

С. В. Лебедев, Д. Д. Матиевский,
Г. В. Лебедева

ПЕРСПЕКТИВЫ ФОРСИРОВАНИЯ ВЫСОКООБОРОТНЫХ МНОГОЦЕЛЕВЫХ ДИЗЕЛЕЙ С УЧЕТОМ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЕВОГО КОМПЛЕКТА

Приведены результаты модернизации типоразмерного ряда высокооборотных судовых дизелей и транспортных дизелей ЧН15/15 в направлении повышения топливной экономичности и расширения их диапазона и мощности, а также определено рациональное сочетание параметров конструкции и рабочего процесса при близком к двухкратному форсированию по среднему индикаторному давлению.

Практика ведущих дизелестроительных фирм и научно-исследовательских центров свидетельствует, что ограничения, возникающие при форсировании дизелей, главным образом, связаны с превышением допустимого уровня механической напряженности деталей. При рациональном ведении рабочего процесса решающее значение играет реализация эффективного способа охлаждения, а также конструктивно-технологические мероприятия по увеличению прочностных характеристик материала и конструкции деталей при повышенных температурах.

Задача форсирования высокооборотных дизелей имеет свои специфические особенности. Необходимость сохранения высоких массовых и габаритных параметров накладывает ограничения на возможность упрочнения деталей дизеля с увеличением их металлоемкости. Поэтому при ограниченном повышении максимального давления сгорания в цилиндре P_{\max} принимают компромиссные решения для обеспечения приемлемых показателей топливной экономичности и надежности дизеля. Значительные сложности возникают и с решением проблемы тепловой напряженности деталей, особенно при модернизации находящихся в производстве моделей. Использование охлаждаемых составных и литых поршней из высокопрочного чугуна затруднено в связи с неизбежным увеличением массы поршневого комплекта, вызывающей нарушение уравновешенности дизеля, и с необходимостью проведения соответствующих конструктивных изменений для уравновешивания сил инерции второго порядка.

Задача повышения уровня форсирования высокооборотных дизелей усложняется, когда исследуют широкую гамму моделей типоразмерного ряда. При значительном числе независимых факторов, используе-

мых для выбора способа ведения индикаторного процесса (показатели динамики процесса, коэффициент избытка воздуха, давление и температура наддувочного воздуха, степень сжатия и др.) необходимо сохранить конструктивную унификацию моделей в пределах типоразмерного ряда. Поэтому требуются дополнительные исследования методов форсирования дизелей с учетом их взаимосвязи. Одновременно для повышения качества и сокращения сроков разработки целесообразно совместить оптимизацию параметров дизелей по топливной экономичности и по показателям тепломеханической напряженности деталей, а при уровне, близком к предельному, разработать технологические мероприятия по упрочнению и повышению интенсивности охлаждения деталей.

На основании изложенного в рамках широко поставленных расчетных и экспериментальных исследований перспективного типоразмера дизелей ЧН15/15 решают следующий комплекс задач:

- оценка резервов форсирования и рациональных способов ведения индикаторного процесса с учетом теплонапряженного состояния поршневого комплекта;
- моделирование рациональных конструктивных схем поршней и разработка конструктивно-технологических мероприятий по повышению надежности поршневого комплекта с учетом перспективного форсирования;
- формирование мощностных диапазонов применения неохлаждаемой и охлаждаемой сварных конструкций поршня с учетом способа ведения индикаторного процесса.

В настоящей работе акцент сделан на вопросах перспективного форсирования дизелей типоразмера.

Резервы форсирования базовой комплектации дизелей типоразмера. Основу решения поставленных задач составили расчетные исследования, опирающиеся на обобщение и систематизацию результатов стендовых испытаний дизелей ЧН15/15 на предприятии-изготовителе. Используются результаты исследования параметров индикаторного процесса и характеристики тепловыделения одноцилиндрового отсека 1ЧН15/15; обобщенные данные материалов приемо-сдаточных испытаний дизелей выпуска 1994–2001 гг., а также образцов, прошедших стендовые испытания.

