

УРОВЕНЬ ФОРСИРОВКИ ПОРШНЕВЫХ ДВС НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Г.Е. Ципленкин, к.т.н, В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «Турбоком»

Уровень форсировки двигателя при заданных размерах цилиндра определяется средним эффективным давлением p_{me} и скоростью поршня C_m . За последние 40 лет значение этих показателей достигло предельных значений и составляет для четырехтактных двигателей ($p_{me} = 28\text{--}30$ бар и $C_m = 11\text{--}13$ м/с), для двухтактных ($p_{me} = 20\text{--}22$ бар и $C_m = 8\text{--}9$ м/с). В последние годы рост уровня форсировки существенно замедлился из-за необходимости соблюдения компромисса между топливной экономичностью и требованиями по снижению выбросов NO_x .

Форсировка двигателя при заданных размерах цилиндропоршневой группы может быть выполнена увеличением среднего эффективного давления p_{me} и средней скорости поршня C_m . За последние 40 лет p_{me} возросло на 100 %, а C_m на 25 % [1] и достигло предельных значений 11–13 м/с. Рост p_{me} продолжается, что сопровождается улучшением топливной экономичности но и увеличением эмиссии NO_x . В связи с введением жестких требований по снижению выбросов NO_x применяется технология селективного каталитического восстановления NO_x (SCR) или комплекс мероприятий воздействия на рабочий процесс двигателя, которые приводят к увеличению расхода топлива. Поскольку основной статьей эксплуатационных расходов являются расходы на топливо, основная задача исследований в области совершенствования дизелей может быть сформирована как поиск на базе имеющихся технических решений компромисса между приемлемой экономичностью силовой установки при соблюдении требований стандартов по выбросам NO_x . Поэтому основная часть докладов на конгрессах CIMAC в 2007, 2010 и 2013 гг. была посвящена снижению выбросов NO_x , а уровень форсировки двигателей отошел на второй план. С этой точки зрения, интересно проанализировать, что же происходит с форсировкой при соблюдении компромисса между экономичностью и вредными выбросами?

Наиболее высокий уровень форсировки по p_{me} и быстрый его рост по годам имеют среднеоборотные двигатели (СОД) с частотой вращения

600–1000 об/мин. В 2007 г. фирма «Caterpillar» сообщила, что современные четырехтактные СОД имеют среднее эффективное давление 25–27 бар, скорость поршня 10,5–11,5 м/с, максимальное давление сгорания 190–210 бар и давление наддува 4,3–4,5 бар (рис. 1) [1]. В 2010 г. фирма «PBS Turbo» (Велка Битиш) приводит близкую оценку изменения по годам p_{me} у двигателей, для которых она выпускает турбокомпрессоры (рис. 2) [2]. Фирма АВВ, турбокомпрессоры которой наиболее широко используются для широкого типажа двигателей, выполнила оценку требуемых степеней повышения давления наддува для достигнутого уровня p_{me} на 2010 г. и на перспективу, чтобы поставлять на рынок соответствующие турбокомпрессоры (рис. 3) [3].

На рис. 4–6 показан уровень форсировки двигателей по p_{me} и скорости поршня C_m в

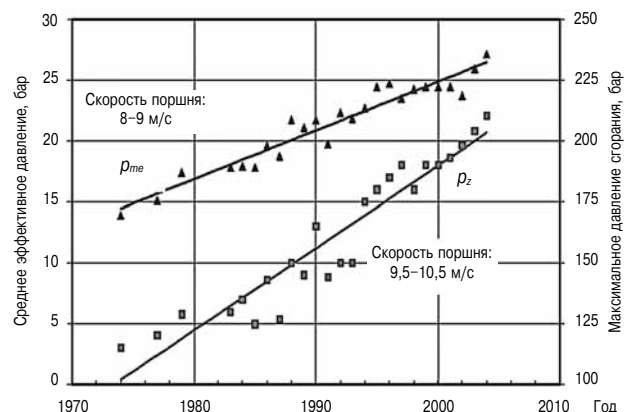


Рис. 1. Рост среднего эффективного давления и максимального давления сгорания СОД [1]

