

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2021-11-59-74

Улучшение динамических свойств среднеоборотного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува

А.Г. Кузнецов¹, С.В. Харитонов¹, В.А. Рыжов²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² Коломенский институт (филиал) федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Московский политехнический университет»

Improving the Dynamic Properties of a Medium-Speed Diesel Engine Using Variable Turbocharging

A.G. Kuznetsov¹, S.V. Kharitonov¹, V.A. Ryzhov²

¹ Bauman Moscow State Technical University

² Kolomna Institute (branch) of the Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "Moscow Polytechnic University"

Приведены результаты расчетного исследования возможности улучшения динамических свойств дизельных двигателей при использовании регулируемого турбонаддува. В качестве объекта исследования выбран перспективный среднеоборотный дизельный двигатель 12 ЧН 26,5/31, работающий в судовых условиях. Разработана математическая модель комбинированного двигателя в составе системы комплексного адаптивного управления с каналами регулирования частоты вращения коленчатого вала и турбонаддува. Компьютерная модель реализована в программном комплексе MATLAB/Simulink. Рассмотрены расчетные переходные процессы в дизельном двигателе для двух методов регулирования турбонаддува: регистрового наддува и использования турбины с изменяемым положением лопаток направляющего аппарата. Исследовано влияние пневмокоррекции подачи топлива на динамические характеристики рассматриваемого двигателя. Выполнен анализ полученных результатов. Проведено сравнение различных вариантов регулирования системы воздухообеспечения по эффективности улучшения динамических свойств дизельных двигателей.

Ключевые слова: среднеоборотный дизельный двигатель, регулируемый турбонаддув, модель дизеля, переходные процессы, динамические свойства

The article presents the results of a computational study of the possibilities of improving the dynamic properties of diesel engines by using a controlled turbocharger. A promising medium-speed diesel engine 12 ChN 26.5 / 31, operating in ship conditions was researched. A mathematical model has been developed for a combined engine as a part of a complex adaptive control system with channels for regulating the speed of rotation and turbocharging. The computer model was implemented in the MATLAB / Simulink software package. Calculated transient processes of the working process parameters of a diesel engine were considered for two methods of turbocharging control: multistage turbocharging and variable geometry turbines — turbines with a variable position of the guide vanes. The effect of pneumatic correction of the fuel supply on the dynamic characteristics of the engine under consideration was studied. The obtained results were analyzed. A comparison of various op-

tions for regulating the air supply system in terms of the efficiency of improving the dynamic properties of diesel engines was performed.

Keywords: diesel engine 12 ChN 26,5/31, controlled turbocharging, diesel model, transient processes, dynamic properties

Мощность и качество рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания определяются соотношением подач топлива и воздуха [1, 2]. Современные системы топливоподачи дизельного двигателя (далее дизель) с дискретным воздействием на дозирующие клапаны электронных блоков управления [3–5] способны обеспечить его как в статическом, так и в динамическом режиме любым требуемым количеством топлива в рабочем диапазоне частоты вращения коленчатого вала (ЧВКВ) и нагрузки.

В связи с этим агрегатом, определяющим формирование установившихся и неуставившихся режимов работы дизеля, служит система воздухообеспечения, главным элементом которой является турбонаддув. В настоящее время статические и динамические характеристики дизеля в основном зависят от настройки системы турбонаддува, а регулируемый турбонаддув стал неотъемлемым атрибутом современного дизеля [6, 7].

Эффективность регулируемого турбонаддува определяется способом воздействия на турбокомпрессор (ТК) [8–10] и соответствующим алгоритмом управления, реализованным в электронном блоке. Выбор метода регулирования турбонаддува и формирования алгоритма управления ТК на стадии проектирования дизеля и его систем осуществляется на основе расчетного исследования статических характеристик и переходных процессов (ПП) комбинированного дизеля.

Цель работы — исследование возможности улучшения динамических свойств дизеля путем применения различных вариантов регулируемого турбонаддува.

Рассмотрены два способа воздействия на ТК: регистровый наддув (когда первый турбокомпрессор ТК1 работает постоянно, а второй ТК2 подключается при ЧВКВ $n > 800$ мин⁻¹), и изменение положения лопаток направляющего аппарата турбины (НАТ). Объектом исследования являлся перспективный среднеоборотный дизель 12 ЧН 26,5/31 при ЧВКВ $n = 1000$ мин⁻¹ — 12-цилиндровая модификация V-образного дизеля Д500, обеспечивающего номинальную

мощность 4412 кВт, разработки ОАО «Коломенский завод» [11].

В качестве агрегатов наддува выбраны два турбокомпрессора ТР56 [12], установленные на каждом ряду V-образного дизеля. Режимы работы дизеля 12 ЧН 26,5/31 исследованы в составе энергетической установки судна.

Исследование проведено методом расчета и моделирования, так как работа осуществлялась одновременно с разработкой дизеля. Формирование статических характеристик дизеля Д500 при различных вариантах регулируемого турбонаддува описано в статье [13].

В данной работе приведены результаты исследования ПП в дизеле 12 ЧН 26,5/31 с регулируемым турбонаддувом. Создана математическая модель рассматриваемого дизеля, предназначенная в первую очередь для расчета ПП. В основу модели положена известная концепция, в соответствии с которой статические и динамические характеристики отдельных функциональных элементов комбинированного дизеля описываются совокупностью дифференциальных уравнений [14–16].

Блок-схема алгоритма построения математической модели рассматриваемого дизеля с регулируемым турбонаддувом, содержащей дифференциальные уравнения поршневой части, ТК1 и ТК2, впускного и выпускного трубопроводов, приведена на рис. 1, где M_i — индикаторный момент; I_d и I_r — момент инерции коленчатого вала дизеля и ротора ТК; R_r и R_b — газовая постоянная ОГ и воздуха; $V_{\text{вып}}$ и $V_{\text{вп}}$ — объем выпускного и впускного трубопровода; G_d — расход воздуха через дизель; $G_{\text{топл}}$ — расход топлива; M_{T1} , M_{T2} и M_{K1} , M_{K2} — крутящие моменты турбины и компрессора ТК1 и ТК2 соответственно.

В результате решения пяти дифференциальных уравнений элементов комбинированного дизеля определяются параметры рабочего процесса, стоящие в левых частях уравнений: угловые скорости вращения коленчатого вала дизеля ω_d и роторов ТК1 ω_{T1} и ТК2 ω_{T2} , давления воздуха во впускном трубопроводе (после компрессора) p_k и отработавших газов (ОГ) в выпускном трубопроводе p_r .

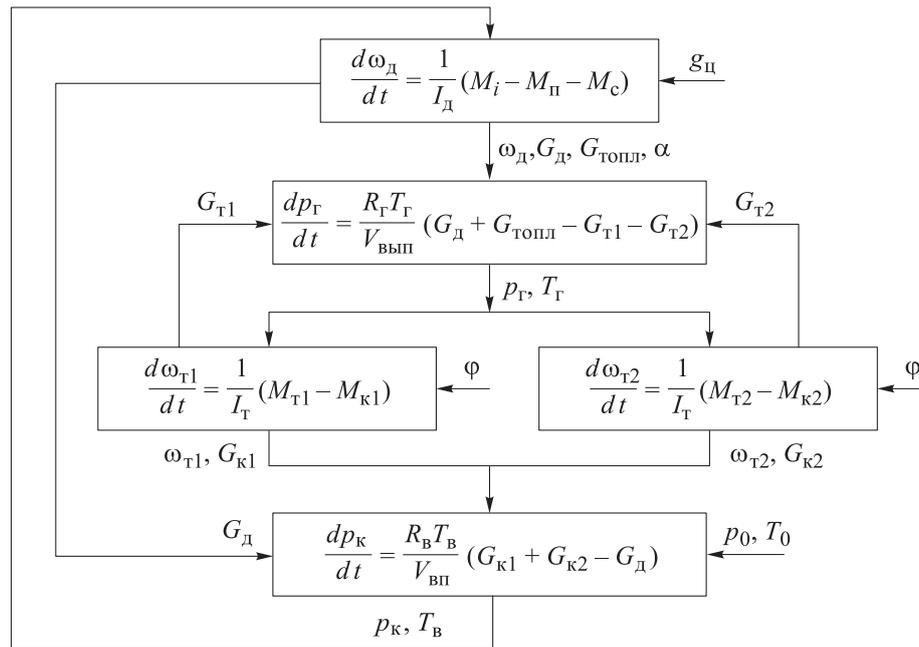


Рис. 1. Блок-схема алгоритма построения математической модели рассматриваемого дизеля с регулируемым турбонаддувом

Входными воздействиями на модель дизеля являются: параметры окружающей среды — давление p_0 и температура T_0 ; цикловая подача топлива g_{Π} ; настройка потребителя энергии N_{Π} , влияющая на характеристику момента сопротивления потребителя энергии M_c ; сигнал φ , определяющий режим работы ТК.

