

## УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ НАДДУВА

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

В предыдущих разделах обзора выполнен анализ развития систем регистрового наддува фирм MTU, «Mitsubishi», MAN, «Honeywell». Показаны возможности применения регистрового наддува для улучшения топливной экономичности при работе двигателей на частичных нагрузках. В заключительной части обзора приводится анализ конструкций различных турбокомпаундных систем с силовой и паровой турбинами, гидравлическими моторами и гибридными турбокомпрессорами с высокоскоростными генераторами. Эффективность различных видов турбокомпаундных систем находится в диапазоне 5–13 %, что эквивалентно увеличению мощности или снижению расхода топлива на 3–10 %.

(Продолжение. Начало в № 2 (256), 3 (257) 2014)

### 2. Утилизация отходящего тепла

Двигатели с турбокомпрессорами используют только определенную часть энергии ОГ для наддува, поэтому, кроме настройки турбокомпрессора на полную нагрузку, для получения высокого КПД силовой установки возможна утилизация остающейся энергии ОГ с помощью турбокомпаундных систем (ТКС). Чем выше КПД турбокомпрессора, тем большее количество энергии может быть утилизировано, поэтому непрерывно ведутся работы в этом направлении (рис. 2.1).

Если раньше повышение давления наддува обеспечивало прежде всего повышение мощности двигателя, то теперь это требуется и для соблюдения норм по выбросам  $\text{NO}_x$ . Так, для двухтактных малооборотных двигателей считается необходимой степень повышения давления на уровне 4,7 с высоким КПД турбокомпрессора. Для удовлетворения этих требований фирма «Mitsubishi» в 2010 г. приступила к выпуску турбокомпрессоров типа MET-MB [25]. В турбокомпрессоре MET71MB может быть достигнута степень повышения давления, равная 5,0, а его модификации обеспечивают КПД от 70 до 72 % при  $\pi_k = 4,5$  (рис. 2.2).

Более высокий КПД нового ряда турбокомпрессоров позволяет отбирать большее количество ОГ на силовую турбину. Турбокомпрессор MET83MA, по сравнению с турбокомпрессором

MET66SC, который использовался в системе утилизации тепла в 1984 г., имеет КПД приблизительно на 3 % больше при более высоких степенях повышения давления, что обеспечивает возможность увеличения перепуска ОГ на силовую турбину на 20 % при сохранении условий работы двигателя (рис. 2.3).

Турбокомпаундная система полной утилизации тепла состоит из силовой (СТ) и паровой турбин, соединенных между собой редукторами и мотор-генераторами. В качестве примера можно привести установку MARC\_HRS, разработанную фирмой MAN (рис. 2.4) [1].

Силовая турбина приводит в движение ОГ, частично отбираемыми от основного потока. В паровую турбину поступает пар из котла-утилизатора, расположенного на выходе ОГ из ТК главного двигателя. Безредукторный мотор-генератор на валопроводе главного двигателя включен в общую систему электрообеспечения со вспомогательными дизель-генераторами. Мотор-генератор может работать как двигатель, передавая дополнительную мощность на винт при маневрировании и неблагоприятной погоде, или как генератор, передающий энергию различным бортовым потребителям.

Установка MARC\_HRS фирмы MAN состоит из отработанных элементов силовой турбины, паровой турбины и редукторов от одного поставщика. Оптимизация всех элементов системы

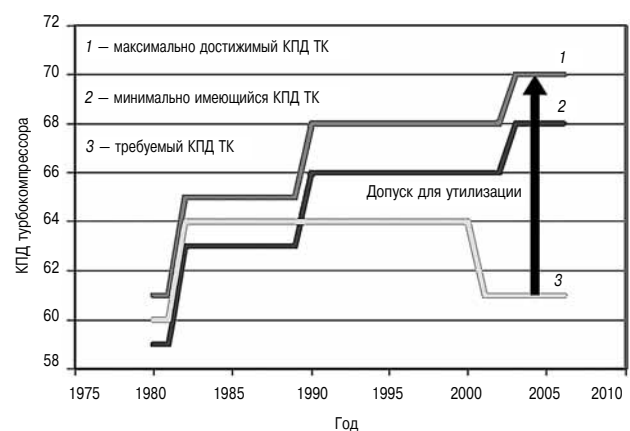


Рис. 2.1. Повышение КПД турбокомпрессора за счет разработки новых проточных частей компрессора и турбины [18,19]

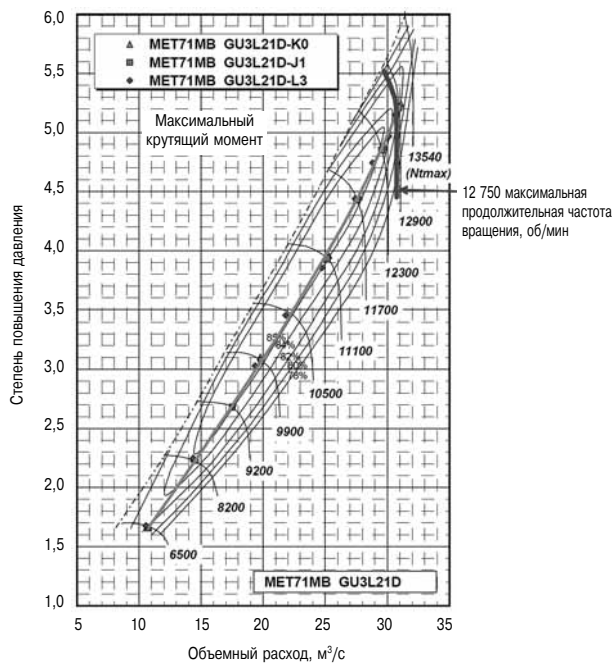


Рис. 2.2. Характеристика компрессора и КПД турбокомпрессора MET71MB

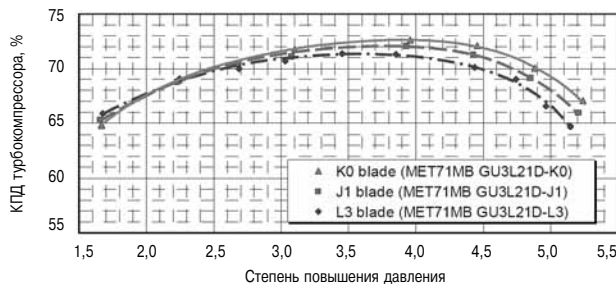


Рис. 2.3. Сопоставление КПД турбокомпрессоров MET66SC и MET83MA

позволила получить до 13 % дополнительной мощности, что эквивалентно существенной экономии топлива. Оценка термодинамического цикла показала, что максимальный КПД установки соответствует диапазону нагрузок главного двигателя 75–85 %, при которой обеспечивается крейсерская скорость судов (рис. 2.5).

