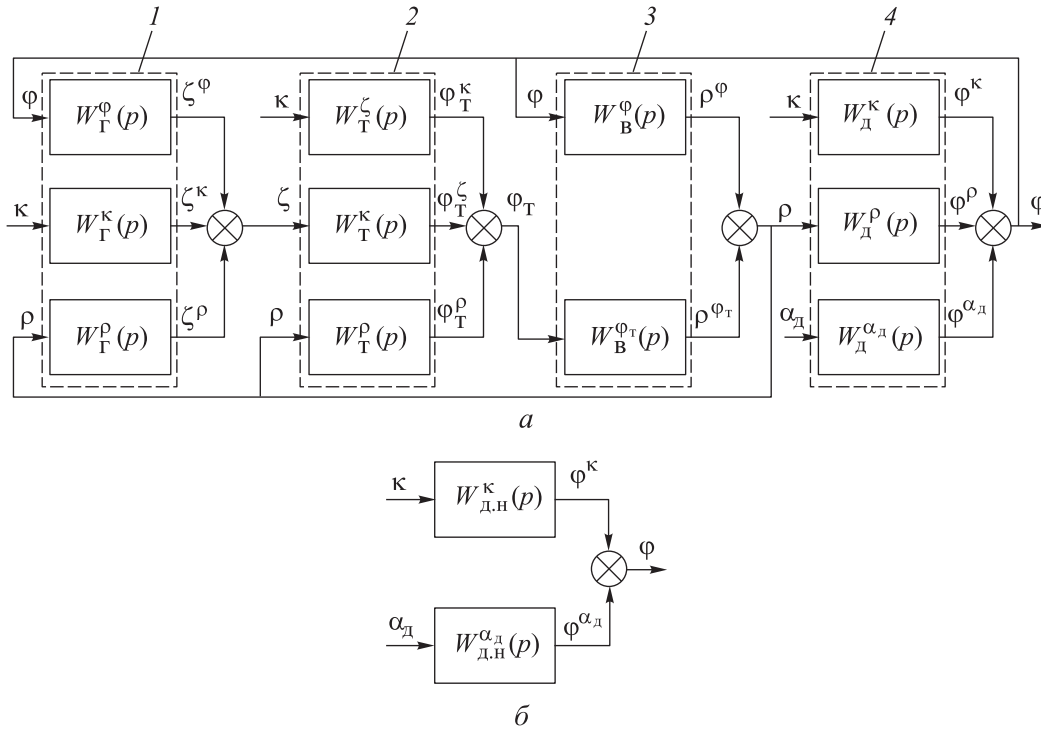


Рис. 6. Развернутая (а) и свернутая (б) структурные схемы КДВС со свободным ТК: 1 и 3 — выпускной и впускной трубопроводы; 2 — ТК; трубопровод; 4 — дизель (его ПЧ)

С помощью выражений (18)–(20) структурная схема выпускного трубопровода принимает вид, приведенный на рис. 5, з.

С учетом полученных выражений для передаточных функций основных элементов КДВС и их структурных схем, приведенных на рис. 5, структурная схема КДВС со свободным ТК как объекта регулирования по ЧВ приобретает вид, показанный на рис. 6. Здесь $W_{д.н}^kappa(p)$ и $W_{д.н}^alpha_d(p)$ — передаточные функции КДВС по воздействиям k и α_d , полученные при сворачивании структурной схемы, изображенной на рис. 6, а.

Для расчетного исследования ПП наброса полной нагрузки дизеля Д6Н со свободным ТК по предложенной математической модели использованы численные значения коэффициентов передаточных функций элементов КДВС, полученные в работе [20] для номинального режима: $T_d = 3,5$ с; $T_T = 0,858$ с; $T_B = 0,0146$ с; $T_r = 0,00528$ с; $k_{д1} = 0,662$; $k_{д2} = 0,144$; $k_{д3} = -0,525$; $k_{r1} = 1,266$; $k_{r2} = 0,138$; $k_{r3} = -1,360$; $k_{b1} = 0,853$; $k_{b2} = -0,654$; $k_{r1} = 0,340$; $k_{r2} = 0,989$; $k_{r3} = -0,204$.

Представленное описание объекта регулирования дополнено математической моделью автоматического РЧВ. Современные КДВС обычно оснащены электронными управляющими устройствами, созданными на базе современной микропроцессорной техники [1, 2, 20].

