

Энергетические и расходные характеристики паровой турбины судна для транспортировки сжиженного природного газа



А. В. Семенюк,
доктор техн. наук,
профессор, начальник
кафедры эксплуатации
автоматизированных
судовых энергетических
установок Морского
государственного
университета (МГУ)
им. адм. Г. И. Невельского



С. А. Гармаш,
научный сотрудник МГУ
им. адм. Г. И. Невельского



Л. А. Семенюк,
ведущий инженер МГУ
им. адм. Г. И. Невельского

Измерения на ходовых режимах параметров главного турбозубчатого агрегата судна, транспортирующего сжиженный природный газ, свидетельствуют: удельный расход топлива, рассчитанный на основе полученных в ходе эксплуатации данных, превышает гарантированные паспортные характеристики, в особенности на значительных долевых нагрузках. Пополнение базы данных измерений режимных параметров позволит более рационально подходить к проектированию для повышения экономичности паротурбинных установок.

«Сахалин-2» является крупнейшим в мире комплексным нефтегазовым проектом, реализуемым в суровых климатических условиях острова Сахалин на Дальнем Востоке России. Впервые в истории страны применяется метод сжижения природного газа по специально разработанной отечественной технологии. Планируется освоение двух нефтегазовых месторождений на северо-восточном шельфе острова Сахалин (Пильтун-Астохское и Лунское), добыча нефти, производство СПГ и их экспорт. Впервые в истории российской нефте-

газовой отрасли в удаленном регионе с ограниченной инфраструктурой и сложными природно-климатическими условиями одновременно были реализованы шесть крупномасштабных проектов [1; 2]. Проектная мощность сахалинского завода сможет обеспечить до 5 % мировых поставок СПГ.

Специально для транспортировки СПГ, который производится в рамках проекта «Сахалин-2», по заказу российско-японского консорциума судовладельцев компаний ОАО «Совкомфлот» и НУК на верфях в Японии построены три газовоза со сферическими танками — «Гранд Анива» (рис. 1), «Гранд Елена» и «Гранд Меря».

Каждое из этих судов способно принять на борт 145 тыс. куб. м СПГ. Их владельцами являются два российско-японских консорциума, в состав которых входят российские судовладельческие компании «Приморское морское пароходство» и «Совкомфлот». Эти же компании предоставляют для работы на судах российские экипажи.

Перевозки СПГ — это совершенно новый сегмент на российском судовладельческом рынке. Российские судовладельцы нарабатывают ценный опыт, необходимый для будущих проектов СПГ в России.

В перспективе компания «Сахалин Энерджи» (реализует проект «Сахалин-2») планирует контролировать флот из 5 газовозов, которые будут осуществлять поставки в страны Азии и Северную Америку. Все газовозы осна-



Рис. 1. Газовоз «Гранд Анива»

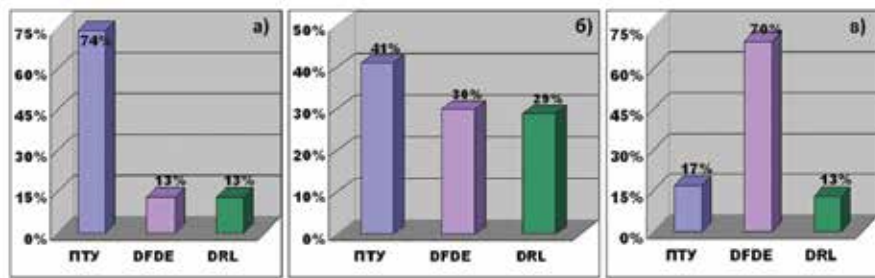


Рис. 2. Распределение количества судов-газовозов по типам энергетических установок: а) за весь период по 2011 г.; б) в период 2007–2011 гг.; в) в период 2010–2011 гг.

щаются паротурбинными установками (ПТУ).

Несмотря на то, что последние 40 лет паровая турбина доминировала на судах-газовозах в качестве пропульсивной установки, дизель-электрическая установка с использованием двух видов топлив, газа и мазута (Dual Fuel Diesel Electric engine – DFDE), заметно потеснила позиции паровой турбины и в последние годы становится нормой для судов-газовозов. Если еще в 2007 г. доля турбин на газовом флоте составляла около 85 %, то уже к 2010 г. она снизилась до 25 % (рис. 2). Первые два судна с двухтопливными дизельными двигателями, Provalys и Gaz de France energy, были спущены на воду в 2006 г., а к 2010 г. таковых стало уже более 30 [3].

