

Энергетика и электротехника

УДК 621.436

Расчетные исследования комбинированной установки с поршневым двигателем, оснащенным турбокомпрессором и приводным компрессором

В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, В.А. Неверов, А.А. Остроухов

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computational study of a combined plant with the piston engine equipped with the turbocharged and drive compressors

V.A. Markov, F.B. Barchenko, V.A. Neverov, A.A. Ostroukhov

Bauman Moscow State Technical University

Улучшение показателей дизельных двигателей достигается форсированием по мощности, для чего их оснащают системами наддува разного типа. Проанализированы конструктивные схемы систем наддува автомобильных комбинированных дизельных двигателей. С помощью программного комплекса Дизель-РК проведен сравнительный анализ показателей дизельного двигателя Д-245 со штатной системой газотурбинного наддува и системой наддува с приводным компрессором. Исследованы установившиеся режимы внешней скоростной характеристики при частотах вращения коленчатого вала 2400, 2000, 1600, 1200 и 800 мин⁻¹. Отмечено, что замена системы наддува с турбокомпрессором системой наддува с приводным компрессором заметно влияет на показатели дизельного двигателя. Эффективная мощность дизельного двигателя уменьшилась на 5,8...6,6 %, дымность отработавших газов — в 1,6...2,1 раза. Удельный эффективный расход топлива увеличился на 6,1...8,5 %, содержание в отработавших газах оксидов азота — в 1,4...2,0 раза, а диоксида углерода на 6,1...8,4 %. Установлено, что комбинированный дизельный двигатель с турбокомпрессором предпочтительнее применять в установившихся режимах при небольшой доле неустановившихся режимов, а комбинированный двигатель с приводным компрессором — в условиях со значительным преобладанием неустановившихся режимов.

EDN: LDPPAB, <https://elibrary/ldppab>

Ключевые слова: комбинированная установка, поршневой двигатель, система наддува с турбокомпрессором, приводной компрессор, показатели топливной экономичности, показатели токсичности отработавших газов

Improvement of the diesel engine performance is achieved by forcing its power, for which the engine is equipped with the supercharging systems of different types. The paper analyzes design schemes of the supercharging systems in the automobile combined diesel engines. It uses the Diesel-RK software package to analyze comparatively performance indicators of the D-245 diesel engine with a standard gas-turbine supercharging system and a supercharging system with the driven compressor. It studies the steady-state modes in the external speed characteristic at the crankshaft speeds of 2400, 2000, 1600, 1200 and 800 min⁻¹. The paper notes that replacing the supercharging system with a turbocharger by a supercharging system with a driven compressor significantly affects the engine performance. The efficient engine power decreases by 5.8...6.6 %, and smoke content in the exhaust gases — by 1.6...2.1 times. The specific efficient fuel consumption increases by 6.1...8.5 %, the nitrogen oxides content in the exhaust gases increases by 1.4...2.0 times, and the carbon dioxide - by 6.1...8.4 %. The paper indicates that a combined engine with the turbocharger should be preferably used in the steady-state modes with a small proportion of the unsteady modes, while the combined engine with a driven compressor - in conditions with significant predominance of the unsteady modes.

EDN: LDPPAB, <https://elibrary/ldppab>

Keywords: combined unit, piston engine, turbocharging system, driven compressor, fuel efficiency indicators, exhaust gas toxicity indicators

В транспортном секторе экономики России наиболее распространенным типом теплоэнергетических установок остаются установки с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС). На их долю приходится около 80 % всей энергии, вырабатываемой теплоэнергетическими установками, и она соизмерима с энергией, создаваемой всеми электрическими станциями [1]. Преимуществом теплоэнергетических установок с поршневыми ДВС перед установками другого типа является их сравнительно высокая топливная экономичность. В частности, эффективный коэффициент полезного действия (КПД) мощных дизельных двигателей (далее дизели) с газотурбинным наддувом уже достиг 54...55 %, и имеются предпосылки к его дальнейшему увеличению [2–4].

Повышение топливной экономичности дизелей достигается форсированием по мощности, обеспечивающим увеличение максимальных давлений и температур сгорания топлива и, как следствие, — рост индикаторного и эффективного КПД дизелей. Для такого форсирования дизели оснащают различными системами наддува, подающими в цилиндры ДВС дополнительное количество воздуха для сжигания большего количества топлива [5–7].

Основной схемой системы наддува современных транспортных дизелей является схема газотурбинного наддува, где отработавшие газы (ОГ), поступающие из цилиндров в выпускную систему дизеля, подаются на вход газовой тур-

бины турбокомпрессора (ТК) и раскручивают его [8–11]. В результате размещенный на одном валу с турбиной ТК компрессор нагнетает в цилиндры дизеля большее количество воздуха повышенной плотности, что позволяет подавать в камеру сгорания и сжигать в ней большее количество топлива при неизменном рабочем объеме дизеля.

При реализации газотурбинного наддува дизель становится комбинированным ДВС (КДВС), содержащим кроме поршневой части (или собственно ДВС) турбину и компрессор.

КДВС с турбонаддувом обладают преимуществами перед КДВС с другими схемами наддува, среди которых возможность эффективной утилизации энергии ОГ, простота регулирования параметров КДВС вследствие отсутствия механической связи между валом поршневой части КДВС и валом ТК [12–15].