Рассмотрен электронный РЧВ, содержащий датчик ЧВ (ДЧВ), электронный блок управления (ЭБУ) и исполнительный механизм (ИМ), воздействующий на орган управления топливоподачей дизеля — рейку ТНВД (рис. 7, а) [20].

Датчики режимных параметров электронных управляющих устройств (в частности, ДЧВ ω_d или ϕ индукционного типа) обладают дискретностью в съеме сигнала с периодом, обычно не превышающем $\Delta t_3 = 0,003 \dots 0,005$ с. Если пренебречь такой задержкой прохождения сиг-

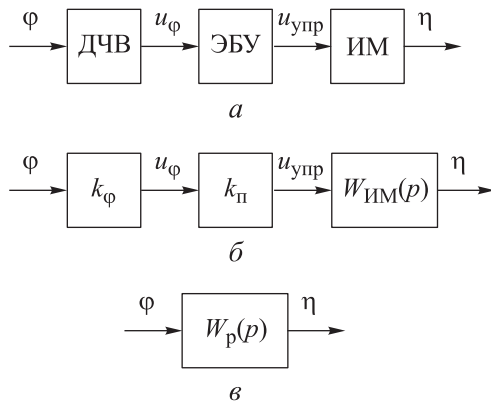


Рис. 7. Функциональная схема электронного РЧВ дизеля (а), его структурная схема (б) и свернутая структурная схема РЧВ дизеля (в)

нала, то ДЧВ можно описать алгебраическим уравнением

$$u_\phi = k_\phi \phi,$$

где u_ϕ — выходной сигнал ДЧВ; k_ϕ — коэффициент усиления ДЧВ.

В этом случае передаточная функция ДЧВ, определяемая выражением

$$W_{\text{дчв}}(p) = k_\phi,$$

соответствует идеальному усилительному звену (рис. 7, б).

Рассмотрен наиболее простой и распространенный РЧВ, реализующий принцип регулирования Ползунова — Уатта, часто называемый пропорциональным регулятором (П-регулятором), с передаточной функцией

$$W_{\text{п}}(p) = k_{\text{п}},$$

где $k_{\text{п}}$ — коэффициент усиления.

В цифровом вычислительном устройстве электронного блока алгоритм управления реализован в виде программы, состоящей из отдельных элементарных операций (команд). Время выполнения программы обычно не превышает $\Delta t_s = 0,01$ с, поэтому при дальнейших исследованиях эту задержку не учитывали.

В качестве ИМ электронного управляющего устройства, как правило, используют электромагнитный или электрогидравлический ИМ, перемещающий дозирующий орган системы топливоподачи на величину $\eta = \Delta h_p / h_{p0}$. Его можно описать уравнением

$$T_{\text{им}} (d\eta / dt) + \eta = k_{\text{им}} u_{\text{упр}}$$

или соответствующей аperiodическому звену первого порядка передаточной функцией

$$W_{\text{им}}(p) = \frac{k_{\text{им}}}{T_{\text{им}} p + 1},$$

где $T_{\text{им}}$ — постоянная времени ИМ; $k_{\text{им}}$ — коэффициент усиления ИМ.

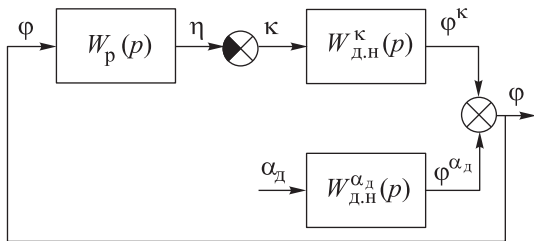


Рис. 8. Свернутая структурная схема САРЧ КДВС со свободным ТК и РЧВ

При расчетном исследовании рассмотрен электрогидравлический ИМ, воздействующий на дозирующую рейку ТНВД, имеющий коэффициент усиления $k_{\text{им}} = 1$ и постоянную времени $T_{\text{им}} = 0,06$ с.

Структурную схему электронного РЧВ, приведенную на рис. 7, б, можно свести к свернутой структурной схеме РЧВ, показанной на рис. 7, в. Его обобщенная передаточная функция имеет вид

$$W_{\text{р}}(p) = \frac{k_{\text{р}}}{T_{\text{р}} p + 1}, \tag{21}$$

где $k_{\text{р}}$ и $T_{\text{р}}$ — общий коэффициент усиления и постоянная времени РЧВ.

