

УДК 621.438

В.Т. Матвеев, профессор, д-р техн. наук,**А.Г. Андриец, доцент, канд. техн. наук,****Е.В. Еременко, студент***Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГТД С КАМЕРОЙ ПРОМПДОГРЕВА ПЕРЕД СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ ПЕРЕРАСШИРЕНИЯ В СОСТАВЕ СУДОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА**

Представлены результаты исследований работы ГТД с камерой промпрегрева (ПП) перед силовой турбиной перерасширения (СТП). Показано, что в этом варианте сохраняется высокий КПД на переменных режимах работы двигателя.

К энергоустановкам (ЭУ) судов со значительной энергоемкостью (судов с динамическими принципами поддержания, пассажирских паромов, контейнеровозов) и кораблей ВМС предъявляются повышенные требования по эффективности их работы на форсажных и частичных режимах работы ГТД, т.е. на режимах, отличных от номинального: при необходимости увеличения скорости судна в течение длительного периода; при временном увеличении мощности ЭУ, например, при выходе судна на подводных крыльях на крыльевой режим; при работе на частичных режимах ЭУ при маневрировании в портах, проливах.

Такая задача решается применением двигателей полного хода, которые совместно с маршевыми ГТД обеспечивают получение суммарной мощности ЭУ.

Для корабельной ЭУ существенным является экономичность ее на переменных режимах, а также общая тепловая эффективность на частичных нагрузках.

Одним из перспективных путей решения этих проблем является применение в ГТД турбины перерасширения на выходе из силовой турбины, и промежуточного подогрева (ПП) газа перед силовой турбиной.

Целью статьи является исследование работы корабельных ГТД с камерой промподогрева перед силовой турбиной перерасширения со свободным или заблокированным турбокомпрессорным утилизатором на переменных режимах работы двигателя.

Силовая турбина с турбиной перерасширения (СТП) за счет превращения части утилизируемой внутренней энергии выхлопных газов (за вычетом затрат механической энергии на дожимание газа в дожимающем компрессоре) увеличивает эффективный КПД и удельную мощность ГТД при теплотехническом КПД до 80...85 %.

С учетом охладителя газа, выполняющего в такой схеме роль котла-утилизатора, турбокомпрессорный (ТКУ) утилизатор позволяет решить следующие задачи: повысить эффективный КПД ГТД на 10...25 % относительных; повысить мощность ГТД на 20...60 %; энергосбережение, утилизацию теплоты сгоревшего в ГТД топлива, выполнять на самом современном техническом уровне с уменьшением загрязнения окружающей среды, обеспечивая, таким образом, все повышающиеся в международной практике экономические требования к ЭУ.

В схеме совместной работы маршевого ГТД и ГТД полного хода применение СТП с ПП в маршевом ГТД повышает долю мощности маршевого двигателя и, соответственно, маршевую скорость корабля. При этом появляется еще переменный параметр – подогрева газа перед СТП, позволяющий регулировать характеристики ГТД. Эта возможность регулирования характеристик весьма эффективно может использоваться как на номинальных, так и на частичных режимах работы по винтовой характеристике, сохраняя при этом эффективный КПД и удельную мощность на более высоком уровне, чем в ГТД простого и классического сложного циклов с промхлаждением и регенерацией. А в отдельных схемах с ГТД полного хода позволит исключить его из схемы (вместе с редуктором полного хода, промвалом, воздухоприемным и газовыхлопным устройствами), обеспечив форсирование мощности при повышенной надежности и живучести ЭУ и значительном уменьшении ее массогабаритных характеристик и стоимости.

На диаграмме $T-S$ (рисунок 2) изображен цикл высокотемпературного ГТД с ПП и СТП, где реальные процессы расширения газа в турбинах, охлаждаемых цикловым воздухом, представлены эквивалентными процессами: 3 см–4.1 – в турбине Т1; 4.1 см–4.2 – в турбине Т2; 4.3 см–5 – в СТП. Эквивалентные температуры газа на входе в охлаждаемые турбины определяются смешением газа на входе в рабочее колесо турбины и части воздуха, отбираемого на охлаждение сопловых и рабочих лопаток турбин.