Вместе с тем КДВС с системой газотурбинного наддува имеют такие недостатки, как ограничение возможностей форсирования по мощности из-за ограниченности энергии (давления и температуры) ОГ, невысокие динамические качества и пусковые свойства [16–19]. 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 подача воздуха увеличивается сравнительно медленно, коэффициент избытка воздуха α снижается до значений, меньших преде-

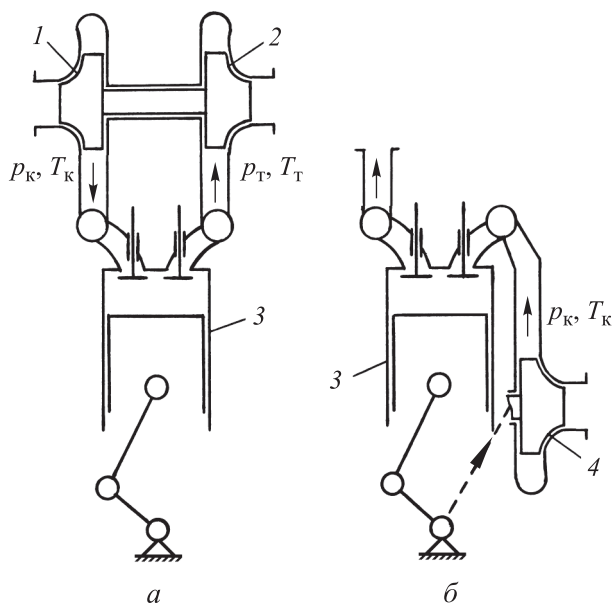


Рис. 1. Принципиальные схемы КДВС с ТК (а) и ПК (б)

ла дымления $\alpha_{\text{дым}} = 1,2 \dots 1,3$, повышаются максимальные температуры сгорания и дымность ОГ [16–19]. Указанные недостатки можно устранить, используя другие схемы КДВС.

Принципиальные особенности работы КДВС зависят от схемы соединения поршневой части и агрегатов наддува. Известны схемы с механической, гидравлической и газовой связями этих элементов. Наибольшее распространение получили КДВС, где поршневая часть 3 (рис. 1, а) имеет газовую связь с турбиной 2 и компрессором 1, причем последние установлены на общем валу (роторе) и образуют единый агрегат — ТК [4, 8, 10].

Реализованы схемы наддува КДВС с приводным компрессором (ПК) 4 (рис. 1, б) [8, 20, 21], где компрессор 1 механически связан с коленчатым валом поршневой части 3, что обеспечивает изменение подачи воздуха в цилиндры КДВС в точном соответствии с изменением скоростного режима КДВС. В этой схеме КДВС возможности регулирования совместной работы поршневой части и компрессора ограничены, так как они жестко связаны.

Цель исследования — сравнительная оценка КДВС с ТК и ПК по мощностным, топливно-экономическим и экологическим показателям.

Программный комплекс Дизель-РК. Для моделирования рабочего процесса дизеля с системами наддува разного типа использован программный комплекс Дизель-РК, разработанный

в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором А.С. Кулешовым. В этом комплексе реализованы современные математические модели, позволяющие моделировать рабочий процесс дизелей различного назначения. К ним относятся многозонная модель процессов смесеобразования и сгорания в дизеле, модели теплообмена, одномерная модель газообмена, модель турбонаддува и модели расчета выбросов вредных веществ.

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизелях используют РК-модель, в основу которой положен метод, предложенный в начале 90-х годов профессором Н.Ф. Разлейцевым и в дальнейшем доработанный профессором А.С. Кулешовым. РК-модель учитывает особенности характеристики впрыска (включая многофазный впрыск), мелкость распыливания топлива, ориентацию струй в объеме камеры сгорания, динамику их развития, взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками, а также условия развития каждой топливной струи и образованных струями пристеночных потоков и их взаимодействие между собой.

Программный комплекс Дизель-РК включает в себя подпрограмму расчета образования оксидов азота в цилиндре дизелей с использованием двух принципиально разных моделей. Первая базируется на термическом механизме академика Я.Б. Зельдовича, где состав продуктов сгорания определяют по восемнадцати компонентам, а температуру — по зонной модели профессора В.А. Звонова.

Вторая модель, основанная на детальном кинетическом механизме (ДКМ), применяется для дизелей с многоразовым впрыском, большой рециркуляцией ОГ и процессом РССИ/НССИ, работающих на биотопливах и их смесях с дизельным топливом; в программном комплексе Дизель-РК эта модель включает в себя два этапа:

- начальное разрушение молекул дизельного топлива (40 реакций между десятью компонентами);
- ДКМ окисления метана с образованием NO_x (199 реакций между тридцатью тремя компонентами).

В состав программного комплекса Дизель-РК также входит подпрограмма расчета эмиссии сажи по методике профессора Н.Ф. Разлейцева, где сделана попытка учета влияния особенности горения распыленного топлива на

образование и выгорание сажевых частиц. Принято, что сажевые частицы образуются преимущественно двумя путями: в результате цепного деструктивного превращения молекул топлива, диффундирующих от поверхности капель к фронту пламени, и вследствие высокотемпературной термической полимеризации и дегидрогенизации парожидкостного ядра испаряющихся капель топлива. Параллельно этим двум процессам происходит выгорание сажевых частиц и уменьшение их объемной концентрации вследствие расширения.