Согласно рекомендациям [20], общий коэффициент усиления РЧВ $k_{\text{р}} = 15$, а его постоянная времени $T_{\text{р}} = 0,06$ с.

С учетом структурных схем объекта регулирования — КДВС со свободным ТК (см. рис. 6, б) — и РЧВ (см. рис. 7, в) свернутая структурная схема исследуемой САРЧ представлена в виде, показанном на рис. 8.

Моделирование ПП исследуемого двигателя. Расчетные исследования САРЧ, результаты которых приведены на рис. 6–8, выполнены с помощью программного комплекса SimInTech [32, 33]. Эта САРЧ смоделирована с использованием схемы САРЧ, приведенной на рис. 9, где одиннадцать блоков элементов КДВС соответствуют структурной схеме, показанной на рис. 6, а, где 1 — блок, описывающий РЧВ с передаточной функцией (21).

При моделировании рассмотрен ПП наброса полной нагрузки на дизель ДГУ, вызванный изменением настройки потребителя α_d в формуле (1) объекта регулирования. Такое единичное ступенчатое воздействие на объект регулирования подавалось от блока 2.

Для наблюдения ПП в САРЧ в схему моделирования введен блок вывода результатов расчета 3 (временной график). Построенная на рис. 10 кривая 1 соответствует ПП наброса полной нагрузки на дизель ДБН со свободным ТК при ЧВ $n = 1500$ мин⁻¹. На рис. 10 введены следующие обозначения: \bar{n} — относительная ЧВ (приращение ЧВ, деленное на ее значение в исследуемом статическом режиме $n = 1500$ мин⁻¹); $\Delta \bar{n}_8$ — диапазон изменения относительной ЧВ в пределах регуляторной характеристики; $\Delta \bar{n}_{\sigma 1}$ и $\Delta \bar{n}_{\sigma 2}$ — провалы от-

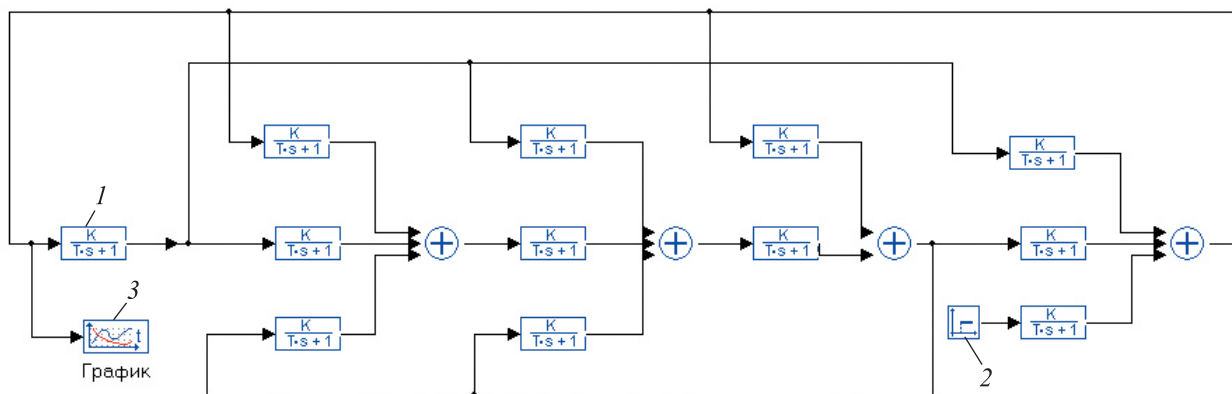


Рис. 9. Схема моделирования исследуемой САРЧ с блоками, формирующими критерии оптимальности, построенная в программном комплексе SimInTech

носительной ЧВ в рассматриваемом ПП наброса полной нагрузки на дизель со свободным ТК и на дизель с силовой турбиной и приводным компрессором; $\Delta\bar{n}_\beta$ — диапазон изменения относительной ЧВ в пределах зоны ее допустимой неустойчивости в установившемся режиме; $t_{п1}$ и $t_{п2}$ — продолжительность ПП дизеля со свободным ТК и дизеля с силовой турбиной и приводным компрессором.

При замене системы газотурбинного наддува силовой турбиной и приводным компрессором, жестко соединенными с коленчатым валом (переход от схемы рис. 4, а к схеме на рис. 4, б), удается избежать значительной задержки пода-

чи воздуха в цилиндры дизеля в начальной фазе ПП наброса нагрузки.

