

УДК 621.431.75(075)

Исследование возможности повышения эффективности газотурбинных установок за счет регенерации тепла

В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, И.Н. Крупенич, А.Ю. Ткаченко, В.Н. Рыбаков

Аннотация:

Произведено предварительное исследование влияния регенерации тепла и промежуточного охлаждения рабочего тела на эффективный КПД турбовальных двигателей различных схем.

Ключевые слова:

КПД эффективный; теплоперепад располагаемый; параметры цикла; регенерация тепла; охлаждение промежуточное.

Преобразование тепла в работу в газотурбинных двигателях, работающих по циклу Брайтона, сопровождается большими потерями, которые зависят от параметров цикла ([1], гл.5; [2]) и достигают 60...70% и более.

Одним из направлений совершенствования цикла и повышения эффективного КПД ГТД является утилизация тепла выхлопных газов с помощью теплообменника (рисунок 1). Такой теплообменник называют рекуператором (лат. *recuperate* – получить снова) или регенератором (лат. *regenerate* – восстановить). Применение регенерации на двигателе с высокими параметрами цикла, как будет показано, ведёт за собой и необходимость промежуточного охлаждения рабочего тела. На рисунке 2 показана схема взаимодействия узлов такого двигателя на примере трёхвального ТВаД со свободной турбиной и двухвальным газогенератором.

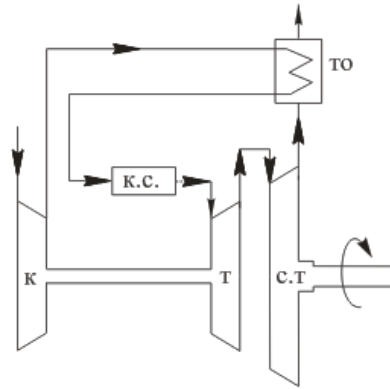


Рисунок 1 – Схема ТВаД с регенерацией тепла выхлопных газов:

то – теплообменник

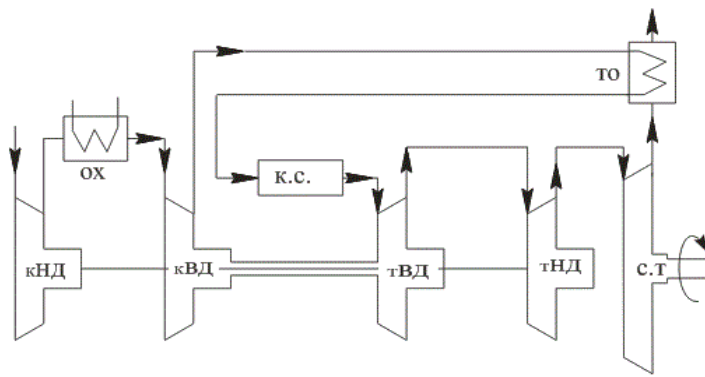


Рисунок 2 – Схема ТВаД с промежуточным охлаждением и с регенерацией тепла:

ох – охладитель

За основу для исследования закономерностей влияния регенерации и промежуточного охлаждения на эффективный КПД взят массив из 30-ти турбовальных двигателей со свободной турбиной ($T_T^* = 1200 \dots 2200 \text{ К}$, $\pi_{к\Sigma}^* = p_k^* / p_v^* = 10 \dots 50$), рассчитанных на основе НК-36СТ. Реализованные на этом двигателе КПД узлов, коэффициенты потерь, относительные отборы воздуха на охлаждение узлов и некоторые другие коэффициенты приняты одинаковыми для указанного массива двигателей. В случае регенерации и промежуточного охлаждения добавлялись, кроме того, потери полного давления в проточной части коммуникаций, связанных с теплообменником (по 3% в «холодной» и «горячей» коммуникациях). Изменение $\pi_{к\Sigma}^*$ осуществлялось за счёт изменения $\pi_{кНД}^*$ при постоянном произведении $\pi_{кСД}^* \cdot \pi_{кВД}^* = 10$, как и на исходном двигателе.