Более подробное описание программного комплекса Дизель-РК приведено в работах [22–24]. Результаты многочисленных расчетов показателей быстроходных дизелей в этом комплексе подтверждают возможность его применения для моделирования рабочего процесса КДВС, оснащенного системами наддува разного типа.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбран дизель Д-245 (4 ЧН 11/12,5), выпускаемый Минским моторным заводом и устанавливаемый на автобусы Павловского автомобильного завода и тракторы «Беларусь» Минского тракторного завода [25]. Ранее им оснащали малотоннажные грузовые автомобили ЗиЛ-5301 «Бычок» [26].

Объект исследования представлял собой четырехтактный рядный четырехцилиндровый дизель с турбонаддувом и полуразделенной камерой сгорания типа ЦНИДИ (разработки Центрального научно-исследовательского дизельного института) и разделенной системой топливоподачи с топливным насосом высокого давления, топливопроводами высокого давления и форсунками. Дизель отличается простотой конструкции, хорошей уравновешенностью и невысокой стоимостью. Компактность дизеля позволяет использовать его в качестве силовой установки для автомобилей [27].

Техническая характеристика дизеля Д-245

Тип Четырехтактный рядный дизельный
Число цилиндров 4
Расположение цилиндров Рядное вертикальное
Порядок работы цилиндров 1–3–4–2
Количество клапанов на цилиндр, шт. 2
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм 110/125
Степень сжатия 15,1
Общий рабочий объем, л 4,75
Номинальная частота вращения
коленчатого вала, мин⁻¹ 2400

Номинальная мощность, кВт 85
Система питания Разделенного типа
Камера сгорания:

тип ЦНИДИ
способ смесеобразования ... Объемно-пленочное

Топливный насос высокого давления:

модель РР4М10У1ф фирмы Motorpal
с центробежным регулятором

тип Рядный
диаметр/ход плунжеров, мм 10/10
длина нагнетательных топливопроводов, мм .. 540

Форсунки:

модель/производитель ФДМ-22 (Ногинский
завод топливной аппаратуры)

число, шт. 5

давление начала впрыска топлива, МПа 21,5

тип распылителя/производитель 171.07.00

(Алтайский завод прецизионных изделий)

диаметр распыливающего отверстия, мм 0,35

эффективное проходное сечение, мм² 0,270

Методика проведения расчетных исследований. При расчете параметров дизеля Д-245 в программном комплексе Дизель-РК рассмотрены две системы наддува, оснащенные ТК и ПК (см. рис. 1, а и б).

Штатная система газотурбинного наддува содержит ТК с радиальной турбиной диаметром на выходе из соплового аппарата турбины $D_t = 75$ мм. В режиме номинальной мощности при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин⁻¹ полное давление перед турбиной $p_t = 172$ кПа, средняя температура ОГ перед турбиной $T_t = 770$ К, противодавление за турбиной $p_{т.о} = 104$ кПа, степень понижения давления в турбине $\pi_t = 1,65$. Частота вращения ротора ТК в $n_{ТК} = 78\,000$ мин⁻¹. Внутренний (адиабатный) КПД турбины $\eta_{ад.т} = 0,744$, механический КПД турбины $\eta_m = 0,934$. На одном валу ТК размещен центробежный компрессор с рабочим колесом диаметром $D_k = 75$ мм. Давление наддувочного воздуха в режиме номинальной мощности $p_k = 189$ кПа, температура наддувочного воздуха $T_k = 374$ К, степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 1,93$. Адиабатный КПД компрессора $\eta_{ад.к} = 0,715$, общий КПД ТК $\eta_{ТК} = 0,497$.

Система наддува с ПК включает в себя компрессор с рабочим колесом диаметром $D_k = 75$ мм, связанный с коленчатым валом через редуктор с передаточным отношением $i_{ред} = 32,5$. В режиме номинальной мощности это обеспечивает частоту вращения вала ПК $n_k = 78\,000$ мин⁻¹, т. е. такую же, как и у вала штат-

ного ТК исследуемого дизеля. Механический КПД привода компрессора $\eta_m = 0,960$.

При расчетном исследовании параметров дизеля Д-245 смоделирован режим номинальной мощности с частотой вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин⁻¹. Исследованы и другие режимы внешней скоростной характеристики (ВСХ) дизеля при частоте вращения $n = 2000, 1600, 1200$ и 800 мин⁻¹. Угол опережения впрыска топлива θ составлял 7° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ).

Установлены следующие фазы газораспределения: начало впуска $\varphi = 20^\circ$ до ВМТ, окончание выпуска $\varphi = 46^\circ$ за нижней мертвой точки (НМТ), начало выпуска $\varphi = 66^\circ$ до НМТ, окончание выпуска $\varphi = 20^\circ$ за ВМТ. Исследуемый дизель поочередно оснащали системами

наддува с ТК и ПК. Охлаждение наддувочного воздуха не предусматривали.