Указанная задержка характеризуется постоянной времени ТК, которая определяется выражением

$$T_T = J_T / F_T,$$

где J_T — момент инерции вращающихся деталей ТК; F_T — фактор устойчивости ТК, характеризующий взаимный наклон статических характеристик турбины и компрессора в точке рассматриваемого равновесного режима, на котором соблюдается равенство крутящего момента на валу турбины M_T и момента сопротивления прокручиванию вала компрессора M_K .

В случае жесткого соединения валов силовой турбины и приводного компрессора с коленчатым валом дизеля инерционность турбины и компрессора не влияет на динамику изменения ЧВ их валов n_T и n_K (их угловых скоростей ω_T и ω_K , см. рис. 4, б).

Эта динамика полностью определяется изменением ЧВ дизеля n (его угловой скоростью ω_n). В связи с этим можно принять, что в схеме КДВС, показанной на рис. 4, б, турбина и компрессор являются идеальными (безынерционными) звеньями, постоянные времени которых равны нулю.

В дальнейших расчетных исследованиях принято, что при переходе от схемы рис. 4, а к схеме на рис. 4, б характеристики турбины и компрессора остаются неизменными, и что наличие передаточных механизмов не приводит к потерям энергии и не искажает указанные характеристики. Тогда можно считать, что крутящий момент с вала турбины M_T через коленчатый вал дизеля мгновенно (без задержек) пе-

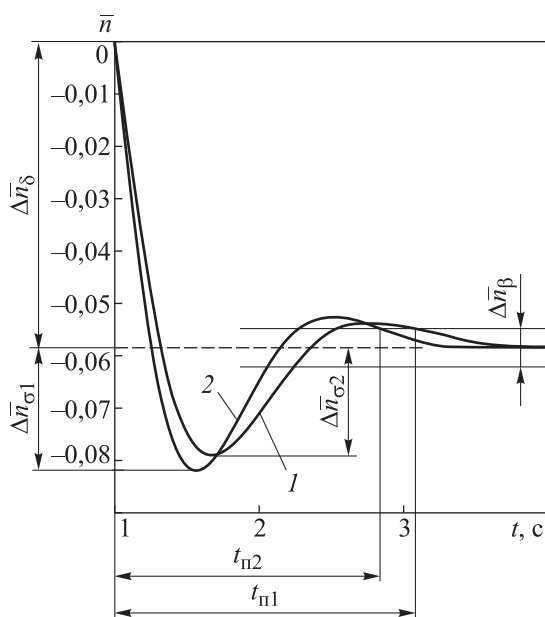


Рис. 10. Кривые ПП наброса полной нагрузки при ЧВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ дизеля ДБН:
1 — со свободным ТК; 2 — с силовой турбиной и приводным компрессором

редается на вал компрессора — преобразуется в крутящий момент M_k .

В такой постановке задачу моделирования ПП в КДВС с силовой турбиной и приводным компрессором (см. рис. 4, б) можно свести к задаче моделирования ПП в КДВС со свободным ТК (рис. 4, а), но при постоянной времени $T_T = 0$. Такие допущения позволяют использовать схему моделирования САРЧ, показанную на рис. 9, для расчета ПП наброса полной нагрузки на КДВС с силовой турбиной и приводным компрессором, но с заменой постоянной времени свободного ТК $T_T = 0,858$ на $T_T = 0$.

Построенная при таком допущении на рис. 10 кривая 2 соответствует ПП наброса полной нагрузки на дизель Д6Н с силовой турбиной и приводным компрессором при ЧВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Как видно из рис. 10, при замене ТК системы газотурбинного наддува силовой турбиной и приводным компрессором, жестко соединенными с коленчатым валом дизеля, его динамические качества в рассматриваемом ПП заметно улучшаются. При допустимой неустойчивости ЧВ $\beta_n = 0,8 \%$ установка на дизель силовой турбины и приводного компрессора вместо свободного ТК приводит к сокращению продолжительности ПП t_n от 3,07 до 2,82 с (см. рис. 5). В исходной комплектации КДВС со свободным ТК требования ГОСТ Р 55231–2012 к САРЧ второго класса точности не выполняются, так как продолжительность ПП не должна превышать 3 с (см. табл. 1).