1. Результаты расчёта исходного массива двигателей

С повышением температуры T_{Γ}^* от 1200 до 2000 К эффективный КПД, как видно из рисунка 3, увеличивается практически от нуля до $\eta_e = 50\%$ (при $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 50$), или от 20% до 35% (при $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 10$). Функция $\eta_e = f(T_{\Gamma}^*)$ весьма нелинейна: наибольший прирост КПД имеет место до $T_{\Gamma}^* = 1400$ К, а после 1400 К (при $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 10$) прирост КПД незначительный. А для $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 50$ наибольший прирост в диапазоне от 1200 до 1600 К. Далее прирост снижается практически до нуля при $T_{\Gamma}^* > 2000$ К.

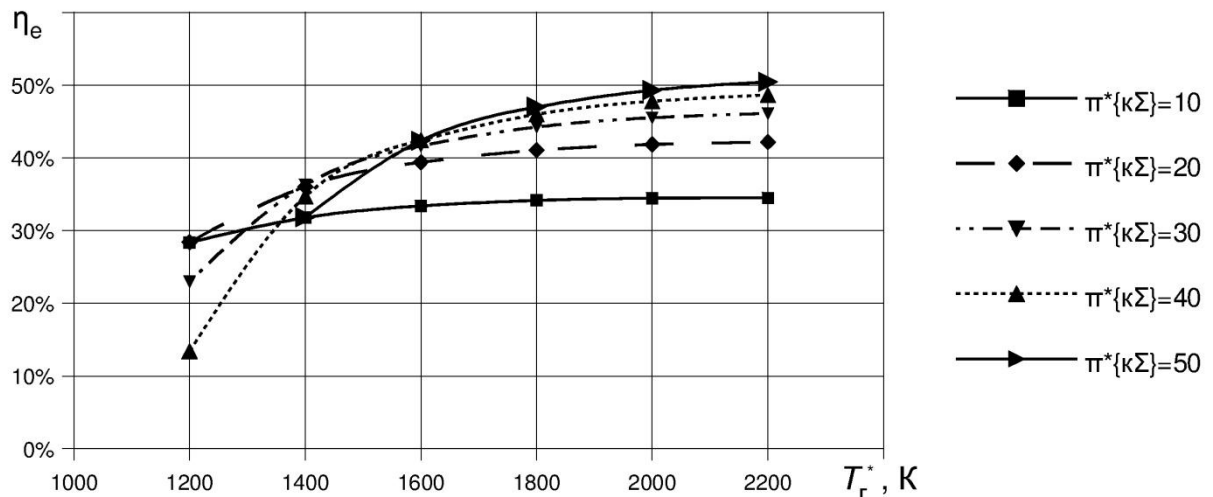


Рисунок 3 – Эффективный КПД как функция T_{Γ}^* и $\pi_{\kappa\Sigma}^*$

А с увеличением $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ эффективный КПД повышается тем больше, чем выше температура T_{Γ}^* , что объясняется, как известно, уменьшением потерь тепла с выхлопными газами в долях от величины подведённого тепла.

Подчеркнём, что в газотурбинном двигателе без регенерации тепла получить высокий эффективный КПД (порядка 40%), и дальнейшее его увеличение, можно только при весьма высоких параметрах цикла ($\pi_{\kappa\Sigma}^* > 20$ и $T_{\Gamma}^* > 1600$ К).

На рисунке 4 приведена разность температур газа за турбиной и за компрессором ($T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*$). В общем случае она изменяется от 700 К (при $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 10$ и $T_{\Gamma}^* = 2200$ К) до отрицательной величины (– (минус) 500 К при $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 40...50$ и $T_{\Gamma}^* = 1000$ К). Горизонтальной штриховой линией отмечена граница, которой соответствует прирост эффективного КПД от введения регенерации примерно равный 3%. Все модификации, которые располагаются ниже этой линии, будем считать неэффективными.