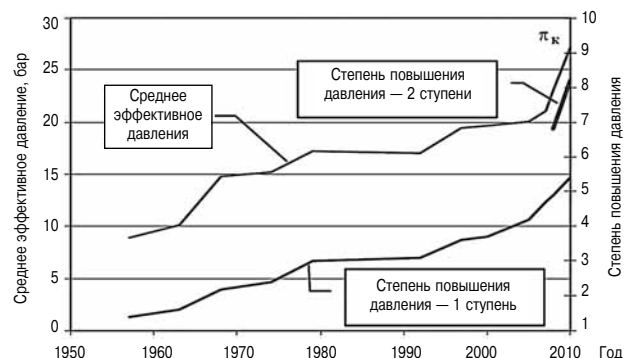


Рис. 2. Рост среднего эффективного давления и степени повышения давления наддува [2]

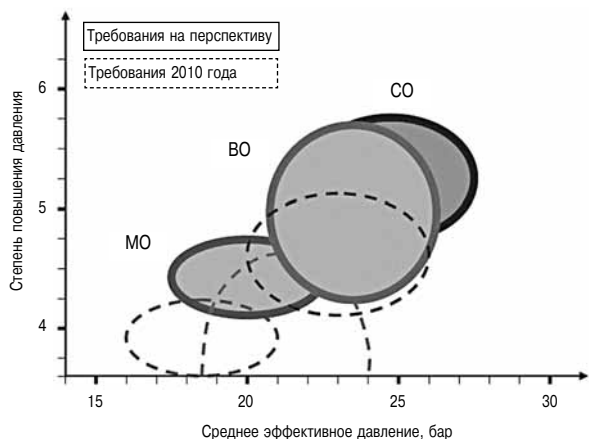


Рис. 3. Степень повышения давления наддува в зависимости от среднего эффективного давления различных типов двигателей ([3] оценка АВВ)

зависимости от частоты вращения двигателя. Выборка указанных параметров была сделана из докладов конгресса СИМАС 2007, 2010 и 2013 гг. и относится как к вновь разработанным двигателям, так и к двигателям, на которых проводились различные исследования, в том числе данные моделирования. Количество точек в выборках по годам связана с количеством представленных докладов.

Уже во второй половине 80-х гг. прошлого столетия СОД имели $p_{me} = 20$ бар. К 2007 г. значения p_{me} выросли до 26–28 бар, при этом максимальные значения p_{me} с 2007 по 2013 г. практически не выросли.

В 2013 г. фирма «Caterpillar» представила новый двухтопливный двигатель M46DF, разработанный на базе двигателя M43 [4]. Значения p_{me} этого двигателя было снижено для удовлетворения требований ИМО по выбросам NO_x :

Тип двигателя	M46DF — двойного топлива		
	M43 Дизель	Дизель	Газовый двигатель
n , об/мин	1000	900	900
p_{me} , бар	27,1	21,3	21,3
Эмиссия	ИМО I	ИМО II	ИМО III

Как видно, базовый дизель, на основе которого создан двухтопливный двигатель, имел максимальный уровень форсировки 27 бар, указанный ранее.

В 2007 году фирма MAN представила среднеоборотные двигатели типа ЧН28/33 [5] и ЧН32/34 [6] со следующими параметрами:

Тип двигателя	28/33D	32/44CR.B1
n , об/мин	1000	720(750)
p_{me} , бар	26,6	26,4(25,3)
C_m , м/с	11	10,6(11)
p_z , бар	210	230

В 2013 г. двигатель 32/44CR.B2 был модернизирован, в том числе за счет применения турбокомпрессора с более высоким КПД и высоких π_k , для обеспечения требований ИМО Tier 2, но уровень форсировки при этом не изменился [7].

Двигатели фирмы «Wartsila» характеризуются уровнем форсировки, близким к 26 бар [8, 9].

Год	2007	2010
Тип двигателя	W46	Аухрас
D/S , мм	460/580	260/320
n , об/мин	600	900/1000
p_{me} , бар	25,9	26,6(24)
C_m , м/с	11,6	9,6(10,7)
p_z , бар	210	230

В 2007 г. фирма «Hyundai Heavy Industries» (HHI) рекламирует типоразмерный ряд дизелей HiMSEN H17/28E, H21/32E, H25/33, H17/28, H32/40, H32/40V с $p_{me} = 24$ –27 бар [10].

