

# ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА НИЗКИХ НАГРУЗКАХ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ НАДДУВА

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

Рассмотрены основные направления улучшения топливной экономичности дизелей на долевых режимах работы за счет оптимизации систем наддува. Приведены примеры оптимизации систем наддува, реализованные в современных конструкциях лидеров мирового двигателестроения. К основным методам оптимизации относятся применение регулируемых (в том числе гибридных) турбокомпрессоров, перепуск отработавших газов и воздуха, системы двухступенчатого регистрового наддува и утилизации тепла отработавших газов.

## Введение

В связи с поисками путей снижения эксплуатационных расходов, в первую очередь расходов на топливо, и повышения конструктивного индекса энергетической эффективности EEDI (параметра контроля эмиссии CO<sub>2</sub>) в морском судоходстве прослеживается тенденция оптимизации работы двигателя на частичных нагрузках.

Перечень мероприятий по улучшению топливной экономичности двигателя на частичных нагрузках сформулированы в работе [1]:

- > оптимизация характеристик двигателя и системы наддува;
- > использование турбокомпрессора (ТК) с регулируемой турбиной (поворотные лопатки соплового аппарата или дискретное изменение пропускной способности турбины — регулирующее устройство включено или отключено);
- > применение регистровой системы наддува (два турбокомпрессора разных размеров);
- > перепуск газа или воздуха;
- > использование гибридного турбокомпрессора с электрогенератором или турбогидравлической системой;
- > применение двухступенчатой системы наддува;
- > утилизация отходящего тепла.

Каждая фирма, выбирая способы решения проблемы, как правило, не ограничивается одним мероприятием. Ниже приводится обзор материалов, представленных различными фирмами на конгрессе SIMAS 2016, и принятые решения по оптимизации работы двигателя на долевых режимах.

## 1. Mitsubishi Heavy Industries Marine Machinery & Engine Co., LTD. (MHI-MME)

### 1.1. Турбокомпрессор с регулируемой турбиной

Фирма «Mitsubishi» разработала турбокомпрессор MET-VTI с регулируемым входом в турбину для повышения давления наддува на долевых режимах до 65 %-ной нагрузки для двигателя UEC50LSH-Eco, соответствующего по выбросам NO<sub>x</sub> требованиям IMO Tier III в сочетании с электронным управлением системой впрыска и EGR/SCR [2, 3]. Конструкция турбокомпрессора представлена на рис. 1.1, а его общий вид на рис. 1.2. Сопловой аппарат (СА) турбины разделен по радиусу перегородкой на две части. Нижняя часть СА с меньшей пропускной способностью имеет свой газоприемный корпус (ГПК), газ к которому подводится по трубе

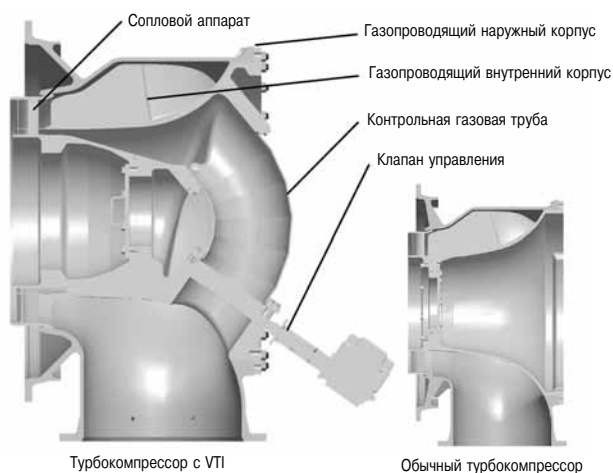


Рис. 1.1. Поперечное сечение газоприемного корпуса турбокомпрессора MET-VTI



Рис. 1.2. Турбокомпрессор MET-VTI (общий вид)

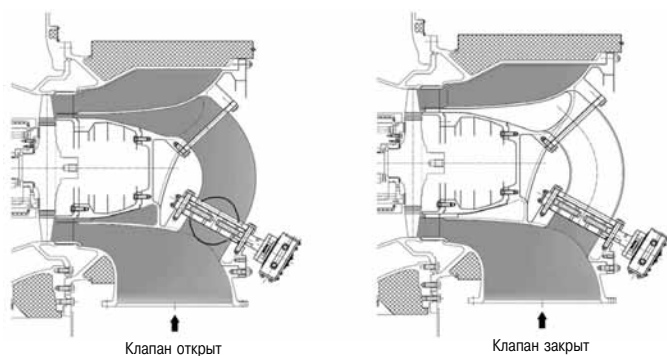


Рис. 1.3. Распределение потока газа в турбокомпрессоре MET-VTI

с клапаном. При нагрузке ниже 65 % клапан закрыт, при более высокой — открыт, распределение потоков газа показано на рис. 1.3.

Результаты испытаний турбокомпрессора MET71MB на стенде показали, что КПД турбокомпрессора с VTI практически не отличается от обычного ТК, в то время как использование VTI байпаса газа не приводит к снижению КПД компрессора и расхода воздуха (рис. 1.4).

Снижение удельного расхода топлива с турбокомпрессором VTI достигает 4 г/кВт·ч при на-

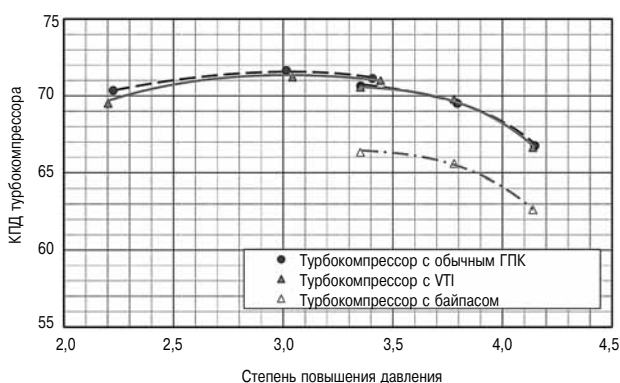


Рис. 1.4. Сопоставление КПД обычного турбокомпрессора с ТК, оборудованного VTI, и эквивалентным байпасом