ТКС фирмы MAN состоит из стандартных модулей, обеспечивающих оптимальную настройку при комплектации двухтактных двигателей фирмы, которые устанавливаются на сухогрузах и контейнеровозах. Применение ТКС позволяет сни-

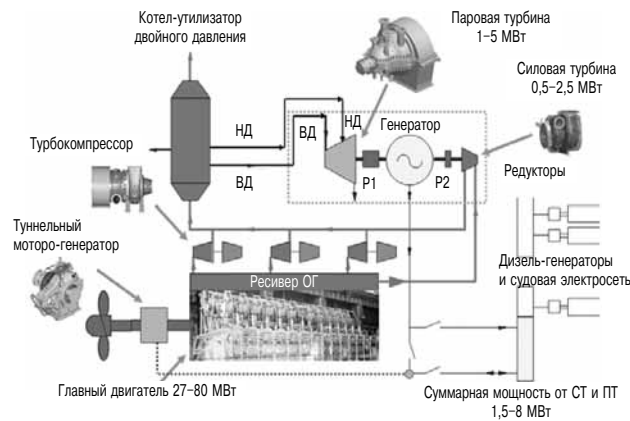


Рис. 2.4. Принципиальная схема турбокомпаундной установки MARC\_HRS фирмы MAN

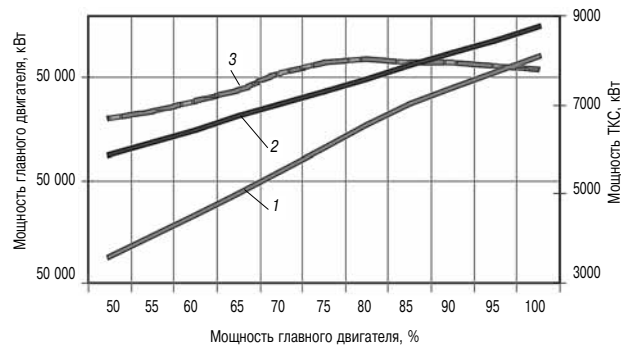


Рис. 2.5. Мощность турбокомпаундной системы и КПД силовой установки в зависимости от мощности главного двигателя: 1 — мощность ТКС; 2 — мощность главного двигателя; 3 — КПД силовой установки

зять расход топлива и обеспечить поддержание проектной крейсерской скорости судна. Общий вид установки приведен на рис. 2.6.

ТКС могут иметь различное исполнение и принцип действия. Так, в докладе фирмы «Wartsila» [20] для утилизации отходящего тепла двухтактных дизелей предложена принципиальная схема турбокомпаундной установки (рис. 2.7), применяемой в настоящее время. В предложенной схеме отсутствует силовая турбина и мотор-генератор на валопроводе главного двигателя.

Не делая привязки к какому-либо элементу двигателя и режиму работы, фирма сообщает, что при нагрузке двигателя выше 50 % есть возможность получить дополнительную электрическую энергию в объеме 5–6 % от мощности двигателя только за счет утилизации энергии пара котла-утилизатора в паровой турбине.

Сопоставление параметров силовой и паровой турбин, выполненное фирмой MAN, показывает, что паровая турбина дает больший выигрыш, чем силовая (рис. 2.8) [1].

Отбор ОГ для работы ТКС приводит к падению КПД турбокомпрессора, поэтому он до-

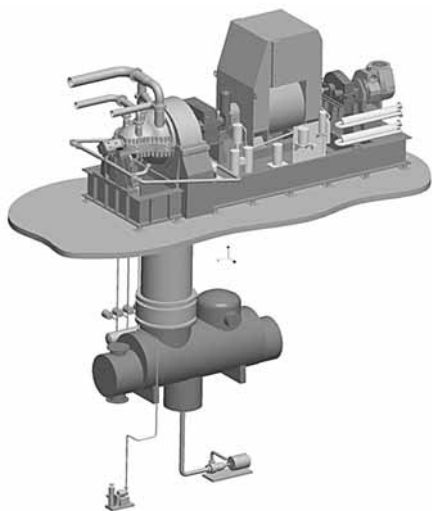


Рис. 2.6. Внешний вид турбокомпаундной установки MARC\_HRS фирмы MAN

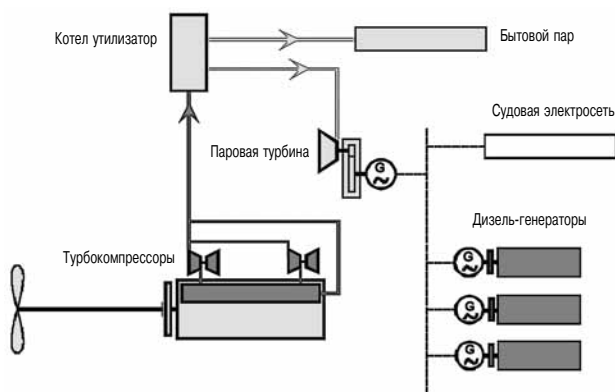


Рис. 2.7. Принципиальная схема турбокомпаундной системы, применяемой фирмой «Wartsila» на двухтактных дизелях

пустим только на средних и высоких нагрузках. Нижний диапазон работы силовой турбины ограничен приблизительно 50%-ной нагрузкой двигателя со снижением мощности СТ до 30 % (рис. 2.9).

Точка отключения СТ на мощности двигателя 50% является ориентировочной, она может быть различной в зависимости от назначения силовой установки, что и отражено на рис. 2.8.

Если СТ использует энергию части ОГ для расширения, то генератор паровой турбины использует оставшуюся теплоту ОГ для парообразования в утилизационном котле после турбокомпрессоров. Поэтому выходная мощность может быть получена при более низких нагрузках двигателя за счет более высокой температуры перепуска газов на котел-утилизатор.

Несмотря на термодинамическое преимущество утилизации тепла в паровой турбине фирма MAN отдает предпочтение ТКС с силовой турбиной TCS-PTG (рис. 2.10) [21].