Эмиссия	Tier 1			Tier 2		
	Двигатель	n , об/мин	π_k	p_{me} , бар	π_k	p_{me} , бар
	H17/28	900–1000	3,7	22,7–24,4	4,3	24,5–26,2
	H21/32	720–1000	3,8	21,7–24,1	4,8	23,8–26,3
	H25/33	720–1000	3,9	22,2–24,7	4,8	24,4–27,2
	H32/40	720–750	4,1	24,9–25,9	5,0	24,6–25,9

При этом для обеспечения требований по выбросам ИМО Tier 2 требуются более высокие давления наддува с реализацией более высоких p_{me} . В 2013 г. фирма HHI разработала новый двигатель семейства HiMSEN с увеличенными размерами цилиндра $D/S = 400/600$ мм при 600 (514) об/мин и $p_{me} = 26,1$ (28,1) бар [11].

Подводя итог по достигнутому уровню форсировки СОД с частотой вращения 600–1000 об/мин, можно отметить, что на 2013 г. он характеризовался значениями p_{me} до 26–28 бар.

Высокооборотные двигатели (ВОД) с частотой вращения более 1200 об/мин в 2007 г. упоминаются в докладах только несколько раз, при этом

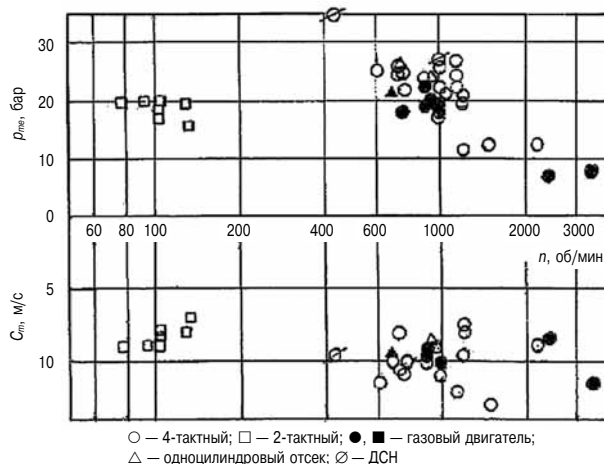


Рис. 4. Среднее эффективное давление и скорость поршня (выборка из докладов конгресса СИМАС 2007 г.)

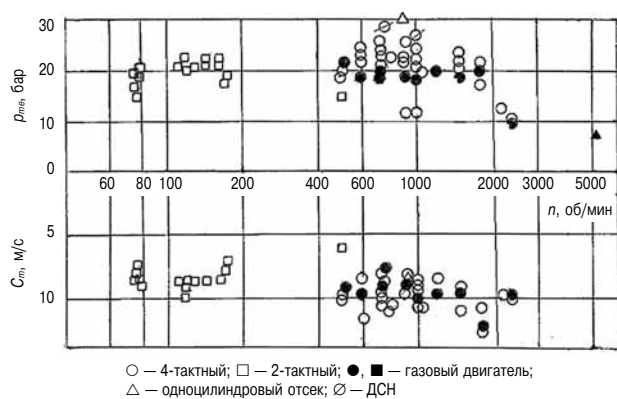


Рис. 5. Среднее эффективное давление и скорость поршня (из докладов конгресса СИМАС 2010 г.)

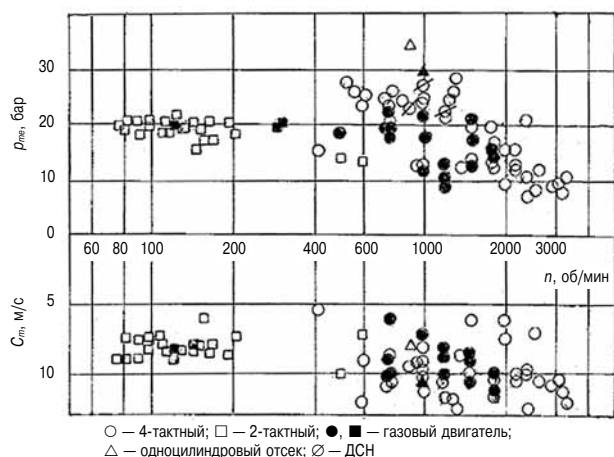


Рис. 6. Среднее эффективное давление и скорость поршня (из докладов конгресса СИМАС 2013 г.)