Около 10 лет назад фирма Wärtsilä и другие компании изучали применение газодизельных двигателей в комплексе с электродвигателем. В настоящее время ведутся разработки по внедрению двухтактных газодизельных двигателей совместно с двумя компрессорными установками. Некоторые суда оснащаются двухтактными дизельными двигателями с установкой для повторного сжижения газа (diesel and reliquification unit – DRL).

ПТУ без промежуточного перегрева пара (рис. 3) менее экономичны, чем поршневые двигатели, однако затраты для переоборудования на газообразное топливо незначительны. Высокая надежность и долговечность главных турбозубчатых агрегатов (ГТЗА), непрерывность рабочего процесса и, как следствие, отсутствие циклических термических напряжений, более низкие затраты на строительство, техническое обслуживание и ремонт обеспечивают достаточно низкие фрахтовые ставки и способствуют дальнейшему поступлению заказов на постройку газовозов с ПТУ. Кроме того, перспективными

являются ПТУ с промежуточным перегревом пара, обладающие КПД не менее 35–37 %, которые в комплексе с энергосберегающими мероприятиями по выработке электроэнергии легко могут конкурировать с альтернативными поршневыми двигателями.

Как известно, исходя из назначения судна, условий и дальности плавания определяется доля водоизмещения, предназначенного для судовой энергетической установки (СЭУ) вместе с запасами топлива, масла и воды. Распределение между сухой массой и расходными составляющими определяется всем комплексом тактико-технических и технико-экономических требований к СЭУ. В связи с этим весьма актуальным является изучение работы ГТЗА на ходовых режимах, характерных для данного судна.

Подобные исследования были выполнены на газовозе «Гранд Анива» с помощью штатной системы измерений и контроля параметров автоматической комплексной системы управления и автоматизации ICAS (Integrated Control and Automation System).

Оборудование дистанционного управления турбоагрегатом предполагает тесную связь между оператором и главной машиной, формируя команды в запрограммированной последовательности от панели на мостике к центральному пульта управления и пульта машинного отделения. Система электрогидравлического типа, она входит в состав ICAS и включает главный компьютер двойного управления, электрические и электронные контуры для прохождения соответствующих сигналов и гидравлические сервомоторы для привода маневого клапана.

Главный двигатель — судовая паровая турбина MS 36-2 (рис. 3) производства Mitsubishi Heavy Industries. Главные котлы MB 3E (2 шт.) той же фирмы. Тип котла — двухбарабанный, водотрубный, с горелками для топлива двух видов. Параметры пара: 6,0 МПа и 515 °С; максимальный расход пара 55 тыс. кг/час (15,28 кг/с) [4, 5].

Пар поступает в турбину высокого давления (ТВД) через 5 сопловых клапанов (рис. 4). Различные комбинации открытых сопловых клапанов обеспечивают количественное регулирование: 100, 90, 75, 50 и 20 % номинальной мощности.

Конденсатно-питательная система включает в себя конденсатор, деаэрактор и другое оборудование.

Главный конденсатор (ГК) поверхностного типа с камерой охлажденного пара производства Mitsubishi Heavy Industries Ltd. Поверхность охлаждения — 2860 кв. м, расход охлаждающей воды — 11 500 м³/час, расстояние между

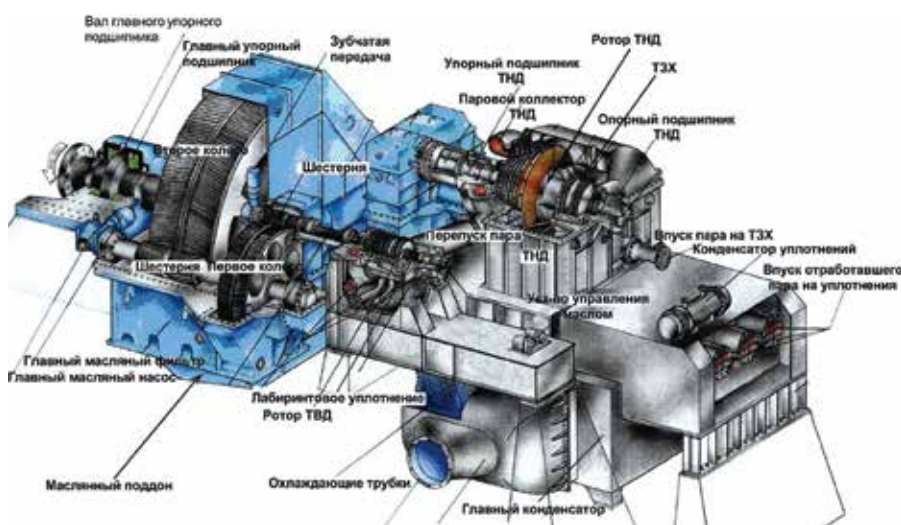


Рис. 3. Компоновка главного турбозубчатого агрегата танкера-газовоза «Гранд Анива»