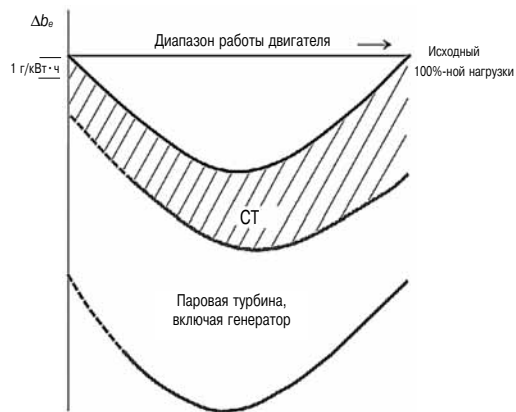


Рис. 2.8. Сравнение параметров силовой и паровой турбин на высокой нагрузке

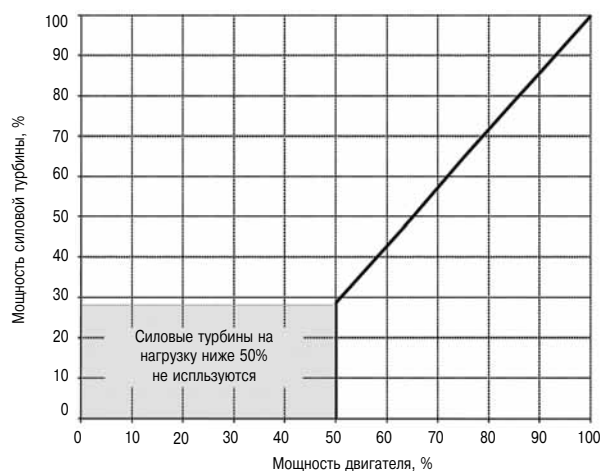
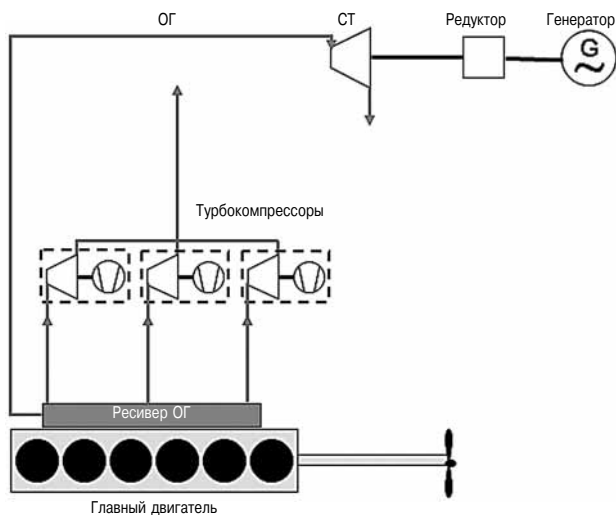


Рис. 2.9. Мощность турбины в зависимости от нагрузки двигателя

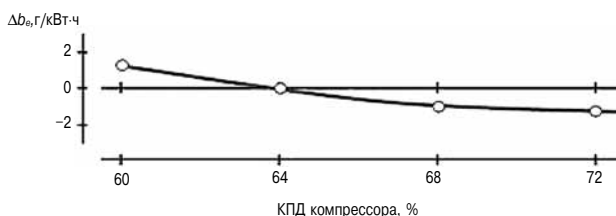
Если снижение КПД турбокомпрессора при перепуске газа на силовую турбину с 68 до 60 % сопровождается увеличением расхода топлива примерно 2 г/кВт·ч (рис. 2.11), то с учетом мощности, полученной на силовой турбине, снижение общего удельного расхода топлива составляет 7 г/кВт·ч при полной нагрузке.

Исходя из возможного падения КПД турбокомпрессора на 4 % при полной нагрузке, фирма оценила возможность применения СТ в диапазоне мощностей от 500 до 2900 кВт при мощности главного двигателя выше 12 МВт.

Модульное исполнение силовой турбины позволяет применить ее как в полномасштабных проектах утилизации отходящего тепла, так и в случае прямой передачи мощности коленчатому валу или в качестве автономного блока для получения мощности в турбокомпаундной системе с силовой турбиной и генератором (TCS-PTG) (рис. 2.12). В последнем случае она оборудуется системами автоматизации и средствами управления, синхронизирующими работу силовой турбины с отдельными элементами системы.



**Рис. 2.10.** Схема турбокомпаундной системы с силовой турбиной фирмы MAN — система TCS-PTG



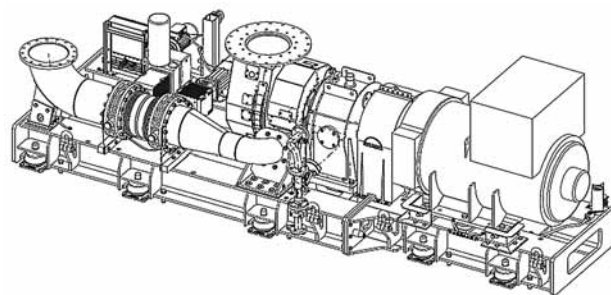
**Рис. 2.11.** Влияние КПД турбокомпрессора на изменение удельного расхода топлива

Для СТ используются три типоразмера радиальных турбин и одна турбина осевого типа из номенклатуры турбокомпрессоров производства фирмы MAN с диаметрами колес в пределах от 180 для PT18 до 350 мм для турбины осевого типа PT55.

Особенностью конструкции системы TCS-PTG с силовой турбиной радиального типа является прямая связь с двухступенчатым планетарным редуктором. На входе в редуктор частота вращения находится в пределах от 22 000 до 35 000 об/мин. На выходе редуктор вращает генератор через сцепление с частотой 1500 или 1800 об/мин, что эквивалентно частоте 50 или 60 Гц.

Турбина и редуктор спроектированы как единый агрегат, имеющий один опорный и один упорный подшипники в корпусе СТ, тогда как вторая опора ротора создается эффектом сосредоточения сил между шестернями планетарного редуктора. Такое решение обеспечивает компактную конструкцию агрегата.

В 2013 г. фирма MAN выполнила три заказа на поставку установок с силовыми турбинами: один заказ для главного двигателя контейнеровоза с турбиной мощностью 900 кВт и два заказа для стационарных установок. На одной из них установлены две турбины суммарной мощностью



**Рис. 2.12.** Автономная турбокомпаундная система TCS-PTG фирмы MAN

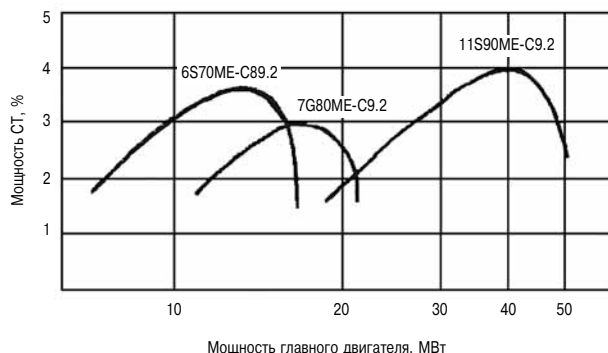
1400 кВт, на второй — одна турбина мощностью 600 кВт.

Фирма выполнила коммерческую оценку целесообразности применения СТ на двигателях 11S90ME-C9.2 мощностью 50 МВт, 7G80ME-C9.2 мощностью 21,3 МВт и 6S70ME-C8.2 мощностью 16,7 МВт с учетом профиля нагрузок и цены топлива 650 долл. за тонну. На первом двигателе экономия расходов за год составляет 793 тыс. долл., на втором — 239 тыс. долл., на третьем — 205 тыс. долл. Данных по стоимости силовых установок не приводится, и срок их окупаемости не оценивается.