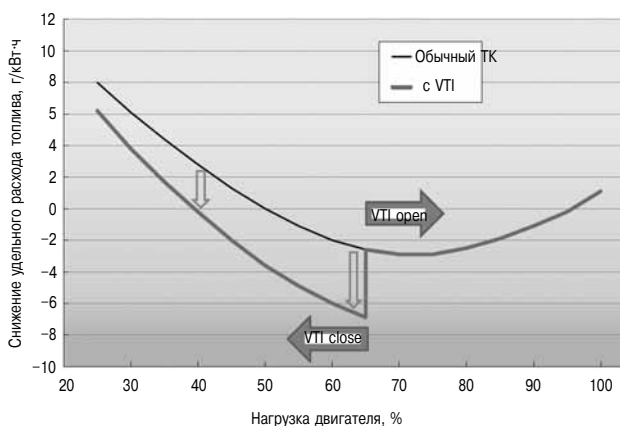


Рис. 1.5. Снижение удельного расхода топлива при использовании турбокомпрессора с VTI

грузке 65 % и 3 г/кВт·ч при нагрузке 40 % (рис. 1.5). Открытие/закрытие клапана переключения осуществляется при нагрузке 65 %, что устанавливается в качестве стандарта для улучшения потребительских свойств двигателя.

Первое упоминание и доклад о применении турбокомпрессора MET66MA-VII с VTI фирма «Mitsubishi» сделала на конгрессе SIMAC 2013 [1, 4] с подробным описанием конструкции и анализом полученных результатов.

## 1.2. Настройка турбокомпрессора на низкие нагрузки.

К одному из наиболее важных вопросов для повышения эффективности работы дизеля на низких нагрузках относится расширение характеристики компрессора по диапазону расходов. Для достижения этой цели фирма «Mitsubishi» выполнила профилирование новых проточных частей с увеличенной пропускной способностью и уменьшенным числом лопаток (рис. 1.6).

Исходное колесо компрессора имело по 11 полных и укороченных лопаток, новое — по 9 лопаток. Исходный профиль лопатки диффузора описан двумя дугами, новый выполнен в виде крыла с укороченной хордой, что увеличивает проходное сечение на входе. Число лопаток не указано, но оно примерно в два раза меньше исходного, и лопатки образуют на входе косой срез межлопаточного канала диффузора. Из сопоставления характеристик компрессоров (рис. 1.7) видно, что диапазон расхода увеличен на 17 % при степени повышения давления 3,6 с повышением КПД компрессора на 1 %.

Зона оптимального КПД сместилась в зону более высоких расходов, в то время как при настройке на низкие нагрузки ее предпочтительно

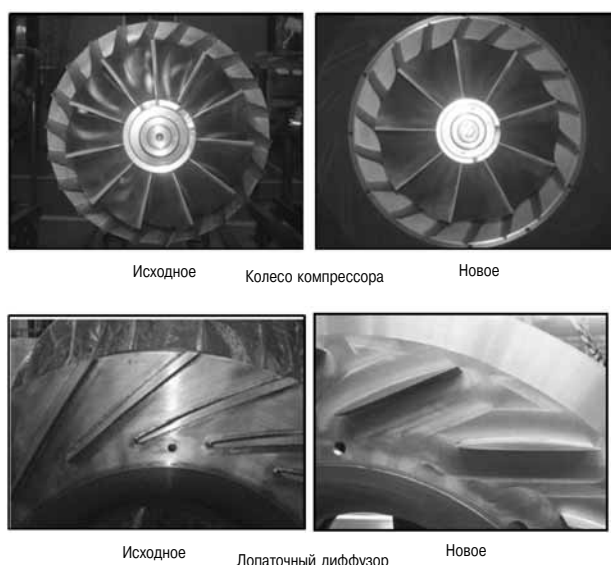
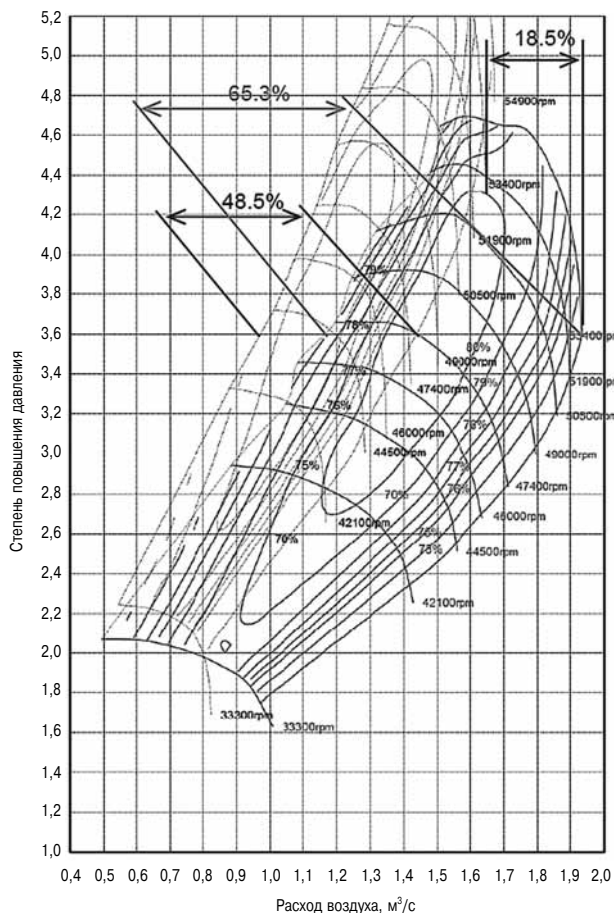