Замена ТК силовой турбиной и приводным компрессором позволяет сократить продолжительность ПП до приемлемого значения, равного 2,82 с. При этом перерегулирование σ_n (провал ЧВ в этом ПП) увеличилось с 2,3 до 2,6 %. Однако такое перерегулирование σ_n существенно меньше предельного значения, составляющего 7,5 % (см. табл. 1) и допускаемого ГОСТ Р 55231–2012 для САРЧ второго класса точности.

Выводы

1. Показатели качества процесса регулирования ЧВ в комбинированной силовой установке с дизелем можно улучшить путем выбора оптимальной схемы соединения ее элементов: ПЧ, турбины и компрессора.

2. Проведена сравнительная оценка динамических качеств дизеля с традиционной системой газотурбинного наддува и дизеля, оснащенного силовой турбиной и приводным компрессором. В качестве объекта исследования выбран дизель Д6Н, используемый в ДГУ.

4. Разработана математическая модель КДВС с системой газотурбинного наддува и электронным РЧВ, включающая в себя линейные дифференциальные уравнения основных элементов САРЧ — ПЧ, ТК, впускного и выпускного трубопроводов и РЧВ.

3. С использованием программного комплекса SimInTech проведено моделирование ПП наброса полной нагрузки на КДВС со свободным ТК. Задача моделирования такого процесса в КДВС с силовой турбиной и приводным компрессором сведена к задаче его моделирования со свободным ТК при замене принятого значения постоянной времени ТК $T_T = 0,858$ на $T_T = 0$.

4. Установка на исследуемый дизель силовой турбины и приводного компрессора вместо свободного ТК приводит к сокращению продолжительности ПП от 3,07 до 2,82 с. В исходной комплектации дизеля со свободным ТК требования ГОСТ Р 55231–2012 к САРЧ второго класса точности не выполняются (продолжительность ПП не должна превышать 3 с). Замена ТК силовой турбиной и приводным компрессором позволяет сократить продолжительность ПП до приемлемого значения (2,82 с). При этом провал ЧВ в ПП увеличился с 2,3 до 2,6 %. Однако такое перерегулирование существенно меньше его предельного значения (7,5 %), допускаемого ГОСТ Р 55231–2012 для САРЧ второго класса точности.

Литература

- [1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия*. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [3] Шатров М.Г. *Автомобильные двигатели*. Москва, Академия, 2013. 464 с.
- [4] Толшин В.И. *Форсированные дизели. Переходные режимы, регулирование*. Москва, Машиностроение, 1995. 198 с.

- [5] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Легион-Автодата, 2007. 176 с.
- [6] Симсон А.Э., Каминский В.Н., Моргулис Ю.Б. и др. *Турбонаддув высокооборотных дизелей*. Москва, Машиностроение, 1976. 288 с.
- [7] Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. *Регулирование турбонаддува ДВС*. Москва, Высшая школа, 1978. 213 с.
- [8] Харитонов С.В. *Формирование характеристик дизельного двигателя при использовании системы комплексного адаптивного управления*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 171 с.
- [9] Файн М.А. Анализ перспектив развития систем регулирования наддува дизелей с использованием описаний к патентам на изобретения. *Двигателестроение*, 1981, № 2, с. 36–38.
- [10] Мац З.З., Зайончковский В.Н. Унификация приводных агрегатов наддува. *Двигателестроение*, 1982, № 7, с. 29–31.
- [11] Васильев А.В., Дивинский Е.А. Исследование рабочего цикла дизеля 8ЧВН15/16 с силовой газовой турбиной. *Двигателестроение*, 2004, № 2, с. 15–17.
- [12] Камкин С.В., Лемещенко А.Л., Смирнов Д.С. Особенности рабочего процесса судовых дизелей с высокоэффективными турбокомпрессорами и силовыми турбинами. *Двигателестроение*, 1996, № 2, с. 11–13.
- [13] Шляхтов В.А., Зотов Л.Л. Расчетное исследование возможности работы дизеля ЧН 32/35 (ВАСА 32) с силовой турбиной. *Двигателестроение*, 1994, № 1, с. 18–20.
- [14] Насыров Р.А., Антюхин Г.Г. Преимущества применения приводного объемного нагнетателя в дизелях 10Д100. *Двигателестроение*, 1984, № 6, с. 48–51.
- [15] *Bosch. Системы управления дизельными двигателями*. Москва, За рулем, 2004. 480 с.
- [16] *Bosch. Системы управления бензиновыми двигателями*. Москва, За рулем, 2005. 432 с.
- [17] Фурман В.В. *Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 321 с.
- [18] Плахов С.В. *Улучшение эксплуатационно-технических показателей дизелей путем совершенствования систем управления топливоподачей и регулирования частоты вращения*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021. 120 с.
- [19] Поликер Б.Е., ред. *Дизельные двигатели для электроагрегатов и электростанций*. Москва, Легион-Автодата, 2006. 326 с.
- [20] Поздняков Е.Ф. *Анализ эффективности использования регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями в дизельном двигателе дизель-генераторной установки*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 150 с.
- [21] Патрахальцев Н.Н. *Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во РУДН, 2009. 380 с.
- [22] Гусаков С.В., Бисенбаев С.С., Прияндака А. Показатели динамических качеств двигателей внутреннего сгорания. *Вестник РУДН. Инженерные исследования*, 2004, № 2, с. 20–24.
- [23] ГОСТ Р 55231–2012. *Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия*. Москва, Стандартинформ, 2013. 18 с.
- [24] Двигатель дизельный силовых установок 1Д6Н-250С2 (У1Д6). altaydizel.ru: веб-сайт. URL: <https://altaydizel.ru/p/764612142-dvigatel-dizelnyy-silovyh-ustanovok-1d6n-250s2-u1d6/> (дата обращения: 22.08.2023).
- [25] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. *Методы классической и современной теории автоматического управления*. Т. 1. Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 656 с.
- [26] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. *Методы классической и современной теории автоматического управления*. Т. 3. Методы современной теории автоматического управления. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 784 с.