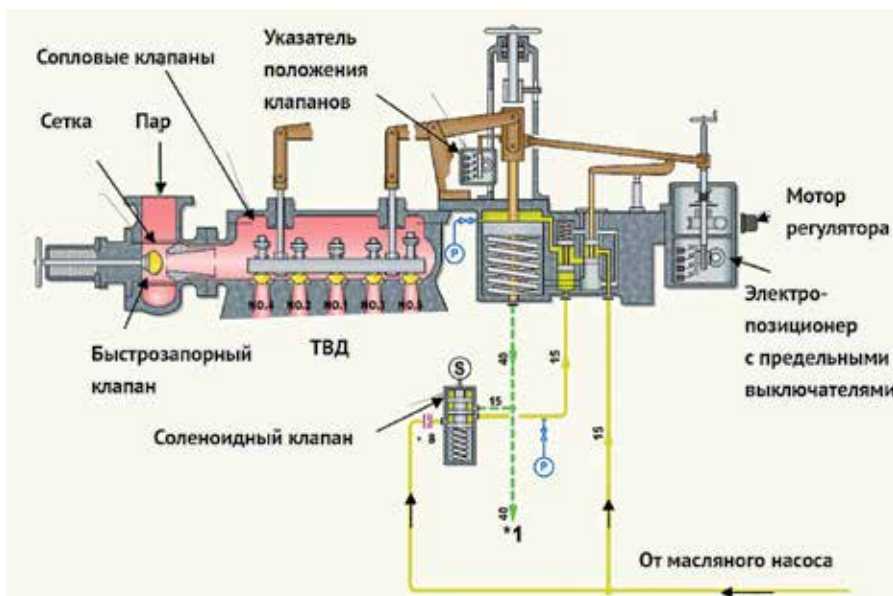


Рис. 4. Маневровое устройство переднего хода ГТЗА

трубными досками — 5 м, диаметр трубок — 19 мм, толщина стенок — 0,7 мм.

Два конденсатных насоса, один из которых всегда в резерве, выполнены антикавитационными таким образом, что, если происходит срыв на всасывании, то обусловленная этим кавитация возникает на безопасном от крылатки расстоянии.

Циркуляционная система охлаждения конденсатора снабжена козырьком водозаборного патрубка, который обеспечивает напор воды за счет скорости судна и позволяет выключать циркуляционный насос на полном ходу. Переключение происходит автоматически при достижении частоты вращения гребного вала 66–68 мин⁻¹, что соответствует открытию маневрового клапана на 63%. На расчетном режиме давление в конденсаторе поддерживается на уровне 5 кПа.

В условиях экстремально низкой температуры морской воды ГК охлаждается только циркуляционным насосом даже при движении судна для предотвращения переохлаждения конденсата. Кроме того, открывается система рециркуляции, и вода после конденсатора возвращается на всасывание. Для предельного случая температуры -2 °С система может поддерживать вакуум в конденсаторе 730–735 мм рт. ст. (3–4 кПа). Автоматическое переключение на рециркуляцию, как и переключение с самопроточной циркуляции на насос, происходит при вакууме менее 80 кПа или при оборотах гребного вала более 50 мин⁻¹.

Работа турбомашин на переменных режимах характеризуется большой сложностью, поэтому в реальных

условиях параметры турбоустановки не всегда соответствуют расчетным показателям. Условия, при которых проводятся исследования ходовых характеристик главного турбозубчатого агрегата на переменных режимах, всегда отличаются от номинальных, для которых были выданы гарантийные показатели экономичности. Учет этих отклонений в расчетах эксплуатационной мощности производится с помощью поправочных коэффициентов.

Как известно, эффективная мощность N_e определяется через располагаемый перепад энтальпий H_0 , расход пара G , эффективный КПД η_e по формуле:

$$N_e = GH_0\eta_e \quad (1)$$

При сопловом способе регулирования H_0 величина практически постоянная, и мощность уменьшается за счет расхода пара, а значение η_e падает по отношению к оптимальному следст-

вие относительного увеличения потерь энергии. Следует заметить, что с изменением нагрузки теплопередачи первых нерегулируемых ступеней турбины меняются незначительно, поэтому трансформацию отношения скоростей u/c_ϕ , степени реакции и КПД определяет преимущественно частота вращения турбины [6–8].

