

ТУРБОКОМПАУНДНЫЕ СИСТЕМЫ КАК СРЕДСТВО УТИЛИЗАЦИИ ОТХОДЯЩЕГО ТЕПЛА СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С ДВС

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

Представлен анализ тенденций в разработке и применении систем утилизации отходящего тепла двигателей с паровой и силовой турбинами и гибридными турбокомпрессорами, скомпонованными в единый агрегат с генераторами для выработки электроэнергии. Приведены данные по улучшению топливной экономичности и диапазону мощности силовых установок для различных турбокомпаундных систем.

Стоимость топлива составляет основную статью эксплуатационных расходов силовой установки (СУ), поэтому улучшение топливной экономичности всегда являлось важнейшей задачей исследователей и изготовителей дизелей. При этом возможность получения дополнительной энергии автоматически ведет к уменьшению удельных выбросов в атмосферу, что способствует удовлетворению более жестких норм ИМО, регламентирующих пределы этих выбросов. В конечном итоге, стоит задача — наиболее полно использовать избыточное тепло отработавших газов (ОГ) и охлаждающей воды.

Существенный шаг в снижении удельного расхода топлива был сделан применением газотурбинного наддува. В настоящее время благодаря достигнутым высоким значениям КПД турбокомпрессоров (ТК) и среднего эффективного давления (p_{me}) имеется возможность без ухудшения воздухообеспечения дизеля использовать часть энергии отработавших газов в силовой турбине (СТ). Турбокомпаундные системы, состоящие из дизеля и СТ обеспечивают дальнейшее улучшение топливной экономичности судовых силовых установок и дизельных теплоэлектростанций.

Первое применение такие системы получили в начале 1980-х годов. Идея применения СТ была высказана Бюхи в 1913 г. [1]. Возможности повышения эффективности двигателя при использовании СТ одним из первых были оценены Циннером, который получил патент № 962 764 от 25 апреля 1957 г. [2, 3] и ряд сопутствующих патентов с различными вариантами соединений турбины ТК с СТ. Рассмотрение работы СТ, работающей параллельно с турбиной ТК, для уровня мощности двигателей того времени показало,

что расходы газа через СТ малы, и практическая реализация ее нецелесообразна. Поэтому в основном патенте СТ установлена перед турбиной ТК и за ним.

В начале 1990-х годов в Центральном научно-исследовательском дизельном институте (ЦНИДИ) были проведены расчетные исследования СТ как средства улучшения топливной экономичности дизелей [4]. Анализ был выполнен применительно к среднеоборотному дизелю ЧН40/46 с параллельной и последовательной СТ и быстроходному дизелю ЧН21/21 с последовательной СТ. Расчеты выполнялись на основе имеющейся в ЦНИДИ программы «Импульс», модернизированной для оценки параметров рабочего процесса дизеля с системой наддува, имеющей в своем составе СТ. В качестве базы для сопоставления были получены исходные зависимости топливной экономичности от КПД ТК при отсутствии СТ для каждого значения p_{me} . Без СТ повышение КПД ТК слабо влияет на топливную экономичность (рис. 1). Применение СТ позволяет существенно улучшить ее, особенно при высоких p_{me} .

На основе выполненного анализа была сделана оценка снижения удельного расхода топлива от применения СТ в зависимости от агрегатной

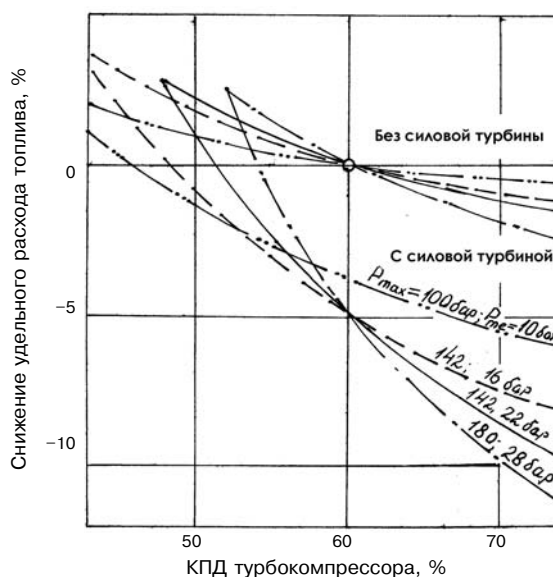


Рис. 1. Влияние КПД турбокомпрессора на топливную экономичность при наличии силовой турбины и без нее