Моделирование параметров индикаторного процесса выполнено с использованием расчетного программного комплекса (ПК) “Impuls” (ЦНИДИ, Санкт-Петербург). Расчет показателей характеристики тепловыделения по методу И.И. Вибе дополнен разработками Г. Вошни, Т. Булати и В. Гланзмана [1], а повышенного давления впрыска топлива $P_{впр}$ — результатами экспериментальных исследований [2].

Положительный опыт использования ПК “Impuls” применительно к высокооборотным дизелям Ч, ЧН15/15, ЧН15/18, ЧН16,5/18,5 позволил в рамках настоящих исследований добиться относительной ошибки δ расчета основных технико-экономических параметров дизелей, не превышающей 1...3,5 %, что послужило надежным основанием для моделирования перспективных режимов форсирования дизелей типоразмера (табл. 1).

Анализ полученных результатов свидетельствует, что возможности форсирования дизелей типоразмера в штатной комплектации системы наддува и топливоподачи на режиме номинальной частоты вращения ограничены ~ 20 %-ным уровнем повышения P_{mi} с 0,96 МПа до 1,17 МПа (табл. 2). Лимитирующим фактором при достижении предельного уровня 700°C , является температура выпускных газов перед турбиной t_t . Объяснением тому служат [3]:

- высокая температура наддувочного воздуха на входе в цилиндр из-за отсутствия в комплектации системы наддува промежуточного охладителя и относительно высокой степени повышения давления наддува $\pi_k \approx 2,7$ ед. и повышение температуры со $150\text{--}170^\circ\text{C}$ на базовом режиме форсирования до $180\text{--}200^\circ\text{C}$ для $P_{mi} = 1,17$ МПа (расчет выполнен для характерного диапазона температуры окружающей среды $20\text{--}35^\circ\text{C}$);

- чрезмерно затянутая продолжительность сгорания топлива, чему дополнительно способствует низкая для объемного смесеобразования динамика цикла: к отметке $50\text{--}60^\circ$ п.к.в. на такте расширения, обычно принимаемой за окончание эффективно организованного процесса сгорания, относительное тепловыделение $X = f(\varphi)$ составляет 0,7 ед. с тенденцией снижения до 0,6 ед. при $P_{mi} = 1,17$ МПа; степень повышения давления в цилиндре не превышает 1,18–1,20 ед.;

Указанные факторы негативно влияют и на показатели топливной экономичности. Снижение индикаторного КПД η_i (с 0,425 до 0,41) при повышении P_{mi} сопряжено с ростом удельного индикаторного расхода топлива $b_i \sim$ на 4 % (с 198 до 206 г/(кВт·ч)). Эффективный КПД ухудшается в результате снижения механического КПД из-за высокого уровня насосных ходов, обусловленных высокими сопротивлениями систем воздухообеспечения и газоудаления.

Не приводят к заметному положительному результату и мероприятия по улучшению показателей воздухообеспечения, связанные при действующих ограничениях P_{max} со снижением степени сжатия ε (с 15,3 до 14). На фоне ~ 10 %-ного увеличения коэффициента избытка воздуха α (с 2,0 до 2,17) понижение уровня t_t не превышает 10°C , а величина b_i в связи с дальнейшим снижением λ ухудшается примерно на 1 %. Для режима максимального крутящего момента, реализующего коэффици-