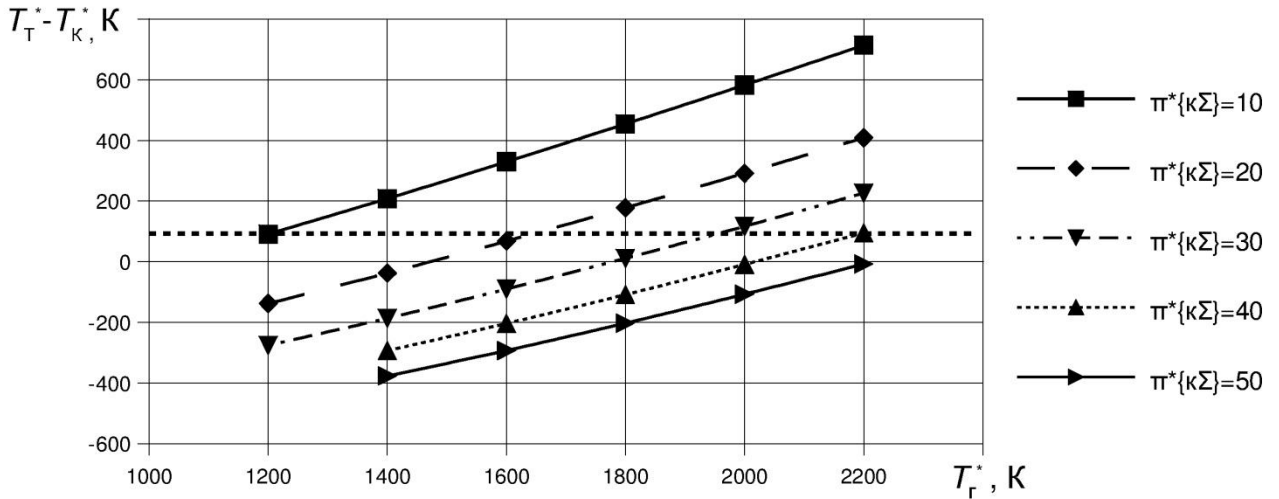


Рисунок 4 – Разность температур ($T_T^* - T_K^*$) как функция T_T^* и $\pi_{k\Sigma}^*$

Далее, в данной работе были рассчитаны и проанализированы зависимости $\eta_e = f(T_T^*, \pi_{k\Sigma}^*)$ для 6-ти типов массивов двигателей, включая исходный массив и 5 его модификаций (см. таблицу 1): два варианта установки регенератора (после свободной турбины и до нее) и, кроме того, для каждого из них два варианта установки охлаждения (с охлаждением перед КВД и с охлаждением перед КСД). Результаты расчёта двигателя с регенератором, установленным за газогенератором, и с охлаждением перед КСД здесь не приведены. Рассчитывались и массивы двигателей с охлаждением рабочего тела, но без регенерации тепла: результаты их здесь также не приведены, так как они практически не оказывают влияния на полученные закономерности изменения эффективного КПД.

Массивы двигателей

Таблица 1

№	Исходный массив	Рег. за св. Т.	Рег. перед св. Т.	Охл. перед к. ВД	Охл. перед к. СД
1					
2					
3					
4					
5					
6					

2. Результаты расчёта того же массива двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов

Регенерация тепла, как следует из рисунка 5, принципиально изменяет характер влияния степени повышения давления на эффективный КПД: с увеличением $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ он не повышается (как было показано для исходного массива на рисунке 3), а снижается (в основном диапазоне температур: например, при $T_{\Gamma}^* = 1450$ К и увеличении $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ от 10 до 50 эффективный КПД снижается вдвое (от 40 до 20%)). Это объясняется снижением располагаемой разности температур ($T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*$), которая оказывает ключевое значение на эффективность регенерации тепла. Чем выше $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ и ниже температура T_{Γ}^* , тем меньше располагаемая разность ($T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*$). Она снижается до нуля и становится даже отрицательной при $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 20, 30, 40$ и 50 и соответственно $T_{\Gamma}^* < 1400, 1800, 2000, 2200$ (см. рисунок 4). Во всех этих случаях регенерация, понятно, не имеет смысла.