их уровень форсировки не превышал 12 бар (рис. 4). В дальнейшем число исследований по ВОД увеличивается, а рост p_{me} достигает 15–20 бар при частоте вращения до 1800 об/мин (рис. 5, 6). В диапазоне частот 1500–1800 об/мин фирма ННІ ограничивает уровень $p_{me} = 22,4$ –23,5 бар, а при более высоких частотах вращения значения p_{me} снижаются до 12–15 бар (рис. 6).

В 2007 г. фирма MTU представила двигатель 8000 M71 с $p_{me} = 27,3$ бар при $n = 1150$ об/мин [12] и оценила возможности форсировки двигателей типа ЧН17/21 (семейство 4000) до $p_{me} = 27,4$ бар при увеличении частоты вращения до 2170 об/мин [13].

Тип двигателя	M94	M84	M74
Мощность, кВт	7400	6500	6000
n , об/мин	1325	1280	1250
p_{me} , бар	28,8	26,2	24,8

В 2013 г. фирма MTU представила двигатели типа ЧН23/28 серии 1163-04 с двухступенчатой системой наддува и выбросами NO_x , соответствующими требованиям IMO Tier 2 [14]:

Таким образом, ВОД фирмы MTU при частоте вращения до 1300 об/мин имеют форсировку по p_{me} , аналогичную СОД.

Принимая во внимание уровень форсировки СОД, многие специалисты в прошлом веке считали, что на их базе можно реализовать большие агрегатные мощности для судовых силовых установок, а малооборотные дизели (МОД) отойдут в прошлое. Но этого не произошло и они сохранили свою нишу — больших агрегатных мощностей благодаря низкому расходу топлива. Значения p_{me} МОД были доведены до 20–22 бар при скорости поршня до 8–9 м/с (см. рис. 6). При этом диаметр поршня увеличился и приблизился к значению 1 м, а отношение хода поршня к его диаметру возросло до четырех.

При разработке и доводке двигателя возникает целый ряд проблем, многие из которых могут быть решены на одноцилиндровом отсеке, что позволяет существенно снизить стоимость исследовательских работ и ускорить сроки их выполнения. Так, лаборатория ДВС Хельсинского университета технологии и фирма Wartsila в 1999 г. приступили к разработке одноцилиндрового отсека 1ЧН20/28 с частотой вращения 900 об/мин, давлением в цилиндре p_z до 400 бар и p_{me} до 50 бар [15,16]. Двигатель имеет специальный коленвал и шатун. Поршень и цилиндровая втулка выполнены из материала, выдерживающего высокие давления и тепловые нагрузки. Воздух для наддува подается от постороннего источника под давлением до 10 бар. На каждом конгрессе СИМАС, начиная с 2007 г., приводятся этапы модернизации и результаты исследований. В 2007 г. на двигателе было получено $p_{me} = 24,3$ бар [17], в 2010 г. — 30,3 бар [18], в 2013 г. испытания были проведены при $p_{mi} = 37$ бар и $p_z = 300$ бар на третьем варианте отсека [19].

Рабочий процесс характеризуется высоким коэффициентом избытка воздуха, высоким КПД и низким расходом топлива. Анализ кривых тепловыделения указывает на управляемый процесс сгорания и низкий уровень выбросов NO_x . Результаты исследований стали основой для продолжения работ по форсировке двигателя с применением как экспериментальных, так и численных методов.

Фирма FEV (Firma Extremal Valves — фирма экстремальных параметров) предлагает разработку семейства одноцилиндровых ВОД с диаметром поршня 140–200 мм и СОД с диаметром поршня до 600 мм при p_{me} до 40 бар (табл. 1) [20].