Таблица 1

Основные параметры	n	P_{mi} , МПа	b_i , г/(кВт·ч)	P_k/π_k , МПа	P_l/π_l , МПа	T_l , К	λ	P_{max} , МПа	α
Эксперимент	Номинальная мощность	1,25	200	0,281/3,15	0,276/2,43	1025	1,38	11,6	1,90
	Расчет δ , %	1,25	202	0,285/3,19	0,257/2,27	995	1,36	11,2	1,91
		—	1,0	1,4/1,2	6,9/6,6*	2,9	1,5	3,5	0,5
Обобщенные данные по образцам изготовления (1994–2001 гг.)									
Эксперимент	Номинальная мощность	0,96	197	0,22 ÷ 0,23/2,65 ÷ 2,75	0,24 ÷ 0,25/2,1 ÷ 2,2	925	1,2 ÷ 1,3	10,0 ÷ 10,5	2,2 ÷ 2,3
Расчет δ , %		0,96	198	0,23/2,71	0,243/2,14	915	1,21	10,1	2,19
		—	0,5	—	—	1,0	—	—	—
Развернутые стендовые испытания дизеля (1996 г.)									
Эксперимент	Номинальная мощность	0,95	201	0,226/2,65	0,269/2,39	925 ÷ 890	1,22	10,2	2,28
Расчет δ , %		0,96	198	0,23/2,71	0,243/2,14	915	1,24	10,1	2,19
		1,0	1,5	1,8/2,2	9,0/10,0*	0,5	1,6	1,0	3,9
Эксперимент	Максимальный крутящий момент	1,06	201	0,186/1,97	0,172/1,65	890 ÷ 905	1,27	8,5	1,89
Расчет δ , %		1,06	197	0,187/1,99	0,169/1,61	880	1,29	8,8	1,91
		—	2,0	0,5/1,0	1,7/2,5	2,1	1,6	3,4	1,0

Пр и м е ч а н и е. В таблице и далее по тексту: n — частота вращения коленчатого вала; P_{mi} — среднее индикаторное давление; b_i — удельный индикаторный расход топлива; P_k — давление наддува; π_k — степень повышения давления наддува; T_l — температура выпускных газов перед турбиной; λ — степень повышения давления в цилиндре; P_{max} — максимальное давление стгорания; α — коэффициент избытка воздуха. 2. * учтено соответствующей коррекцией результатов расчета.

n	P_{mi} , МПа	b_i , г/(кВт·ч)	P_k , МПа	P_t , МПа	t_t , °С	λ	P_{max} , МПа	α	ε
Номинальная мощность	0,96	198	0,23	0,243	645	1,20	10,1	2,19	15,3
Номинальная мощность	1,17	206	0,27	0,276	705	1,18	11,7	2,02	15,3
Номинальная мощность	1,18	208	0,31	0,30	690	1,16	11,6	2,17	14,0
Максимальный крутящий момент	1,36	210	0,27	0,21	680	1,17	10,2	1,83	14,0

ент приспособляемости $k_m = 1,25$, значение t_t также близко к предельно допустимому.

На основании анализа и обобщений полученных результатов выявили, что перспективное форсирование дизелей по P_{mi} связано с мероприятиями, направленными на сокращение продолжительности сгорания топлива в цилиндре путем интенсификации впрыска топлива, на снижение отрицательной работы насосных ходов в результате выбора рациональных значений давления наддува, использования в комплектации системы наддува промежуточного охладителя воздуха (ОНВ) и устройств его перепуска для работы в условиях холодного климата.

Перспективное форсирование дизелей типоразмера. Ввиду значительного объема экспериментальных данных по характеристикам внутрицилиндровых процессов, необходимых для настройки современных многозонных моделей на объект исследования [4–6], их применение технически рационально и более рентабельно на завершающих стадиях проектных работ. Это характерно и в отношении углубленных методов исследования индикаторного процесса, построенных на анализе экспериментальных индикаторных диаграмм [7]. Используемые в работе расчетные методы как в отношении параметров индикаторного процесса, так и тепловой нагрузки поршневого комплекта со стороны КС, основаны на однозонных моделях.

Для расчета среднего по поверхности КС поршня коэффициента теплоотдачи от рабочего тела применена α_T -формула, разработанная в ЦНИДИ [8]. Эпюра распределения $\alpha_{Ti} = f(R)$ по радиусу КС определена на основе обобщения экспериментальных данных по дизелям аналогичного класса и решения обратной задачи теплопередачи.