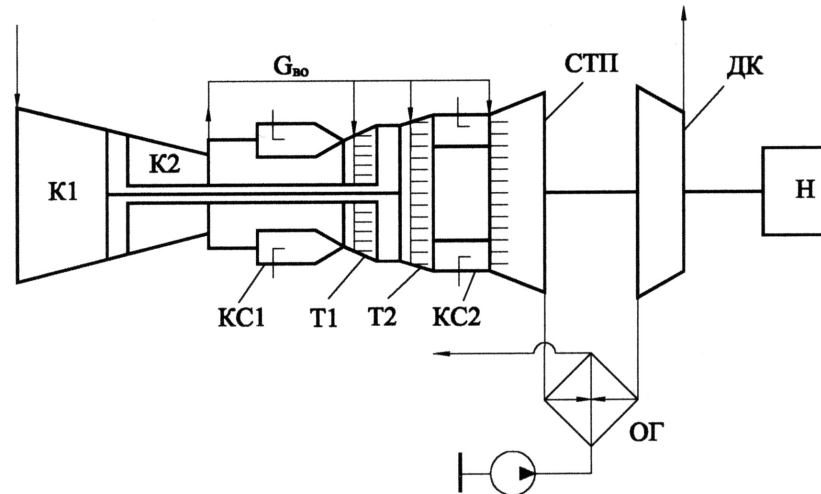


Рисунок 1 – Схема ГТД с блокированным ТКУ с промподогревом газа перед силовой турбиной перерасширения:
 К1 и К2 – компрессоры; КС1 – основная камера сгорания; КС2 – камера сгорания промподогрева; Т1 и Т2 – турбины; СТП – силовая турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор; ОГ – охладитель газа; Н – нагрузка

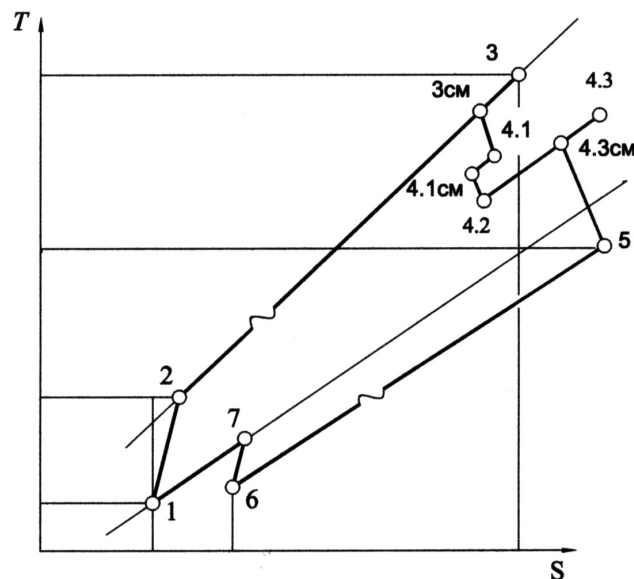


Рисунок 2 – Цикл высокотемпературного ГТД с промподогревом газа перед силовой турбиной перерасширения

От общего расхода воздуха на охлаждение $G_{\text{во}}$ на охлаждение турбин газогенератора отбирается воздух в количестве $G_{\text{во1}}$, а на СТП – $G_{\text{во2}}$. Относительное значение $\bar{G}_{\text{во}} = G_{\text{во}}/G$. Температура газа перед СТП равна

$$T_{4.3} = k_{\text{п}} T_3, \quad (1)$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент, определяющий степень подогрева газа перед СТП; T_3 – максимальная температура газа в цикле.

В ГТД с двухкаскадным компрессором соотношение между мощностями, затраченными на привод компрессоров К2 и К1 принят в размере 2:1.

Определение параметров циклов высокотемпературных ГТД с турбиной перерасширения выполняем, используя апробированную математическую модель [1], дополненную введением ПП газа перед СТП, что позволяет определить поле промежуточных значений и область оптимальных значений характеристик циклов.

В ГТД с ПП и СТП, так же, как и в ГТД с турбиной перерасширения, анализ экономичности циклов производится при изменении величины степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{к}}$,

начальной температуры газа T_3 , а также от степени понижения давления в турбине перерасширения при прочих равных фиксированных параметрах, влияющих на КПД цикла. Однако в ГТД с ПП имеется еще один переменный параметр – это степень подогрева газа перед СТ, от которой существенно зависят ряд характеристик ГТД.