Рис. 1.6. Изменение профиля колес компрессора и лопаточного диффузора



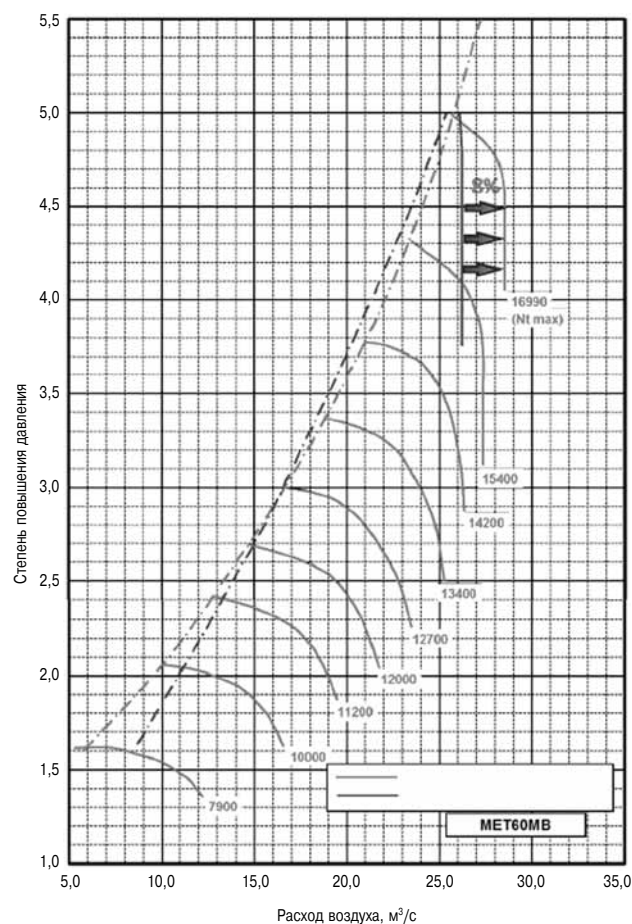
**Рис. 1.7. Сопоставление характеристик компрессоров исходного и модернизированного**

сместить в сторону снижения расходов. Результаты исследования позволяют выполнить аналогичные конструктивные изменения на турбокомпрессоре меньшего размера, что обеспечит настройку проточной части компрессора на нужную рабочую точку.

Аналогичные конструктивные изменения на компрессорах с большими расходами воздуха дали очень скромное расширение диапазона — всего на 8 % (рис. 1.8). Внесенные изменения на колесах больших размеров дали небольшое увеличение эффективного проходного сечения.

Представленные результаты исследования являются продолжением ранее выполненных фирмой работ [5]. Испытания компрессора с малым числом лопаток диффузора (рис. 1.9) показали возможность существенного расширения диапазона расходов, но со снижением максимального КПД на 1 %. Причем диапазон характеристики ТК по расходу воздуха лопаточным диффузором (ЛД) при  $\pi_k = 3,0-3,5$  шире, чем у ТК с безлопаточным диффузором (рис. 1.10).

ЛД с малым числом лопаток, которые не образуют межлопаточный канал, практически близок к безлопаточному диффузору, поэтому КПД компрессора с ним будет ниже. Увеличение чи-

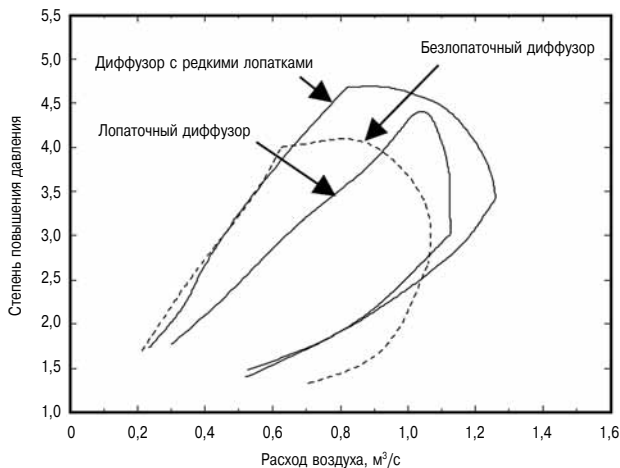


**Рис. 1.8. Сопоставление характеристик компрессоров исходного и модернизированного на большие расходы воздуха**

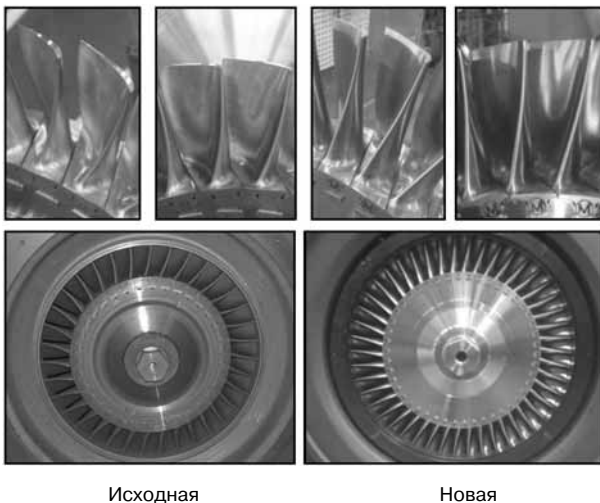


**Рис. 1.9. Лопаточный диффузор с малым числом лопаток**

сла лопаток и формирование косого среза, даже без создания заметного межлопаточного канала, позволили фирме повысить КПД и расширить диапазон характеристики по расходу.



**Рис. 1.10. Сопоставление характеристик компрессоров с различными диффузорами:** Безлопаточный, лопаточный и с малым числом лопаток



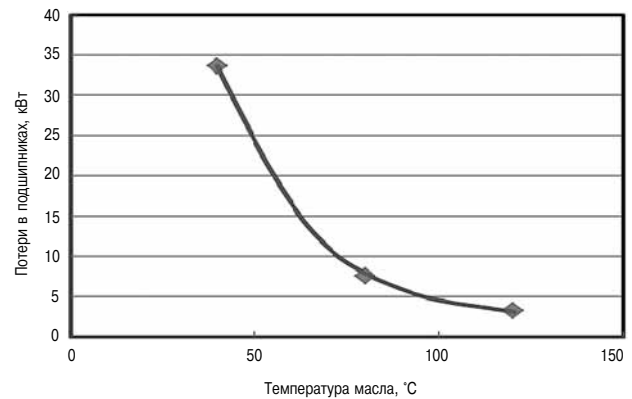
**Рис. 1.11. Сопоставление профилей лопаток турбины исходной и новой**

Повышение КПД турбины в зоне работы двигателя с низкой нагрузкой было обеспечено за счет оптимизации профиля и увеличения количества лопаток турбины (рис. 1.11).