Использование α_T -формулы при решении задач практического дизелестроения не теряет актуальности и эффективности, о чем, в частности, свидетельствует мнение и самих создателей современных многозонных методов расчета теплообмена [5]. Например, после ряда уточнений известная α_T -формула Г. Вошни находит применение в исследованиях как дизельного, так и газового цикла двигателей [9]. По мнению авторов, полагающихся на результаты собственных исследований, не менее удачной является α_T -формула ЦНИДИ. Она разработана на основе результатов широко поставленных экспериментальных исследований, включивших снятие тепловых балансов по отдельным элементам дизелей, регистрацию параметров внутрицилиндровых процессов, замер с использованием малоинерционных датчиков локальных мгновенных тепловых потоков в детали. Подобно α_T -формуле Г. Вошни зависимость ЦНИДИ основана на критериальном уравнении вида $Nu = A Pr^n Re^m$. При определении числовых значений констант A , n , и m использованы обобщенные данные испытаний широкой гаммы высоко- и среднеоборотных дизелей с объемным смесеобразованием: 6ЧН12/14, 6ЧН18/22, 1ЧН25/34, 1ЧН26/26. Авторами настоящей работы α_T -формула ЦНИДИ успешно апробирована при исследовании теплонапряженного состояния деталей ЦПГ дизелей Ч15/15, ЧН15/15, ЧН15/18 (с системой наддува от ТКР и ПЦН), ЧН16,5/18,5 и ЧН16,5/15.5 [2]. Установлена устойчивая корреляция результатов расчета α_T по зависимостям ЦНИДИ и Г. Вошни.

Обобщенные зависимости параметров индикаторного процесса. За основу принят применяемый на практике метод поиска максимума индикаторного КПД $\eta_{i\max}$ с использованием его обобщенных взаимосвязей с параметрами организации индикаторного процесса: коэффициентом избытка воздуха (α); степенью повышения давления в цилиндре (λ); давлением и температурой воздушного заряда в начале сжатия (P_a , T_a); максимальным давлением сгорания (P_{\max}), степенью сжатия (ε) [10–12]. Ограниченное число независимых факторов, определяющих термодинамическое совершенство индикаторного процесса, придает методу необходимую для этого этапа поисковых работ общность, наглядность и ясный физический смысл графического обобщения результатов, поскольку не ограничен узкими рамками конкретной комплектации дизеля; повышает его достоверность благодаря возможности привлечения опытных данных по дизелям–прототипам.

Эффективность рассматриваемого подхода подтверждают данные фундаментальных исследований [11, 12]. Рассчитанные оптимальные с позиций достижения $\eta_{i\max}$ соотношения α , λ , P_k и ε успешно использованы при совершенствовании выпускаемых отраслью высокооборотных транспортных дизелей с объемным смесеобразованием.

В рамках настоящих исследований при низкой динамике ведения индикаторного процесса на дизелях типоразмера ЧН15/15 ($\lambda \approx 1,25-1,35$ против $\lambda \approx 1,8-2,2$ в работах [11, 12]) предпочтение отдано более универсальному методу [10]. Для практического использования взаимосвязь параметров цикла представлена в форме графических зависимостей комплексного показателя $\Pi = P_{\max}/(P_{mi})(350/T_a)$ и η_i при исследуемых $\alpha = 1,5-2,5$ в функции P_{\max}/P_a . Отношение P_{\max}/P_a , в свою очередь, представляет собой произведение двух определяющих параметров индикаторного процесса $\varepsilon^n \lambda$. В результате, установленные взаимосвязи $\Pi, \eta_i = f(P_{\max}/P_a \alpha)$ позволяют выполнять многопараметрическую оптимизацию индикаторного процесса для заданных уровня форсирования, ограничения по допустимым механическим нагрузкам на детали и системы охлаждения наддувочного воздуха — в комплексном показателе Π соответственно P_{mi}, P_{\max} и T_a . Максимальное значение индикаторного КПД $\eta_{i\max}$ обеспечивается выбором рационального значения ε при принятых условиях ведения индикаторного процесса, т.е. комбинации $\alpha, P_{\max}, \lambda$ и P_k .