Поэтому исследования характеристик циклов ГТД с ПП и СТП производились дополнительно с учетом как степени повышения давления в ДК π_{dk} , так и степени подогрева газа перед СТП $k_{п}$.

На рисунке 3 изображены характеристики циклов ГТД с ПП и СТП (ПП+СТП) и, для сравнения, ГТД простого цикла (П), а также цикла ГТД с ПП перед силовой турбиной (ПП+СТ), в зависимости от степени повышения давления в компрессоре двигателя π_k .

Величины эффективного КПД η_e и удельной мощности $n_{y\partial}$ получены при значениях: $\eta_k = 0,87$; $\eta_{cmn} = 0,91$; $\eta_{m1} = 0,86$; $\eta_{m2} = 0,9$; $\eta_m = 0,99$; $\eta_{dk} = 0,88$; $T_1 = 288K$; $T_6 = 323K$.

$\epsilon_n = 0,8...0,88$ – коэффициент гидравлического совершенства тракта; $\bar{G}_{go} = 0,11...0,21$ – относительный расход воздуха на охлаждение деталей и узлов ГТД.

Из приведенных на рисунке 3 зависимостей видно, что введение ПП перед СТ в ГТД увеличивает удельную мощность двигателя по отношению к простому ГТД (П) до 10 %, но эффективный КПД при всех значениях π_k значительно падает, особенно в зоне оптимальных π_k для простого ГТД.

Необходимо отметить, что в ГТД с ПП перед СТ растет температура газа на выходе двигателя. Так, например, при степени подогрева $k_n = 0,86$ температура T_4 растет с 750 К до 950 К. Это говорит о том, что в данных условиях использование турбины перерасширения становится наиболее предпочтительным.

Применение в ГТД с ПП перерасширения газа за силовой турбиной существенно улучшает характеристики ГТД с ПП. По отношению к характеристикам ГТД простого цикла в ГТД с ПП и СТП удельная мощность $n_{y\partial}$ увеличивается в среднем в 1,5 раза, эффективный КПД во всем диапазоне изменения π_k относительно выше на 10 % и 30 % (при малых значениях π_k). При начальной температуре газа $T_3 = 1373K$ и $\pi_{dk} = 3,0$ эффективный КПД ГТД с ПП и СТП в диапазоне π_k от 12 до 17 наиболее высокий и мало изменяется. В диапазоне π_k от 14 до 20 наблюдаем также наибольшие значения $n_{y\partial}$.

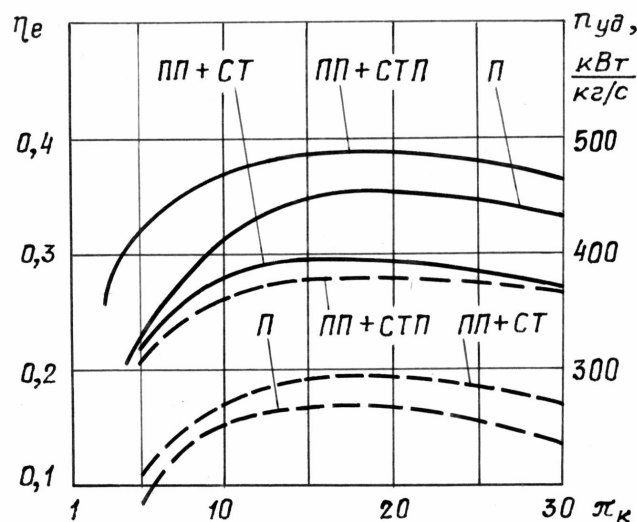


Рисунок 3 – Зависимости эффективного КПД η_e (сплошные линии) и удельной мощности $n_{y\partial}$ (прерывистые линии) от π_k при $T_3 = 1373K$, $k_n = 0,86$ и $\pi_{dk} = 3,0$

При ПП газа перед СТ с перерасширением газа удельная мощность ГТД интенсивно растет и при $k_n = 1$ в 1,65 раза больше, чем в ГТД простого цикла. Эффективный КПД ГТД с ПП и СТП по мере увеличения ПП газа монотонно уменьшается, но при всех значениях k_n и $\pi_{dk} = 2,5...3,0$ выше, чем в ГТД простого цикла.