На связях между элементами модели показаны параметры рабочего процесса, которые при последовательном решении дифференциальных уравнений передаются в следующий элемент для решения его уравнения. При этом параметры, передаваемые в модуль решения дифференциального уравнения, доступны и во всех следующих за ним в цикле решения уравнениях. Таким образом, в каждом цикле расчета формируется некоторое пространство текущих значений параметров рабочего процесса комбинированного дизеля, доступное из любого структурного элемента.

Созданная модель использована для исследования характеристик комбинированного дизеля при регулируемом турбонаддуве, а также при полунатурном моделировании системы автоматического управления (САУ) дизелем [17, 18]. Для достижения высокой скорости расчета, требуемой для полунатурного моделирования САУ в реальном времени, часть параметров рабочего процесса определялась по полиномиальным и другим зависимостям (ряд

Фурье, логарифмические преобразования аргументов и рациональные дроби).

В эту группу входят следующие параметры: индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) дизеля η_i ; коэффициент наполнения η_v ; адиабатический КПД компрессора $\eta_{\text{к.ад}}$; эффективный КПД турбины η_{Γ} ; температура наддувочного воздуха $T_{\text{в}}$; температура ОГ в выпускном трубопроводе T_{Γ} ; момент внутренних потерь в дизеле M_{Π} ; расходы воздуха через первый $G_{\kappa 1}$ и второй компрессоры $G_{\kappa 2}$; расход газов через турбину ТК1 $G_{\Gamma 1}$ и ТК2 $G_{\Gamma 2}$; степень понижения давления газов в турбине π_{Γ} .

Определение этих параметров методами подробного расчета рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания [19, 20] значительно замедляет процесс расчета, что недопустимо для динамической модели с возможностью работы в реальном времени. Момент сопротивления потребителя энергии M_c соответствует винтовой характеристике. В моменте инерции дизеля учтен момент инерции редуктора и винта.

При исследовании проведен расчет ПП в рассматриваемом дизеле в составе САУ энергетической установки, модель которой, наряду с таковой для комбинированного дизеля, включала в себя модели систем автоматического регулирования ЧВКВ дизеля и режима работы

ТК. Компьютерная реализация математической модели САУ осуществлена в программном комплексе MATLAB/Simulink [21].

Далее приведены результаты динамических расчетов ПП — изменения во времени t следующих параметров дизеля:

- ЧВКВ дизеля n_d и ее заданного значения (уставки) u ;
- частот вращения роторов ТК1 $n_{ТК1}$ и ТК2 $n_{ТК2}$;
- давлений воздуха после компрессора p_k и ОГ в выпускном трубопроводе (перед турбиной) p_r ;
- цикловой подачи топлива g_c с ограничениями по внешней скоростной характеристике (ВСХ) и коэффициенту избытка воздуха (КИВ) при пневмокоррекции;
- КИВ α ;
- параметров работы ТК1 и ТК2: индикатора выхода на помпаж *Surge* и положения (процента открытия) НАТ φ ;
- крутящего момента M_d дизеля и момента сопротивления потребителя энергии M_c .

Результаты расчета ПП комбинированного дизеля с нерегулируемым турбонаддувом без пневмокоррекции подачи топлива при увеличении ЧВКВ с 300 до 1000 мин⁻¹ приведены на рис. 2. Характерной особенностью ПП является замедление разгона дизеля в диапазоне $n_d = 550 \dots 700$ мин⁻¹ (рис. 2, а, участок I). Это связано с процессом выхода ТК1 и ТК2 на рабочий режим. При разгоне компрессоры попадают в режим помпажа (рис. 2, е, зона II), что приводит к неустойчивой работе и значительно снижает их ресурс.

С пятой (в момент внесения изменения настройки) по двадцать седьмую секунду из-за вялой раскрутки турбокомпрессоров КИВ имеет низкое значение ($\alpha = 1$), при котором работа дизеля неэффективна и сопровождается усиленным дымлением (рис. 2, ж, участок III). Для ликвидации этого негативного эффекта применяют пневмокоррекцию — временное ограничение подачи топлива на уровне, соответствующем минимально допустимому значению КИВ.

Расчет ПП в комбинированном дизеле с нерегулируемым турбонаддувом и пневмокоррекцией подачи топлива при поддержании КИВ не ниже $\alpha = 1,6$ показал, что он не выходит на заданный скоростной режим. Так как максимальная ЧВКВ составила 600 мин⁻¹, ограничение КИВ в процессе пневмокоррекции по-

дачи топлива было снижено до $\alpha = 1,4$. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с нерегулируемым турбонаддувом и пневмокоррекцией подачи топлива при КИВ $\alpha > 1,4$ приведены на рис. 3.

Следует обратить внимание на значительное увеличение времени ПП — с 30 до 65 с (рис. 3, а, участок I). Время ПП увеличивается вследствие того, что при пневмокоррекции из-за ограничения подачи топлива (рис. 3, д, участок III) удлиняется время разгона ТК1 и ТК2 (рис. 3, в, участок II), который происходит при ЧВКВ $n_d \approx 600$ мин⁻¹. До этого момента дизель работает при давлении, близком к атмосферному, так как турбокомпрессоры не развивают достаточной мощности.

Если в таком варианте работы дизеля использовать более строгое ограничение КИВ при пневмокоррекции подачи топлива (рис. 3, ж, участок V), то он не сможет раскрутиться более $n = 600$ мин⁻¹. На графиках можно наблюдать долгие периоды нахождения компрессоров на помпаже (рис. 3, е, зона IV). Следует заключить, что при использовании нерегулируемых ТК невозможно обеспечить необходимые динамические характеристики дизеля.

Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом без пневмокоррекции подачи топлива приведены на рис. 4. Применение такого способа воздействия на ТК позволяет направить весь расход ОГ в одну турбину, что приводит к более эффективному разгону работающего ТК. В результате наблюдается плавный разгон дизеля (рис. 4, а, участок I). При работе дизеля на частичных режимах один ТК1 справляется со своей задачей. На режимах, когда требуется мощность, близкая к номинальной ($n_d = 800 \dots 1000$ мин⁻¹), подключается ТК2 (рис. 4, в, зона III). Во время подключения ТК2 происходит перераспределение расходов ОГ между ТК1 и ТК2, и наблюдаются заметные провалы по давлениям p_k и p_r (рис. 4, б, г, участок II).

При использовании регистрового наддува турбокомпрессоры влияют друг на друга. Можно наблюдать заметное снижение частоты вращения ротора ТК1 в момент подключения и разгона ТК2. Через некоторое время параметры выравниваются и оба ТК начинают работать синхронно. Время ПП по сравнению с таковым для ПП без регулирования турбокомпрессоров значительно уменьшилось, а также сократилось время их пребывания в режиме помпажа