На рис. 1, а приведен фрагмент выполненного обобщения результатов моделирования параметров индикаторного процесса режимов реа-

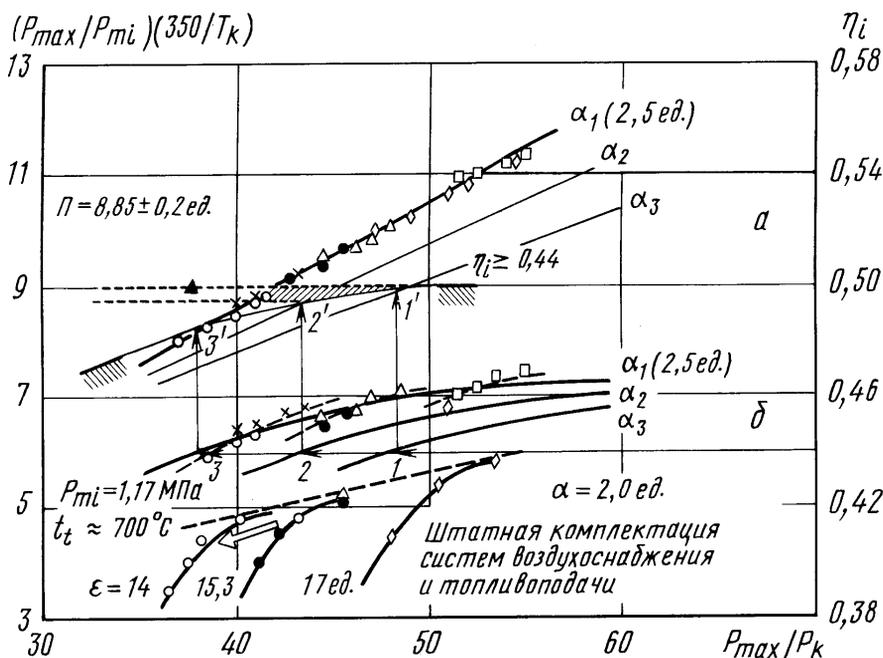


Рис. 1. Обобщенные зависимости параметров индикаторного процесса дизелей ЧН15/15:

a — увеличенное давление впрыска топлива и использование ОНВ ($t_w = 110^\circ\text{C}$): \circ, \bullet, \diamond — $\varepsilon = 14; 15,3; 17$ ед. без ОНВ; \times, Δ, \square — $\varepsilon = 14; 15,3; 17$ ед. с ОНВ; *б* — штатная комплектация

лизированного и перспективного форсирования дизелей ЧН15/15 в комплектации с ОНВ (температура охлаждающей жидкости $T_w = 110^\circ\text{C}$) и повышенным давлением впрыска топлива (без заметной погрешности расчета принято $P_k \approx P_a$, $T_k \approx T_a$).

Результаты параметрического анализа индикаторного процесса. Для штатной комплектации систем воздухообеспечения и топливоподачи характер обобщенных графических зависимостей $\eta_i = f(P_{\max}/P_a, \varepsilon = \text{idem})$ в полной мере согласуется с установленными закономерностями тепловыделения в цилиндре (рис. 1, б). Расположение рабочих режимов $P_{mi} = 0,95\text{--}1,17$ МПа на круто нисходящих кривых $\eta_i = f(P_{\max}/P_a)$ свидетельствует о достижении предельного уровня форсирования индикаторного процесса при штатной комплектации систем воздухообеспечения и топливоподачи. Повышение P_{mi} сопровождается уменьшением отношения P_{\max}/P_a и в условиях равенства α приводит к резкому ухудшению η_i , что дополнительно повышает и без того высокий уровень температуры газов перед турбиной, достигающий предельного значения 700°C . Не дает реального результата и переход на более низкую ε с 15,3 до 14. Несмотря на возможность повысить α с 2,0 до 2,17, наблюдается дальнейшее ухудшение $\eta_i \sim$ на 2%. В итоге, достигаемый уровень форсирования ограничен величиной 1,17 МПа.