Результаты расчетного исследования комбинированной установки с дизелем Д-245, оснащенным ТК и ПК. Результаты расчетного исследования комбинированной установки с дизелем Д-245, оснащенным ТК и ПК, приведены в таблице и на рис. 2 и 3. Они содержат следующие мощностные, топливно-экономические и экологические показатели дизеля: частоту вращения коленчатого вала n ; эффективную мощность дизеля N_e ; частоту вращения вала компрессора n_k ; мощность, затрачиваемую на привод компрессора N_k ; давление наддува p_k ; коэффициент избытка воздуха α ; расход воздуха через компрессор G_b ; удельный эффективный расход топлива g_e ; дымность ОГ K_x ; содер-

Показатели дизеля Д-245, оснащенного ТК и ПК, в режимах ВСХ

Показатель	Значение в режимах ВСХ при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹				
	800	1200	1600	2000	2400
Эффективная мощность дизеля N_e , кВт	25,8/24,3	41,1/38,7	55,5/52,1	68,6/63,9	80,7/74,5
Частота вращения вала компрессора n_k , мин ⁻¹	22 000/26 000	36 000/39 000	50 000/52 000	64 000/65 000	78 000/78 000
Мощность привода компрессора N_k , кВт	3,98/4,77	6,35/7,14	8,52/9,28	10,89/11,59	13,25/13,96
Давление наддува p_k , кПа	167/193	174/193	180/194	185/194	189/194
Коэффициент избытка воздуха α	1,84/2,15	1,94/2,15	1,97/2,15	2,01/2,14	2,04/2,14
Расход воздуха через компрессор G_b , кг/с	0,0476/0,0570	0,0759/0,0854	0,1018/0,1109	0,1301/0,1385	0,1583/0,1668
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	249,6/264,8	234,5/249,1	231,8/247,0	234,4/251,5	238,9/259,1
Дымность ОГ K_x по шкале Харtridge, %	32,4/15,3	13,5/7,2	8,6/4,9	7,7/4,4	5,4/3,3
Удельные массовые выбросы ТЧ $e_{ТЧ}$, г/(кВт·ч)	11,30/5,85	4,06/2,29	2,36/1,41	2,13/1,28	1,47/0,95
Содержание в ОГ оксидов азота C_{NOx} , ppm	747/1515	807/1392	821/1255	671/1019	671/929
Удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NOx} , г/(кВт·ч)	5,76/13,15	6,13/11,63	6,16/10,25	5,15/8,52	5,29/8,06
Суммарная эмиссия	38,50/21,37	14,39/9,30	8,74/6,17	7,83/5,48	5,65/4,32
Удельные массовые выбросы диоксида углерода e_{CO_2} , г/(кВт·ч)	804/853	756/803	747/796	755/810	770/835
Примечание. В числителе дроби указаны значения для дизеля с ТК, в знаменателе — для дизеля с ПК.					

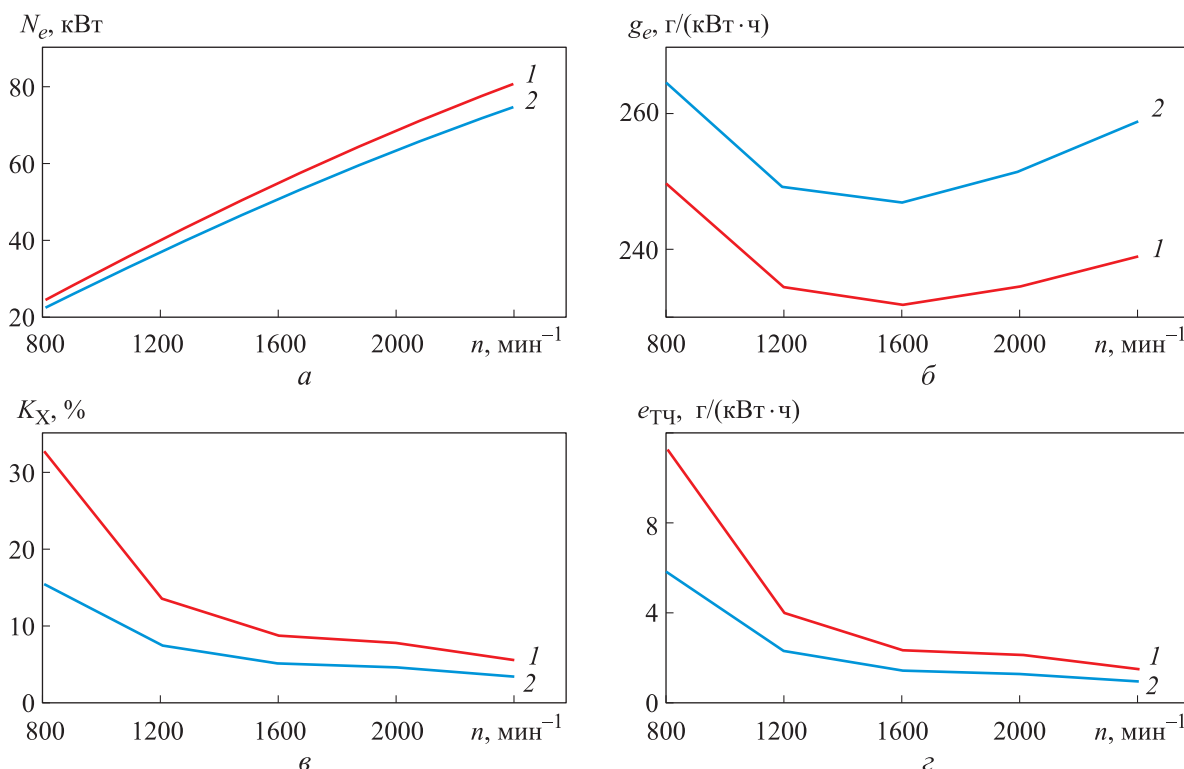


Рис. 2. Зависимости эффективной мощности N_e (а) и расхода топлива g_e (б), дымности ОГ K_x (в) и удельных массовых выбросов ТЧ e_{TC} (з) от частоты вращения n дизеля Д-245, оснащенного ТК (1) и ПК (2), в режимах ВСХ

жание в ОГ оксидов азота C_{NOx} ; удельные массовые выбросы твердых частиц (ТЧ) e_{TC} , оксидов азота e_{NOx} и диоксида углерода e_{CO_2} и др.