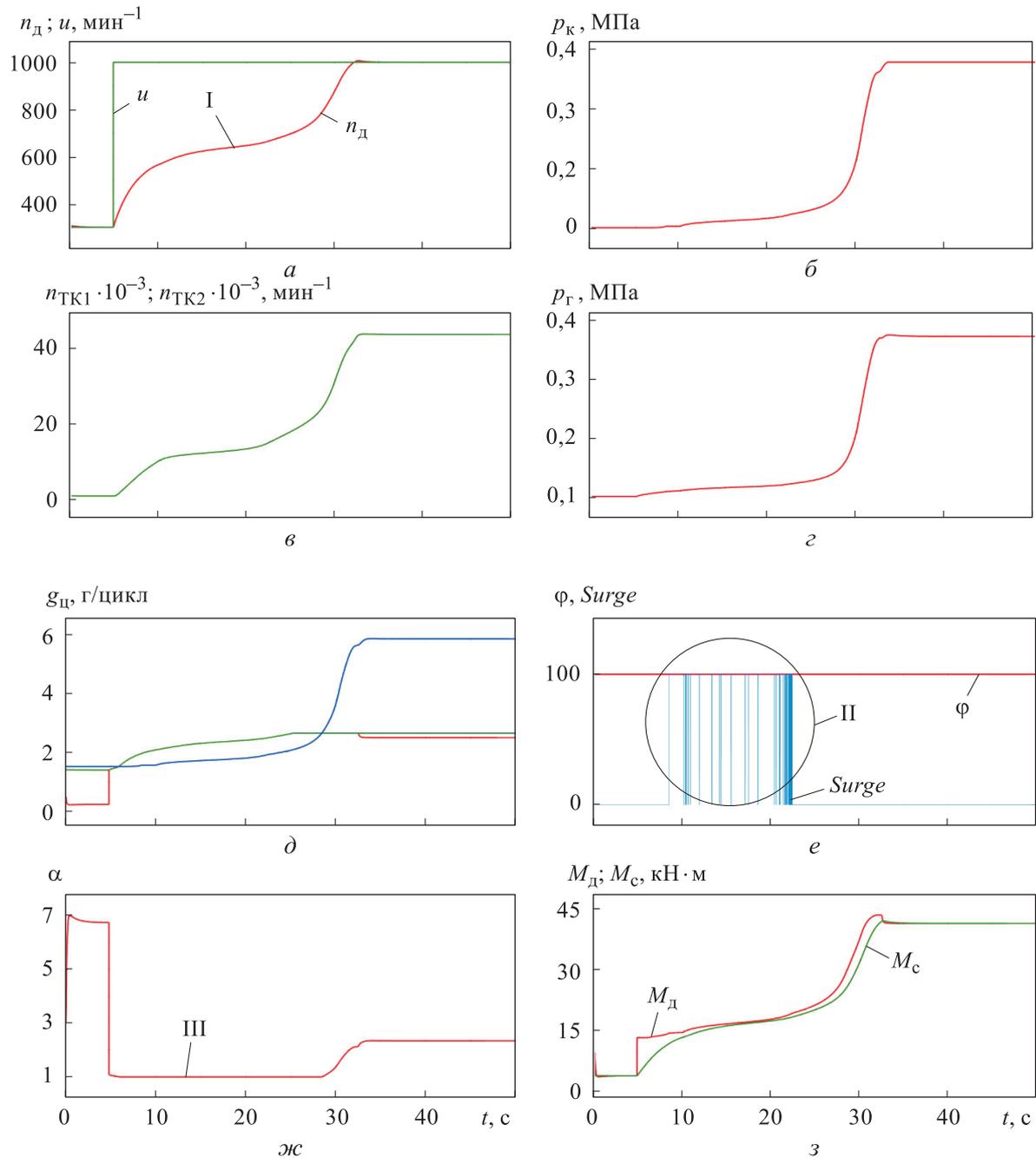


Рис. 2. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с нерегулируемым турбонаддувом без пневмокоррекции подачи топлива:

a — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; *б* — давление воздуха после компрессора p_k ; *в* — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; *г* — давление ОГ перед турбиной p_g ; *д* — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); *е* — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1 и ТК2; *ж* — КИВ α ; *з* — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

(рис. 4, *e*, зона IV). Для снижения дымности ОГ использована пневмокоррекция подачи топлива. Следует отметить, что благодаря применению регистрового наддува достигается положительная разность моментов на валу дизеля во всем ПП (рис. 4, *з*, участок V).

Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом и пневмокор-

рекцией подачи топлива при КИВ $\alpha > 1,6$ приведены на рис. 5. При наличии пневмокоррекции время ПП составляет около 30 с, при ее отсутствии (см. рис. 4) — примерно 12 с.

Как видно из рис. 5, *a* и *в*, при подключении ТК2 (зона II) снизилась ЧВКВ дизеля (участок I), и ТК2 отключился через несколько секунд работы. Затем дизель снова разогнался

и компрессоры заработали синхронно, что соответствует выходу на штатный режим работы. Характерной особенностью использования пневмокоррекции подачи топлива является долгий период работы компрессоров на помпаже (рис. 5, *е*, зона III).

Применение регулируемого ТК с изменяемым положением лопаток НАТ позволяет

снизить время работы компрессора на помпаже. Рассмотрен вариант регистрового наддува, когда регулируемым является только ТК1, который работает постоянно. Такой подход позволяет более точно управлять параметрами воздухообеспечения на частичных режимах, а также эффективнее переходить к работе с двумя ТК.

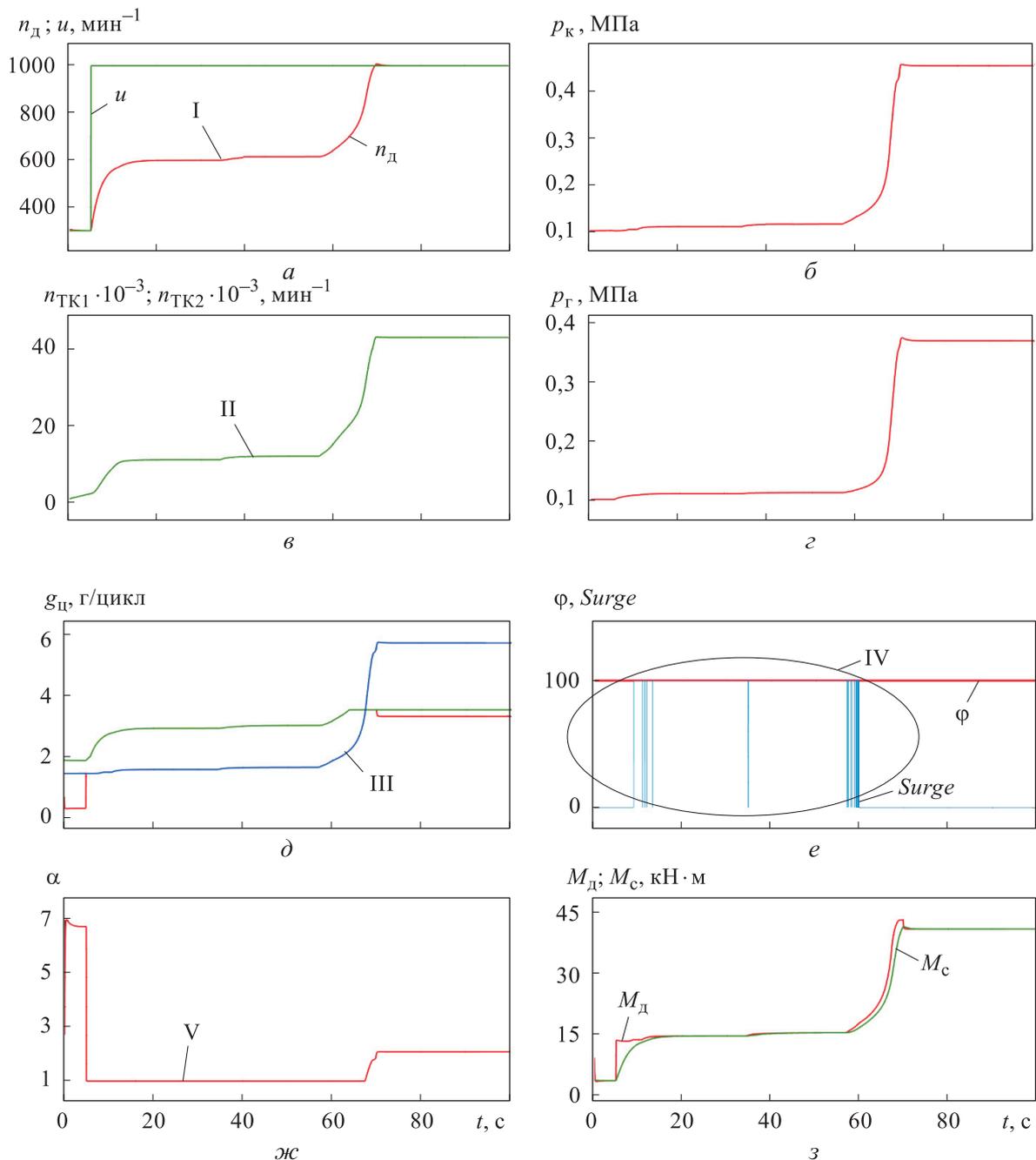


Рис. 3. Результаты расчета ЦП в комбинированном дизеле с нерегулируемым турбонаддувом и пневмокоррекцией подачи топлива при КИВ $\alpha > 1,4$:

а — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; *б* — давление воздуха после компрессора p_k ; *в* — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; *г* — давление ОГ перед турбиной p_r ; *д* — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); *е* — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1 и ТК2; *ж* — КИВ α ; *з* — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом и изменяемым положением лопаток НАТ ТК1 без пневмокоррекции подачи топлива приведены на рис. 6. Полученные данные очень близки к таковым для дизеля с регистровым наддувом и нерегулируемым турбокомпрессором (см. рис. 4). При таком методе достигается плавный разгон дизе-

ля (рис. 6, а, участок I). Благодаря активному регулированию ТК1 (рис. 6, е, участок II) обеспечивается короткий период малого КИВ (рис. 6, ж, зона III).

Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом и изменяемым положением лопаток НАТ ТК1 с пневмокоррекцией подачи топлива приведены на рис. 7.

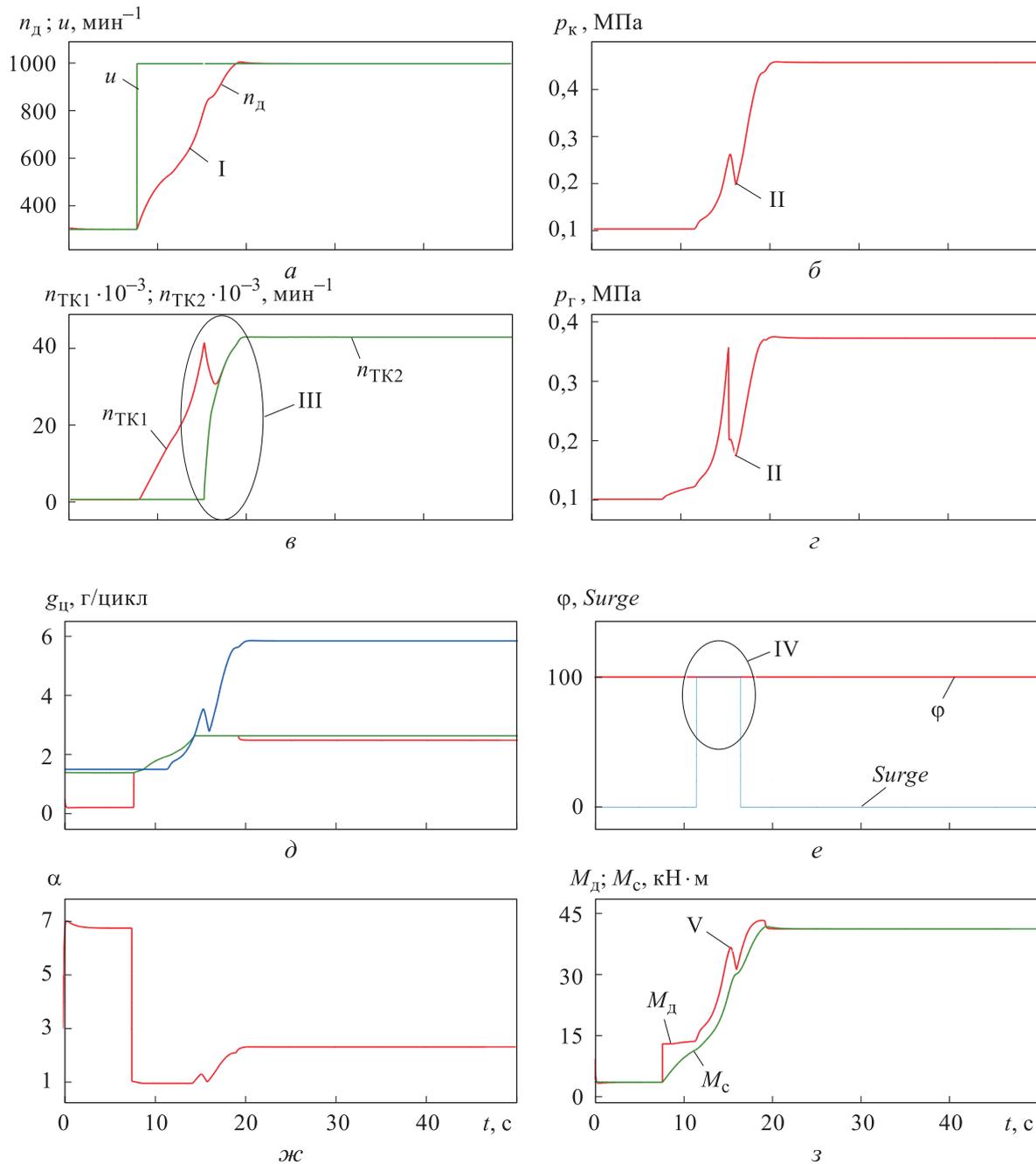


Рис. 4. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом без пневмокоррекции подачи топлива:

а — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; б — давление воздуха после компрессора p_k ; в — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; г — давление ОГ перед турбиной p_r ; д — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); е — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1 и ТК2; ж — КИВ α ; з — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

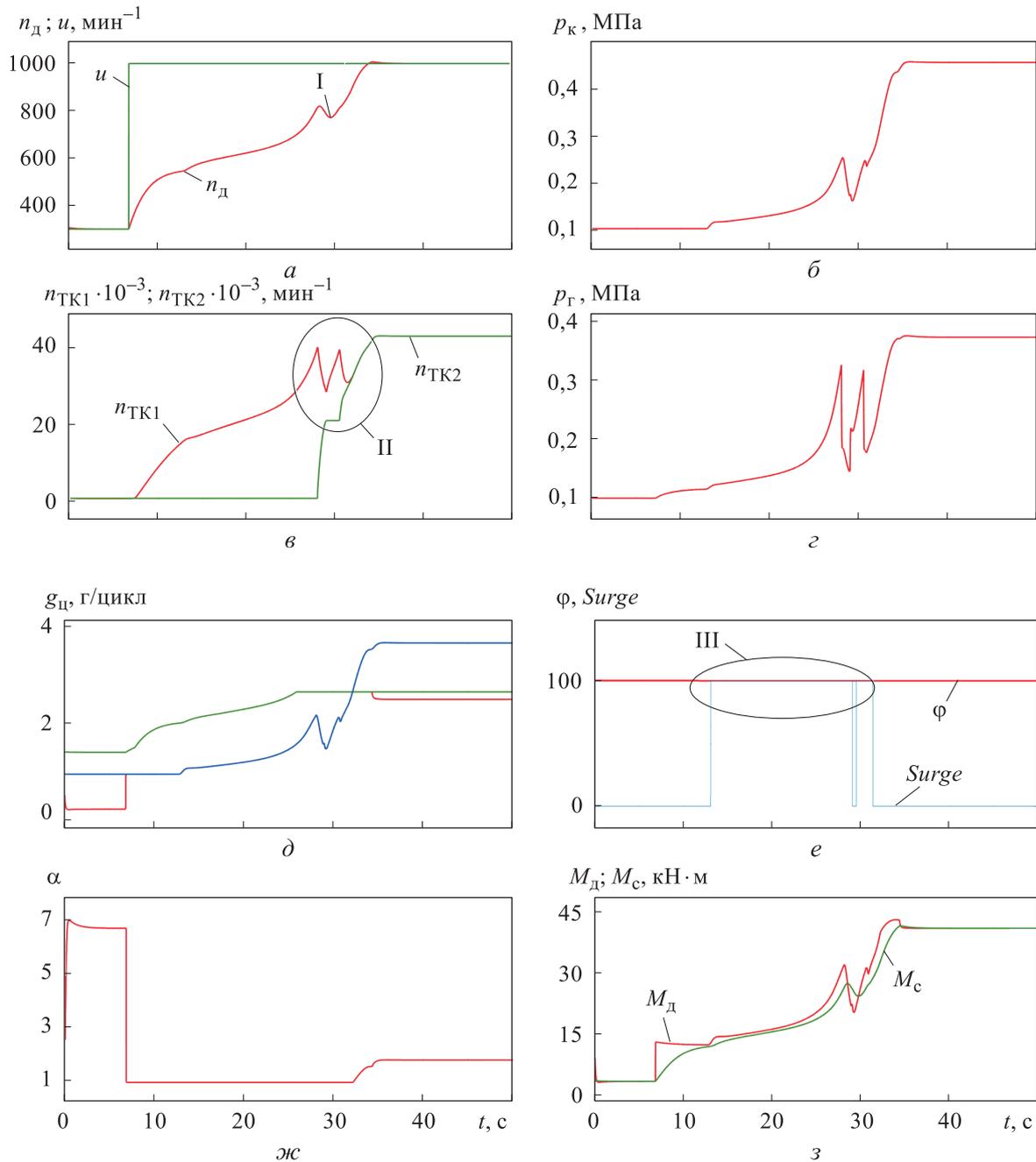


Рис. 5. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом и пневмокоррекцией подачи топлива при КИВ $\alpha > 1,6$:

a — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; *b* — давление воздуха после компрессора p_k ; *в* — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; *г* — давление ОГ перед турбиной p_T ; *д* — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); *е* — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1 и ТК2; *ж* — КИВ α ; *з* — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