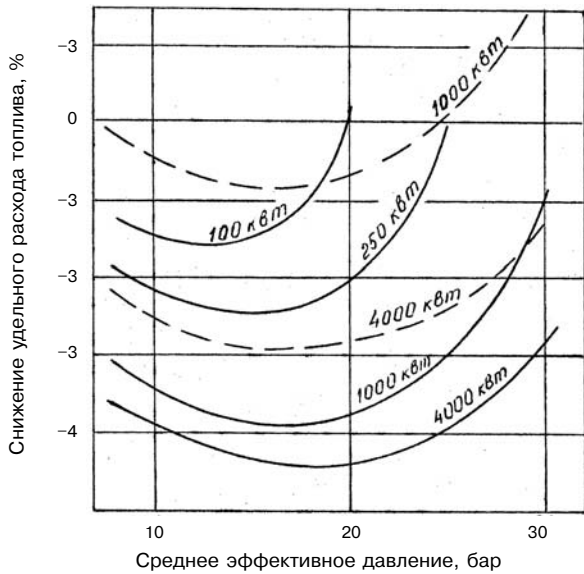


Рис. 2. Зависимость топливной экономичности от форсировки двигателя с силовой турбиной при различной агрегатной мощности:

— СТ за турбокомпрессором;
 - - - параллельная работа СТ и ТК

мощности дизеля и его среднего эффективного давления p_{me} (рис. 2). Имеется оптимальное значение p_{me} для заданной агрегатной мощности, при котором достигается максимальное снижение удельного расхода топлива. С уменьшением агрегатной мощности оптимум смещается в сторону меньших значений p_{me} , а эффект снижения удельного расхода топлива уменьшается.

Эти данные интересно сопоставить с оценкой возможного КПД четырех- и двухтактных дизелей с СТ в зависимости от p_{me} , приведенной в работе [5] (рис. 3 и 4). Для четырехтактных дизелей оптимум КПД достигается при p_{me} около 30 бар, для двухтактных — при 20 бар. Целесообразно вводить СТ на таких форсировках, при которых дизель имеет наиболее высокий КПД. В этом случае будет получен наибольший эффект. В настоящее время широкое применение СТ получили на крупных двухтактных дизелях большой агрегатной мощности именно при уровне форсировки 20 бар. Четырехтактные дизели достигли более высокого уровня форсировки — 28–30 бар, но у них отсутствует избыточный КПД турбокомпрессора для привода СТ, поэтому широкого применения СТ на этих дизелях не получили.

Интерес к системам утилизации отходящего тепла (СУОТ) за счет применения СТ то возникает, то вновь затихает. Топливный кризис 1970-х гг. привел к активной разработке СТ фирмами MAN B&W и ABB. На начало 1989 г. фирма ABB поставила в эксплуатацию для судовых силовых установок около 40 СТ, обеспечивших улучшение топливной экономичности на 5% [6], а фирма MAN B&W около 30 установок [7]. В период с

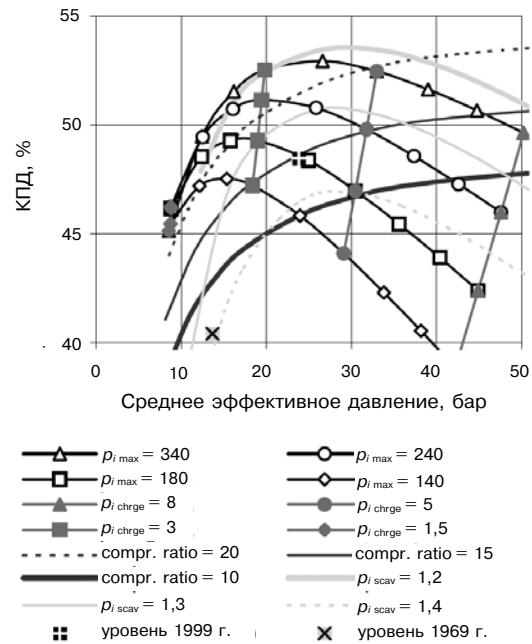


Рис. 3. Зависимость топливной экономичности четырехтактного двигателя от форсировки