Максимальные мощности силовых турбин для указанных выше двигателей составляют 1720, 530 и 510 кВт соответственно, а мощность СТ в % от мощности двигателя с учетом профиля нагрузки представлена на рис. 2.13.

В большинстве случаев главные двигатели работают при нагрузке ниже максимальной длительной мощности, поэтому турбокомпрессоры настраиваются на мощность двигателя 85% с максимальным перепуском ОГ на силовую турбину. При 100 %-ной нагрузке величина перепуска уменьшается, что приводит к снижению мощности силовой турбины, но зато увеличивается давление продувочного воздуха.

Как правило, ТКС используются при нагрузке двигателя более 50 %. По мнению фирмы «Mitsubishi» в комбинации с регистровой системой



**Рис. 2.13.** Мощность силовых турбин различных типоразмеров в зависимости от мощности двигателя

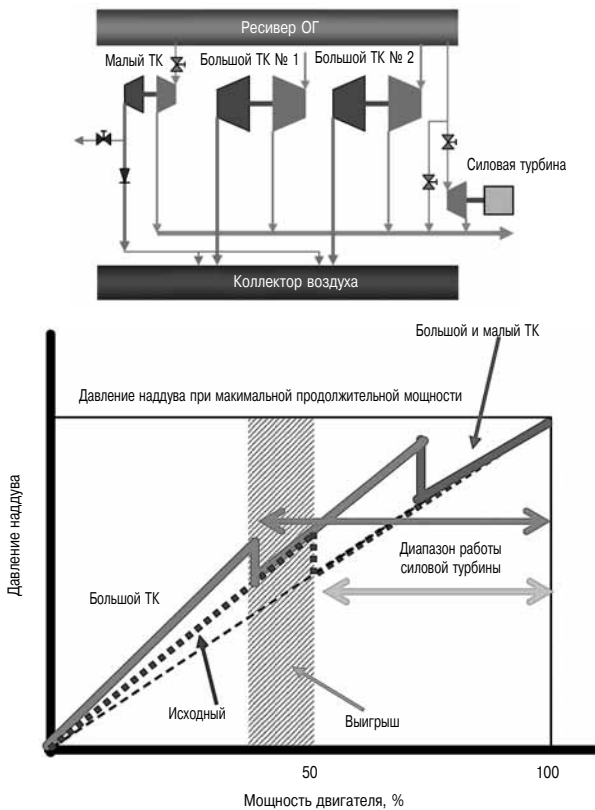


Рис. 2.14. Регистровая система наддува с силовой турбиной

наддува включение в работу СТ может быть реализовано при более низких нагрузках, что позволяет увеличить долю утилизируемого тепла (рис. 2.14) [25].

В регистровой системе наддува турбокомпрессор первой ступени работает на низкой нагрузке двигателя, поэтому давление продувочного воздуха выше, и возможен пуск силовой турбины при работе двигателя с более низкой нагрузкой. Так как давление продувочного воздуха при регистровом наддуве выше, то и мощность силовой турбины также возрастает. Расчетный анализ, выполненный для двигателя мощностью 42 160 кВт, показал, что при перепуске газа на СТ в количестве 13 % и пропускной способности турбины второй ступени, равной 15 % от пропускной способности всей системы, увеличение мощности силовой турбины составляет 26 % (рис. 2.15).

Наряду с классическим исполнением используются ТК с отбором избыточной мощности непосредственно от ротора ТК, соединенного с высокоскоростным генератором (гибридный турбокомпрессор). Такие разработки ведутся в Японии фирмами «Mitsubishi» и «Mitsui». Преимущества и недостатки гибридных ТК подробно рассмотрены в работе [22]. В 2007 г. гибридные ТК были разработаны для двигателей мощностью около 1000 кВт с мощностью электрических

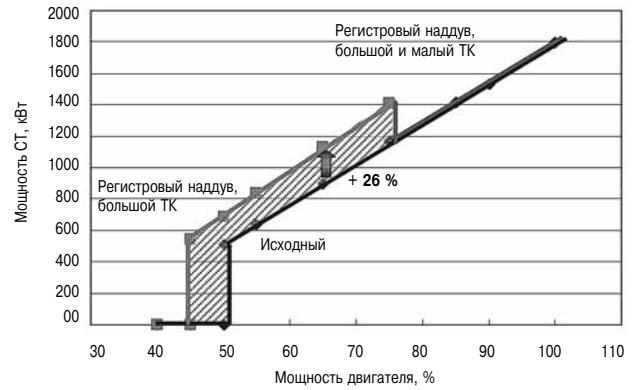


Рис. 2.15. Сравнение расчетных мощностей силовой турбины при регистровой и обычной системах наддува

генераторов 20–40 кВт, которые успешно прошли опытную эксплуатацию.

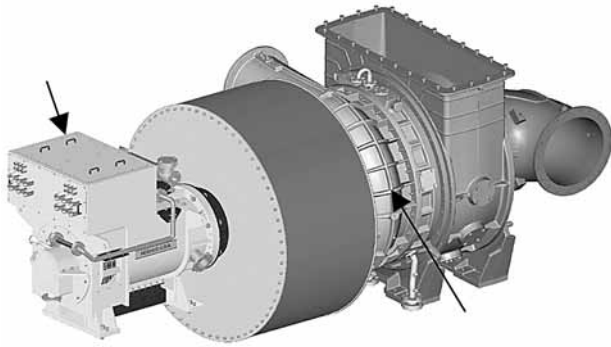
Последние успехи в технологии создания высокоскоростных генераторов позволили перейти к более высоким мощностям. Так, фирмы «Mitsui» и «Nishishiba» разработали высокоскоростной генератор мощностью 1300 кВт при 10 500 об/мин (рис. 2.16) для совместной работы с самым большим турбокомпрессором ТСА88 фирмы MAN. На двигателе 11K98MC-C (62 810 кВт при 104 об/мин) установлено три турбокомпрессора (рис. 2.17) [23].

Высокоскоростной генератор перед сборкой был обкатан с приводом от электродвигателя, а гибридный турбокомпрессор был испытан на горячем стенде. Расходные характеристики системы для 100 и 60 % нагрузки двигателя показаны на рис. 2.18.