Рассчитана суммарная эмиссия ТЧ и оксидов азота [22]

$$SE = C_{PM} (PM/PM_0) + C_{NOx} (NO_x/NO_{x0}),$$

где C_{PM} и C_{NOx} — эмпирические весовые коэффициенты эмиссии ТЧ и оксидов азота; PM и NO_x — текущие значения эмиссии ТЧ и оксидов азота, $\text{г}/(\text{kW} \cdot \text{ч})$; PM_0 и NO_{x0} — опорные значения вредных выбросов (нормы Евро 4), $PM_0 = 0,08 \text{ г}/(\text{kW} \cdot \text{ч})$, $NO_{x0} = 3,5 \text{ г}/(\text{kW} \cdot \text{ч})$.

Значения эмпирических весовых коэффициентов эмиссии C_{PM} и C_{NOx} устанавливают приоритет той или иной составляющей, входящей в состав суммарной эмиссии. Значения $C_{PM} = 0,1 \dots 0,5$ и $C_{NOx} = 1,0$ приблизительно уравнивают влияние эмиссии ТЧ и оксидов азота при поиске оптимального решения, удовлетворяющего нормам на токсичность ОГ Евро 3 и Евро 4.

Анализ результатов расчета показал, что замена ТК на ПК оказывает заметное влияние на мощностные, топливно-экономические и экологические показатели дизеля. Снижается эффективная мощность дизеля N_e на 5,8...6,6 % (см. таблицу, рис. 2, а) и увеличивается эффек-

тивный удельный расход топлива g_e на 6,1...8,5 % (рис. 2, б). Это обусловлено тем, что в дизеле с ПК часть вырабатываемой мощности расходуется на привод компрессора. В дизеле с ТК мощность на привод компрессора вырабатывается путем утилизации энергии ОГ в турбине.

Повышенные значения коэффициента избытка воздуха α при оснащении дизеля системой наддува с ПК привели к снижению дымности ОГ K_x в 1,6...2,1 раза относительно этого параметра для дизеля с ТК (рис. 2, в). Соответственно, снизились удельные массовые выбросы ТЧ e_{TC} (рис. 2, з).

При использовании системы наддува с ПК растет среднее эффективное давление и, соответственно, температура сгорания топлива. В частности, в режиме номинальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ среднее эффективное давление повышается с 85 до 94 кПа. Также происходит рост содержания в ОГ оксидов азота C_{NOx} в 1,4...2,0 раза (рис. 3, а) и удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NOx} (рис. 3, б). Следует отметить, что в режимах ВСХ использование системы наддува с ПК приводит к уменьшению суммарной эмиссии оксидов азота и ТЧ на 24...44 %.