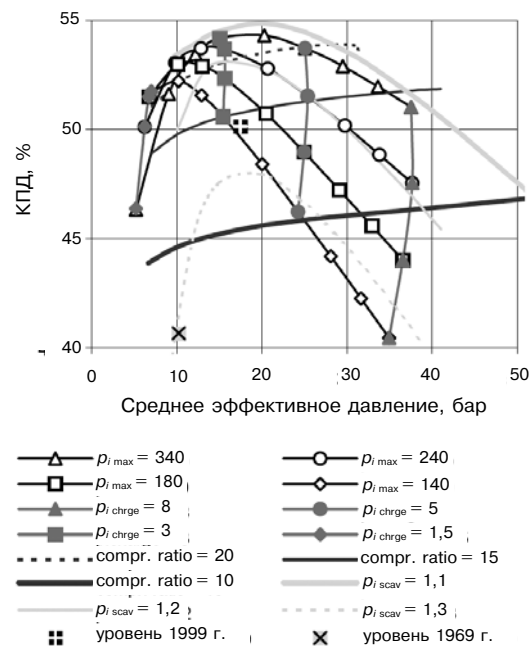


Рис. 4. Зависимость топливной экономичности двухтактного двигателя от форсировки

1984 по 1995 г. фирма ABB выпустила около 130 СТ различных типов [14]. Однако снижение стоимости топлива приостановило дальнейшее развитие этих работ. На конгрессе SIMAC 1998 фирма ABB в докладе [8], посвященном оптимизации наддува больших двигателей, уделила внимание СТ, но отметила, что не предлагает их заказчикам из-за незначительного спроса на рынке и скептически смотрит на возможность применения следующего поколения СТ на дизелях. Такое состояние было обусловлено следующими причинами:

- низкая цена на топливо, не позволяющая быстро окупить капитальные вложения;
- нежелание судовладельцев усложнять судовую силовую установку;
- недостаточный избыток КПД ТК для привода СТ при дальнейшей форсировке дизелей, связанной с резким увеличением водоизмещения морских судов.

Потребность в большой агрегатной мощности судовых установок и успехи в повышении КПД ТК активизировали интерес к СУОТ.

Материалы конгресса CIMAC позволяют четко проследить, какие направления исследований являются наиболее востребованными и перспективными. Это относится и к СУОТ. На конгрессе CIMAC 2001 было представлено только два доклада на эту тему [3 и 9]. В первом докладе фирма MAN B&W сделала обзор развития и применения СТ радиального типа. Приведены описания выполненных и испытанных фирмой установок с СТ на двух- и четырехтактных дизелях с различными системами управления. Интересным в перспективе на будущее является предложение использовать двухступенчатую систему наддува, в которой ступень низкого давления имеет силовую связь с двигателем. Эта система позволяет обеспечить энергией систему наддува на частичных нагрузках и получить избыток мощности на ТК при высокой нагрузке. Эта идея получила дальнейшее развитие в докладе [13] на CIMAC 2007.

Во втором докладе [9] описывается муниципальная модернизированная когенерационная установка мощностью 6 МВт с газовыми двигателями, вырабатывающими одновременно тепло и электроэнергию и оснащенную турбокомпаундной системой, в которую включена камера сгорания перед турбиной ТК с дополнительной подачей топлива и воздуха. Такая установка при одном и том же количестве вырабатываемого пара обеспечивает более высокий общий КПД (70–87 % в зависимости от нагрузки), более высокий КПД выработки электроэнергии (38 %) и меньший срок окупаемости (3–4 года) по сравнению с газовыми турбинами среднего и малого размера (их параметры соответственно 55–73 %, 28–30 % и 6–8 лет).

На конгрессе CIMAC 2004 был всего один доклад фирмы Wartsila (Швейцария) [10], который явился предвестником широкого возобновления работ по СУОТ, поскольку на конгрессе CIMAC 2007 было представлено уже 10 докладов [11–20]. К изготовлению СТ приступила также фирма Mitsubishi на базе нового ряда ТК типа MET-MA с высоким КПД.

Турбокомпаундная система обеспечивает хорошие возможности повышения эффективности

силового агрегата, но требует дополнительных капитальных вложений. Рентабельность определяется агрегатной мощностью установки, причем чем она больше, тем больше выигрыш. Именно поэтому первые ТК появились на больших двухтактных судовых дизелях и крупных дизель-генераторных станциях на суше. Фирма Mitsui в период с 1986 по 1996 г. провела испытания турбокомпаундной системы на 26 дизельных установках с диаметрами цилиндров 800 и 900 мм, числом цилиндров 6–12 и агрегатной мощностью от 14 500 до 51 500 кВт [18].

Широкое применение турбокомпаундной системы в начале нового тысячелетия в первую очередь было осуществлено на самых крупных дизелях фирмы Wartsila 12RTA96C и 12RT-flex96C с диаметром цилиндра 960 мм. Производство этих двигателей расширяется и включает двигатель с 14 цилиндрами мощностью 80 МВт [15]. Двигатели эти предназначены для контейнеровозов и крупных судов-рефрижераторов водоизмещением 7000–11 000 TEU (единица эквивалентная 20 футам).