При анализе уровня форсировки особое внимание следует уделить газовым двигателям, которым посвящено много докладов (рис. 4–6), так как они имеют следующие преимущества перед дизелями:

Семейство одноцилиндровых быстроходных и среднеоборотных отсеков двигателей

Параметр	Быстроходные HS14-20				Среднеоборотные LB20-40				Среднеоборотные LB40-60			
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
D , мм	140	210	140	210	200	400	200	400	380	600	380	600
S , мм	160	280	160	280	280	560	280	560	480	700	480	700
n , об/мин	1800	1200	2700	1500	1200	600	1600	750	600	428	750	514
$P_{\text{ср}}$, кВт/цил	75	195	220	485	176	690	440	1730	645	1410	1360	3390
C_m , м/с	9,6	11,2	14,4	14	11,2	11	14	13,8	9,6	10	12	12
p_{me} , бар	20		40		20		40		20		40	
Давление наддува, бар	До 14											

➤ низкая цена природного газа по сравнению с постоянно увеличивающейся ценой жидкого топлива;

➤ возможность снижения эмиссии CO_2 , NO_x и дымности без дополнительной обработки ОГ, что облегчает выполнение жестких требований ИМО по выбросам NO_x для судов в зонах контроля выбросов.

Эти преимущества делают газовые двигатели более привлекательными для применения на локомотивах и судах морского флота. Анализ состояния разработок газовых ВОД (с частотой вращения от 1200 до 1800 об/мин) и больших газовых СОД (с частотой вращения до 1000 об/мин), выполненный фирмой AVL, показал, что параметры этих двигателей существенно улучшены (рис. 7) [21]. За период с 1990 по 2010 г. p_{me} было увеличено с 10–12 бар до 20–22 бар при одновременном улучшении топливной экономичности.

Для расширения области применения газового двигателя ведутся работы по улучшению их параметров. На основе моделирования и результатов испытаний на одноцилиндровом отсеке с одноступенчатой системой наддува при

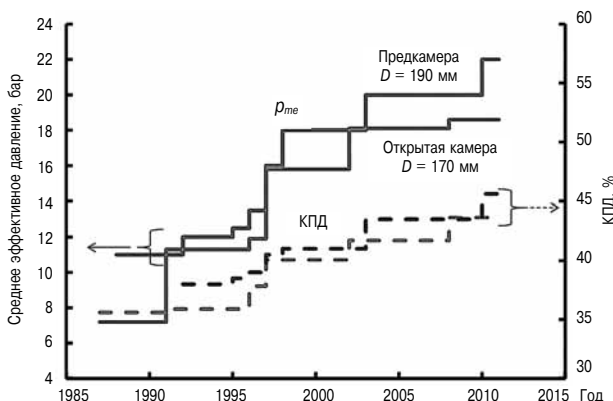


Рис. 7. Рост форсировки и КПД быстроходных и среднеоборотных газовых двигателей [21]

Таблица 1 удовлетворении требований по выбросам NO_x стандарта TA-Luft фирма оценила возможность получения следующих параметров: $p_{me} = 22$ бар, КПД ВОД = 46,0–47,0 %; КПД СОД = 48,5–49,5 % при $p_z = 220$ бар.

При рассмотрении уровня форсировки по p_{me} газовых двигателей, можно убедиться, что максимальное давление сгорания приблизилось к предельному значению. Дальнейшее увеличение p_{me} потребует серьезного изменения конструкции или даже разработки нового двигателя.

Переход к двухступенчатой системе наддува с глубоким циклом Миллера позволяет несколько улучшить показатели форсировки до следующих значений: $p_{me} = 26$ бар, КПД ВОД = 47,0–48,0 %; КПД СОД = 49,3–50,3 % при $p_z = 250$ бар.