Следовательно, применение перерасширения газа в силовой турбине в ГТД с ПП не только компенсирует уменьшение эффективного КПД, а и увеличивает его за счет увеличения мощности двигателя при тех же затратах топлива.

Корабельный ГТД с ТКУ может работать в режиме когенерационной установки, когда двигатель приводит гребной винт, а охладитель газа (ОГ) в ТКУ используется как теплогенератор для технологических и общесудовых целей. Эффективность такой ЭУ оценивается удельным показателем – теплотехническим КПД $\eta_{ТТ}$, который характеризует степень полезного использования теплоты топлива, израсходованного на выработку механической и тепловой энергии и достигающий в ГТД с ТКУ значений 0,75 ... 0,85 [2].

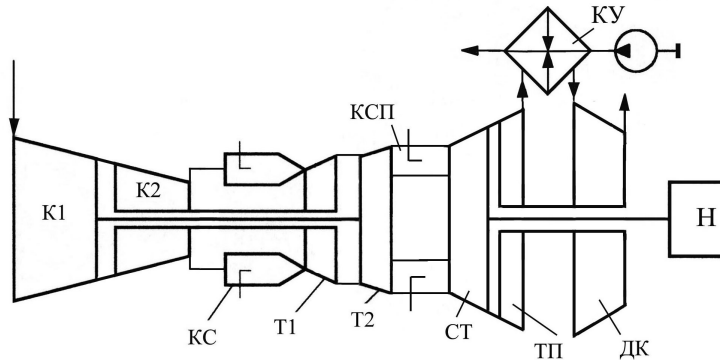


Рисунок 4 – Схема ГТД со свободным ТКУ с промподогревом газа перед силовой турбиной перерасширения: К1 и К2 – компрессоры; КС – основная камера сгорания; КСП – камера сгорания промподогрева газа; Т1 и Т2 – турбины; СТ – силовая турбина; ТП – турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор; Н – нагрузка

Характеристики ГТД с СТП и ПП со свободным (СТКУ) и заблокированным (БТКУ) турбокомпрессорным утилизатором, представлены на рисунке 5 и рисунке 6 соответственно, рассчитаны с использованием апробированной математической модели для винтовой нагрузки для степени повышения давления компрессора $\pi_K = 19$, относительной величины за вычетом потерь – коэффициента гидравлического совершенствования тракта $\varepsilon_n = 0,84$, степени подогрева газа перед СТП $K_n = 0,86$ и начальной температуры газа в двигателе $T_3 = 1373 \text{ К}$, степень повышения давления в дожимающем компрессоре $\pi_{\text{дк}} = 3$. При этом для схемы силовой турбины с БТКУ закон регулирования задавался таким, что температура газа T_3 и температура газа $T_{4,3}$ за камерой ПП изменяются пропорционально. Следующий закон – уменьшение температуры $T_{4,3}$ за камерой ПП при $T_3 = \text{const}$, далее – пропорциональное изменение температур T_3 и $T_{4,3}$.

Анализ характеристик при винтовой нагрузке по схеме ГТД с СТКУ на рисунке 4 показывает следующее.

1. При законе регулирования по пропорциональному изменению температур T_3 и $T_{4,3}$ переход с номинального режима на частичные (уменьшение $\bar{N}_e$) вызывает уменьшение КПД η_e практически сразу при $\bar{N}_e < 1,0$ (кривая η_e , Пр.Т) как и для ГТД простого цикла (кривая η_e , П), однако при этом значение η_e сложного цикла на $\Delta\eta_e = 1...5\%$ абсолютных превышает в η_e простого цикла в диапазоне режимов $\bar{N}_e < 0,6...1,0$. Однако на режимах $\bar{N}_e < 0,5...0,6$ значение η_e сложного цикла меньше η_e простого цикла на $\Delta\eta_e = 1...2\%$ абсолютных. Удельная мощность $n_{уд}$ при этом также выше, чем у ГТД простого цикла на $50...150 \frac{\text{кДж}}{\text{кг/с}}$, практически во всем диапазоне режимов работы ГТД.