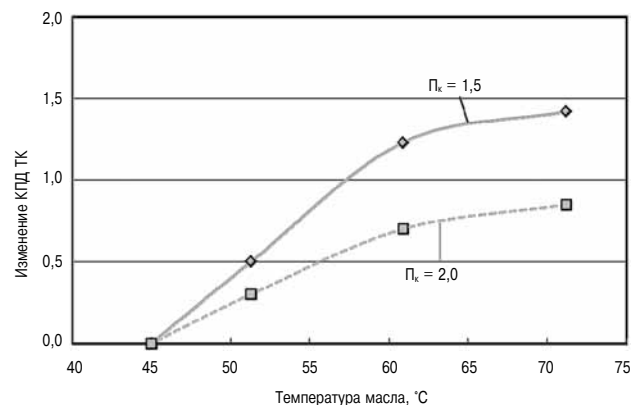
В ходе проведенных испытаний было достигнуто увеличение КПД турбины на 2 % при степени расширения давления в турбине от 1,5 до 2,0.

### 1.3. Снижение механических потерь в турбокомпрессоре

При работе малооборотных дизелей на частичных нагрузках со вспомогательной воздухоподводящей системой снижение механических потерь является эффективным средством повышения КПД турбокомпрессора. При низких степенях повышения давления, как правило, механические потери в подшипниках скольжения больше, чем шарикоподшипников, поэтому фирма МНИ-ММЕ уделяет большое внимание сокращению этих потерь.



**Рис. 1.12. Изменение мощности потерь в подшипниках ТК МЕТ83МВ в зависимости от температуры масла на входе**



**Рис. 1.13. Повышение КПД ТК в зависимости от температуры масла на входе**

В существующих конструкциях масло подается в ТК при температуре около 40 °С. Если температуру масла повысить до 50 °С, то вязкость масла снизится, и потери в подшипниках могут уменьшиться (рис. 1.12).

При испытаниях с температурой масла на уровне 70 °С КПД турбокомпрессора увеличился на 1,4 % при степени повышения давления компрессора 1,5 (рис. 1.13). При температуре масла выше 70 °С не наблюдалось дальнейшего увеличения КПД турбокомпрессора.

Так как температура подшипника повышается с увеличением нагрузки дизеля, то работа на высоких нагрузках с высокой температурой масла может привести к аварии ТК. Поэтому фирма МНИ-ММЕ разработала систему смазки с регулируемой температурой подачи масла, в которой обеспечивается его охлаждение при достижении заданной предельной температуры. Кроме того, для обеспечения надежности системы введен механизм сигнала тревоги (рис. 1.14).

Применение этой системы на ТК МЕТ83МВ позволило снизить мощность потерь в подшипниках при работе на частичной нагрузке на 30 кВт, с соответствующим уменьшением потре-

бляемой энергии вспомогательной воздушной дувкой.

Газовые двигатели фирмы МНН находят все более широкое применение, в том числе для комбинированного производства тепла и электроэнергии, и перекрывают большой диапазон выходных мощностей.

Фирма «Mitsubishi» разработала четырехтактный газовый двигатель KU30GSI-Plus (ЧН30/38) в 12- и 18-цилиндровом V-образном исполнении и диапазоном перекрываемых мощностей от 3,7 до 5,8 МВт. КПД двигателя с выходом на электрогенератор 49,5 %, а полный КПД установки с учетом утилизации отходящего тепла — 85,5 % [6].

Для оптимизации цикла Миллера был использован турбокомпрессор MET42MB (рис. 1.15), имеющий высокий КПД и степень повышения давления до 5,0. Повышение КПД специально