- [27] Крутов В.И. *Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 416 с.
- [28] Хрящев Ю.Е. *Обоснование перспективных способов и разработка средств регулирования частоты вращения автомобильных дизелей*. Дисс. ... канд. тех. наук. Рыбинск, РГТА, 2000. 360 с.
- [29] Шленов М.И. *Улучшение эксплуатационных показателей транспортного дизеля путем совершенствования системы автоматического регулирования частоты вращения*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 163 с.
- [30] Полухин Е.Е. *Улучшение эксплуатационно-технических показателей транспортного дизеля путем совершенствования системы регулирования угла опережения впрыскивания топлива*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 152 с.
- [31] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Фурман В.В. и др. Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7, с. 35–46, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-7-35-46>
- [32] Карташов Б.А., Шабаев Е.А., Козлов О.С. и др. *SimInTech. Среда динамического моделирования технических систем*. Москва, ДМК Пресс, 2017. 424 с.
- [33] Щекатуров А.М., Корсаков А.Р. *SimInTech. Методика моделирования динамики паротурбинной установки*. Москва, ДМК Пресс, 2021. 242 с.

References

- [1] Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A., eds. *Mashinostroenie. Entsiklopediya*. Т. IV. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 784 p. (In Russ.).
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel injection equipment and control systems for diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005. 344 p. (In Russ.).
- [3] Shatrov M.G. *Avtomobilnye dvigateli* [Car engines]. Moscow, Akademiya Publ., 2013. 464 p. (In Russ.).
- [4] Tolshin V.I. *Forsirovannye dizeli. Perekhodnye rezhimy, regulirovanie* [Forced diesels. Transient modes, regulation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 198 p. (In Russ.).
- [5] Patrakhaltsev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovanie dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom* [Forcing of internal combustion engines by supercharging]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2007. 176 p. (In Russ.).
- [6] Simson A.E., Kaminskiy V.N., Morgulis Yu.B. et al. *Turbonadduv vysokooborotnykh dizeley* [Turbocharging of high-speed diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 288 p. (In Russ.).
- [7] Krutov V.I., Rybalchenko A.G. *Regulirovanie turbonadduva DVS* [Regulation of turbocharging of internal combustion engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1978. 213 p. (In Russ.).
- [8] Kharitonov S.V. *Formirovanie kharakteristik dizelnogo dvigatelya pri ispolzovanii sistemy kompleksnogo adaptivnogo upravleniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Formation of characteristics of a diesel engine at use of system of complex adaptive control. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 171 p. (In Russ.).
- [9] Fayn M.A. Analysis of perspectives of a control system development for diesel engine supercharging, using descriptions to patents for inventions. *Dvigatlestroenie*, 1981, no. 2, pp. 36–38. (In Russ.).
- [10] Mats Z.Z., Zayonchkovskiy V.N. Unification of driven supercharging units. *Dvigatlestroenie*, 1982, no. 7, pp. 29–31. (In Russ.).
- [11] Vasilyev A.V., Divinskiy E.A. Work cycle of type 8CHVN15/16 engine featuring power gas turbine. *Dvigatlestroenie*, 2004, no. 2, pp. 15–17. (In Russ.).
- [12] Kamkin S.V., Lemeshchenko A.L., Smirnov D.S. Working process of marine engines with high efficiency turbocompressors and power turbines. *Dvigatlestroenie*, 1996, no. 2, pp. 11–13. (In Russ.).