Фирма AVL отмечает возрождение интереса к двухтопливным двигателям (ДД) для морского и железнодорожного транспорта [22]. Основные причины повышенного интереса к ДД те же, что и в случае газовых двигателей. Кроме того, при эксплуатации на судах ДД обеспечивается выполнение требований ИМО по выбросам NO_x в пределах зоны контролируемых выбросов за счет перехода работы двигателя с дизельного топлива на газ. Для обеспечения работы на газовом и дизельном топливе в конструкции ДД необходимо учитывать компромиссы по степени сжатия, форме камеры сгорания, фазам газораспределения и т. д. Это приводит к снижению КПД и уровня форсировки. Для решения упомянутых проблем фирма AVL выполнила исследования рабочего процесса ДД на одноцилиндровом отсеке ЧН25/32 с частотой вращения 1000 об/мин

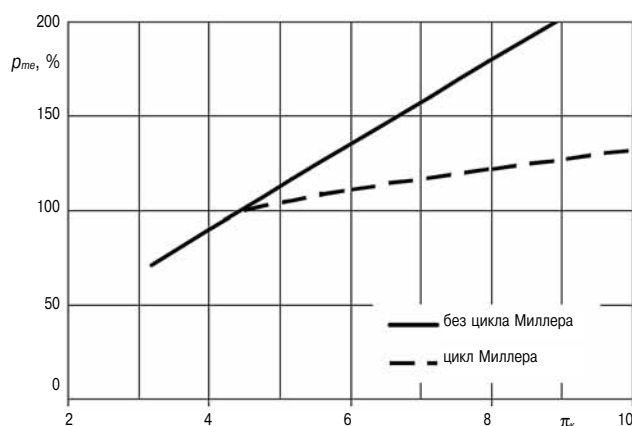


Рис. 8. Изменение среднего эффективного давления (в %) в зависимости от степени повышения давления при одноступенчатом и двухступенчатом наддуве с циклом Миллера [23]

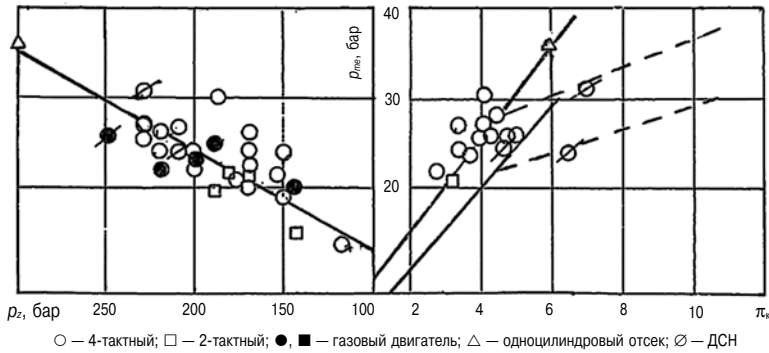


Рис. 9. Функциональные связи степени повышения давления наддува, среднего эффективного давления и максимального давления сгорания

Исследования по оптимизации степени сжатия, глубине цикла Миллера, влиянию качества топлива и других рабочих параметров, позволили фирме AVL получить детальную информацию относительно возможных компромиссов для ДД. На стенде были получены максимальные

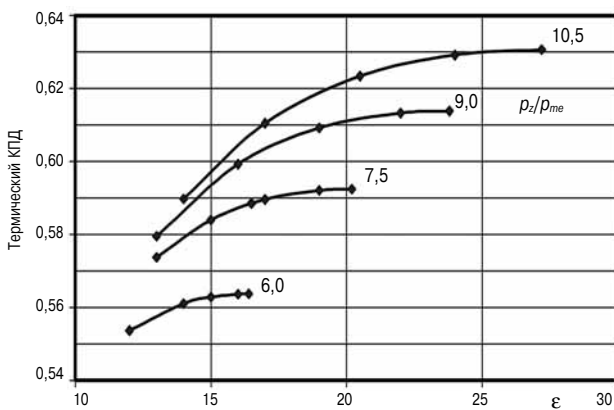


Рис. 10. Зависимость термического КПД двигателя от степени сжатия при различных отношениях между максимальным давлением сгорания и средним эффективным давлением [23]