2. При законе регулирования $T_3 = \text{const}$ сначала мощность уменьшается только путем уменьшения температуры промподогрева $T_{4,3}$ в камере ПП, до режима $\bar{N}_e \approx 0,7$ КПД η_e имеет постоянное максимальное значение $\eta_e \approx 38\%$ и дальнейшее при $\bar{N}_e < 0,7$ снижение η_e происходит на уровне, в среднем на $\Delta\eta_e = 2...5\%$ превышающем значение η_e для ГТД по простому циклу во всем диапазоне рабочих режимов ГТД.

Анализ характеристик при винтовой нагрузке по схеме ГТД с БТКУ на рисунке 6 дает основание сделать следующие выводы.

1. При законе регулирования по пропорциональному изменению температур T_3 и $T_{4,3}$ переход с номинального режима на частичные (уменьшение $\bar{N}_e$) вызывает характер изменения КПД η_e практически сразу при $\bar{N}_e < 1,0$ (кривая η_e , Пр.Т) такой же, как и для ГТД простого цикла (кривая η_e , П),

однако при этом значение η_e для ГТД сложного цикла на $\Delta\eta_e = 3...7\%$ выше, чем η_e простого цикла практически во всем диапазоне режимов работы. Причем прирост η_e тем выше, чем у ГТД простого цикла на $50...150 \frac{\text{кДж}}{\text{кг/с}}$ практически во всем диапазоне режимов работы ГТД.

2. При законе регулирования $T_3 = \text{const}$ сначала мощность уменьшается только путем уменьшения температуры промподогрева $T_{4.3}$ в камере ПП, до режима $\bar{N}_e \approx 0,5$ КПД η_e имеет постоянное максимальное значение $\eta_e \approx 38\%$ и дальнейшее при $\bar{N}_e < 0,5$ снижение η_e происходит на уровне, в среднем на $\Delta\eta_e = 5...8\%$ превышающем значение η_e для ГТД по простому циклу во всем диапазоне рабочих режимов ГТД.

Схема ГТД с БТКУ для ГТД в составе судового пропульсивного комплекса предпочтительнее схемы ГТД СТКУ.