Зависимость между расходом и параметрами пара для многоступенчатой турбины впервые была экспериментально получена в конце XIX в. словацким инженером и ученым-теплотехником Аурелем Стодолой, и впоследствии теоретически подтверждена Г. Флюгелем:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00}v_{00}}{p_0v_0} \frac{1 - (p_{2m}/p_0)^2}{1 - (p_{2m0}/p_{00})^2}}, \quad (2)$$

где G , v_0 , p_0 , p_{2m} — расход, удельный объем пара, давление перед и за группой ступеней на измененном режиме;

G_0 , v_{00} , p_{00} , p_{2m0} — те же параметры для расчетного режима.

Для конденсационных турбин давление за группой значительно меньше, чем на входе, а отношение p_0 примерно равно единице. Поэтому формулу можно использовать в упрощенном виде:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \quad (3)$$

Таким образом, изменение эффективной мощности ГТЗА пропорционально изменению давления за контрольной ступенью, которой обычно является (первая) регулировочная ступень. На рис. 5 показана эта зависимость для номинальной и частичных нагрузок N_{e0} турбины с открытыми отборами (по данным завода-изготовителя). Для мощностей менее 13 тыс. кВт дается аналогичная линейная функция $N_{e0} = 9319,6p_1 + 60,309$, при этом от-

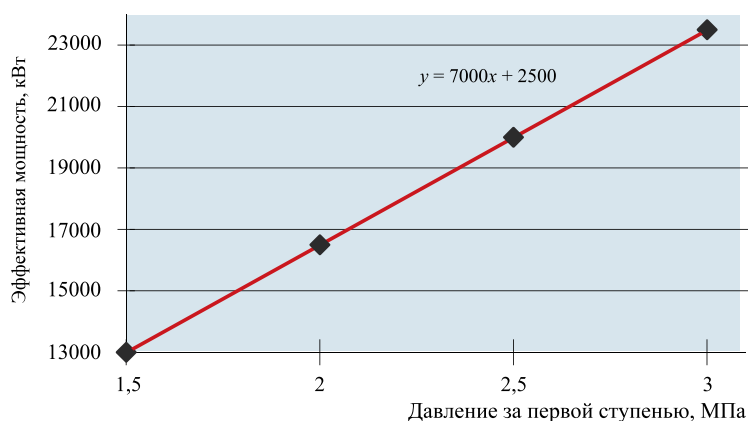


Рис. 5. Соотношение давления за первой ступенью и эффективной мощности

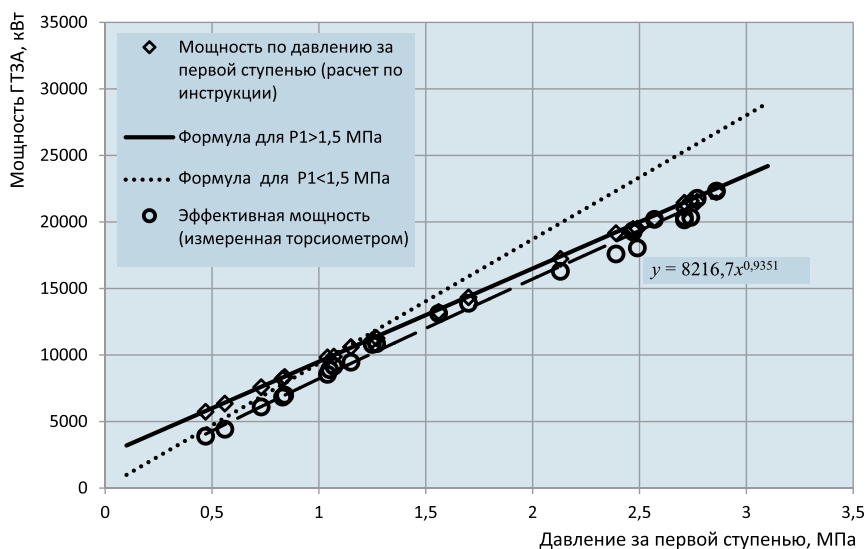


Рис. 6. Эксплуатационные значения мощности, соответствующие давлению в камере регулировочной ступени

боры закрыты (давление p_1 меньше 1,5 МПа).