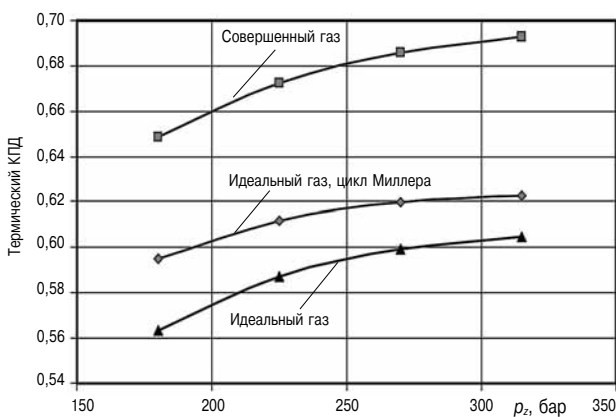


Рис. 11. Зависимость термического КПД двигателя от максимального давления сгорания в различных термодинамических циклах [23]

значения p_{me} до 30 бар при максимальном давлении сгорания $p_z = 220$ бар и соблюдении требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x .

Двигатель внутреннего сгорания нового поколения дополняется новыми системами и становится с каждым годом все более сложным, а испытание полноразмерных двигателей — все более дорогим процессом, поэтому для достижения высоких форсировок все более широко используется численное моделирование процесса сгорания, выбросов NO_x , доводки конструкции отдельных узлов. Вопросы моде-

лирования широко представлены в докладах конгресса SIMAS.

Среднее эффективное давление определяется давлением наддува p_k или степенью повышения давления в компрессоре π_k (рис. 8) [23]. Эта зависимость близка к линейной. В настоящее время достигнуты предельные значения $\pi_k = 5$ в одноступенчатой системе наддува двигателей (ОСН). Дальнейшее повышение p_{me} возможно только с переходом на двухступенчатую систему наддува (ДСН). ДСН с циклом Миллера целесообразно применять уже при значениях π_k больших 4,5. На рис. 8 приведена зависимость изменения p_{me} от π_k . Для получения абсолютных значений параметров использованы данные для четырех- и двухтактных двигателей, заимствованных из источника [24] (правая половина рис. 9). Для двухтактных двигателей значения p_{me} будет ниже, чем для четырехтактных при одинаковых значениях π_k .

В левой половине графика на рис. 9 приведена зависимость максимального давления сгорания от p_{me} . Эта зависимость также представлена линейной функцией. Точки, нанесенные на графике, взяты из докладов SIMAS. Из приведенного графика следует, что π_k и степень сжатия определяют значения p_{me} , которые оптимизируются для обеспечения требований по экономичности и вредных выбросов. Взаимосвязь этих параметров ориентировочно можно оценить по значениям термического КПД двигателя в идеальном цикле (рис. 10 и 11). Термический КПД увеличивается с повышением p_z и ϵ . Его повышению способствует увеличение отношения p_z/p_{me} . Так как степень сжатия и максимальное давление сгорания ограничены прочностью материалов, складывается впечатление, что термодинамические характеристики двигателей приближаются к пределу.

Заключение

1. Для СОД с частотой вращения 600–1000 об/мин и ВОД с частотой вращения до

1300 об/мин среднее эффективное давление достигло 26–28 бар. Скорость поршня — 10–13 м/с.

2. Для МОД с частотой вращения 80–200 об/мин среднее эффективное давление составляет 20–22 бара. Скорость поршня — 8–9 м/с.

3. Для ВОД с частотой вращения 1500–2000 об/мин среднее эффективное давление равно 12–15 бар. Для частот вращения больше 2000 об/мин — 10–12 бар. Скорость поршня — 10–13 м/с.

4. Ведутся работы по возможности дальнейшего увеличения среднего эффективного давления, однако рост p_{me} существенно замедлился. Первым ограничением, по всей видимости, будет p_z . В настоящее время максимальные значения $p_z = 250$ бар уже имеются на развернутых машинах. На одноцилиндровых отсеках достигнуты $p_z = 300$ бар при $p_{me} = 40$ бар. Дальнейший рост значений p_{me} связан с увеличением π_k (ДСН может обеспечить $\pi_k = 16–20$), но зависимость эта не будет линейной. Увеличение π_k на одну и ту же величину будет давать все меньший прирост p_{me} .

Увеличение степени форсировки по p_{me} способствует улучшению топливной экономичности, но только при условии повышения p_z . Поскольку рост p_z ограничен условиями прочности материала цилиндра потребуется уменьшение отношения p_z/p_{me} , что ведет к снижению КПД двигателя и топливной экономичности, приемлемое значение которой и будет пределом термодинамического совершенства двигателя.