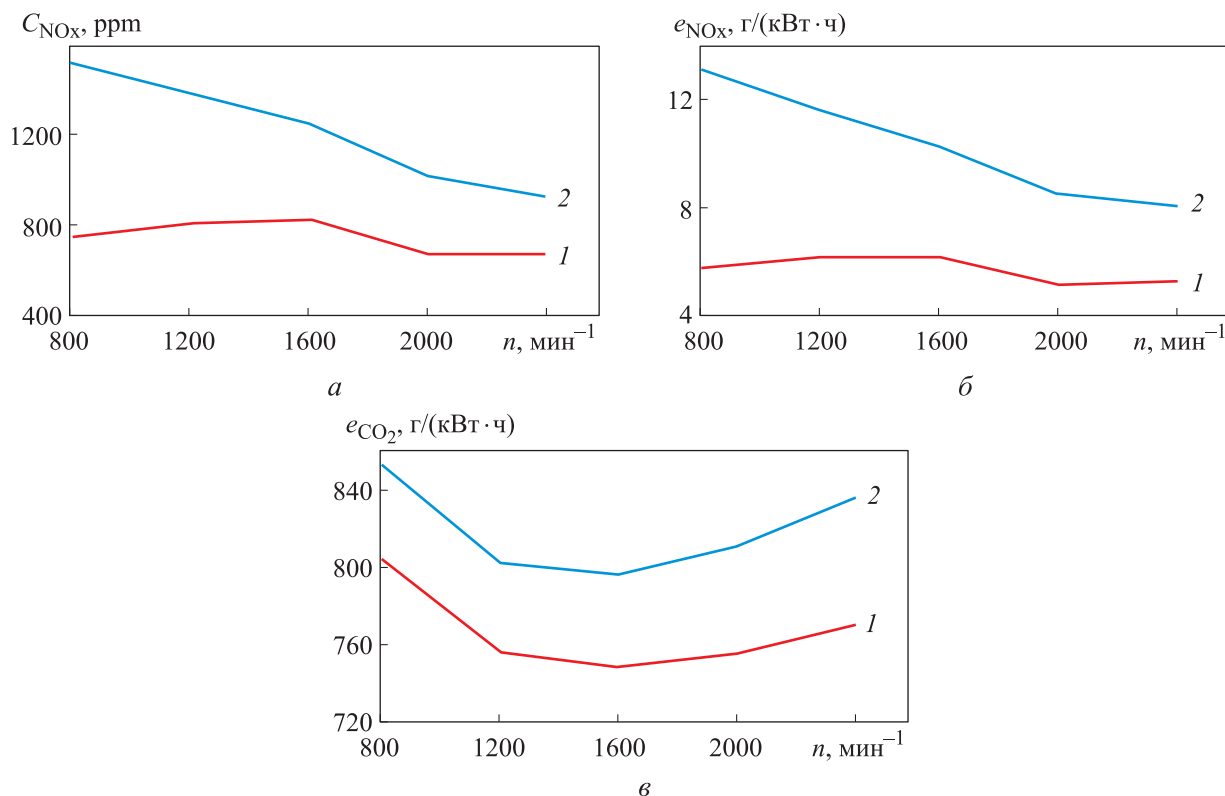


Рис. 3. Зависимости содержания в ОГ оксидов азота C_{NOx} (а), удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NOx} (б) и диоксида углерода e_{CO_2} (в) от частоты вращения n дизеля Д-245, оснащенного ТК (1) и ПК (2), в режимах ВСХ

Рост среднего эффективного давления в дизеле с ПК приводит к некоторому увеличению выбросов основного парникового газа — диоксида углерода CO_2 (углекислого газа). В режимах ВСХ удельные массовые выбросы диоксида углерода e_{CO_2} возросли на 6,1...8,4 % (рис. 3, в).

Приведенные значения параметров дизеля Д-245 получены в установившихся режимах ВСХ (см. таблицу, рис. 2 и 3), на которых дизель с ТК имеет такие преимущества перед дизелем с ПК, как возможность эффективной утилизации энергии ОГ, простота регулирования дизеля благодаря отсутствию механической связи между валами поршневой части и ТК.

Вместе с тем системы газотурбинного наддува имеют и недостатки, к которым можно отнести ограничение возможностей форсирования дизеля по мощности из-за ограниченности энергии (давления и температуры) ОГ, его невысокие динамические качества и пусковые свойства. В частности, в переходных процессах разгона и наброса нагрузки в дизелях с турбонаддувом инерционность ТК приводит к недостаточно быстрому увеличению частоты вращения ротора, запаздыванию повышения давления наддува и недостатку воздуха в начальной фазе этих

процессов. В результате рассогласования подач топлива и воздуха в этих процессах ухудшаются качество сгорания топлива и, как следствие, показатели топливной экономичности, дымности и токсичности ОГ [5, 8, 9].

В указанных переходных процессах дизелей с приводом компрессора от коленчатого вала вал компрессора раскручивается быстрее, и рассогласование подач топлива и воздуха является менее заметным. Согласно данным работы [8], в дизеле Д6Н (6 ЧН 15/18), входящем в состав дизель-генераторной установки, замена ТК на ПК приводит к сокращению продолжительности переходного процесса наброса полной нагрузки с 3,07 до 2,82 с, т. е. на 8 %. В результате достигаются лучшие интегральные показатели топливной экономичности и токсичности ОГ.

На основании изложенного можно заключить, что дизели с ТК предпочтительнее использовать в установившихся режимах с небольшой долей неустановившихся (переходных процессов), а дизели с ПК — в условиях со значительным преобладанием неустановившихся режимов.

Установлено, что полученные мощностные, топливно-экономические и экологические по-

казатели дизеля Д-245, оснащенного системами наддува разного типа, хорошо согласованы с данными работ [14, 15, 17, 21].

Выводы

1. В комбинированных силовых установках с дизелями основные элементы (поршневая часть, турбина и компрессор) могут быть соединены различным образом. При форсировании комбинированных дизелей по мощности компрессор системы наддува позволяет подать в цилиндры увеличенное количество воздуха для сжигания большего количества топлива.

2. С использованием программного комплекса Дизель-РК проведены расчетные исследования комбинированной установки с дизелем Д-245, оснащенным ТК и ПК. Исследованы установившиеся режимы ВСХ с частотами вращения коленчатого вала, равными 2400, 2000, 1600, 1200 и 800 мин⁻¹.

3. Показано, что замена системы наддува с ТК таковой с ПК оказывает существенное влияние на показатели дизеля. Отмечено уменьшение эффективной мощности дизеля на 5,8...6,6 % и дымности ОГ в 1,6...2,1 раза, а также увеличение удельного эффективного расхода топлива на 6,1...8,5 %, содержания в ОГ оксидов азота в 1,4...2,0 раза и удельных массовых выбросов диоксида углерода на 6,1...8,4 %.

4. В установившихся режимах работы дизели с ТК имеют преимущества перед дизелями с ПК,

к которым относятся возможность эффективной утилизации энергии ОГ, простота регулирования давления наддува благодаря отсутствию механической связи между коленчатым валом дизеля и валом ТК. Вместе с тем дизели с ТК имеют такие недостатки, как ограничение возможностей форсирования дизеля по мощности вследствие ограниченности энергии ОГ и невысокие динамические качества и пусковые свойства.

5. В переходных процессах разгона и наброса нагрузки в дизелях с турбонаддувом инерционность ТК приводит к недостаточно быстрому увеличению частоты вращения ротора, запаздыванию роста давления наддува и недостатку воздуха в начальной фазе этих процессов. Вследствие такого рассогласования подач топлива и воздуха ухудшаются качество процесса сгорания, показатели топливной экономичности и токсичности ОГ. В переходных процессах дизелей с ПК вал компрессора, жестко связанный с коленчатым валом дизеля, раскручивается быстрее, и указанное рассогласование подач топлива и воздуха является менее заметным. В результате достигаются лучшие топливно-экономические и экологические показатели дизеля.