Принципиальная схема турбокомпаундной системы полной утилизации тепла для таких судовых установок дана на рис. 5 [10, 15, 17]. Она состоит из силовой и паровой турбин, соединенных между собой редукторами, и мотор-генератора. СТ приводится ОГ, частично отбираемыми от основного потока. Паровая турбина использует пар, поступающий из котла-утилизатора, нагреваемого ОГ после выхода из ТК главного двигателя. Безредукторный мотор-генератор на валопроводе главного двигателя включен в общую систему электрообеспечения со вспомогательными дизель-генераторами. Турбокомпаундные системы могут быть различного исполнения с наличием или отсутствием того или иного элемента.

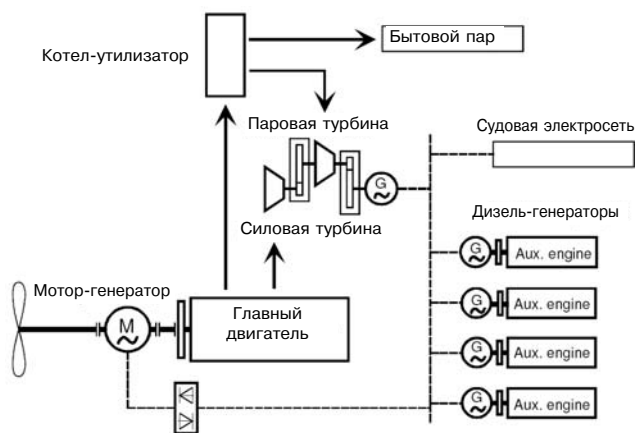


Рис. 5. Принципиальная схема турбокомпаундной установки с силовой и паровой турбинами

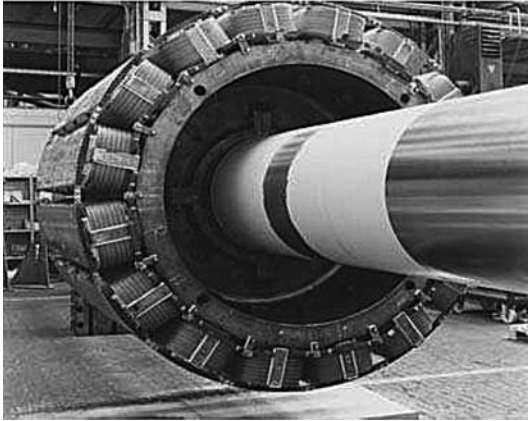


Рис. 6. Мотор-генератор на валопроводе главного двигателя

В первой турбокомпаундной системе мощность СТ передавалась непосредственно на коленчатый вал двигателя через редуктор [15]. Установка была дорогая, и в эксплуатации имели место неприятности из-за сильных вибраций, вызываемых винтом и двигателем, поэтому в настоящее время используется мотор-генератор, установленный на валопроводе главного двигателя (рис. 6) и включенный в общую систему электрообеспечения. Мотор-генератор может работать как двигатель, передавая дополнительную мощность на винт при маневрировании и неблагоприятной погоде и волнении на море, или как генератор, передающий энергию различным бортовым потребителям, например, холодильным камерам рефрижератора.

Количество отбираемого газа на СТ зависит от КПД ТК. На рис. 7 показано соотношение между КПД ТК и максимально возможной

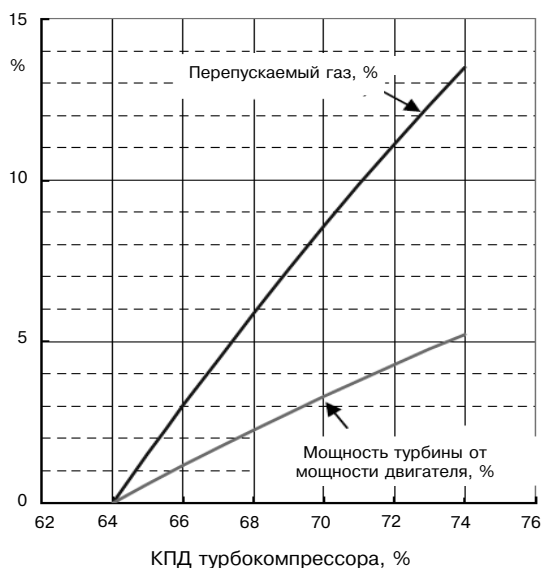


Рис. 7. Доля перепускаемого газа на силовую турбину и ее мощность в зависимости от КПД ТК

Таблица 1

Тепловой баланс двигателя RTA96C при 100%-ной нагрузке и условиях ISO без и с СУОТ