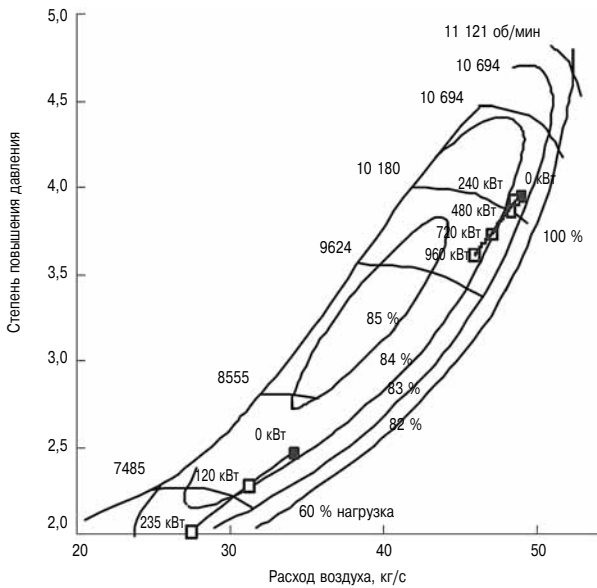
Надписи вблизи точек на графике соответствуют выходной мощности системы. Точки 0 кВт соответствуют режиму работы турбокомпрессора без генератора. Если выходная мощность системы увеличивается, то скорость турбокомпрессора уменьшается, и рабочие точки смещаются



Рис. 2.16. Высокооборотный генератор мощностью 1300 кВт



**Рис. 2.17. Гибридный турбокомпрессор с высокооборотным генератором**



**Рис. 2.18. Характеристика компрессора TSA88 с нанесенной расходной характеристикой турбокомпаундной системы**

в сторону более низкого давления и меньшего расхода воздуха. Однако расходная характеристика приблизительно эквивалентна той, что и без ТКС, поэтому высокий КПД компрессора сохраняется и при работе с генератором. По результатам испытаний установлено, что ТКС способна вырабатывать электроэнергию в количестве более 4 % от мощности главного двигателя.

В 2007 г. фирма «Mitsubishi» разработала гибридный турбокомпрессор MET42MAG [24, 22] с выходной мощностью 250 кВт для четырехтактных газовых двигателей мощностью от 3500 до 5200 кВт. Генератор может выполнять функции мотора, как показано на рис. 2.19, что позволяет поддерживать коэффициент избытка воздуха в узких пределах для исключения детонации при высоких значениях эффективного давления.

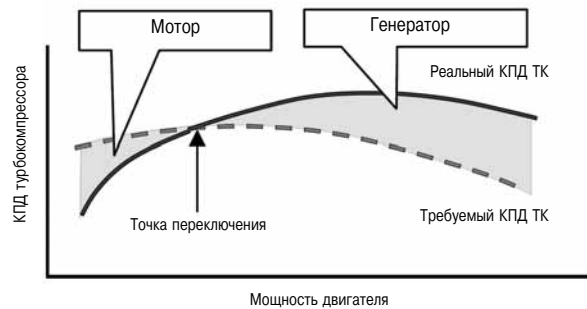
На основе этой конструкции фирма спроектировала гибридный ТК MET83MAG мощностью

750 кВт при 9500 об/мин для установки на двухтактный малооборотный двигатель 7S65ME-C сухогруза (рис. 2. 20) [25]. Генератор синхронного типа с четырехполюсным постоянным магнитом конструктивно встроен в фильтр-глушитель компрессора. Для надежной работы генератора был выполнен детальный анализ его теплового баланса для вариантов охлаждения водой и воздухом.

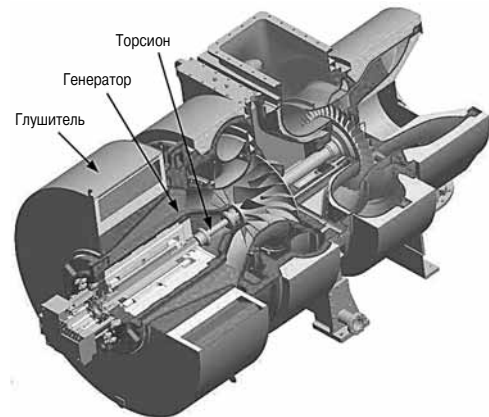
Если на двигателе установлено несколько турбокомпрессоров, то в целях экономии стоимости оборудования предлагается использовать только один гибридный турбокомпрессор (рис. 2.21). В этом случае величина утилизированной мощности регулируется так, чтобы скорость гибридного турбокомпрессора соответствовала скорости других ТК. По этой причине пропускная способность турбины гибридного турбокомпрессора больше, чем стандартного ТК. Это обеспечивает устойчивую работу турбокомпрессора, если используется только один гибридный турбокомпрессор.

Фирма «Mitsubishi» выполнила расчетный сравнительный анализ трех вариантов ТКС для двигателя 7UEC60LSII мощностью 14315 кВт при 105 об/мин:

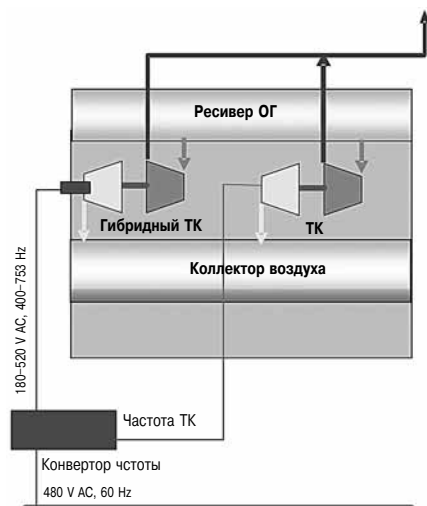
— с паровой турбиной с перепуском 10 % ОГ на котел-утилизатор;



**Рис. 2.19. Гибридный турбокомпрессор MET42MAG в функции мотора и генератора**



**Рис. 2.20. Гибридный турбокомпрессор MET83MAG**



**Рис. 2.21. Гибридный турбокомпрессор в системе наддува с несколькими турбокомпрессорами**

- с паровой и силовой турбиной с перепуском 10 % ОГ на силовую турбину;
- с паровой турбиной и гибридным турбокомпрессором MET53MAG.

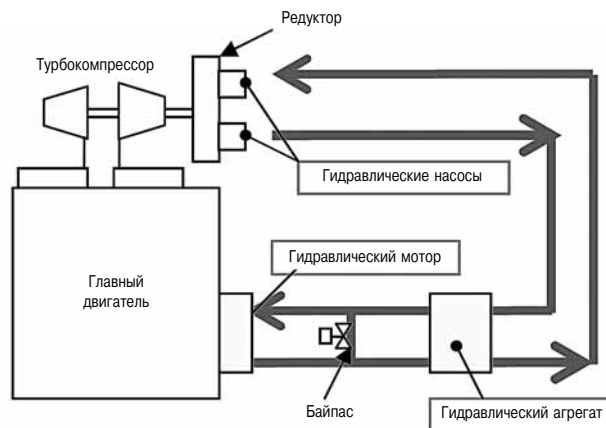
Мощности этих ТКС составляют, соответственно, 1057 кВт (7,4 %), 1295 кВт (9 %) и 1389 кВт (9,7 %). Как видно, во всех случаях присутствует паровая турбина как обязательный элемент системы.