Во время разгона дизеля происходит небольшой провал по ЧВКВ, но он незначителен (рис. 7, *a*, участок I). Разгон ТК2 произошел без рывка, который присутствовал у дизеля с регистровым наддувом и нерегулируемым ТК. Значительно уменьшились время пребывания компрессора на помпаже (рис. 7, *e*, зона II) и зона малого КИВ ($\alpha = 1,6$).

Анализ результатов четырех расчетов с использованием регистрового наддува показал, что такой метод регулирования турбонаддува положительно влияет на динамические характеристики дизеля. Применение пневмокоррекции поддерживает необходимый уровень КИВ, однако момент подключения ТК2 создает определенные сложности. Применение ТК1 с изме-

няемым положением лопаток НАТ в качестве основного снижает время подключения ТК2 и позволяет стабилизировать его разгон.

Наиболее перспективным вариантом системы воздухообеспечения для рассматриваемого дизеля является использование двух ТК с изменяемым положением лопаток НАТ. Результаты расчета ПП дизеля с такой системы турбонад-

дува без пневмокоррекции подачи топлива приведены на рис. 8.

Анализ полученных результатов выявил максимальную быстроту и плавность набора дизелем ЧВКВ (рис. 8, а, участок I). В связи с непрерывностью процесса регулирования ТК постоянно находятся близко к оптимальному режиму работы. Работа НАТ ТК синхронизи-

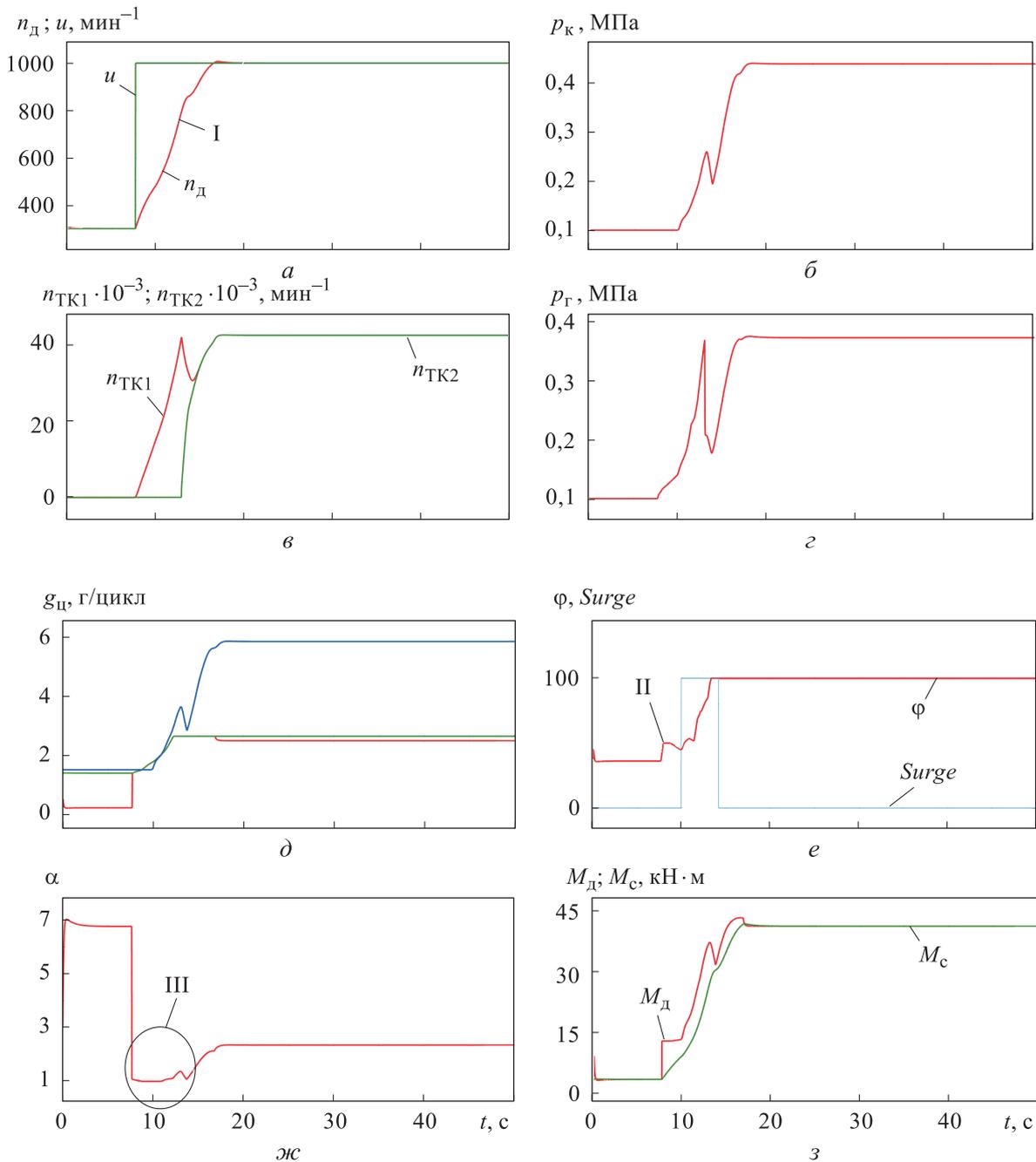


Рис. 6. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом и изменяемым положением лопаток НАТ ТК1 без пневмокоррекции подачи топлива: а — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; б — давление воздуха после компрессора p_k ; в — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; г — давление ОГ перед турбиной p_r ; д — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); е — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1; ж — КИВ α ; з — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