Следует отметить, что рекомендованные зависимости дают завышенные значения по отношению к показаниям торсиомера в области давлений $P_1 < 1,4$ МПа.

По результатам анализа измерений на эксплуатационных режимах авторами получена степенная зависимость $y = 8216,7x^{0,9351}$ (рис. 6), которую предлагается использовать во всем диапазоне нагрузок.

В турбинах, работающих на гребной винт фиксированного шага, мощность пара на частичном режиме в первом приближении можно считать пропорциональной кубу частоты вращения гребного вала n [9], т. е.

$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^3,$$

где индекс 0 указывает на номинальный режим. Расчетная кривая, построенная по этой формуле, показана на рис. 6 сплошной линией.

Условия эксплуатации судна (скорость хода, осадка, дифферент, ветер, волнение моря, течения, глубина воды, состояние атмосферы и др.) могут значительно изменяться, следовательно, турбина всегда работает на переменных режимах. Практические измерения, полученные в процессе эксплуатации судна, их статистическая обработка и анализ позволяют получить простые зависимости для приближенного определения продолжительности рейса, расхода топлива и др.

В эксплуатации номинальная характеристика гребного винта может

быть обеспечена только при комплексе номинальных условий: соответствующая осадка, чистый корпус, чистая и глубокая вода номинальной плотности, отсутствие ветра, течений и др. Любое отклонение условий от номинальных влияет на относительную поступь винта и его характеристику, следовательно, на соотношение скорости судна и оборотов гребного вала (рис. 7).

Изменение мощности судовых турбин практически всегда связано с изменением расхода рабочего тела. При этом устанавливаются новые обороты, другие окружные скорости рабочих лопаток, изменяются распределение давлений, теплоперепадов и реактивности по ступеням. В результате изменяются КПД отсеков и турбоагрегата в целом. Кроме того, уменьшение расхода пара приводит к снижению параме-

тров пара в регенеративных отборах и падению экономичности тепловой схемы ПТУ.

Пропорционально расходу пара изменяется давление в отборах и, соответственно, температура подогрева питательной воды. Эти изменения столь значительны, что влияют на выбор параметров. Например, при питании деаэратора из второго отбора, при нагрузке турбоагрегата менее 30 % может прекратиться самотечный выход газов в атмосферу, что недопустимо. Для обеспечения подогревателей и особенно деаэраторов паром стабильного давления при всех ходах судна и маневрах применяются трубопроводы и автоматические устройства подпитки системы от главных котлов. При питании теплообменников свежим паром регенеративный процесс не осуществляется, но обеспечивается надежность и стабильность работы котельного оборудования и конденсатно-питательной системы. Каким образом все это сказывается на характеристиках СЭУ, определить достаточно трудно, так как вопрос о свойствах регенеративных схем первого рода с несколькими отборами недостаточно изучен [8].

Таким образом, пополнение базы данных измерений режимных параметров позволит более рационально подходить к вопросам проектирования и повышения экономичности паротурбинных установок в эксплуатационных условиях.

Переменные режимы работы турбины характеризуются изменением мощности, расхода пара и частоты вращения, что в свою очередь приводит к уменьшению коэффициента полезного

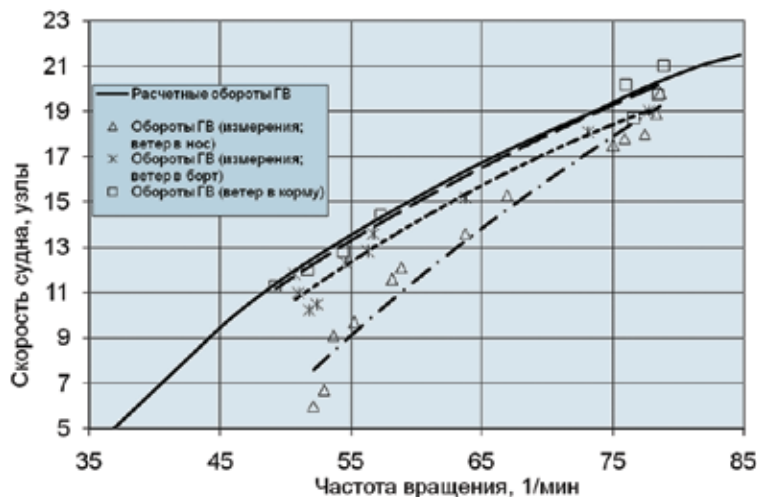


Рис. 7. Зависимость скорости судна от частоты вращения гребного вала (ГВ)