Для обслуживания ТКС с электрогенераторами необходимо вспомогательное оборудование в виде преобразователей и пультов, в которых они установлены. Для размещения оборудования требуется много места, поэтому, по мнению фирмы «Mitsui», такая ТКС может быть установлена только на больших судах, таких как контейнеровоз [18]. Кроме того, на многих судах не требуется большое количество электроэнергии. Например, на сухогрузах с мощностью главного двигателя порядка 10 000 кВт потребность в электроэнергии не превышает 500 кВт, поэтому для таких судов срок окупаемости применения ТКС становится очень длинным.

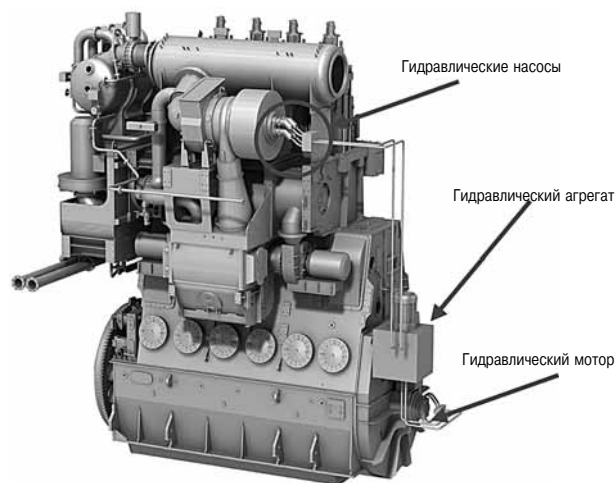
Для замены электрогенераторов фирма «Mitsui» разработала турбогидравлическую систему (ТГС) (рис. 2.22, 2.23) [18, 19]. Эта система способна преобразовывать энергию отработавших газов в механическую мощность посредством гидравлики. В ТГС мощность, выработанная гидравлическими насосами, передается гидравлической турбине, связанной с коленчатым валом двигателя. Испытание ТГС на двигателях показали, что расход топлива снижается на 3–4 % без увеличения выбросов  $\text{NO}_x$ .

ТГС выполняется в двух вариантах.

Первый вариант используется на двигателе с одним ТК. Редуктор установлен непосредственно на фильтре-глушителе, а гидравлические насосы



**Рис. 2.22. Схема турбогидравлической системы**

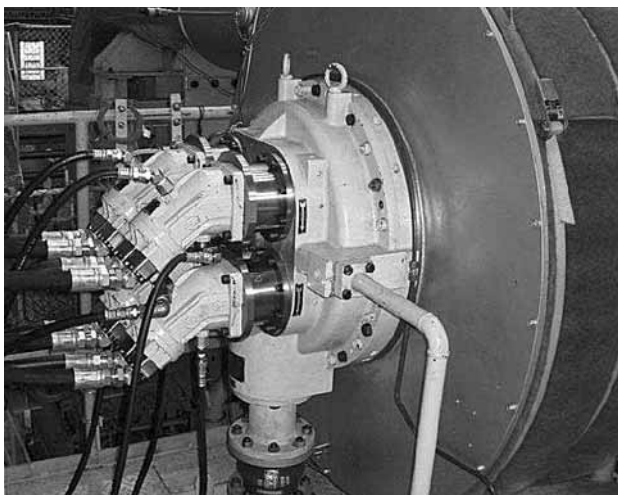


**Рис. 2.23. Установка турбогидравлической системы на двухтактном двигателе**

размещены в корпусе редуктора и соединены с ротором ТК (рис. 2.24). Гидравлический мотор установлен на переднем конце коленчатого вала (рис. 2.25).

Насосы и мотор — объемного типа, что обеспечивает их компактность. При отсутствии прямой зависимости между нагрузкой двигателя и скоростью турбокомпрессора во всем диапазоне нагрузок изменение нагрузки двигателя не всегда вызывает пропорциональный динамический отклик турбокомпрессора. Поэтому возникает несоответствие между мощностью гидравлических насосов на ТК и мощностью гидравлического мотора, установленного на коленчатом валу. Для устранения несоответствия и регулирования утилизируемой мощности в гидравлическом контуре системы устанавливаются контрольный насос с переменной подачей и вспомогательный насос для пополнения имеющейся утечки масла. Эти насосы приводятся мотор-генераторами и скомпонованы в единый гидравлический агрегат (рис. 2.26). ТГС, непосредственно размещенные

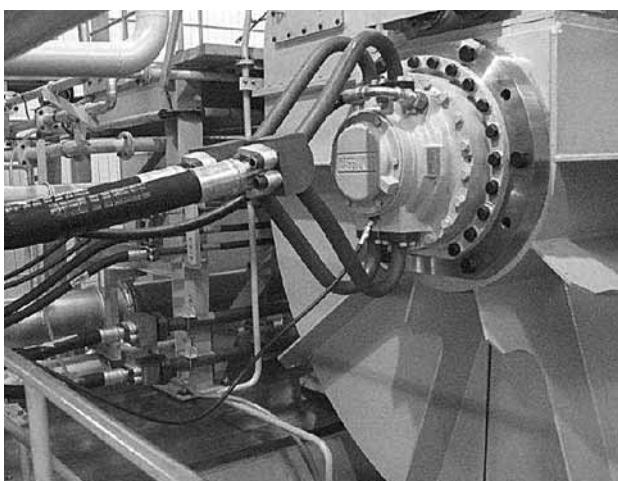




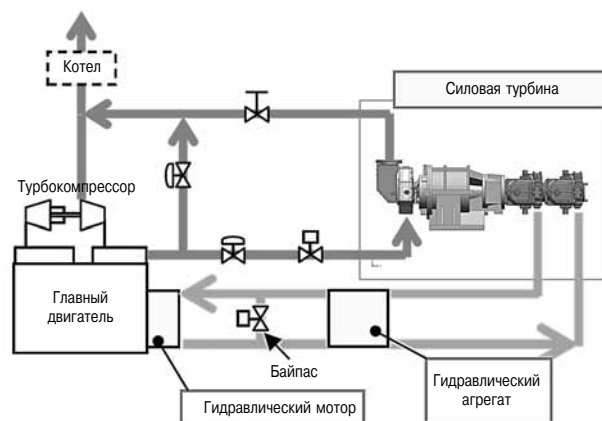
**Рис. 2.24.** Гидравлические насосы и редуктор турбогидравлической системы, установленные на фильтре-глушителе турбокомпрессора