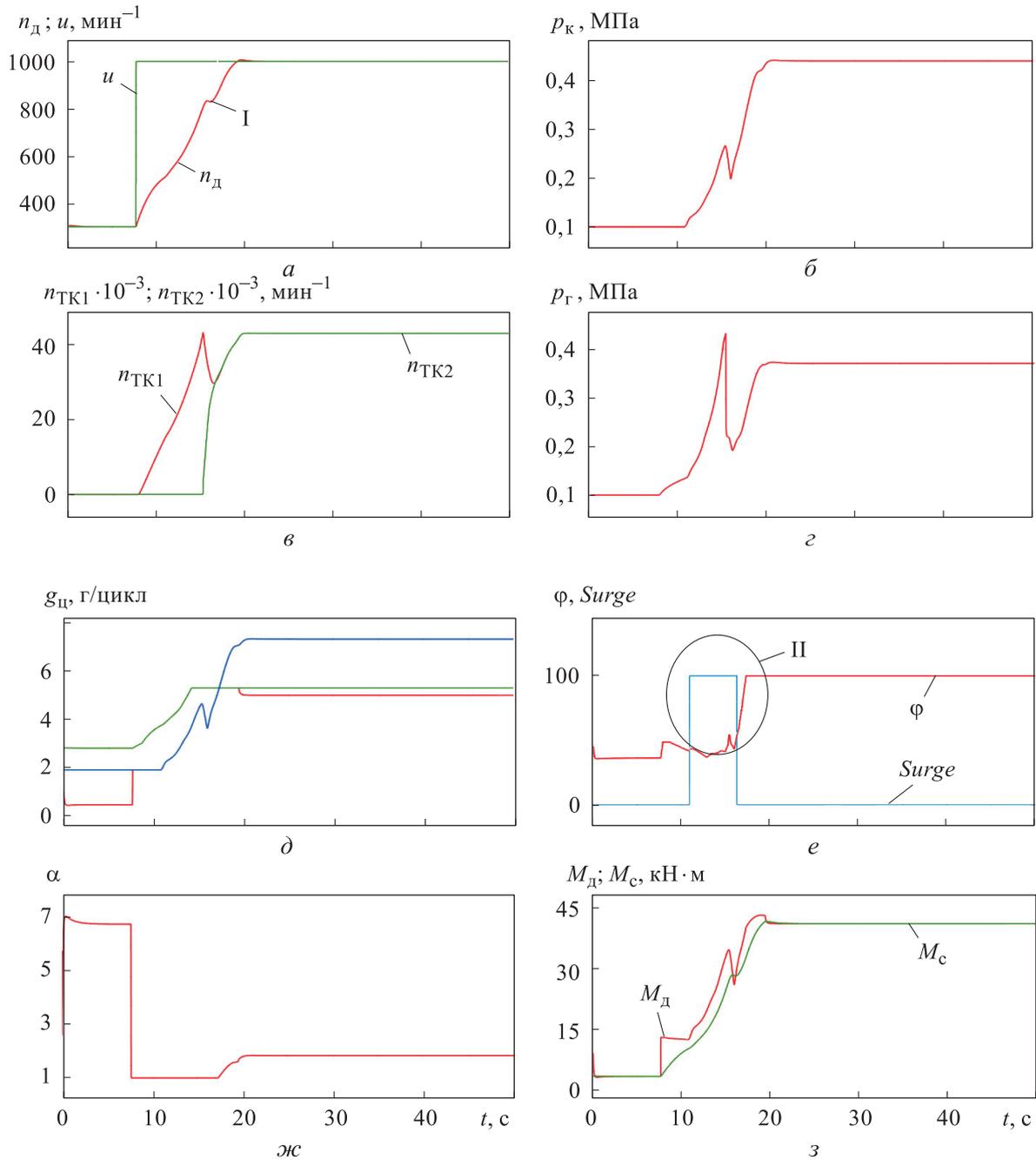


Рис. 7. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с регистровым наддувом и изменяемым положением лопаток НАТ ТК при пневмокоррекции подачи топлива с КИВ $\alpha > 1,6$: а — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; б — давление воздуха после компрессора p_k ; в — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; г — давление ОГ перед турбиной p_r ; д — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); е — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1; ж — КИВ α ; з — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

рована, поэтому достигается одновременный выход ТК на рабочий режим (рис. 8, в, участок II).

Период пребывания на помпаже незначительный и имеет импульсный характер (рис. 8, зона III). Это результат работы алгоритма управления НАТ, состоящего из двух частей: матрицы оптимальных положений, полученной

по статическим расчетам и корректора, настроенного при анализе ПП дизеля [13].

Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с изменяемым положением лопаток НАТ двух ТК с пневмокоррекцией при $\alpha > 1,6$ приведены на рис. 9. Введение дополнительного ограничения топливоподачи по давлению наддува в случае двух регулируемых ТК прак-

тически не снижает динамические характеристики дизеля (рис. 9, а, участок I). Разгон по-прежнему плавный, период пребывания компрессоров на помпаже менее 5 с. При этом КИВ в соответствии с алгоритмом пневмокоррекции не падает ниже 1,6. При $t \approx 13$ с КИВ остается на ограничении (рис. 9, ж, участок II), в дальнейшем увеличивается до $\alpha = 2,3$.

Сравнение результатов расчета ПП всех вариантов работы системы воздухообеспечения показало, что наибольшее улучшение динамических свойств дизеля получено при использовании двух ТК с изменяемым положением лопаток НАТ. Время ПП, по сравнению с таковым для системы воздухообеспечения без регулирования ТК (с пневмокоррекцией) снизилось от 55 до 10 с.

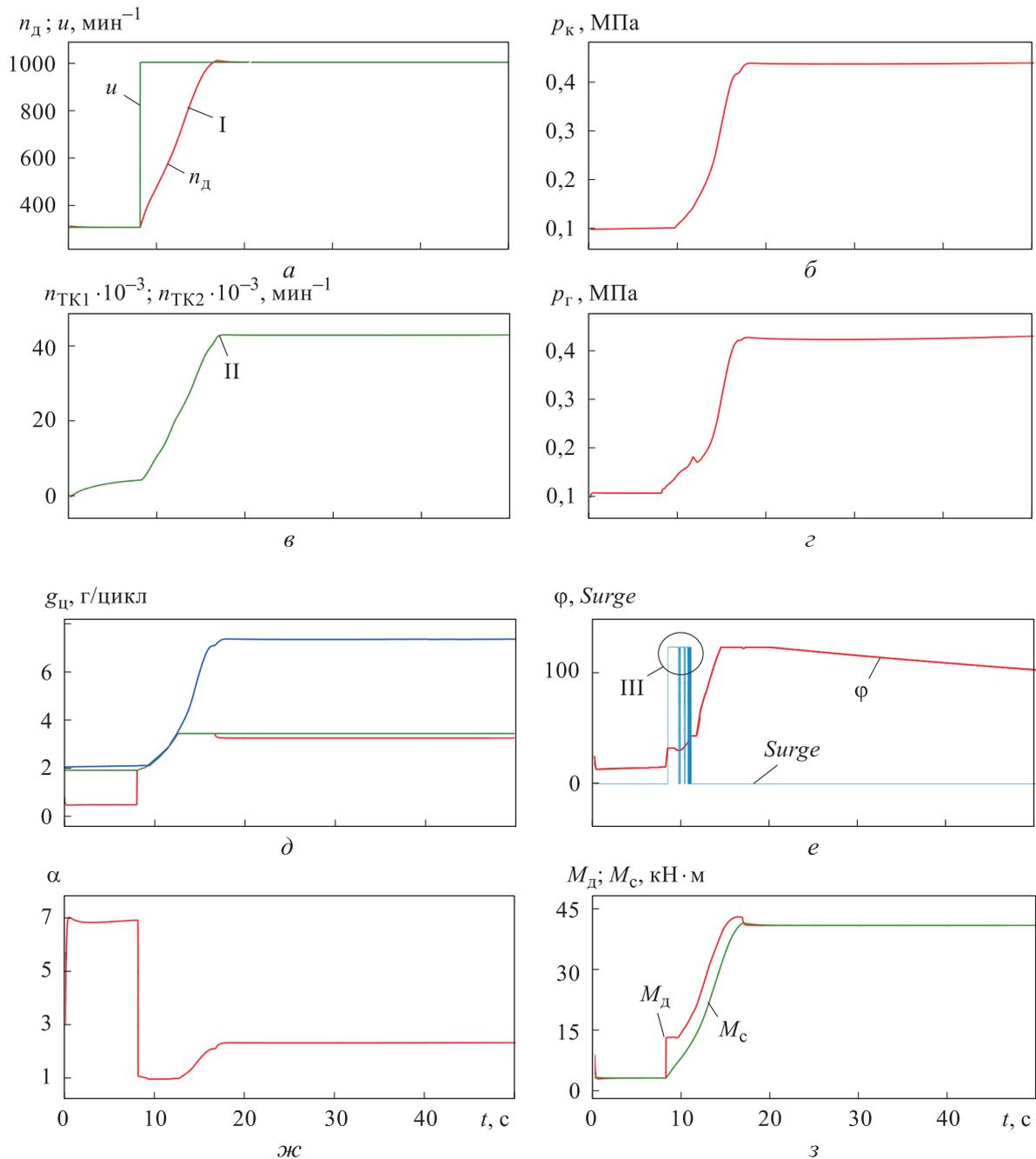


Рис. 8. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с изменяемым положением лопаток НАТ двух ТК без пневмокоррекции подачи топлива:

а — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; б — давление воздуха после компрессора p_k ; в — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; г — давление ОГ перед турбиной p_r ; д — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); е — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ ϕ ТК1 и ТК2; ж — КИВ α ; з — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