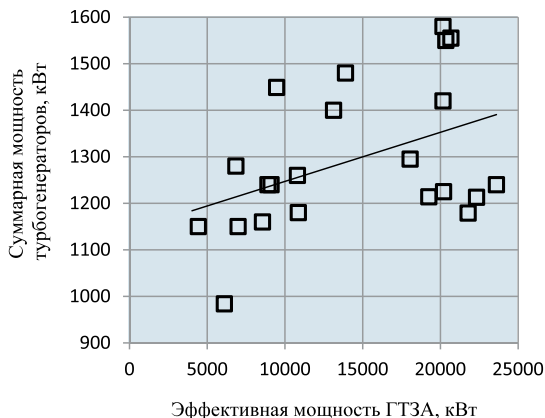


Рис. 8. Нагрузка электростанции на ходовых режимах

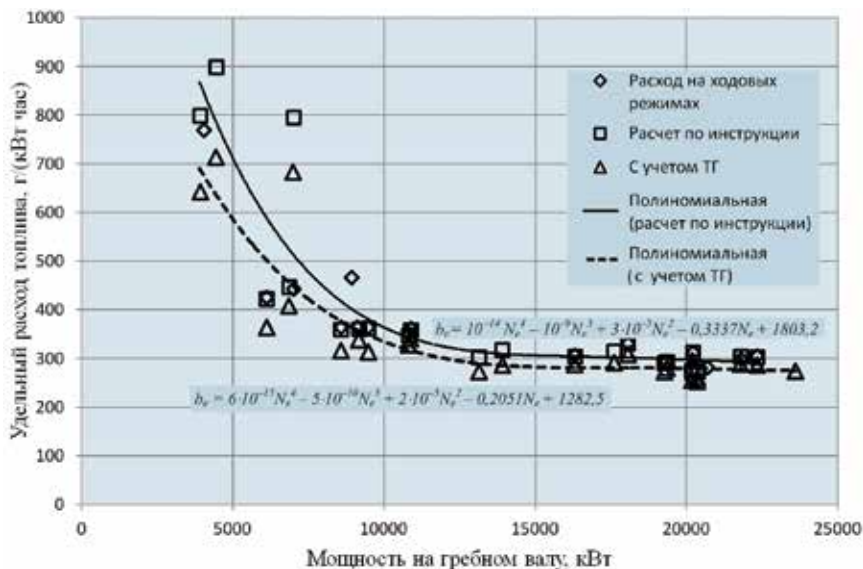


Рис. 9. Удельный расход топлива СЭУ на частичных режимах

действия машины. Величина снижения КПД зависит от типа парораспределения и его конструктивных особенностей, параметров пара, конструкции турбины, аэродинамических характеристик ее лопаточных аппаратов и других факторов.

С уменьшением расхода пара на ПТУ снижается производительность парогенераторов и вспомогательных механизмов. Нагрузка питательного, конденсатного и топливного насоса падает пропорционально мощности ГТЗА, однако нагрузка масляных и циркуляционных насосов, эксгаустеров, вентиляторов в машинно-котельном отделении (МКО) может оставаться на прежнем уровне. Котельный вентилятор вследствие одновременного снижения подачи и напора уменьшает потребление энергии быстрее падения мощности на гребном валу [10; 11].

На рис. 8 показаны точки измерения нагрузки турбогенераторов на долевых режимах работы ПТУ, которые расположены с достаточно большой дисперсией, обусловленной включе-

нием и отключением некоторых потребителей.

Большую мощность потребляют компрессоры систем принудительного испарения СПГ, компрессоры подачи газа в котлы, балластные насосы и др.