6. Установлено, что комбинированные дизели с ТК предпочтительнее применять в установившихся режимах при небольшой доле неуставившихся режимов, а комбинированные дизели с ПК — в условиях со значительным преобладанием неуставившихся режимов.

Литература

- [1] Марков В.А. Проблемы и перспективы совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 128–155. EDN: HKCYSS
- [2] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 2018. 1054 p.
- [3] Gupta H.N. *Fundamentals of internal combustion engines*. PHI, 2013. 676 p.
- [4] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [5] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Легион-Автодата, 2007. 176 с.
- [6] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Оптимальный уровень форсировки поршневых ДВС с наддувом. *Двигателестроение*, 2017, № 4, с. 19–20.
- [7] Рыжов В.А., Перов К.Ю. Расширение области работы четырехтактного дизеля средствами систем наддува. *Двигателестроение*, 2003, № 4, с. 16–18.
- [8] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н. и др. Расчетные исследования динамических качеств комбинированной силовой установки с поршневым двигателем. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 70–86. EDN: DKZMUV
- [9] Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. *Регулирование турбонаддува ДВС*. Москва, Высшая школа, 1978. 213 с.

- [10] Кухаренок Г.М. *Агрегаты наддува*. Минск, БНТУ, 2021. 61 с.
- [11] Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А. Прогнозирование показателей рабочего цикла НСЦИ-двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения. *Двигателестроение*, 2013, № 3, с. 9–15.
- [12] Харитонов С.В. *Формирование характеристик дизельного двигателя при использовании системы комплексного адаптивного управления*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 173 с.
- [13] Боковиков А.Н. *Использование турбокомпрессора с турбиной изменяемой геометрии для повышения экологических и экономических показателей дизеля*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 171 с.
- [14] Григоров И.Н. *Создание систем двухступенчатого наддува высокофорсированных дизелей различного назначения*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, Московский Политех, 2018. 113 с.
- [15] Радченко П.М., Крашенинин В.Е., Макаев М.А. Комбинированный двухэтапный наддув дизель-генератора в переходных режимах. *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 13–18.
- [16] Лазарев А.В. *Улучшение характеристик автомобильного двигателя при помощи агрегата наддува с обратимой электрической машиной*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, Московский Политех, 2018. 117 с.
- [17] Тимошенко Д.В. *Исследование и улучшение динамических качеств переходных режимов работы комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Дисс. ... канд. тех. наук. Хабаровск, Хабаровский гос. тех. ун-т, 2004. 156 с.
- [18] Заручейский А.В. *Повышение топливной экономичности силовых установок тепловозов путем совершенствования систем воздухооборудования*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, ВНИИЖТ, 2000. 167 с.
- [19] Заручейский А.В. Методика согласования параметров турбины турбокомпрессора и поршневой части дизеля. *Вестник ВНИИЖТ*, 1998, № 6, с. 33–35.
- [20] Хак Г., Лангкатель. *Турбодвигатели и компрессоры*. Москва, Астрель, АСТ, 2003. 351 с.
- [21] Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др. *Автомобильные двигатели с турбонаддувом*. Москва, Машиностроение, 1991. 333 с.
- [22] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2011. 235 с.
- [23] Kuleshov A.S. Multi-zone DI diesel spray combustion model for thermodynamic simulation of engine with PCCI and high EGR level. *SAE Int. J. Engines*, 2009, vol. 2, no. 1, pp. 1811–1834, doi: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [24] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NOx formation model. *SAE Tech. Pap.*, 2016, no. 2013-01-0882, doi: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [25] Дизели Д-245.7, Д-245.9, Д-245.12С. *Руководство по эксплуатации*. Москва, Минский моторный завод, 2011. 78 с.
- [26] Кузнецов А.С. *Автомобиль ЗИЛ «Бычок» и его модификации. Руководство по эксплуатации, ремонту и техническому обслуживанию*. Москва, Атлас-Пресс, 2005. 304 с.
- [27] Марков В.А., Сиротин Е.А. Чтобы тракторный дизель стал автомобильным. *Автомобильная промышленность*, 1999, № 6, с. 9–11.