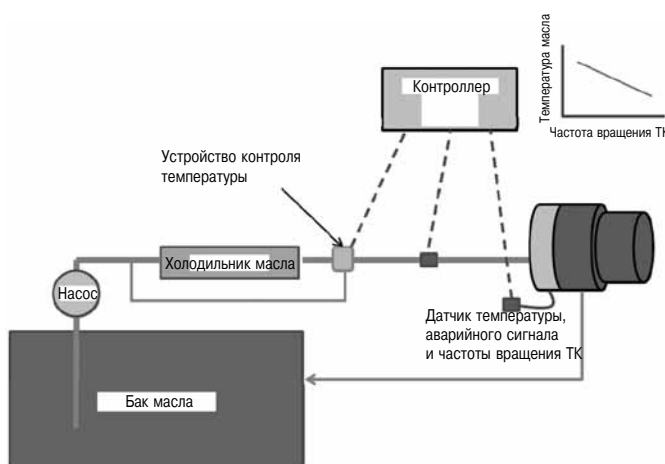


Рис. 1.14. Система смазки с регулируемой температурой подачи масла

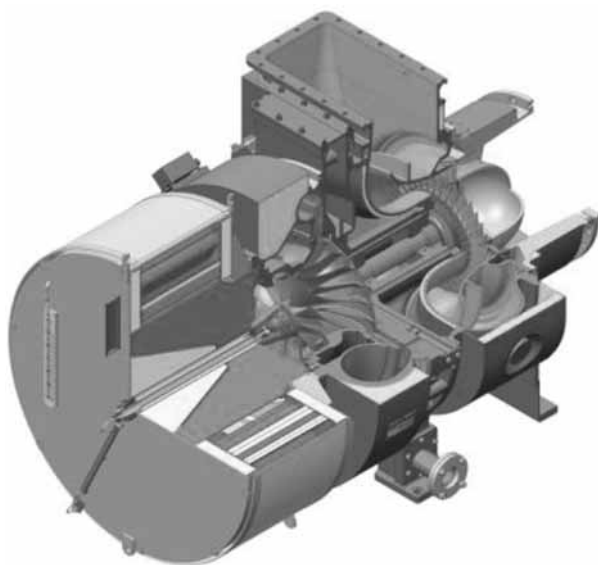


Рис. 1.15. Турбокомпрессор MET42MB

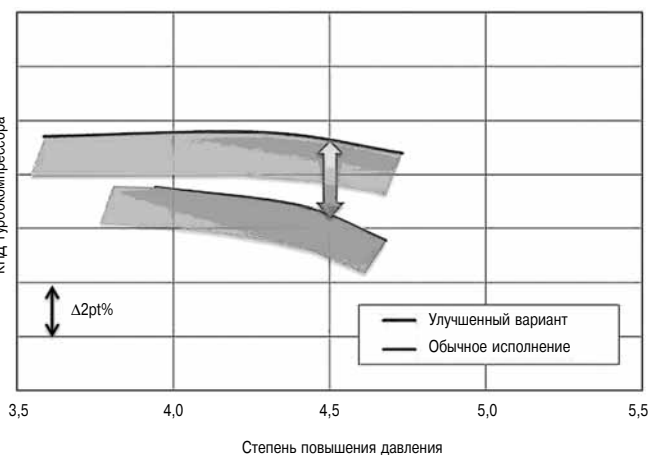


Рис. 1.16. Изменение КПД турбокомпрессоров в зависимости от настройки

настроенного турбокомпрессора составляет примерно 2 % во всем диапазоне работы двигателя (рис. 1.16).

#### 1.4. Гибридный турбокомпрессор

В 2007 фирма «Mitsubishi» разработала гибридный турбокомпрессор MET42MAG [1, 7] с электрогенератором выходной мощностью 250 кВт для 4-тактных газовых двигателей мощностью от 3500 до 5200 кВт. Генератор может выполнять функции мотора (рис. 1.17), что позволяет поддерживать коэффициент избытка воздуха в узких пределах для исключения детонации при форсировке по среднему эффективному давлению.

На основе этой конструкции фирма спроектировала гибридный ТК MET83MAG мощностью 750 кВт при 9500 об/мин для установки на двухтактный малооборотный двигатель 7S65ME-C сухогруза [7].

Первый двигатель серии UE с гибридным турбокомпрессором был введен в эксплуатацию в марте 2015 года (см. рис. 1.17) [3]. При изме-

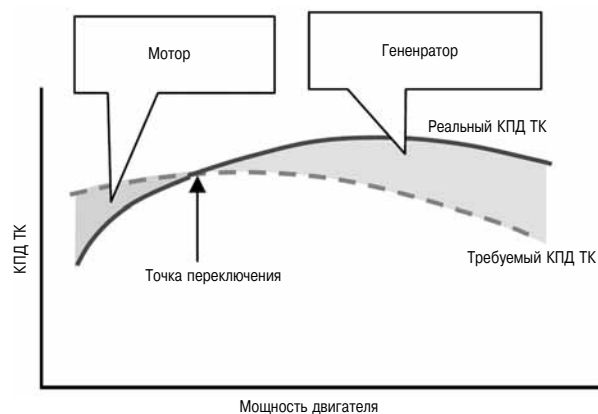


Рис. 1.17. Гибридный турбокомпрессор MET42MAG в функции мотора и генератора



Рис. 1.18. Гибридный ТК на двигателе UECS60LSE-Eco-A2

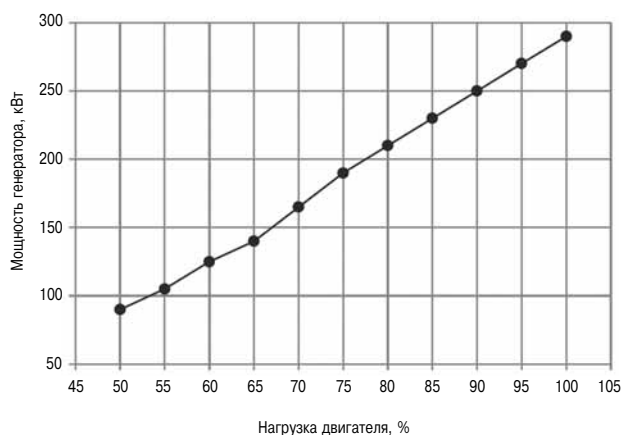


Рис. 1.19. Мощность гибридного ТК в зависимости от нагрузки двигателя

нении нагрузки от 50 до 100 % дополнительная мощность в виде электроэнергии составляет от 90 до 290 кВт (рис. 1.18).

## 2. Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.

Для обслуживания турбокомпаундных систем (ТКС) с электрогенераторами необходимо вспомогательное оборудование в виде преобразователей частоты и пультов управления. Для размещения этого оборудования требуется много места. По оценке фирмы «Mitsui» ТКС с электрогенератором может быть установлена только на больших судах. Кроме того, на многих судах не требуется большого количества электроэнергии, поэтому для них срок окупаемости в случае применения ТКС становится очень длинным.

Для замены электрогенераторов фирма «Mitsui» разработала турбогидравлическую систему (ТГС) [8]. Эта система способна преобразовывать энергию отработавших газов в форму механической мощности. В ТГС мощность, полученная гидравлическим насосом, передается гидравли-

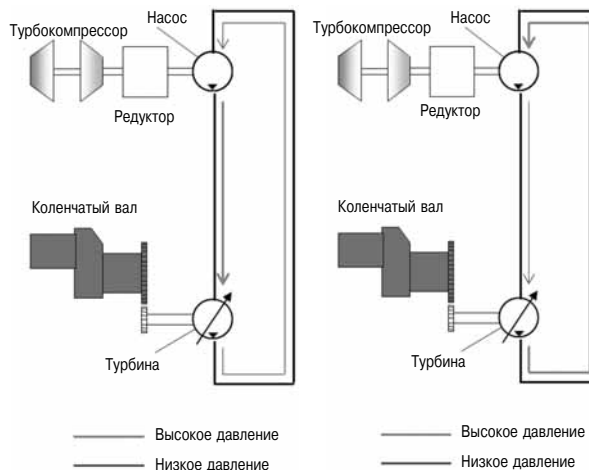


Рис. 2.1. Турбогидравлический контур передачи мощности с вала турбокомпрессора на коленчатый вал

Рис. 2.2. Турбогидравлический контур передачи мощности с коленчатого вала на вал турбокомпрессора

ческой турбине (рис. 2.1 и 2.2), соединенной с коленчатым валом

Применение ТГС для большого среднеоборотного газового двигателя типа MD36G (размерности ЧН36/48) совместно с другими технологиями обеспечила КПД двигателя выше 50 %. Установка ТГС показана на рис. 2.3 и 2.4.