Удельный расход топлива b_e опре-

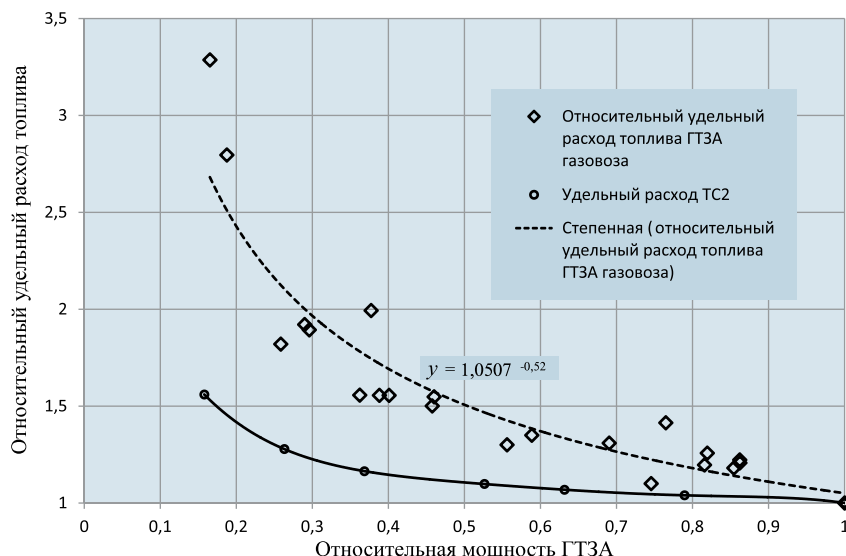


Рис. 10. Показатели расхода топлива в относительных единицах

делялся по непосредственным измерениям параметров ПТУ. На графике (рис. 9) показаны кривые b_e построенные для ГТЗА $b_e = B_e/N_e$ и для СЭУ, т. е. с учетом выработки электроэнергии турбогенераторами $b_{стр} = B_e/(N_e + N_{тр})$. Последнее выражение более точно отображает экономичность судовой силовой установки, поскольку топливо в котлах при сжигании вырабатывает пар как для судовой силовой установки (ССУ), так и для турбогенератора.

Представляет определенный интерес сравнение удельного расхода топлива на переменных режимах работы судна с паспортными данными. Однако для исследуемой ГТЗА газозова MS36-2A такие характеристики не опубликованы. Поэтому сделана попытка сопоставить расходные показатели с отечественным турбоагрегатом ТС-2, хотя для него данные по удельному расходу топлива на долевых нагрузках тоже отсутствуют. Тем не менее для этой машины имеются графики изменения относительного эффективного КПД η_{oe} [12]. Относительный удельный расход топлива (отношение удельного расхода топлива на ходовом режиме к расчетному) $b_{be} = \bar{b}_e/b_{e0}$ получен методом пересчета значений по формуле $\eta_{oe}/\eta_{oe0} \approx \eta_e/\eta_{e0} = b_{e0}/b_e$; при этом имелось в виду, что абсолютный эффективный КПД $\eta_e = 3600/(b_e Q_p^n)$ (рис. 10).

Как видно из рисунка, паспортная характеристика показывает более экономичную работу турбоагрегата на частичных нагрузках; это в некоторой степени обусловлено тем, что при пересчете ($\eta_e = \eta_{oe}\eta_e$) принималось постоянство термического КПД η_e . На самом деле он немного снижается из-за уменьшения степени регенерации, например, при мощности

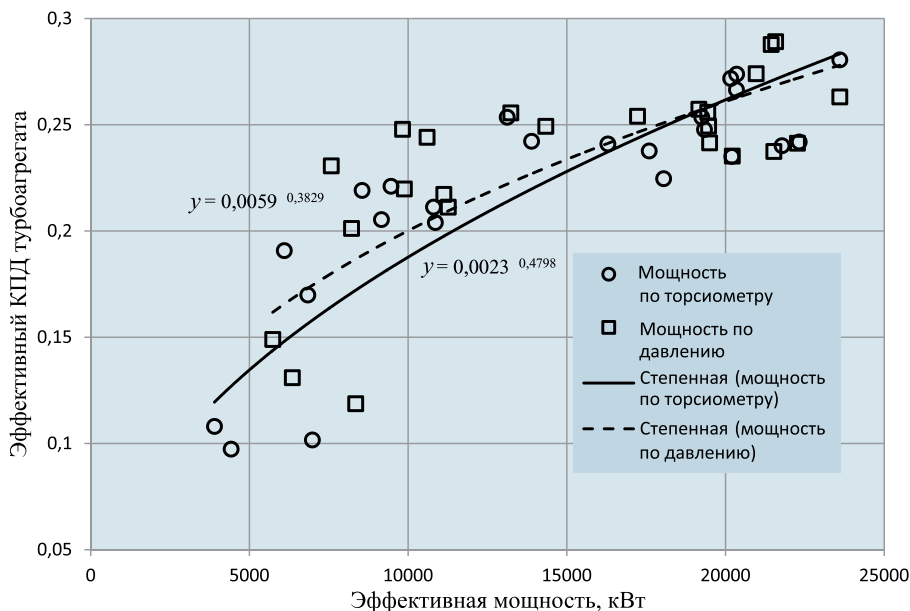


Рис. 11. Зависимость абсолютного эффективного КПД от мощности

ГТЗА менее 13 тыс. кВт отборы пара из турбин вообще закрываются (при трехступенчатом регенеративном подогреве питательной воды КПД цикла повышается на 7–7,5% [13]). Таким образом, для определения расхода топлива предлагается использовать эмпирическую зависимость $\bar{b}_e = 1,0507 \cdot N_e^{-0,52}$.