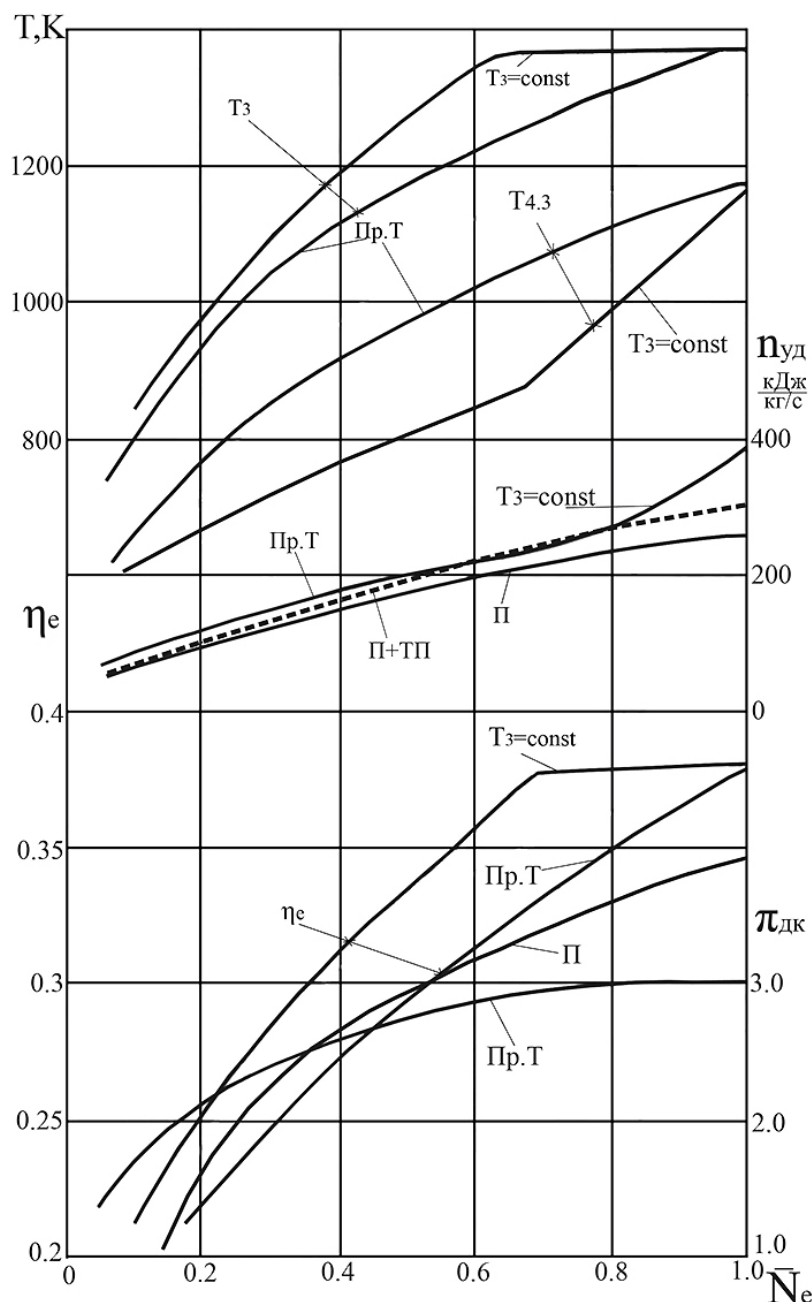


Рисунок 5 – Характеристики ГТД с ПП перед СТП на частичных нагрузках (СТКУ – свободный ТКУ) при $T_3 = 1373 \text{ К}$ и $\pi_k = 19$; $\epsilon_n = 0,84$; $K_{II} = 0,86$ (винтовая нагрузка); Пр.Т – регулирование при пропорциональном изменении температур в камерах сгорания; П – простой цикл; П+ТП – цикл с промподогревом газа перед турбиной перерасширения

В проведенных исследованиях выполнены расчеты характеристик ГТД с ПП и СТП как всережимного двигателя в судовом пропульсивном комплексе, в тоже время камера ПП может включаться специально для форсированного режима. Но при всех вариантах сочетания ПП с СТП основным принципом является неизменность конструкции газогенератора ГТД, при этом конструкции ПП, СТП и элементов ТКУ могут быть модульными, что позволит при необходимости выполнять их быструю замену даже в условиях эксплуатации вследствие выработанного ресурса, полученных производственных или специфических повреждений и т.п.