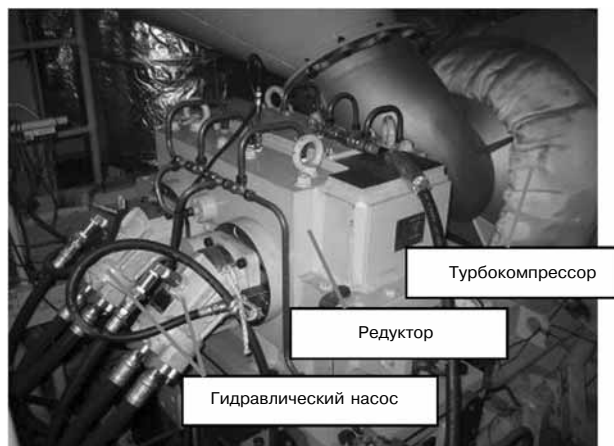


Рис. 2.3. Гидравлический насос на турбокомпрессоре



Рис. 2.4. Гидравлическая турбина на коленчатом валу

Вклад ТГС в повышение КПД двигателя составляет 3,4 %, что эквивалентно передаче на колеччатый вал 105 кВт дополнительной мощности. Ранее аналогичная ТКС была установлена на малооборотном судовом дизеле [9].

### 3. Hyundai Heavy Industries

Фирма «Hyundai Heavy Industries» поставляет четырехтактные СОД HiMSEN для буровых судов и платформ буровых установок. Шесть–восемь дизелей, установленных на судне, обеспечивают электрической энергией динамическую систему позиционирования, удерживающую судно в заданном положении при выполнении буровых работ. Двигатели в составе этой системы работают с частым изменением нагрузки от 10 до 50 % и должны быстро запускаться и выходить на рабочий режим в случае необходимости.

Для улучшения топливной экономичности и снижения выбросов  $\text{NO}_x$  на частичных нагрузках фирма использует цикл Миллера с изменяемым углом закрытия впускного клапана и настройку ТК на частичную нагрузку с уменьшением площади соплового аппарата и сброса воздуха из ресивера наддувочного воздуха при нагрузке выше 85 % [10]. Моделирование работы такой установки было выполнено на СОД размерности 16СН32/40 со средним эффективным давлением 26 бар при 720 об/мин. Давление наддува на номинальной мощности поддерживалось на уровне 5 бар с ограничением максимального давления сгорания 200 бар.

В диапазоне нагрузок от 25 до 85 % получено снижение удельного расхода топлива приблизительно 2,5 г/кВт·ч (рис. 3.1) при одновременном снижении выбросов  $\text{NO}_x$  на 0,3 г/кВт·ч по сравнению с обычным дизелем той же размерности.

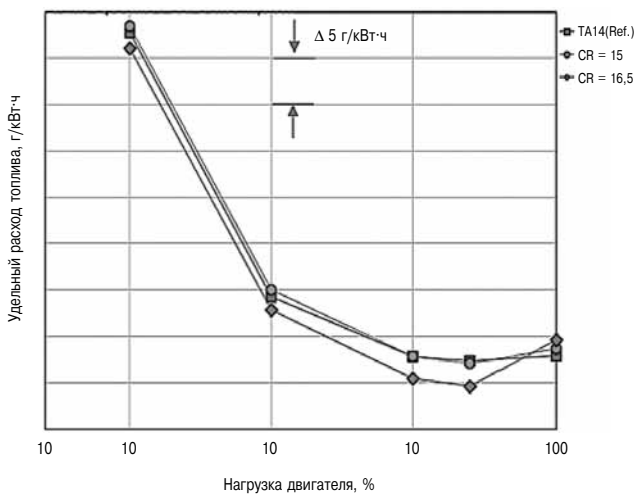


Рис. 3.1. Снижение удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки двигателя HiMSEN

### 4. YANMAR CO., LTD.

Фирма YANMAR использовала двухступенчатую систему наддува (ДСН) для оптимизации работы двигателя на частичных нагрузках [11]. Результаты исследований представлены на диаграмме рис. 4.1 (в координатах расход топлива  $g_e$ , г/кВт·ч — выбросы  $\text{NO}_x$ , г/кВт·ч) для 50 %-ной нагрузки двигателя, работающего по генераторной характеристике. Из рис. 4.1 видно, что на двигателе с ДСН и глубоким циклом Миллера достигается снижение удельного расхода топлива на 8 г/кВт·ч при обеспечении требований по выбросам  $\text{NO}_x$  IMO Tier II.

Наличие электронной системы управления впрыском топлива (EUP) совместно с ДСН обеспечивает снижение  $g_e$  до 5 г/кВт·ч при работе в зоне контроля выбросов (ECA), а вне зоны ECA снижение  $g_e$  достигает 10 г/кВт·ч.