Иллюстрацией использования обобщенных взаимосвязей параметров служит пример выбора рационального сочетания параметров индикаторного процесса для уровня форсирования $P_{mi} = 1,2$ МПа (см. рис. 1, а). Реализацию заданной топливной экономичности $b_i = 195$ г/(кВт·ч) в поле $\eta_i = f(P_{\max}/P_a, \alpha = \text{idem})$ отражает горизонтальная линия $\eta_i = 0,44$. Проекция точек ее пересечения 1, 2 и 3 с $\eta_i = f(P_{\max}/P_a, \alpha = \text{idem})$ для исследуемых уровней $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ на графическую зависимость $\Pi = f(P_{\max}/P_a, \alpha = \text{idem})$ позволяет совместить анализ показателей топливной экономичности дизелей с выбором уровня ограничения по P_{\max} . Минимальные значения показателя Π на кривых $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 = \text{const}$, отвечающие условию $\eta_i \geq 0,44$, отражают точки 1'–2'–3'. Для всего рассматриваемого диапазона $\alpha_1 \dots \alpha_3$ при характерном допуске $\delta P_{\max} = \pm 2,5\%$, комплексный параметр $\Pi = 8,85 \pm 0,2$. На рис. 1, а ему соответствует заштрихованная область. Поскольку P_{\max}/P_k представляет собой произведение $\varepsilon^n \lambda$, то дальнейший расчет величины ε при известном диапазоне изменения λ не составляет сложности (табл. 3). Для системы с ОНВ, обеспечивающим $T_a = 380$ К, P_{\max} составляет $11,5 \pm 0,25$ МПа. Уменьшение T_a , например до 350 К, позволяет соответственно снизить и P_{\max} до $10,6 \pm 0,25$ МПа. Таким образом, по величине b_i установленные сочетания параметров процес-

са инвариантны. Их выбор для практической реализации учитывает возможность обеспечения заданного давления наддува при приемлемом КПД компрессора, тип и технические характеристики системы охлаждения наддувочного воздуха (величина $(P_{\max}/P_{mi})(350/T_a)$ может быть альтернативно обеспечена изменением как P_{\max} , так и T_a), а также учитывает соотношение фактического и предельно допустимого уровней показателей тепловой напряженности деталей ЦПГ.

Таблица 3

	$(P_{\max}/P_{mi})(350/T_a)$	P_{\max}/P_a	P_{\max} , МПа	P , МПа	ε
$\alpha = \alpha_1$	$8,85 \pm 0,2$	$38,0 \pm 1$	$11,5 \pm 0,25$	$0,30 \pm 0,006$	$12,5 \pm 0,25$
$\alpha = \alpha_2$	$8,85 \pm 0,2$	$44,5 \pm 1$	$11,5 \pm 0,25$	$0,26 \pm 0,005$	$14,1 \pm 0,25$
$\alpha = \alpha_3$	$8,85 \pm 0,2$	$48,5 \pm 1$	$11,5 \pm 0,25$	$0,235 \pm 0,0045$	$17,5 \pm 0,25$

Для промежуточных значений α из дискретного ряда $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ параметры цикла определяются интерполяцией. При заданном предельном P_{\max} решается обратная задача — в поле обобщенных зависимостей $\eta_i = f(P_{\max}/P_a, \alpha = \text{idem})$ оценивается ожидаемый уровень топливной экономичности (η_i).

На рис. 2. приведен фрагмент параметрического анализа обобщенных взаимосвязей параметров индикаторного процесса дизелей ЧН15/15 при их форсировании до $P_{mi} = 1,2; 1,4; \text{ и } 1,6$ МПа.