**Рис. 2.26.** Гидравлический агрегат



**Рис. 2.25.** Гидравлический мотор, установленный на коленчатом вале двигателя



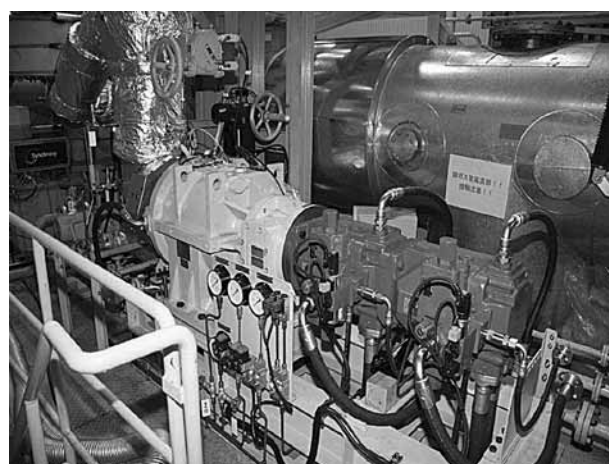
**Рис. 2.27.** Схема турбогидравлической системы с силовой турбиной

на двигателе, могут быть установлены в машинных отделениях небольших судов.

Второй тип ТГС имеет насосы, связанные с силовой турбиной, которая приводится энергией отбираемых от турбокомпрессора ОГ вместо прямого привода от ТК (рис. 2.27 и 2.28).

Этот тип системы используется, когда на двигателе установлено несколько ТК, что упрощает управление величиной утилизируемой мощности непосредственно на насосах, однако вспомогательный насос с гидравлическим агрегатом для пополнения системы маслом из-за утечек по-прежнему требуется (см. рис. 2.27). Такая система была испытана на опытном двигателе 4S50ME-T мощностью 7120 кВт при 117 об/мин при нагрузке двигателя 75, 85 и 100 % (рис. 2.29 и 2.30).

Результаты испытаний показали увеличение мощности силовой установки на 4% при 100%-ной нагрузке и 3,4 % при 85 %-ной нагрузке, что со-

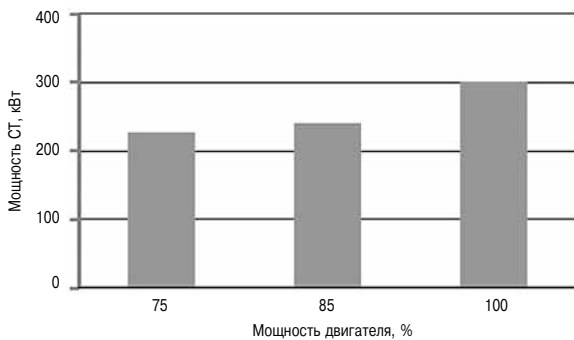


**Рис. 2.28.** Внешний вид силовой турбины с гидронасосами

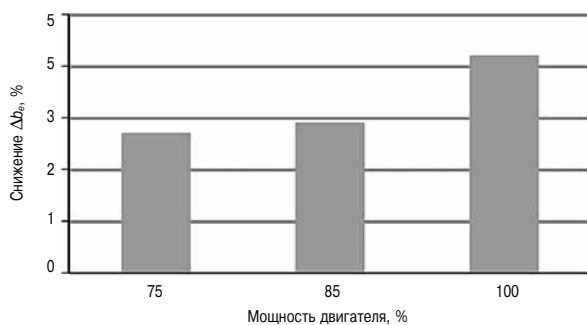
ответствует снижению расхода топлива примерно на 4 и 3 %.

Эксплуатационные испытания подтвердили надежность ТГС. Турбогидравлические системы





**Рис. 2.29.** Расчетная мощность силовой турбины с гидронасосами



**Рис. 2.30.** Улучшение топливной экономичности при использовании силовой турбины с гидронасосами

более компактны и дешевле, чем обычные ТКС, использующие электрическое оборудование. Они имеют более низкую инвестиционную стоимость, и срок их окупаемости может быть самым коротким даже с учетом того, что эффективность гидравлической системы несколько ниже чем электрической системы. Кроме того, основные компоненты ТГС могут быть установлены на двигатели, находящиеся в эксплуатации, что позволяет их модернизировать.

#### Закключение

1. Улучшение топливной экономичности всегда относилось к важнейшим приоритетам как для исследователей, так и для изготовителей дизелей. Снижение расхода топлива достигается за счет оптимизации работы системы турбонаддува на малых нагрузках и утилизации энергии ОГ при высоких нагрузках двигателя.

2. Двигатели с турбокомпрессорами используют только определенную часть энергии ОГ для наддува, поэтому оставшаяся энергия может быть передана системам утилизации тепла. Чем выше КПД турбокомпрессора, тем большее количество энергии может быть утилизировано.

Турбокомпаундная система (ТКС) полной утилизации тепла, состоящая из силовой и паровой турбин, соединенных между собой редукторами и мотор-генераторами, достаточно дорогая и имеет длительный срок окупаемости. Поэтому двигателестроительные фирмы предлагают более

простые технические решения с учетом опыта и имеющихся возможностей производства.

3. Фирма «Wartsila» в настоящее время предлагает схему ТКС только с паровой турбиной [20], что позволяет при нагрузке двигателя выше 50 % получить 5–6 % дополнительной электрической энергии от мощности двигателя.

4. Фирма MAN отдает предпочтение ТКС с силовой турбиной (СТ) [21], разработкой которых занимается более 40 лет. Новый ряд СТ включает три типоразмера радиальных турбин и один типоразмер осевой турбины с диапазоном мощностей от 500 до 2900 кВт при мощности главного двигателя выше 12 МВт. Модульное исполнение СТ позволяет использовать их как в полномасштабных проектах утилизации отходящего тепла, так и в системах выработки механической мощности с передачей ее на коленчатый вал двигателя, а также как автономный блок для получения мощности в ТКС с силовой турбиной и генератором. Максимальная дополнительная мощность, генерируемая СТ, составляет 3–4 % от мощности двигателя.

5. Наряду с классическим исполнением ТКС применяется отбор избыточной мощности непосредственно от ротора ТК, соединенного с высокоскоростным генератором (гибридный турбокомпрессор). Первоначально гибридные ТК предназначались для двигателей мощностью до 1000 кВт с мощностью электрических генераторов 20–40 кВт. В настоящее время технологии создания высокоскоростных генераторов позволили генерировать мощность 750–1300 кВт [23, 24], что составляет 4–5 % от мощности двигателя. Однако эти системы требуют много места для размещения вспомогательного оборудования и могут быть установлены только на больших судах.