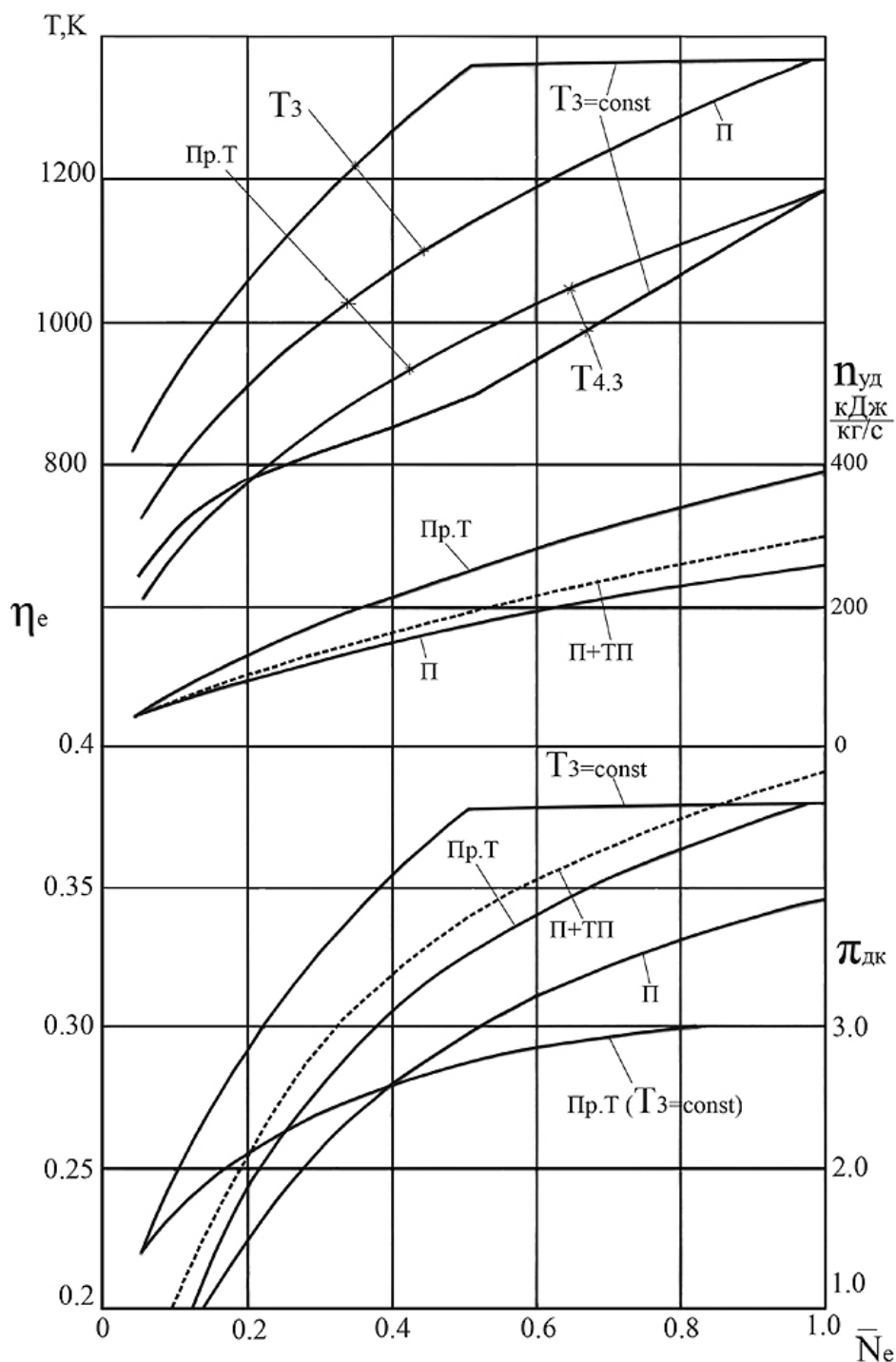


Рисунок 6 – Характеристики ГТД с ПП перед СТП на частичных нагрузках (БТКУ – блокированный ТКУ) при $T_3 = 1373$ К, $\pi_k = 19$, $\varepsilon_n = 0,84$ и $K_{II} = 0,86$ (винтовая нагрузка):

Пр.Т – регулирование при пропорциональном изменении температур в камерах сгорания;

П – простой цикл, П+ТП – цикл с промподогревом газа перед турбиной перерасширения

Например, на СПК «Циклон» в главном газотурбинном агрегате М37 вместо ГТД ДС71 (НПКГ «Зоря – Машпроект») возможно применение ДК76 с ПП и СТП. Мощность базового ГТД ДК76 с введением ПП и СТП увеличивается с 3000 кВт до 4500...5000 кВт. Увеличение массы ГТД с ПП и СТП компенсируется за счет разницы 1,2 т масс ДС71 и ДК76.

ЗМКБ «Прогресс» (г. Запорожье, Украина) просчитало, что для ГТД АИ-336-10 промподогрев перед СТП увеличивает мощность с 10 МВт до 16 МВт и эффективный КПД η_e от 34 % до 38 % при теплотехническом КПД $\eta_{TT} \approx 80 \%$.

Таким образом, ГТД с ПП и СТП, наряду с высокой удельной мощностью, более экономичны, чем ГТД простого цикла в широком спектре режимов работы ЭУ судна.

Дальнейшее развитие совершенствования ЭУ с ГТД с ПП и СТП представляется в исследованиях по устойчивости и надежной работе всех элементов ГТД с ТКУ (камеры ПП, дожимающего компрессора и д.р.) во всем диапазоне режимов работы судовых ГТД.

Библиографический список

1. Матвеев В.Т. Математическая модель для определения параметров циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной / В.Т.Матвеев // Вестник СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь, 2002. — Вып. 38. — С. 110–114.

2. Матвієнко В.Т. Корабельні двигуни з турбіною перерозширення / В.Т. Матвієнко, Ю.М. Вороб'їов // Зб. наук. праць Севастоп. військово-морського ін-та ім. П.С. Нахімова. — Севастополь, 2004. — Вип. 1 (4). — С. 209–212.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.