Составляющие теплового баланса	Типичные температуры теплоносителя, °С	Обычный двигатель	Двигатель с СУОТ
Полный КПД силовой установки	—	49,3	54,9
Мощность на валу двигателя, %	—	49,3	49,0
Электроэнергия	—	0	5,9
Конденсор	—	-	8,6
Выпускной газ, %	300	25,4	12,6
Наддувочный воздух, %	70	14,1	12,9
Охлаждающая вода двигателя, %	80	6,3	6,2
Смазочное масло, %	60	4,3	4,2
Излучение, %	60	0,6	0,6

мощностью СТ при сохранении КПД системы наддува 64 % [11]. Например, 2 % роста КПД ТК обеспечивают увеличение мощности СТ, эквивалентной 1 % мощности двигателя. Это соответствует уменьшению удельного расхода топлива двигателя около 1,7 г/кВт·ч. На СТ, исходя из имеющегося уровня КПД ТК, обычно отбирается от 7,5 до 10 % полного расхода газа. Используется также тепло системы охлаждения двигателя и наддувочного воздуха для подогрева воды в котле-утилизаторе. Изменение теплового баланса двигателя RTA96C при 100%-ной нагрузке при использовании СУОТ и типичные температуры теплоносителей крупных двухтактных двигателей даны в табл. 1 [15, 20].

Из данных таблицы видно, что КПД силовой установки при наличии СУОТ был увеличен на 11,4 %.

Фирма АВВ выполнила расчетную оценку увеличения мощности СУ с двигателем мощностью 69 МВт с отводом на СТ 10,7 % отработавших газов для систем утилизации только с СТ, только с паровой турбиной и при совместном их использовании. Выработка электроэнергии при 100%-ной мощности двигателя соответственно составляет 4,3, 3,5 и 9,8 % [14]. С учетом режима работы контейнеровоза фирма оценила годовую экономию топлива и срок окупаемости установки СУОТ. Для установки с СТ срок окупаемости составил 1,5 года, с паровой — 11,5 лет и при совместном их использовании — около 4,5 лет. Для двигателя с силовой и паровой турбинами требуются крупные капитальные вложения. Наилучшим вариантом, с точки зрения окупаемости и экономической выгоды, является автономный блок с СТ.

Фирма «Siemens» выполнила аналогичную расчетную оценку увеличения мощности и сроки окупаемости СУОТ в полной комплектации в за-

Таблица 2

Мощность, вырабатываемая СУОТ, и сроки ее окупаемости

Мощность главного двигателя, кВт	Мощность, вырабатываемая СУОТ, кВт/%	Цена топлива, \$	Срок окупаемости, лет
57369	6350 / 11,0	200	7,5
		270	5,2
		300	4,7
24470	950 / 3,9	200	11,7
		270	7,8
		300	6,8

висимости от стоимости топлива для двух двигателей различной мощности [15]. Результаты этой оценки приведены в табл. 2, из которой видно, что чем выше мощность двигателя, тем больше мощность, вырабатываемая СУОТ и тем меньше срок окупаемости. С увеличением стоимости топлива срок окупаемости также снижается.

СУОТ, разработанная фирмой «Wartsila», позволяет увеличить мощность установки на 12 % при мощности двигателя 12RTA96С около 69 МВт [17]. Дополнительная выработка электроэнергии силовой и паровой турбинами при работе дви-

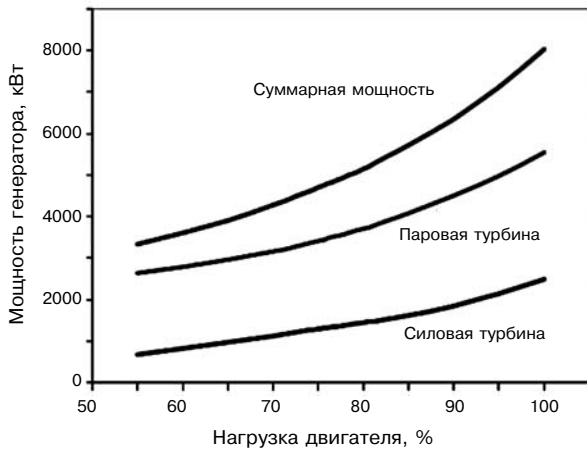


Рис. 8. Мощность, вырабатываемая силовой и паровой турбинами, в зависимости от нагрузки двигателя 12RTflex96С