Для оценки эффективности работы паротурбинных установок часто используется удельный расход пара $d_e = G/N_e$. На основании формулы (1) следует, что при постоянстве располагаемого теплоперепада, что справедливо на переменных режимах для соплового парораспределения с полностью открытыми клапанами, $\bar{d}_e = d_e/d_{e0}$ есть величина, обратная $\bar{\eta}_{oe} = \eta_{oe}/\eta_{oe0}$:

$$\bar{d}_e = \frac{H_{oo}\eta_{oe0}}{H_o\eta_{oe}} = \frac{1}{\bar{\eta}_{oe}}$$

Следовательно, определив абсолютный эффективный КПД (рис. 11) по удельному расходу топлива, можно найти приблизительное значение η_{oe} ($\eta_e \approx idem$) и вычислить расход пара.

Выполненный комплекс экспериментальных исследований содержит совокупность результатов технических измерений параметров пропульсивного комплекса и судовой паротурбинной установки в условиях эксплуатации. Систематизация и анализ измерений позволяет решить научно-техническую задачу повышения экономичности СЭУ, а также усовершенствования турбоагрегатов морских газозовов при проектировании. ■

Литература

1. Новые суда «Совкомфлота» // Судостроение. 2007. № 6. С. 26–29.
2. <http://www.gazprom-sh.nl/ru>.
3. Thijssen B. Dual-Fuel-Electric LNG carriers. Proc. of the 28th Annual Event "The MotorShip Propulsion Conference". Copenhagen. April 2006.
4. Grand Elena and Grand Aniva. Machinery system operation manual [Электронный ресурс]. Feb. 20. 2007. 341p.
5. Семенюк А. В., Гармаш С. А. Энергетические установки судов для перевозки природного газа // Владивосток. Вестник МГУ. 2010. № 38. С. 45–51.
6. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат. 496 с.
7. Курзон А. Г. Теория судовых паровых и газовых турбин. Л.: Судостроение, 1970. 592 с.
8. Курзон А. Г., Маслов Л. А. Судовые турбинные установки. Л.: Судостроение, 1991. 192 с.
9. Зайцев В. И., Грицай Л. Л., Моисеев А. А. Судовые паровые и газовые турбины. М.: Транспорт, 1981. 252 с.
10. Gas Engines Propulsion // Marine engineers review, IMarEST, 2003 and Dec/Jan 2005.
11. Семенюк А. В., Гармаш С. А. Специфика судов для транспортировки метана // Мат-лы 8-й Междунар. науч.-практич. конф.: Проблемы транспорта Дальнего Востока. Владивосток. МГУ. 2009. С. 100–103.
12. Справочник судового механика / в 2 т. Под общей редакцией Л. Л. Грицай. М.: Транспорт, 1973. 1376 с.

Рулевые машины Р01М – Р18М

Предназначены для установки на судах всех классов и назначений неограниченного района плавания. Широко применяются на рыболовецких судах, сухогрузах

ОАО «Завод им. Гаджиева»
Тел.: +7 (8722) 68-13-79
oaozg-marketing@yandex.ru
www.zavodgadzieva.ru

Электронасосы центробежно-вихревые самовсасывающие (ЦВС)

Служат для перекачивания морской (соленой), пресной и питьевой воды температурой до 70 °С. Допускают перекачивание воды с примесью нефтепродуктов и механических примесей размером не более 1 мм. Обладают самовсасывающей способностью, что позволяет устанавливать их на высоте 7 м над поверхностью жидкости

Электронасосы центробежные НЦКГ

Предназначены для подачи конденсата температурой 90 °С, плотностью 1000 кг/м³, дистиллята температурой 70 °С, плотностью 1000 кг/м³ и рассола (или морской воды) температурой от –40 до 70 °С, плотностью не более 1060 кг/м³. Насос горизонтальный, консольный, одноступенчатый, центробежный

Электронасосы центробежные ФГС

Предназначены для перекачивания хозяйственно-бытовых и сточно-фекальных вод температурой до 55 °С, плотностью 1050 кг/м³, кислотностью от 6 до 9 рН, содержащих абразивные частицы в объеме не более 0,25 %