Литература

1. Kelling, U.S The environment friendly Medium Speed Engine. Paper № 32, CIMAC 2007, Vienna.
2. Klima J., Martin V., Tomec O. High Performance Small Turbochargers. Paper № 188, CIMAC 2010, Bergen.
3. Neuenschwander P., Thiele M., Seiler M. New turbochargers for more powerful engines running under stricter emissions regimes. Paper № 128, CIMAC 2010, Bergen.
4. Ritscher B., Greve M. Caterpillar M46 Dual Fuel engine with new cylinder pressure based control strategies. Paper № 411, CIMAC 2013, Shanghai.
5. Koch F., Dean R., Johnson S., Floyd J., Thomas T. Development and Field Introduction of the High Speed 4-stroke Diesel engine MAN RK280. Paper № 60, CIMAC 2007, Vienna.

6. Vogel C., Heider G., Haas S., Marzinek A. The new MAN 32/44 CR — efficient, clean and compact. Paper № 104, CIMAC 2007, Vienna.

7. Knafl A., Gunnar S., Friebe M. Optimal Utilization of Air- and Fuel-Path Flexibility in Medium-Speed Diesel Engines to Achieve Superior Performance and Fuel Efficiency. Paper № 91, CIMAC 2013, Shanghai.

8. Kyt J., Klaus Heim K. Latest developments in Wartsila 4-stroke engine portfolio. Paper № 243, CIMAC 2007, Vienna.

9. Heim K, Troberg M., Ollus R., Vaarasto M. Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen

10. Park J.K., Ahn K.H., Kim J.T., Kim E.S. Continuous Development of Hyundai HiMSEN Engine Family. Paper № 222, CIMAC 2010, Bergen.

11. Seo C.Y., Kim S.H., Kim J.S., Kim J.T., Jin J.H. Full line-up of HiMSEN Family by newly developed H46V. Paper № 151, CIMAC 2013, Shanghai.

12. Vesper N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B. Development of the high-speed diesel engine 20V 8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.

13. Mr. Lothar Czerny, Mr. Ingo Wintruff, Mr. Ulrich Schmid, Mr. Joern Baumgarten. Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.

14. Kurreck M., Rimmels W.. Series 1163-04. Paper № 112, CIMAC 2013, Shanghai.

15. Kallio A., Introduction of the extreme value Engine project. Paper № 3a-7, CIMAC 2001, Hamburg.

16. Turunen R., Kallio I., Leino A., Rantanen P., Suokas M., Ranta O., Karila K., Aaltonen J., G. Liljenfeldt. Design and First operating experiences with extreme value research engine EVE. Paper № 32., CIMAC 2004, Kyoto.

17. Kallio I., Rantanen P., Imperato M., Antila M.E., Sarjovaara T., Larmi M., Huhtala K., G. Liljenfeldt. The design and operation of the fully controllable medium-speed research engine EVE. Paper № 32, CIMAC 2007, Vienna.

18. Nuutinen M., Kaario O., Larmi M. Advanced Heat Transfer Modeling with Application to CI Engine CFD Simulations. Paper 203, CIMAC 2010, Bergen.

19. Larmi M., Kallio I., Elonheimo A., Sarjovaara T., Imperato M. 30 Mpa Mixing Controlled Combustion. Paper № 171, CIMAC 2013, Shanghai.

20. Reichert E., Stohr R., Koch T., Hamm T., Lauer S. The New FEV Single Cylinder Engine Family, the Efficient Tool for Engine Development. Paper № 126, CIMAC 2013, Shanghai.

21. Murakami S., Baufeld T. Current Status and Future Strategies of Gas Engine Development. Paper № 413, CIMAC 2013, Shanghai.

22. Mohr H., Baufe T. Improvement of Dual-Fuel-Engine Technology for Current and Future Applications. Paper № 412, CIMAC 2013, Shanghai.

23. Codan E., Mathey C. Emissions — A new Challenge for Turbocharging. Paper № 245, CIMAC 2007, Vienna.

24. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Машиностроение, 1975, с. 6.