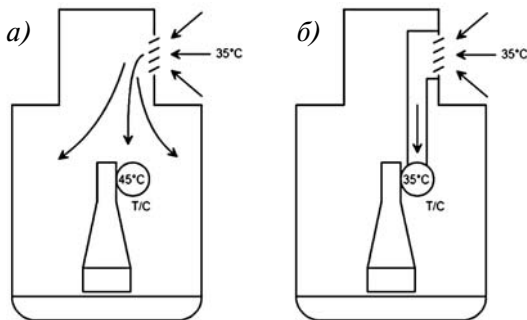


Рис. 9. Подача воздуха в двигатель:
а — из машинного отделения; б — наружного из атмосферы

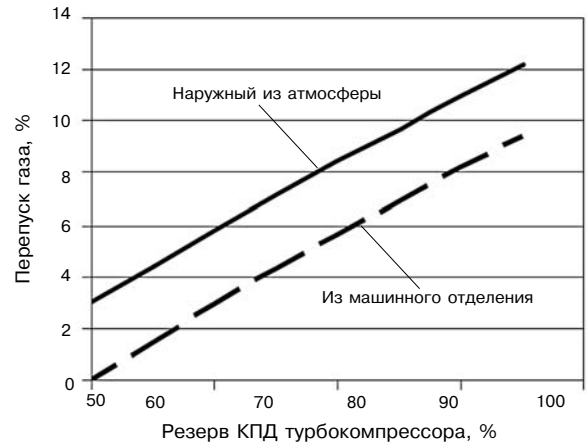


Рис. 10. Достижимый перепуск газа на силовую турбину в зависимости от температуры всасываемого воздуха

гателя в диапазоне нагрузок более 50 % показана на рис. 8. Новым в этой системе является поступление в двигатель атмосферного воздуха снаружи, а не из машинного отделения (рис. 9). Всасывание воздуха из атмосферы снижает его температуру на входе в двигатель примерно на 10 °С, что эквивалентно повышению КПД ТК на 2 %. Добавка этих 2 % КПД ТК позволяет увеличить отбор газа на СТ без изменения параметров двигателя. Зависимость величины отбора газа от имеющегося резерва КПД ТК для обоих случаев подачи воздуха приведена на рис. 10 [20].

Наряду с классическим исполнением турбокомпаундной системы с силовой и паровой турбинами разрабатываются турбокомпаундные системы с отбором избыточной мощности прямо с вала ТК, соединенного с высокоскоростным генератором (гибридный ТК). В 1979 г. фирма МАН испытала гибридный ТК типа NA70, установленный на двигателе 6L70MCE [21]. Было получено максимальное снижение расхода топлива на 4 г/кВт·ч и выработка дополнительной электрической мощности, эквивалентной 2 % мощности двигателя. В настоящее время такие разработки ведутся в Японии фирмами «Mitsubishi» и «Mitsui» [11, 16, 18, 19] и в совместном проекте HERGULES ряда стран Европы [12].

Последние успехи в создании технологии высокоскоростных генераторов и разработке устройств электронной коммутации, позволили практически создать компактные, большой мощности высокооборотные генераторы, облегчив их компоновку с ТК.

Гибридные ТК имеют следующие преимущества по сравнению с обычными турбокомпаундными системами:

- устранение трубопроводов и клапанов для подачи газа в СТ;
- управление характеристикой турбокомпрессора увеличением или снижением мощности генератора;

➤ использование генератора в качестве мотора вместо вспомогательной воздуходувки для двухтактных двигателей;

➤ высокий КПД, так как устраняется СТ и редуктор.

Но вместе с тем имеются трудности, связанные с разработкой таких систем:

➤ требование преобразования электрической мощности для синхронизации с частотой сети в связи с тем, что выходная частота генератора соответствует частоте ТК;

➤ трудности получения высокого КПД преобразователей мощности при изменяющейся частоте вращения ТК;

➤ установка генератора в пределах ТК;

➤ надежное соединение генератора с ротором ТК;

➤ система охлаждения генератора.

Гибридный ТК, разработанный фирмой «Mitsubishi» совместно с фирмой-изготовителем высокооборотных генераторов, показан на рис. 11. Разработка генератора максимальной мощности 252 кВт была ориентирована на стыковку с ТК МЕТ42МА, используемым на двигателях мощностью от 3500 до 5200 кВт. Таким образом, вырабатываемая электрическая энергия составляет 4,8–7,2 % мощности двигателя. Размеры генератора требовались такие, чтобы установить его в глушителе ТК. Генератор установлен в монтажную гильзу и связан с ротором ТК шарнирным соединением, которое позволяет устранить расгласования из-за тепловой деформации.

Гибридный ТК был использован в первую очередь на газовых двигателях для поддержания коэффициента избытка воздуха в узких пределах, чтобы иметь возможность достижения более высоких значений эффективного давления без детонации.