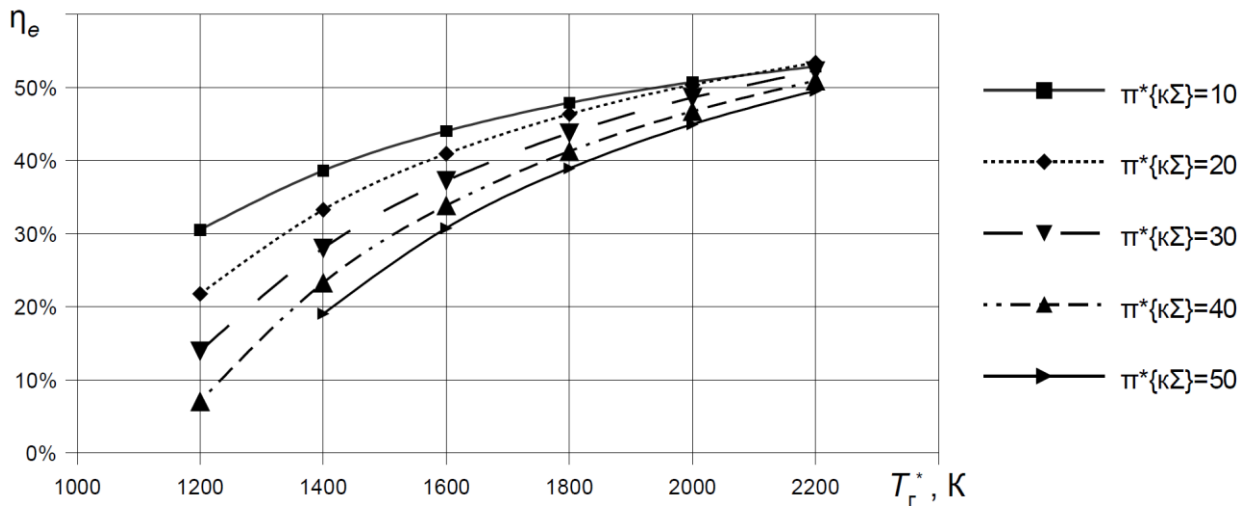


Рисунок 5 – Эффективный КПД двигателей с регенерацией выхлопных газов
как функция T_{Γ}^* и $\pi_{\kappa\Sigma}^*$

Таким образом, на эффективность двигателя с регенерацией тепла при снижении $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ оказывают противоположное влияние два фактора: эффективный КПД исходного двигателя (без регенерации) снижается (рисунок 3), а эффективность собственно регенерации $\Delta\eta_e$ значительно повышается (рисунок 6).

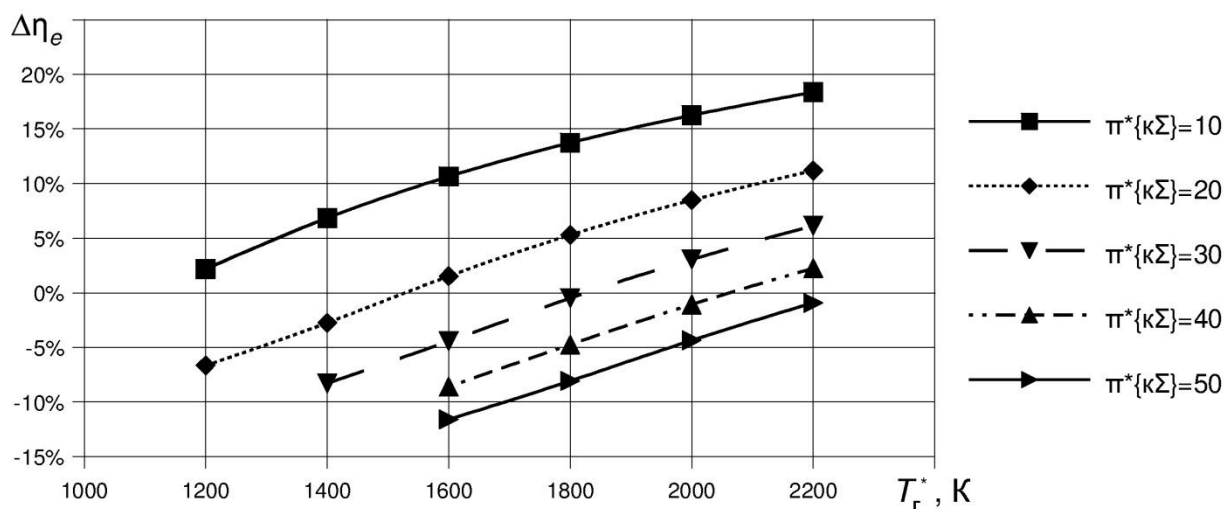


Рисунок 6 – Разность между эффективными КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и без неё

Поэтому оптимальная степень повышения давления $\pi^*_{\kappa\Sigma_{\text{опт}}}$ на двигателе с регенерацией тепла (рисунок 7) значительно меньше её значения на двигателе без регенерации ([1], рис. 5.12) при одной и той же температуре газа. Как видно из представленного рисунка, оптимальная степень повышения давления на двигателе с регенерацией тепла, при которой обеспечивается максимальное значение эффективного КПД, равна 5, 7 и 12 соответственно при $T_g^* = 1000, 1400$ и 2000 К, что в 5...10 раз меньше, чем на двигателе без регенерации.