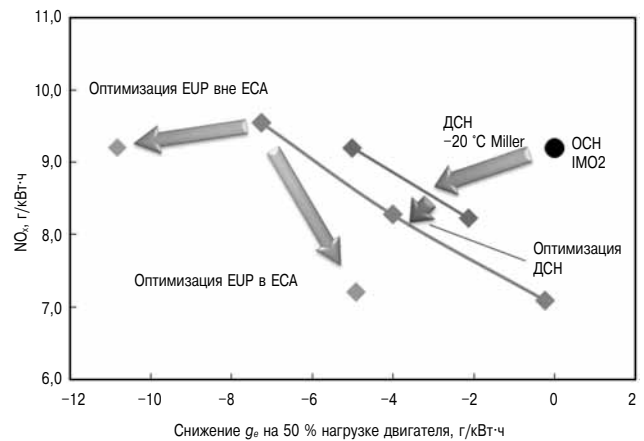


Рис. 4.1. Соотношение между снижением удельного расхода топлива и эмиссии  $\text{NO}_x$

### 5. ABB Turbo Systems & IHI Corporation

Фирма АВВ совместно с IHI Corporation разработала ряд ТК с радиальной турбиной для вспомогательных дизелей судовых установок мощностью менее 2MW, соответствующих требованиям по выбросам  $\text{NO}_x$  IMO Tier II без какой-либо дополнительной обработки отработанных газов. Требования IMO Tier III могут быть выполнены в сочетании с SCR (селективное каталитическое восстановление) или альтернативными технологиями [12, 13]. Новый ряд турбокомпрессоров состоит из трех типоразмеров, охватывающих диапазон расходов воздуха от 0,6 м<sup>3</sup>/с до 3,5 м<sup>3</sup>/с. Степень повышения давления изменяется в диапазоне от 3,5 (самая низкая) до 5,2–5,4 в зависимости от типоразмера (рис. 5.1). Вспомогательные двигатели большую часть времени работают с нагрузкой 30–70 % от номинальной, поэтому настройка проточных частей ТК выполнена на эти режимы (рис. 5.2).

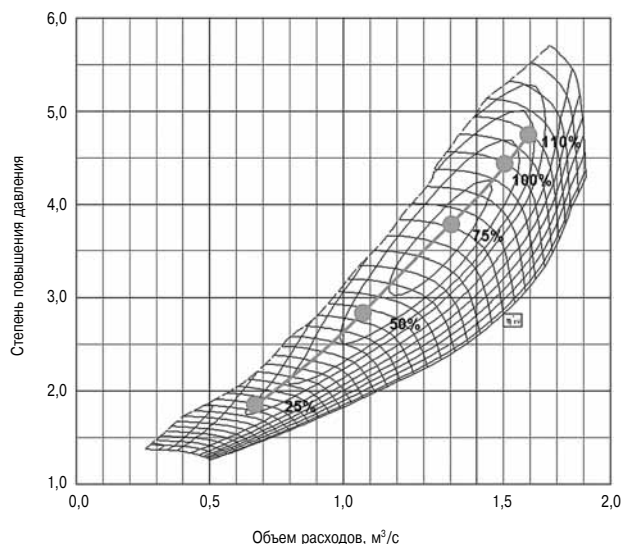


Рис. 5.1. Характеристика компрессора с настройкой на частичные режимы двигателя

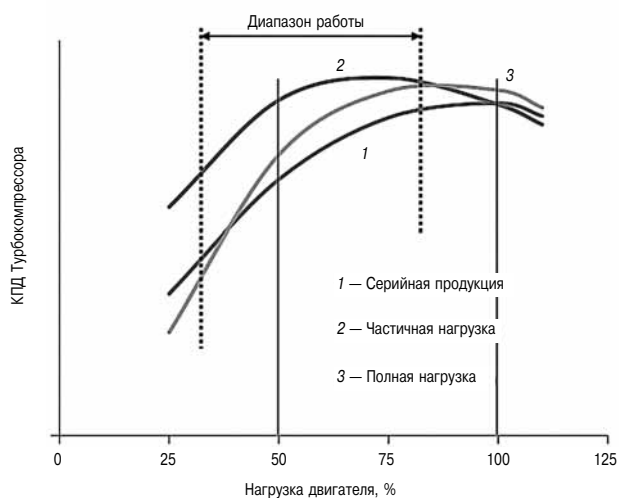


Рис. 5.2. КПД турбокомпрессора при настройке на частичную или полную нагрузку

## 6. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG

Для увеличения эффективности с одновременным снижением выбросов  $\text{NO}_x$  фирма Caterpillar предлагает в цикл утилизации отходящего тепла включить для выработки электроэнергии паровую турбину с циклом Ренкина (Organic Rankine Cycle — ORC), которая является одним из потребителей пара [14]. Исследования выполнены на базе судового двухтопливного двигателя M46DF в дизельном и газовом варианте. Основные параметры двигателя приведены в табл. 6.1.

В настоящее время энергия отработавших газов (ОГ) при установке котла-утилизатора используется главным образом для теплоснабжения, хозяйственных и технологических целей. Причем в ряде случаев имеется возможность дополнительной выработки пара за счет

### Основные параметры двигателя M46DF

Параметры	Размерность	Дизель	Газовый
Вариант		Дизель	Газовый
Эмиссия		IMO II	IMO III
Мощность	кВт/цил	965	965
Частота вращения	Об/мин	500/514	500/514
$p_{me}$	бар	22,8/22,2	22,8/22,2
КПД	%	46,3	49,0
Диаметр	мм	460	460
Ход	мм	610	610

отходящего тепла, который может быть преобразован в электроэнергию в цикле ORC.

Цикл ORC работает по тому же самому принципу, как и обычный паровой цикл (рис. 6.1).

На основе анализа термодинамики и процесса утилизации в качестве теплоносителя используется фторуглеродная жидкость R245fa, точка кипения которой ниже температуры окружающей среды ( $15,3\text{ }^\circ\text{C}$ ). Адиабатический напор для нее значительно ниже, чем для пара, поэтому можно использовать одноступенчатую турбину.

Модуль ORC — отдельный агрегат с номинальной электрической мощностью 309 кВт и КПД 13,9 %. По результатам анализа профиля нагрузки двигателя для эффективного использования модуля ORC он был спроектирован на нагрузку двигателя 65 %. Его мощность и вклад в повышение КПД установки в зависимости от нагрузки двигателя приведены в табл. 6.2 для дизеля и газового двигателя.