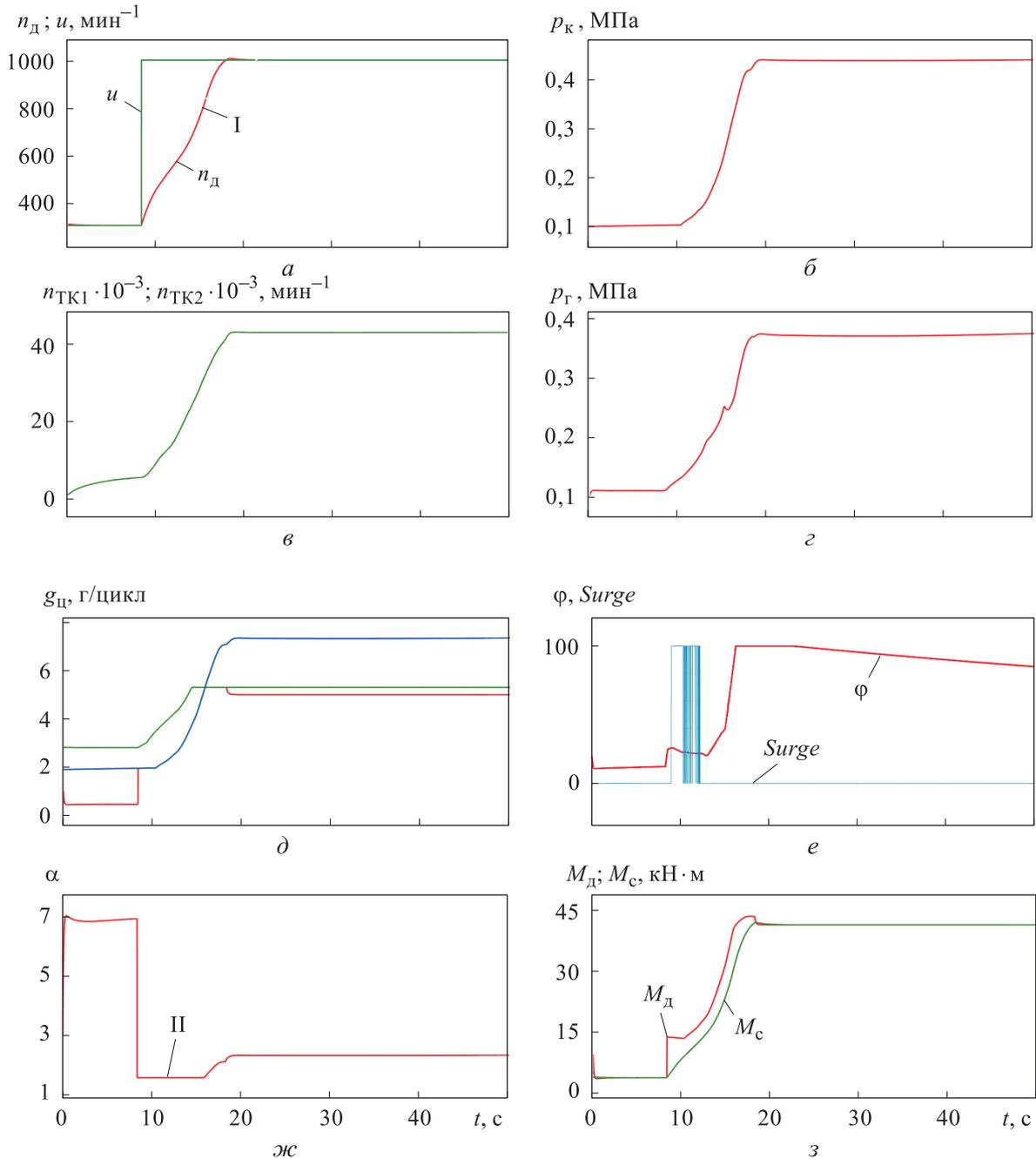


Рис. 9. Результаты расчета ПП в комбинированном дизеле с изменяемым положением лопаток НАТ двух ТК и пневмокоррекцией при $\alpha > 1,6$:

a — ЧВКВ n_d и ее уставка u ; *b* — давление воздуха после компрессора p_k ; *в* — частоты вращения роторов ТК1 n_{TK1} и ТК2 n_{TK2} ; *г* — давление ОГ перед турбиной p_r ; *д* — цикловая подача топлива $g_{ц}$ (—) с ограничениями по ВСХ (—) и КИВ (—); *е* — индикатор выхода на помпаж *Surge*, положение НАТ φ ТК1 и ТК2; *ж* — КИВ α ; *з* — крутящий момент дизеля M_d и момент сопротивления потребителя энергии M_c

Регистровый наддув также показал хорошие возможности по обеспечению динамических характеристик дизеля. Однако для более точных выводов необходимо провести подробный анализ работы агрегатов наддува в момент перехода к системе с двумя ТК. При этом дополнительное преимущество ТК с изменяемым положением лопаток НАТ состоит в минимальном времени

работы компрессоров на помпаже, что снижает их износ и повышает надежность системы воздухообеспечения и дизеля в целом.

Выводы

1. Показано, что основным методом улучшения динамических свойств дизелей разного ти-

па и назначения является использование регулируемого наддува. Среди методов интенсификации работы ТК на частичных режимах с учетом практической реализации следует выделить регистровый наддув и применение турбин с регулируемым направляющим аппаратом.

2. Расчетные исследования ПП перспективного дизеля 12 ЧН 26,5/31 показали, что при использовании нерегулируемых ТК рассматриваемого типа разгон дизеля происходит медленно и сопровождается усиленным дымлением из-за неудовлетворительной работы системы наддува. Компрессоры длительное время работают в условиях помпажа. Пневмокоррекцию подачи топлива для устранения дымления можно выполнить только по значению КИВ ($\alpha \geq 1,4$), но при этом время разгона дизеля значительно увеличивается.

3. Регистровый наддув, когда на частичных режимах работает один ТК, обеспечивает его нормальное функционирование и снабжение

дизеля достаточным расходом воздуха. В периоды переключения регистрового наддува наблюдается взаимное влияние ТК, что негативно отражается на работе дизеля. Сохраняются продолжительные периоды работы компрессоров на помпаже. Возможно использование пневмокоррекции по значению КИВ $\alpha \geq 1,6$, что практически устраняет дымление, но заметно замедляет разгон дизеля.

4. Наибольший эффект улучшения динамических свойств дизеля получен при использовании двух ТК с регулируемым НАТ. Переходные процессы разгона дизеля характеризуются максимальным быстродействием и плавностью набора ЧВКВ. Непрерывность регулирования обеспечивает работу ТК на режимах, близких к оптимальной области. Предложенный алгоритм регулирования ТК снижает периоды пребывания компрессоров на помпаже. Пневмокоррекция практически не ухудшает динамические свойства дизеля.

Литература

- [1] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
- [2] Isermann R., Sequenz H. Model-based development of combustion-engine control and optimal calibration for driving cycles: general procedure and application. *IFAC-Papers-OnLine*, 2016, vol. 49, no. 11, pp. 633–640, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.092>
- [3] Karagöz Y., Sadeghi M.M. Electronic control unit development and emissions evaluation for hydrogen–diesel dual-fuel engines. *Adv. Mech. Eng.*, 2018, vol. 10, no. 18, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1687814018814076>
- [4] Gao J., Zhang Y., Zhang J., et al. Adaptive internal model based control of the RGF using online map learning and statistical feedback law. *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, 2019, vol. 25, no. 2, pp. 1117–1128, doi: <https://doi.org/10.1109/TMECH.2019.2962733>
- [5] Евдонин Е.С., Душкин П.В., Кузьмин А.И. Разработка и применение эмпирических моделей для оптимизации управления двигателем внутреннего сгорания. *Труды НАМИ*, 2020, № 4, с. 101–108, doi: <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2020-4-101-108>
- [6] Farraen M.A., Rutledge J., Winward E. Using a statistical machine learning tool for diesel engine air path calibration. *SAE Tech. Paper*, 2014, no. 2014012391, doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-2391>
- [7] Zhang P., Zhang J., Li Y., et al. Nonlinear active disturbance rejection control of VGT-EGR system in diesel engines. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 20, art. 5331, doi: <https://doi.org/10.3390/en13205331>
- [8] Dasgupta S., Sarmah P., Borthakur P.P. Application of variable geometry turbine turbochargers to gasoline engines – a review. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 943, art. 012010, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/943/1/012010>
- [9] Feneley A., Pesyridis A., Andwari A. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting. A review. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2017, vol. 71, pp. 959–975, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.125>
- [10] Lee W., Schubert E., Li Y., et al. Overview of electric turbocharger and supercharger for downsized internal combustion engines. *IEEE Trans. Transport. Electrification*, 2017, vol. 3, no. 1, pp. 36–47, doi: <https://doi.org/10.1109/TTE.2016.2620172>