6. Фирма «Mitsui» разработала компактную турбогидравлическую систему (ТГС) [18, 19], в которой мощность генерируется гидравлическими насосами, соединенными с ТК, и передается гидравлической турбине, связанной с коленчатым валом двигателя. ТГС выполняется в двух вариантах. Первый вариант используется на двигателе с одним ТК, ротор которого непосредственно связан через редуктор с гидравлическими насосами. ТГС этого типа могут быть размещены на малых судах. Второй вариант с приводом гидравлических насосов от силовой турбины используется на двигателях с несколькими ТК.

Испытания ТГС на двигателях показали возможность снижения расхода топлива на 3–4 %.

ТГС более компактны и значительно дешевле, чем ТКС, использующие электрическое оборудование. Кроме того, главные компоненты ТГС могут быть установлены на двигателях, находящихся в эксплуатации, что позволяет их модернизировать.

7. Снижение расхода топлива на частичных нагрузках достигается согласованием и настройкой характеристик двигателя и системы наддува на эти режимы, применением турбокомпрессоров с регулируемой турбиной, переходом к регистровому наддуву (отключение турбокомпрессора) и использованием перепуска газа и воздуха. Проектирование проточных частей ТК выполняется так, чтобы обеспечить повышенные КПД при работе на частичных нагрузках без ухудшения эффективных показателей при полной нагрузке.

8. Наиболее эффективным средством улучшения характеристик двигателя на частичных нагрузках является применение турбины с регулируемым сопловым аппаратом (СА). При работе на высоких нагрузках СА имеет максимальное открытие, при переходе на частичные нагрузки он прикрывается и обеспечивает повышение давления наддува и улучшение воздухообеспечения двигателя. При работе на двигателе с регулируемым ТК в диапазоне нагрузок 40–75 % может быть получено снижение расхода топлива примерно 2,5 %.

9. Регистровая система наддува является эффективным средством оптимизации параметров турбонаддува на всех режимах работы двигателя для обеспечения минимального удельного расхода топлива во всем диапазоне нагрузок. Система управления двигателем в зависимости от режима работы подключает или отключает турбокомпрессоры заслонками со стороны ОГ и наддувочного воздуха. Для обеспечения компактности регистровая система наддува должна быть встроена в двигатель, что может сделать только производитель, выпускающий двигатели и ТК. Именно поэтому система с турбокомпрессорами собственного производства широко используется фирмой MTU на двигателях серии 2000, 4000 и 8000 с несколькими турбокомпрессорами.

Наиболее перспективной для регистрового наддува является схема с двумя турбокомпрессорами различного типоразмера. Она проста по исполнению и обеспечивает оптимальную настройку системы наддува при работе двигателя с одним турбокомпрессором первой ступени или совместно с двумя турбокомпрессорами.

Регистровая система наддува может быть конструктивно исполнена в одном агрегате. В таком агрегате турбонаддува колесо компрессора оснащено лопатками с двух сторон, корпус компрессора имеет два входа, а турбина с регулируемым сопловым аппаратом.

#### Литература

1. *Herbert Schmuttermair H., Fernandez A., Witt M.* Fuel Economy by Load Profile Optimized Charging Systems from MAN. № 250, CIMAC 2010, Bergen.

2. *Jakobsen S. B.* Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engine. № 17, CIMAC 2010, Bergen.

3. *Ono Y.* Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. № 15, CIMAC 2013, Shanghai.

4. *Veser N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B.* Development of the high-speed diesel engine 20V8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.

5. *Czerny L., Klotz H., Ruck J., Schmid U.* Advanced turbochargers for high-performance supercharging systems, CIMAC 2001, Hamburg.

6. *Czerny L., Wintruff I., Schmid U., Baumgarten J.* Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.

7. *Stiesch G., Baumann H., Wachter V., Schmitz J., Teetz C.* Utilizing Multiple Injections for Optimized Performance and Exhaust Emissions with the MTU Series 2000 Common Rail Marine Engines. Paper № 50, CIMAC 2007, Vienna.

8. *Veser N., Speetzen R., Glowacki C.* Development of the Series 4000 IRONMEN workboat engine. № 200, CIMAC 2010, Bergen.

9. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А.* Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008 — № 3. — С. 29–35.

10. *Pierre J., Henry X., David W.* VTG turbocharging — a valuable concept for traction application. № 116, CIMAC 2013, Shanghai.

11. [www.HoneywellturbotechnologiesVNT](http://www.HoneywellturbotechnologiesVNT).

12. *Cui Y., Deng K., Zhang Z.* Transient performance of three phase sequential turbocharging with unequal size turbochargers. № 213, CIMAC 2013, Shanghai.

13. *Xie G., Xie X.A.* New Sequential Turbocharging System. № 334, CIMAC 2013, Shanghai.

14. *Xie X., Xie G.* Further Improved Performance of High-Turbocharged Four Stroke Diesel Engine With Split Exhaust Turbocharger System. № 338, CIMAC 2013, Shanghai.

15. [www.HoneywellturbotechnologiesVNT Sequential](http://www.HoneywellturbotechnologiesVNTSequential).

16. *Imai K., Nagasawa H., Yamamoto H., Kato S., Sonobe K.* Development of NIIGATA new medium-speed diesel engine «28AHX». № 165, CIMAC 2010, Bergen.

17. *Sakabe H., Hosokawa N.* Cutting edge technologies of UE engine for higher efficiency and environment. № 186, CIMAC 2010, Bergen.

18. *Sakairi N., Tanaka I., Kondo M., Otsuka A., Ohta K.* Development of Turbo Hydraulic System on Large Marine Diesel Engine. № 146, CIMAC 2013, Shanghai.

19. *Fischer S.* Energy efficient Hydraulic Systems for Large Engines. № 4, CIMAC 2013, Shanghai.

20. *Brunner H., Constantin J. N., Schumacher B., Schneider D.* Upgrade of Wartsilas Two-Stroke Engine Portfolio to fulfil the Changing Marine Market Requirement. № 326, CIMAC 2013, Shanghai.

21. *Mest S., Loewlein O., Balthasar D., Schmuttermair H.* TCS-PTG — MAN Diesel & Turbo's power turbine portfolio for waste heat recovery. № 214, CIMAC 2013, Shanghai.

22. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И.* Турбокомпаундные системы как средство утилизации отходящего тепла силовых установок с ДВС // Двигателестроение. — 2009. — № 1. — С. 28–34.

23. *Tochio S., Kondo M., Kunimitsu M., Ide R., Ito T., Iwasaki T., Suenaga R., Shimaya H.* Development of Large-Scale Turbocharger Generator Unit. № 194, CIMAC 2010, Bergen.

24. *Shiraishi K., Kimura M., Teshima T.* Development and application of MET-MA turbochargers. № 30, CIMAC 2007, Vienna.

25. *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.