Из данных таблицы следует, что вклад модуля ORC в повышение КПД составляет от 4 % на

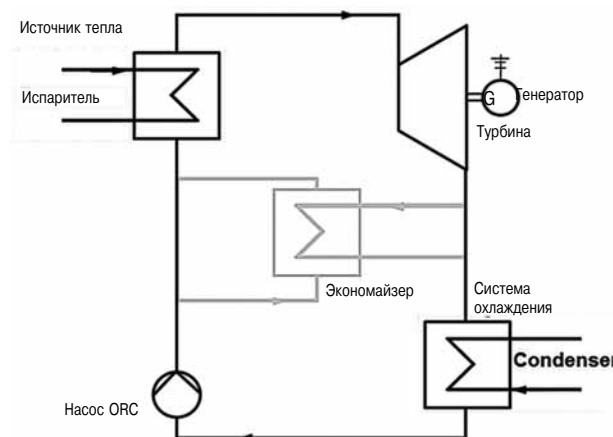


Рис. 6.1. Схема цикла Ренкина



Таблица 6.2

Повышение КПД установки при использовании модуля ORC

Газовый двигатель					
Нагрузка, %	Мощность, кВт	Энергия пара, кВт	КПД ORC, %	Мощность ORC, кВт	Повышение КПД
100	7720	2766	13,9	309	4,0
85	6562	2599	13,9	309	4,7
75	5790	2419	13,9	309	5,3
50	3860	1923	13,3	256	6,6
25	1930	1156	11,6	134	7,0
15	1158	841	10,9	92	8,0
Дизель					
Нагрузка, %	Мощность, кВт	Энергия пара, кВт	КПД ORC, %	Мощность ORC, кВт	Повышение КПД
100	7720	2624	13,9	309	4,0
85	6562	2188	13,9	304	4,6
75	5790	1992	13,9	268	4,6
50	3860	1732	13,3	223	5,8
25	1930	1154	11,6	135	7,0
15	1158	759	10,8	82	7,1

номинальной мощности и возрастает до 7–8 % при снижении нагрузки.

Представленные данные относятся к одному двигателю с учетом того, что каждый двигатель на многомоторном судне работает приблизительно 4000 ч/год. Эффективность использования модуля ORC снижается, а срок его окупаемости увеличивается. Поэтому модуль ORC встраивается в

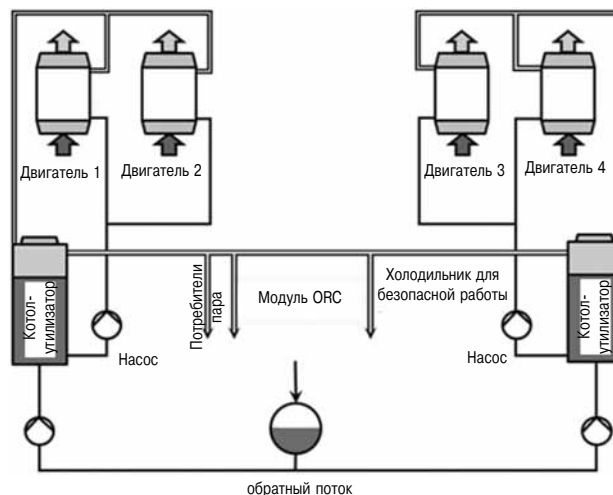


Рис. 6.2. Модуль ORC, встроенный в паровую систему судна

штатную паровую систему судна, что делает его работу независимой от времени работы отдельного двигателя и обеспечивает выработку электроэнергии, как только избыточный пар доступен (рис. 6.2).

Изучение характеристических профилей нагрузки многомоторного судна позволило сократить срок окупаемости модуля ORC до 2–4 лет. На период окупаемости влияет средняя мощность ORC и стоимость используемого топлива.

Литература

1. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности за счет оптимизации систем наддува. Двигателестроение. — 2013, №. 2, 3, 4.
2. Koichi S., Yasuhiro W., Yoshihisa O., Yoshikazu I. New Generation Development for Mitsubishi Turbochargers. № 076, CIMAC 2016, Helsenky.
3. Imanaka K., Matsuda C., Aota A., Edo K. The Latest Technologies of Mitsubishi UEC Engine. №149, CIMAC 2016, Helsenky.
4. Ono Y. Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. №15, CIMAC 2013, Shanghai.
5. Ibaraki S., Ogita H., Yamada T. Development of a Wide Operating Range Turbocharger Compressor with a Low Solidity Vaned Diffuser. Paper № 166, CIMAC 2007, Vienna.
6. Yoshizumi H., Esaki M., Suzuki H., Ishida M., Namekawa S., Andou J. Improvement of power generation efficiency and heat recovery of cooling energy in Mitsubishi KU30GSI gas engine for better heat and power utilization. № 189, CIMAC 2016, Helsenky.
7. Teshima T., Kimura M., Shiraishi K., Ono Y. Development of New Turbocharger Technology for Energy

Efficient and Low Emission Diesel Power Plant. №204, CIMAC 2010, Bergen.

8. Mayuzumi K., Kondo M., Oka T., Kato H., Takemoto H. Latest development of Large Gas Engine (MD36G). № 86, CIMAC 2016, Helsenky.
9. N. Sakairi, et al., Development of Turbo Hydraulic System on Large Marine Diesel Engine. № 146, CIMAC 2013, Shanghai.
10. Park T., Kim K., Cho S., Kim S. HiMSEN Engine's Solution for Engine Starting and Low Load Operation. № 190, CIMAC 2016, Helsenky.
11. Fukui Y., Hamaoka S., Takahata Y., Tremuli P. Development of Low Fuel Consumption Technology for Medium Speed Diesel Engines. № 148, CIMAC 2016, Helsenky.
12. Schlienger J., Nakano K. Radial Turbocharger for small bore Marine Auxiliary Engines. №194, CIMAC 2016, Helsenky.
13. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Турбокомпрессоры фирмы АВВ Turbo Systems с радиальной турбиной. Двигателестроение. — 2016, № 4.
14. M. Sturm, A. Banck. Waste heat recovery solution for marine applications. № 199, CIMAC 2016, Helsinki.