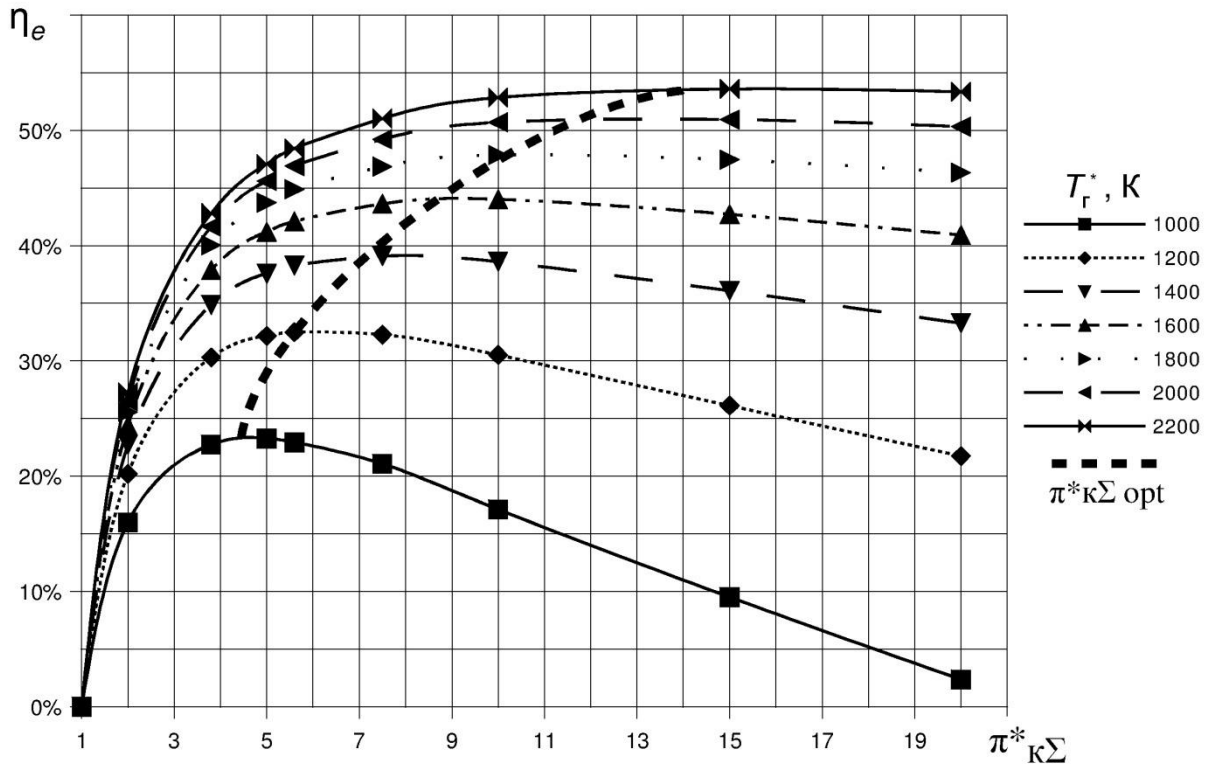


Рисунок 7 – Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов как функция $T_{Г}^*$ и $\pi_{к\Sigma}^*$

Важно подчеркнуть, что за счёт регенерации тепла выхлопных газов можно получить высокий эффективный КПД ($\eta_e = 40...45\%$) ТВаД с низкой степенью повышения давления в компрессоре ($\pi_{к\Sigma}^* \approx 10$), но при достаточно высокой температуре газа перед турбиной ($T_{Г}^* = 1400...1700$ К). На двигателе без регенерации тепла такие КПД могут быть получены только при весьма высоких параметрах цикла ($\pi_{\Sigma}^* = 30...40$ и $T_{Г}^* = 1600...1800$ К).