- [11] Рыжов В.А. Отечественные двигатели нового поколения Д500. Новый оборонный заказ. *Стратегии*, 2015, № 5, с. 40–41.
- [12] ABB TPR — Турбокомпрессоры. URL: https://library.e.abb.com/public/cb083e6b3aa75f80c1257a7d004628e7/ABBTC_BRO1190_TPR.pdf (дата обращения 08.04.2021).
- [13] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В. Формирование статических характеристик дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 1, с. 43–50, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-1-43-50>
- [14] Menacer B., Bouchetara M. Parametric study of the performance of a turbocharged compression ignition engine. *Simulation*, 2014, vol. 90, no. 12, pp. 1375–1384, doi: <https://doi.org/10.1177/0037549714557046>
- [15] Nabi M.N., Rasul M., Gudimetla P. Modelling and simulation of performance and combustion characteristics of diesel engine. *Energy Procedia*, 2019, vol. 160, pp. 662–669, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.219>
- [16] Kudryavtsev A.A., Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., et al. Numerical investigation of diesel engine characteristics during control system development. *Int. J. Appl. Eng. Res.*, 2016, vol. 23, no. 11, pp. 11560–11565.
- [17] Neumann D., Jörg C., Peschke N., et al. Real-time capable simulation of diesel combustion processes for HiL applications. *Int. J. Engine Res.*, 2017, vol. 19, no. 2, pp. 214–229, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1468087417726226>
- [18] Yin J. Modeling and validation of a diesel engine with turbocharger for hardware-in-the-loop applications. *Energies*, 2017, vol. 10, no. 5, art 685, doi: <https://doi.org/10.3390/en10050685>
- [19] AVL FIRE™: веб-сайт. URL: <https://www.avl.com/fire> (дата обращения: 08.04.2021).
- [20] GT-POWER engine simulation software. *gtisoft.com*: веб-сайт. URL: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software> (дата обращения: 08.04.2021).
- [21] Simulation and model-based design. *mathworks.com*: веб-сайт. URL: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html> (дата обращения: 08.04.2021).

References

- [1] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nye glavy* [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2016. 589 p. (In Russ.).
- [2] Isermann R., Sequenz H. Model-based development of combustion-engine control and optimal calibration for driving cycles: general procedure and application. *IFAC-PapersOnLine*, 2016, vol. 49, no. 11, pp. 633–640, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.092>
- [3] Karagöz Y., Sadeghi M.M. Electronic control unit development and emissions evaluation for hydrogen–diesel dual-fuel engines. *Adv. Mech. Eng.*, 2018, vol. 10, no. 18, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1687814018814076>
- [4] Gao J., Zhang Y., Zhang J., et al. Adaptive internal model based control of the RGF using online map learning and statistical feedback law. *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, 2019, vol. 25, no. 2, pp. 1117–1128, doi: <https://doi.org/10.1109/TMECH.2019.2962733>
- [5] Evdonin E.S., Dushkin P.V., Kuz'min A.I. Development and application of empirical models to optimize the control of an internal combustion engine. *Trudy NAMI*, 2020, no. 4, pp. 101–108, doi: <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2020-4-101-108> (in Russ.).
- [6] Farraen M.A., Rutledge J., Winward E. Using a statistical machine learning tool for diesel engine air path calibration. *SAE Tech. Paper*, 2014, no. 2014012391, doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-2391>
- [7] Zhang P., Zhang J., Li Y., et al. Nonlinear active disturbance rejection control of VGT-EGR system in diesel engines. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 20, art. 5331, doi: <https://doi.org/10.3390/en13205331>
- [8] Dasgupta S., Sarmah P., Borthakur P.P. Application of variable geometry turbine turbochargers to gasoline engines - a review. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 943, art. 012010, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/943/1/012010>

- [9] Feneley A., Pesyridis A., Andwari A. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting. A review. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2017, vol. 71, pp. 959–975, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.125>
- [10] Lee W., Schubert E., Li Y., et al. Overview of electric turbocharger and supercharger for downsized internal combustion engines. *IEEE Trans. Transport. Electrification*, 2017, vol. 3, no. 1, pp. 36–47, doi: <https://doi.org/10.1109/TTE.2016.2620172>
- [11] Ryzhov V.A. Domestic engines of D500 new generation. *Novyy oboronnyy zakaz. Strategii* [New Defense Order. Strategy], 2015, no. 5, pp. 40–41. (In Russ.).
- [12] ABB TPR — Turbokompresory. URL: https://library.e.abb.com/public/cb083e6b3aa75f80c1257a7d004628e7/ABBTC_BRO1190_TPR.pdf (accessed 08.04.2021).
- [13] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V. Formation of static characteristics of a diesel engine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 1, pp. 43–50, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-1-43-50> (in Russ.).
- [14] Menacer B., Bouchetara M. Parametric study of the performance of a turbocharged compression ignition engine. *Simulation*, 2014, vol. 90, no. 12, pp. 1375–1384, doi: <https://doi.org/10.1177/0037549714557046>
- [15] Nabi M.N., Rasul M., Gudimetla P. Modelling and simulation of performance and combustion characteristics of diesel engine. *Energy Procedia*, 2019, vol. 160, pp. 662–669, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.219>
- [16] Kudryavtsev A.A., Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., et al. Numerical investigation of diesel engine characteristics during control system development. *Int. J. Appl. Eng. Res.*, 2016, vol. 23, no. 11, pp. 11560–11565.
- [17] Neumann D., Jörg C., Peschke N., et al. Real-time capable simulation of diesel combustion processes for HiL applications. *Int. J. Engine Res.*, 2017, vol. 19, no. 2, pp. 214–229, doi: <https://doi.org/10.1177/2F1468087417726226>
- [18] Yin J. Modeling and validation of a diesel engine with turbocharger for hardware-in-the-loop applications. *Energies*, 2017, vol. 10, no. 5, art 685, doi: <https://doi.org/10.3390/en10050685>
- [19] AVL FIRE™: website. URL: <https://www.avl.com/fire> (accessed: 08.04.2021).
- [20] GT-POWER engine simulation software. *gtisoft.com: website*. URL: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software> (accessed: 08.04.2021).
- [21] Simulation and model-based design. *mathworks.com: website*. URL: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html> (accessed: 08.04.2021).

Статья поступила в редакцию 29.04.2021

Информация об авторах

КУЗНЕЦОВ Александр Гаврилович — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: kuzag441@mail.ru).

ХАРИТОНОВ Сергей Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: devilfess@mail.ru).

РЫЖОВ Валерий Александрович — доктор технических наук, заведующий кафедрой ДВС. Коломенский институт (филиал) федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Московский политехнический университет» (140402, Коломна, Российская Федерация, ул. Октябрьской революции, д. 408, e-mail: valery.ryjov@yandex.ru).

Information about the authors

KUZNETSOV Aleksandr Gavriilovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Thermal Physics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kuzag441@mail.ru).

KHARITONOV Sergei Viktorovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Thermal Physics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: devilfess@mail.ru).

RYZHOV Valeriy Alexandrovich — Doctor of Science (Eng.), Head of the Department of Internal Combustion Engines. Kolomna Institute (branch) of the Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education “Moscow Polytechnic University” (140402, Kolomna town, Moscow region, Oktyabrskoy revolyutsii St., Bldg. 408, e-mail: valery.ryjov@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Улучшение динамических свойств среднеоборотного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 11, с. 59–74, doi: 10.18698/0536-1044-2021-11-59-74

Please cite this article in English as:

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Improving the Dynamic Properties of a Medium-Speed Diesel Engine Using Variable Turbocharging. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 11, pp. 59–74, doi: 10.18698/0536-1044-2021-11-59-74



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебно-методическое пособие «Ценностно-ориентированное управление»

Автор Н.В. Салиенко

Подготовлено в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования третьего поколения. Содержит материалы по базовым теоретическим и методологическим аспектам управления по ценностям, формированию ценностно-ориентированной корпоративной культуры; кейсы и практические ситуации для анализа, которые могут быть использованы на семинарских занятиях студентов бакалавриата для формирования компетенций дисциплины «Ценностно-ориентированное управление».

Для студентов направления подготовки «Менеджмент» (уровень бакалавриата) МГТУ им. Н.Э. Баумана, изучающих дисциплину «Ценностно-ориентированное управление».

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@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>