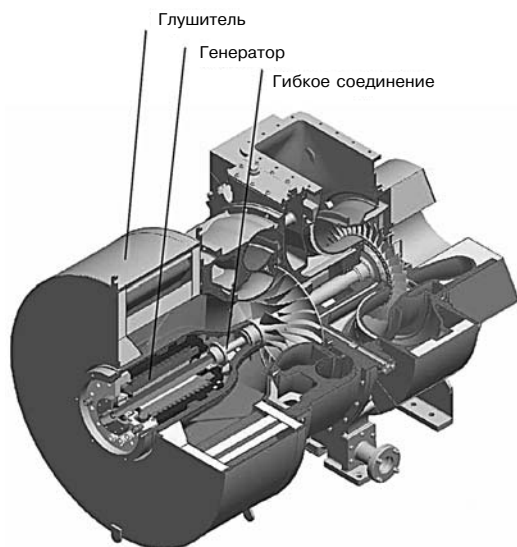


Рис. 11. Гибридный турбокомпрессор МЕТ42МАГ

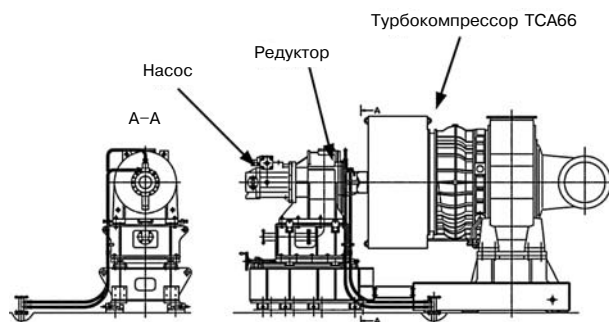


Рис. 12. Турбокомпрессор с гидравлическим насосом

Использование гидравлических систем в передаче мощности широко используется в машиностроении. В частности, гидравлические насосы высокого давления для впрыска топлива и привода выпускного клапана являются неотъемлемой частью оборудования дизеля. В этом отношении гидравлические насосы могут быть использованы как двигатели, отбирающие мощность или передающие ее на ТК. Частота вращения гидравлического насоса не соответствует частоте вращения ТК, поэтому необходима согласующая передача

Таблица 3

Доля вырабатываемой мощности СУОТ от мощности главного двигателя

№ точек на рис. 13	Мощность главного двигателя, кВт	Вырабатываемая мощность, %	Примечание
1	57 360	11,0	Типовая СУОТ с силовой и паровой турбинами, двухтактные двигатели [15]
2	24 470	3,9	То же [15]
3	69 000	9,8	— [14]
4	70 000	12,0	— [17]
5	814	4,9	Гибридный ТК, газовый двигатель [11]
6	3500–5200	4,8–7,2	То же [11, 16]
7	9800	3,9	Гидравлический насос с приводом от ТК [18]
8	835	2,0–2,4	Гибридный ТК, газовый двигатель [19]

между ними. Такая система с турбокомпрессором ТСА66 фирмы MAN B&W была разработана фирмой «Mitsui» для двигателя мощностью 11 000 кВт, что позволяет вырабатывать около 4 % мощности дополнительно к мощности двигателя (рис. 12) [18].

В табл. 3 и на рис. 13 представлены данные по выработке дополнительной энергии за счет использования отходящего тепла в зависимости от мощности главного двигателя.

Кривая 1 относится к типовой турбокомпаундной системе с силовой и паровой турбинами. Видно, что с увеличением мощности силовой установки дополнительная мощность резко на-

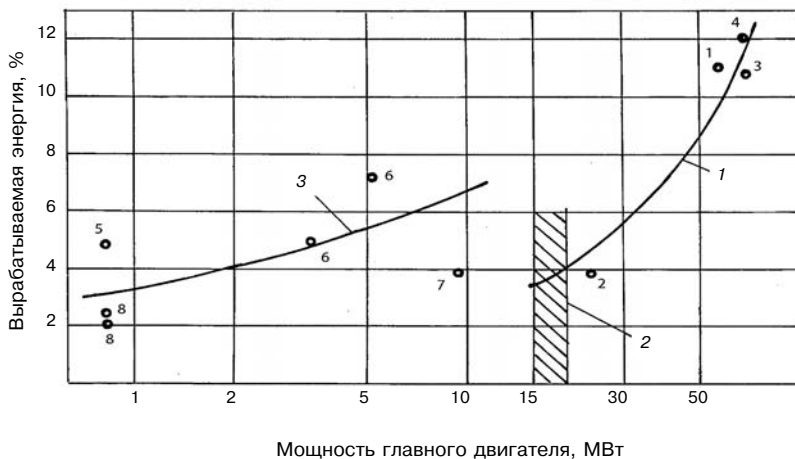


Рис. 13. Доля вырабатываемой энергии за счет использования отходящего тепла в зависимости от мощности двигателя:

1 — ТКС с силовой и паровой турбинами; 2 — граница минимальных мощностей ТКС с силовой и паровой турбинами; 3 — ТКС с гибридным турбокомпрессором; (номера точек соответствуют данным табл. 3)

растает, поэтому основная масса таких установок выполнена с двигателями мощностью 50–80 МВт. Нижняя граница для применения таких турбокомпаундных систем — двигатели мощностью 15–20 МВт из-за низкой рентабельности и больших сроков окупаемости при малых мощностях.