3. Результаты расчёта двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

Расчёты выполнялись при условии, что температура воздуха перед каскадом ВД снижалась от величины $T_{ВД}^*$ (на двигателе без промежуточного охлаждения) до величины 300К. При этом затраты на охлаждение «Охладителя» (воды) и её прокачку не учитывались, а потери в проточной части теплообменника принимались по 3% в «холодной» и «горячей» коммуникациях.

Результаты расчётов приведены на рисунках 8, 9 и 10.

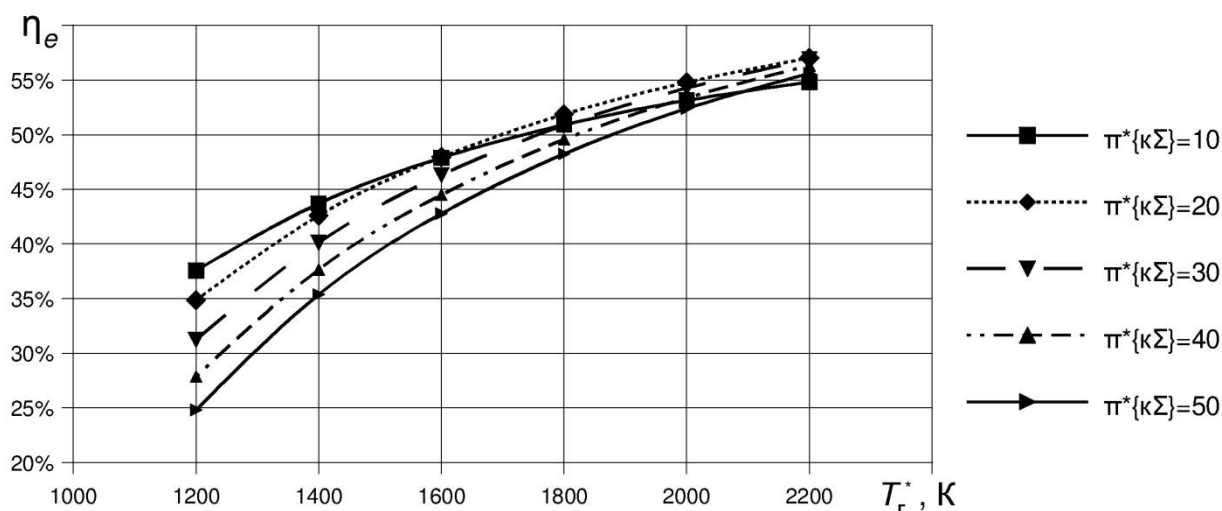


Рисунок 8 – Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

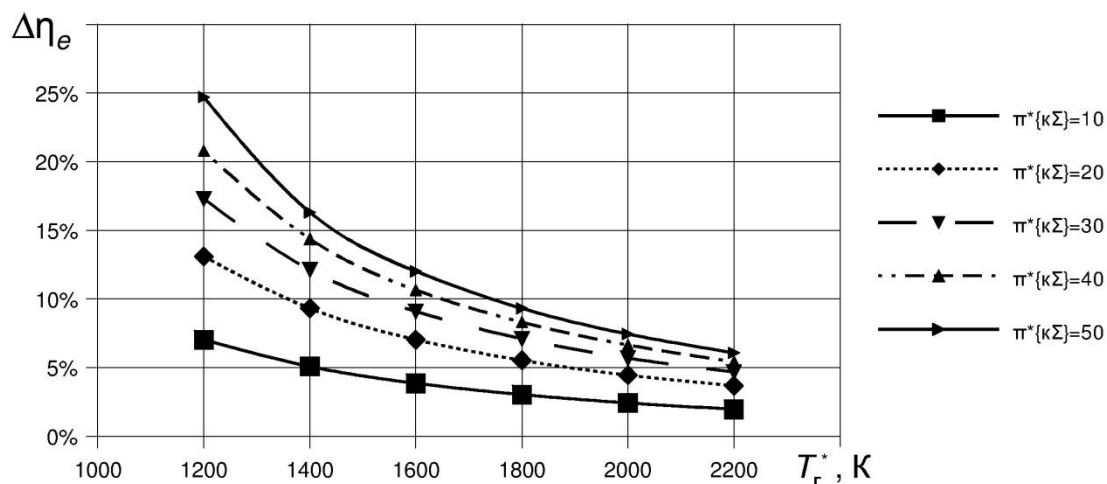


Рисунок 9 – Изменение эффективного КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов под влиянием охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