Существенное влияние на достижение перспективных режимов форсирования по P_{mi} оказывает обоснованный выбор ε . При этом с точки зрения топливной экономичности выбор величины ε не так принципиален. Для $P_{mi} = 1,2; 1,4; 1,6$ МПа значение эффективного КПД в соответствующих диапазонах ε остается неизменным. По условию же ограничения температуры выпускных газов перед турбиной $t_i \leq [700^\circ\text{C}]$ необходимо повышение давления наддува. При относительно низкой динамике индикаторного процесса последнее возможно лишь при снижении ε . Однако при $P_{mi} = 1,5 \dots 1,6$ МПа величина степени повышения давления π_k близка к предельному уровню для системы одноступенчатого наддува, и необходим компромисс решений по обоснованию комбинации значений ε и π_k , а следовательно, комплектации дизелей в пределах мощностного ряда типоразмера.

Перспективный резерв форсирования дизелей типоразмера обеспечивается реализацией глубокого охлаждения наддувочного воздуха в дополнительном контуре системы охлаждения до температуры $t_k = 65 \dots 70^\circ\text{C}$. При условии постоянства комплексного показателя форсирования $(P_{\max}/P_{mi})(350/T_k) = \text{const}$ возможно либо $\sim 10\%$ -ное по-

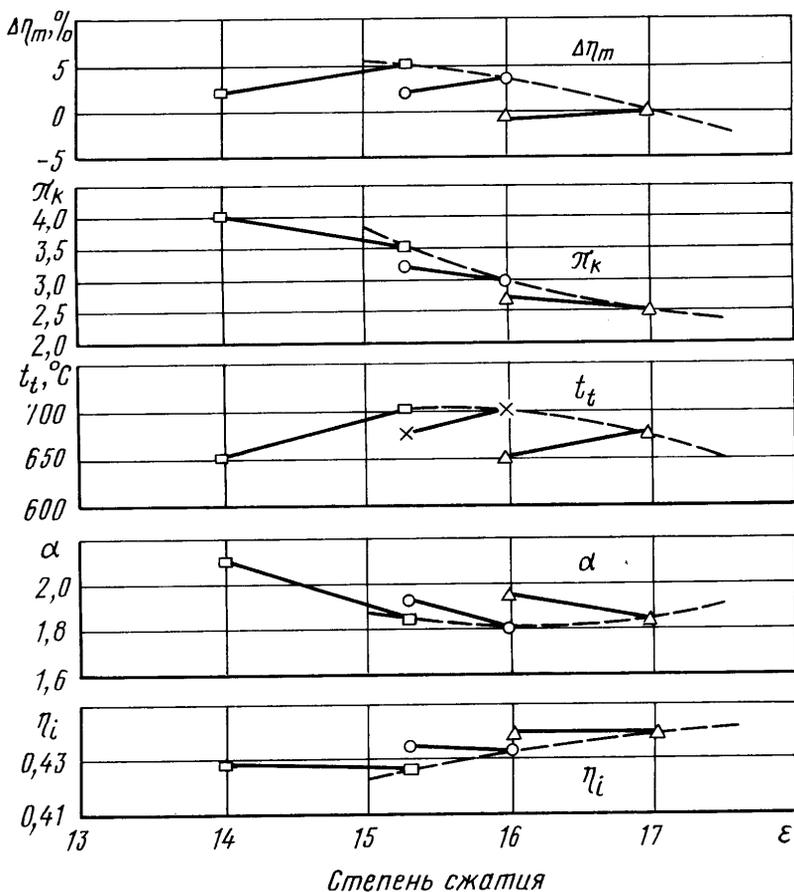


Рис. 2. Альтернативные варианты организации индикаторного процесса при форсировании дизелей типоразмера ЧН15/15 по P_{mi} (Δ , \circ , \square — $P_{mi} = 1,2; 1,4; 1,6$ МПа; $t_w = 110^\circ\text{C}$)