Турбокомпаундные системы с гибридными турбокомпрессорами выполнены на двигателях мощностью около 1000 кВт с мощностью электрических генераторов 20–40 кВт. Ведутся проработки для двигателей мощностью 3500–5200 кВт с мощностью генератора 250 кВт. Все эти работы носят экспериментальный характер и выполнены для газовых двигателей. Несколько установок выпущено в опытную эксплуатацию и они показали хорошие результаты. Основываясь на них, некоторые фирмы, например «Mitsui», приступили к разработке генераторов турбокомпаундных систем для двигателей мощностью до 10 000 кВт [18] для судовых силовых установок.

О стоимости турбокомпаундных

систем с гибридными ТК и сроках их окупаемости для указанного диапазона мощности информации пока нет. Однако возможность получения дополнительной мощности в количестве 3–7 % свидетельствует о целесообразности их использования в указанном диапазоне мощностей.

Литература

1. Diesel Progress World American, July 1988, P. 88.
2. К. Циннер. Наддув двигателей внутреннего сгорания. — Л. — 1978. 1. — С. 122–126.
3. Bucher J. Development and application of turbo-compound systems using radial-flow turbines. CIMAC 2001, Hamburg, v. 1, — С. 140–152.
4. Ципленкин Г.Е., Красовский О.Г., Дейч Р.С., Иовлев В.И. Силовая турбина как средство улучшения экономичности дизелей // Двигателестроение. — 1993. — № 3. — С. 13–19.
5. Stapersma D., Hugo T. Concept exploration applied to diesel engines. CIMAC 2001, Hamburg.
6. Optimising turbocharger energy. The Motor Ship, April 1989, 24, 26.
7. Reference-list MAN B&W. Power turbines (PTG).
8. Codan E. Optimising the Turbocharging of large Engines in the Future. CIMAC 1998, Copenhagen, v. 4, — P. 967–984.
9. Sinatov S. A further increase in applicability and profitability of gas engine cogeneration plants. CIMAC 2001, Hamburg, V. 4.
10. Brunner H. Sulzer Low Speed Engines State of the Art. Paper № 213, CIMAC 2004, Kyoto.
11. Shiraishi K., Kimura M., Teshima T. Development and application of MET-MA turbochargers, Paper № 30, CIMAC 2007, Vienna.
12. Kyrtatos N.P., Kleimola M., Marquard R. The HERCULES Project: A major R&D effort for marine

engines of high efficiency and low emissions. Paper № 31, CIMAC 2007, Vienna.

13. Bucher J. Turbocharging system for NO_x-optimised medium-speed diesel engines with high mean effective pressure. Paper № 36, CIMAC 2007, Vienna.

14. Hou Z., Vlaskos I., Fusstetter K., Kahi M., Neuenschwander P. New Application Fields for Marine Waste Heat Systems by Analysing the Main Design Parameters. Paper № 63, CIMAC 2007, Vienna.

15. Tigges K. High efficient combination of 2-stroke direct propulsion drives with Diesel-Electric drives via recovery of thermal energy. Paper № 72, CIMAC 2007, Vienna.

16. Katsumi M., Nakano R., Yamamoto T. and other. The evolution of MACH-30G toward the more efficient gas engine. Paper № 86, CIMAC 2007, Vienna.

17. Heim K. Latest Developments of Wartsila Low-Speed Engines To Meet Current and Future Customer Demands. Paper № 115, CIMAC 2007, Vienna.

18. Ohtsu M., Shimada K. Utilization of Excessive Turbocharger Efficiency. Paper № 123, CIMAC 2007, Vienna.

19. Kondo M., Sakane A. Development of the 1,000kW-class gas engine (MD20G). Paper № 135, CIMAC 2007, Vienna.

20. Holtbecker R., Weisser G., Amoser M. Taking the next steps in emissions reduction for large 2-stroke engines. Paper № 165, CIMAC 2007, Vienna.

21. The Motor Ship, February 1985.