Из них видно, что, во-первых, на двигателях с регенерацией тепла выхлопных газов и промежуточным охлаждением рабочего тела (как и без него) максимальное значение КПД η_e обеспечиваются при $\pi^*_{\kappa_{\Sigma}} \approx 10$ при умеренных значениях температуры $T_{\Gamma}^* = 1200...1600$ К (Рисунок 8). Во-вторых, охлаждение при указанных низких значениях $\pi^*_{\kappa_{\Sigma}}$ (близких к оптимальным) и температуре газа $T_{\Gamma}^* = 1200; 1400; 1600$ и 1800 К даёт прирост эффективного КПД соответственно 7; 5; 4 и 3% (рисунок 9), а по сравнению с исходным двигателем – 9, 12, 15 и 17% (рисунок 10).

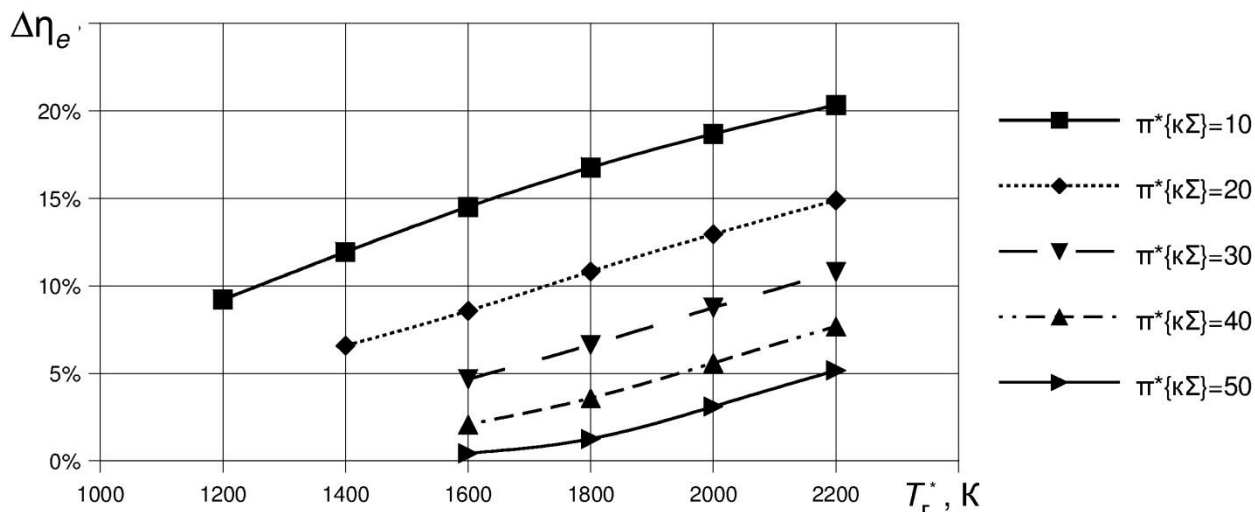


Рисунок 10 – Изменение эффективного КПД двигателей, обусловленное совместным влиянием регенерации тепла выхлопных газов и охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

В результате, при указанных температурах $T_{г^*}$ и весьма низкой степени повышения давления ($\pi^*_{к\Sigma} \approx 10$) обеспечиваются значения КПД $\eta_e = 38; 44; 48$ и 50% . На исходном двигателе такие КПД можно получить, как уже отмечалось, только при весьма высоких параметрах цикла.

4 Результаты расчёта двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором СД

Как показано в предыдущем разделе, промежуточное охлаждение рабочего тела в процессе его сжатия в компрессоре ведёт к увеличению эффективного КПД двигателя. Естественно, возникает вопрос о выборе места охлаждения: перед каскадом компрессора ВД или СД. Результаты расчётов представлены на рисунках 11 и 12.