- [13] Shlyakhtov V.A., Zotov L.L. Calculative investigations of working capacities of diesel ChN 32/35 (VASA 32) with power turbine. *Dvigatelistroenie*, 1994, no. 1, pp. 18–20. (In Russ.).
- [14] Nasyrov R.A., Antyukhin G.G. Advantages of the use of a driving volumetric supercharger in the diesel engine 10D100. *Dvigatelistroenie*, 1984, no. 6, pp. 48–51. (In Russ.).
- [15] Bosch. *Sistemy upravleniya dizel'nymi dvigatelyami* [Bosch. Control systems of diesel engines]. Moscow, Za rulem Publ., 2004. 480 p. (In Russ.).
- [16] Bosch. *Sistemy upravleniya benzinovymi dvigatelyami* [Bosch. Control systems of petrol engines]. Moscow, Za rulem Publ., 2005. 432 p. (In Russ.).
- [17] Furman V.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik dizel-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem elektronnoy upravleniya*. Diss. dok. tekhn. nauk [Improvement of operational and technical characteristics of diesel generators of diesel locomotives by creation and perfection of electronic control systems. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 321 p. (In Russ.).
- [18] Plakhov S.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazateley dizeley putem sovershenstvovaniya sistem upravleniya toplivopodachey i regulirovaniya chastoty vrashcheniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of operational and technical indicators of diesel engines by improving the fuel supply control systems and speed regulation. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2021. 120 p. (In Russ.).
- [19] Poliker B.E. ed. *Dizelnye dvigateli dlya elektroagregatov i elektrostantsiy* [Diesel engines for electrical units and power stations]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2006. 326 p. (In Russ.).
- [20] Pozdnyakov E.F. *Analiz effektivnosti ispolzovaniya regulatora chastoty vrashcheniya s posledovatelno vklyuchennymi korrrektiruyushchimi zveniyami v dizelnom dvigatеле dizel-generatornoy ustanovki*. Diss. kand. tekhn. nauk [Efficiency analysis of the use of a speed regulator with serially included corrective links in a diesel engine of a diesel-generator set. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2009. 150 p. (In Russ.).
- [21] Patrakhaltsev N.N. *Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Unsteady operating modes of internal combustion engines]. Moscow, Izd-vo RUDN Publ., 2009. 380 p. (In Russ.).
- [22] Gusakov S.V., Bisenbaev S.S., Priyandaka A. Indecis of dynamical qualities of ice. *Vestnik RUDN. Inzhenernye issledovaniya* [RUDN Journal of Engineering Research], 2004, no. 2, pp. 20–24. (In Russ.).
- [23] GOST R 55231–2012. *Sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya chastoty vrashcheniya (SARCh) sudovykh, teplovoznnykh i promyshlennykh dvigateley vnutrennego sgoraniya. Obshchie tekhnicheskie usloviya* [State standard GOST R 55231-2012. Automatic rotational frequency control systems (ARFCS) of marine, locomotive and industrial reciprocating internal combustion engines. General specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 2013. 18 p. (In Russ.).
- [24] Dvigatel dizelnyy silovyykh ustanovok 1D6N-250S2 (U1D6). *altaydizel.ru: website*. URL: <https://altaydizel.ru/p/764612142-dvigatel-dizelnyy-silovyh-ustanovok-1d6n-250s2-u1d6/> (accessed: 22.08.2023). (In Russ.).
- [25] Pupkov K.A., Egupov N.D., eds. *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya*. 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]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004. 656 p. (In Russ.).
- [26] Pupkov K.A., Egupov N.D., eds. *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya*. T. 3. Metody sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya [Methods of classical and modern theory of automatic control. Vol. 3. Methods of modern theory of automatic control]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004. 784 p. (In Russ.).
- [27] Krutov V.I. *Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Automatic regulation and control of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 416 p. (In Russ.).
- [28] Khryashchev Yu.E. *Obosnovanie perspektivnykh sposobov i razrabotka sredstv regulirovaniya chastoty vrashcheniya avtomobilnykh dizeley*. Diss. kand. tekhn. nauk [Justification of per-