References

- [1] Markov V.A. Problems and prospects of improving the automatic control and regulation systems of the thermal power plants. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2024, no. 1, pp. 128–155. EDN: HKCYSS (In Russ.).
- [2] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 2018. 1054 p.
- [3] Gupta H.N. *Fundamentals of internal combustion engines*. PHI, 2013. 676 p.
- [4] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., ed. *Mashinostroenie. Entsiklopediya*. T. IV. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopaedia. Vol. IV. Engines of internal combustion]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 784 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] Tsiplenkin G.E., Iovlev V.I. Engine boost optimum level. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2017, no. 4, pp. 19–20. (In Russ.).
- [7] Ryzhov V.A., Perov K.Yu. Supercharge system to enhance operation range of four-stroke diesel engine. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2003, no. 4, pp. 16–18. (In Russ.).
- [8] Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N. et al. Computational study of dynamic qualities of the combined power plant with a piston engine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 2, pp. 70–86. EDN: DKZMUV (In Russ.).
- [9] Krutov V.I., Rybalchenko A.G. *Regulirovanie turbonadduva DVS* [Engine turbocharging regulation]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1978. 213 p. (In Russ.).
- [10] Kukharenok G.M. *Agregaty nadduva* [Supercharging units]. Minsk, BNTU Publ., 2021. 61 p. (In Russ.).
- [11] Kamaltdinov V.G., Dragunov G.D., Markov V.A. Supercharged HCCI engine: prediction of combustion parameters at varying load and speed. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2013, no. 3, pp. 9–15. (In Russ.).
- [12] 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. 173 p. (In Russ.).
- [13] Bokovikov A.N. *Ispolzovanie turbokompressora s turbinoy izmenyaemoy geometrii dlya povysheniya ekologicheskikh i ekonomicheskikh pokazateley dizelya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Use of a turbocharger with a variable geometry turbine to improve the ecological and economic performance of a diesel engine. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011. 171 p. (In Russ.).
- [14] Grigorov I.N. *Sozdanie sistem dvukhstupenchatogo nadduva vysokoforsirovannykh dizeley razlichnogo naznacheniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Creation of two-stage supercharging systems for high-powered diesel engines for different purposes. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Moskovskiy Politekh Publ., 2018. 113 p. (In Russ.).
- [15] Radchenko P.M., Krashenin V.E., Makaev M.A. Transients in marine engine-generator featuring combined two-stage supercharge system. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2020, no. 2, pp. 13–18. (In Russ.).
- [16] Lazarev A.V. *Uluchshenie kharakteristik avtomobilnogo dvigatelya pri pomoshchi agregata nadduva s obratimoy elektricheskoy mashinoy*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of car engine performance by means of a supercharger unit with reversible electric machine. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Moskovskiy Politekh Publ., 2018. 117 p. (In Russ.).
- [17] Timoshenko D.V. *Issledovanie i uluchshenie dinamicheskikh kachestv perekhodnykh rezhimov raboty kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Research and improvement of dynamic qualities of the transient operation modes of the combined internal combustion engines. Kand. tech. sci. diss.]. Khabarovsk, Khabarovskiy gos. tekhn. un-t Publ., 2004. 156 p. (In Russ.).
- [18] Zarucheykiy A.V. *Povyshenie toplivnoy ekonomichnosti silovykh ustanovok teplovozov putem sovershenstvovaniya sistem vozdukhosnabzheniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of fuel efficiency of diesel locomotive power plants by improvement of air supply systems]. Moscow, VNIIZhT Publ., 2000. 167 p. (In Russ.).
- [19] Zarucheykiy A.V. Methodology of coordination of parameters of a turbine of a turbocharger and a piston part of a diesel engine. *Vestnik VNIIZhT*, 1998, no. 6, pp. 33–35. (In Russ.).
- [20] Hack G., Langkabel I. *Turbo- und Kompressormotoren: Entwicklung, Technik, Typen*. Motorbuch, 1999. 348 p. (Russ. ed.: *Turbodvigateli i kompressory*. Moscow, Astrel Publ., AST Publ., 2003. 351 p.)
- [21] Khanin N.S., Aboltin E.V., Lyamtsev B.F. et al. *Avtomobilnye dvigateli s turbonadduvom* [Turbocharged vehicle engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 333 p. (In Russ.).
- [22] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochnik protsessov DVS*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of calculation methods and optimisation of internal com-

- bustion engine operating processes. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011. 235 p. (In Russ.).
- [23] Kuleshov A.S. Multi-zone DI diesel spray combustion model for thermodynamic simulation of engine with PCCI and high EGR level. *SAE Int. J. Engines*, 2009, vol. 2, no. 1, pp. 1811–1834, doi: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [24] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NOx formation model. *SAE Tech. Pap.*, 2016, no. 2013-01-0882, doi: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [25] Dizeli D-245.7, D-245.9, D-245.12S. *Rukovodstvo po ekspluatatsii* [Diesel engines D-245.7, D-245.9, D-245.12C. Operation manual.]. Moscow, Minskiy motornyy zavod Publ., 2011. 78 p. (In Russ.).
- [26] Kuznetsov A.S. *Avtomobil ZIL «Bychok» i ego modifikatsii. Rukovodstvo po ekspluatatsii, remontu i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu* [Automobile ZIL ‘Bychok’ and its modifications. Manual for operation, repair and maintenance]. Moscow, Atlas-Press Publ., 2005. 304 p. (In Russ.).
- [27] Markov V.A., Sirotin E.A. To make tractor diesel engine become automobile. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 1999, no. 6, pp. 9–11. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 16.09.2024

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).

НЕВЕРОВ Всеволод Анатольевич — кандидат технических наук, старший преподаватель 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: sevasxp@mail.ru).

ОСТРОУХОВ Андрей Алексеевич — аспирант 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: ostrouhov1998@gmail.com).

Information about the authors

MARKOV Vladimir Anatolyevich — 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 Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 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 Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).

NEVEROV Vsevolod Anatolyevich — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: sevasxp@mail.ru).

OSTROUKHOV Andrey Alekseevich — Postgraduate, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ostrouhov1998@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Неверов В.А., Остроухов А.А. Расчетные исследования комбинированной установки с поршневым двигателем, оснащенный турбокомпрессором и приводным компрессором. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 5, с. 103–113.

Please cite this article in English as:

Markov V.A., Barchenko F.B., Neverov V.A., Ostroukhov A.A. Computational study of a combined plant with the piston engine equipped with the turbocharged and drive compressors. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 5, pp. 103–113.