вышение P_{mi} , либо снижение механической нагрузки на детали при меньших P_{max} . В свою очередь, снижение температуры выпускных газов перед турбиной T_t в среднем на 50...60 К позволяет ~ на 1...1,5 ед. повысить ϵ в сравнении с вариантом $t_k = 100...110^\circ\text{C}$, обеспечивая более благоприятные пусковые характеристики дизелей ЧН15/15, особенно актуальные для транспортных модификаций в условиях высокогорья и холодного климата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bulaty T., Glanzman W. Bestimmung der Wiebe-Verbrennungsparametr // MTZ. – 1984. – Bd. 45. – Hf. 7–8. – S. 299–303.
2. Лебедев С. В., Нечаев Л. В. Совершенствование показателей высокооборотных дизелей унифицированного типоразмера. – Барнаул: АлтГТУ, 1999. – 112 с.

3. Ф о р м и р о в а н и е конструктивного ряда поршней для типажа высокооборотных дизелей облегченной конструкции при форсировании по P_{me} / А.С. Калюнов и др. // Ползуновский альманах. – № 1–2. – С. 245–249.
4. М е т о д и к а и алгоритм решения обратных внешних стационарных задач теплопроводности / Н.А. Иващенко и др. // Рабочие процессы дизелей. – Барнаул: АлтГТУ, 1995. – С. 9–21.
5. К а в т а р а д з е Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592с.
6. П е т р и ч е н к о Р. М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Алгоритмы прикладных программ. – Л.: Машиностроение, 1990. – 328 с.
7. М а т и е в с к и й Д. Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла дизеля // Двигателестроение. – 1984. – № 6. – С. 7–11.
8. В л и я н и е конструктивно-регулирующих показателей и степени форсирования на коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности деталей ЦПГ / Н.И. Молодцов и др. // Труды ЦНИДИ. – 1975. – Вып. 69. – С. 3–17.
9. W o s c h n i G., K o l e s a K., S p i n d l i e r W. Isolierung der Brennraumwande- Einloehendes Enwicklungsziel bei Verbrennungs-motoren // MTZ. 1986, № 12, S. 495–498.
10. В ы с о к и й наддув дизелей / Н.Н. Иванченко и др. – Л.: Машиностроение, 1983. – 198 с.
11. П о р т н о в Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машиностроение, 1963. – 638 с.
12. П о г о д и н С. И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 311 с.

Статья поступила в редакцию 16.09.02

Сергей Валентинович Лебедев родился в 1953 г. Д-р техн. наук, профессор Мореходного института Клайпедского университета. Автор более 30 научных работ в области совершенствования высокооборотных транспортных дизелей.

S.V. Lebedev (b. 1953), D. Sc. (Eng.), professor of the Seafaring Institute of the Klaipeda University (Latvia). Author of over 30 publications in the field of modernization of high-speed transport diesel engines.

Дмитрий Дмитриевич Матиевский родился в 1940 г. Д-р техн. наук, зав. кафедрой “Двигатели внутреннего сгорания”, первый проректор по научной работе Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. Автор более 200 научных работ в области совершенствования рабочего процесса для создания экономичных и малотоксичных форсированных дизелей.

D.D. Matievsky (b.1940), D. Sc. (Eng.), head of Internal Combustion Engines department, first pro- rector for science of the Altai State Technical University n. a. I.I. Polzunov. Author of over 200 publications in the field of modernization of operation process to create an efficient and low-toxic forced diesel engine.

Галина Владимировна Лебедева родилась в 1953 г. Аспирант Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. Специализируется в области исследования тепловой напряженности деталей высокооборотных транспортных дизелей.

G.V. Lebedeva (b.1953), post-graduate of the Altai State Technical University n.a. I.I. Polzunov. Specializes in the field of study of thermal stress level of parts of high-speed transport diesel engines.