- spective ways and development of means of regulation of a speed of automobile diesel engines. Kand. tech. sci. diss.]. Rybinsk, RGATA Publ., 2000. 360 p. (In Russ.).
- [29] Shlenov M.I. *Uluchshenie ekspluatatsionnykh pokazateley transportnogo dizelya putem sovershenstvovaniya sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya chastoty vrashcheniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of the transport diesel engine performance by improving the system of automatic speed regulation. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 163 p. (In Russ.).
- [30] Polukhin E.E. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazateley transportnogo dizelya putem sovershenstvovaniya sistemy regulirovaniya ugla operezheniya vpryskivaniya topliva*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of operational and technical characteristics of a transport diesel engine by improvement of the fuel injection advance angle regulation system. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 152 p. (In Russ.).
- [31] Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Furman V.V. et al. Simulation of the diesel engine rotational speed automatic control system. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 7, pp. 35–46, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-7-35-46> (in Russ.).
- [32] Kartashov B.A., Shabaev E.A., Kozlov O.S. et al. *SimInTech. Sreda dinamicheskogo modelirovaniya tekhnicheskikh sistem* [SimInTech. Environment for dynamic modelling of technical systems]. Moscow, DMK Press Publ., 2017. 424 p. (In Russ.).
- [33] Shchekaturov A.M., Korsakov A.R. *SimInTech. Metodika modelirovaniya dinamiki paroturbinnoy ustanovki* [SimInTech. Methodology of modelling dynamics of steam turbine plant.]. Moscow, DMK Press Publ., 2021. 242 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 31.08.2023

Информация об авторах

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

БАРЧЕНКО Филипп Борисович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).

СЛЕПЦОВ Олег Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергетические установки». МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: slepcevov@bmstu.ru).

Information about the authors

MARKOV Vladimir Anatolievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., 5, Bldg. 1, e-mail: markov58@bmstu.ru).

BARCHENKO Filipp Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., 5, Bldg. 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).

SLEPTSOV Oleg Nikolaevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., 5, Bldg. 1, e-mail: slepcevov@bmstu.ru).

ТРИФОНОВ Валерий Львович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: valvo@bmstu.ru).

TRIFONOV Valeriy Lvovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Thermophysics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., 5, Bldg. 1, e-mail: valvo@bmstu.ru).

ОСТРОУХОВ Андрей Алексеевич — аспирант кафедры «кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергетические установки». МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ovs9@yandex.ru).

OSTROUKHOV Andrey Alekseevich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., 5, Bldg. 1, e-mail: ovs9@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н., Трифонов В.Л., Остроухов А.А. Расчетные исследования динамических качеств комбинированной силовой установки с поршневым двигателем. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 70–86.

Please cite this article in English as:

Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N., Trifonov V.L., Ostroukhov A.A. Computational study of dynamic qualities of the combined power plant with a piston engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 2, pp. 70–86.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям монографию
«Логистика замкнутого цикла
в экономических системах»**

Авторы: И.Н. Омельченко, Ю.Г. Герцик, И.И. Фокина

Рассмотрены актуальные вопросы расширения использования ресурсосберегающих и экологически эффективных технологий в производственных и логистических системах промышленных предприятий на основе принципов устойчивого развития и их внедрения в рамках экономики замкнутого цикла. Исследование является продолжением научных изысканий авторов в области устойчивого развития как концепции, позволяющей обеспечивать экономический рост без ущерба окружающей среде благодаря разработке и внедрению логистических систем замкнутого цикла.

Для научных работников и специалистов в области промышленной логистики и устойчивого развития, руководителей и менеджеров производственных предприятий, сотрудников отделов менеджмента качества, студентов и аспирантов, обучающихся по направлениям подготовки «Логистика и управление цепями поставок», «Менеджмент», «Инноватика», а также для широкого круга читателей, интересующихся современными тенденциями в экономике и логистике.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>