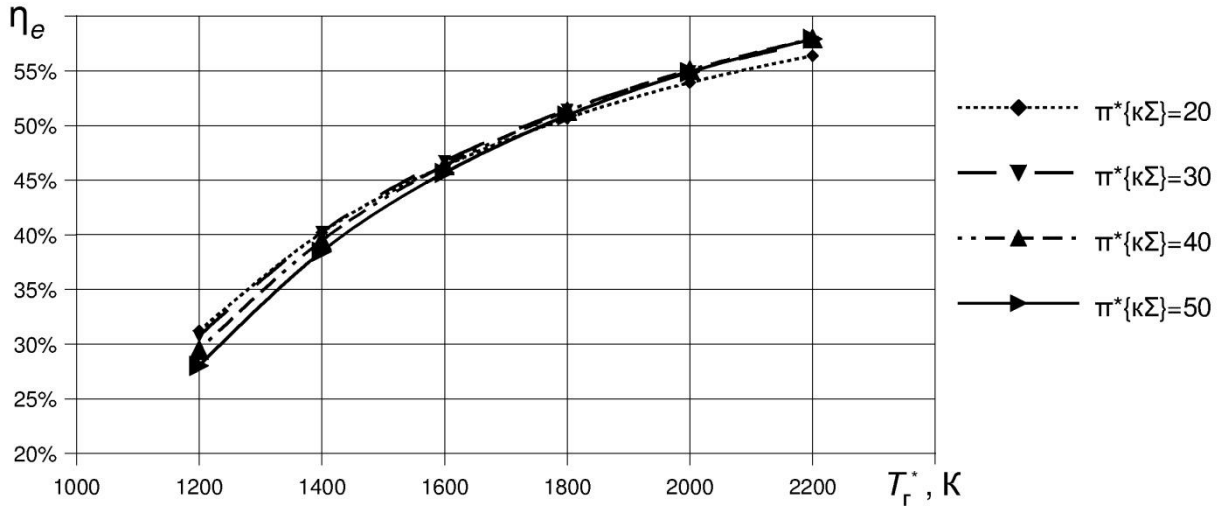


Рисунок 11 – Эффективный КПД двигателей с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед компрессором СД

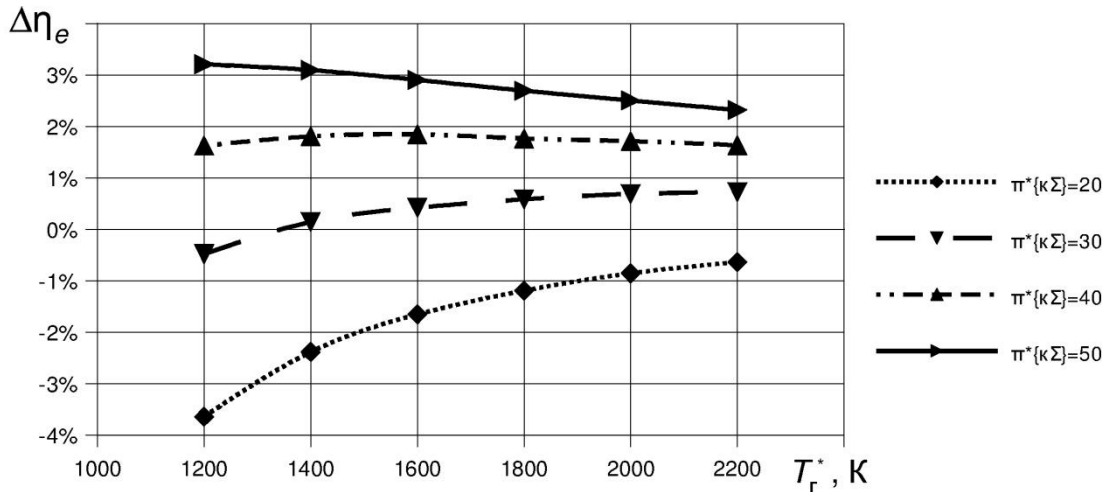


Рисунок 12 – Изменение КПД двигателя с регенерацией тепла при переносе охлаждения из канала перед КВД в канал перед КСД

При низких $\pi^*_{\kappa\Sigma}$, как следует из рисунка 12, эффективный КПД в большинстве случаев снижается на 1...4%, что объясняется снижением величины охлаждения воздуха от $T_{\text{кнд}}^*$ до принятого значения температуры воздуха после охлаждения $T_{\text{всд}}^* = 300 \text{ K}$ (по сравнению с её снижением от $T_{\text{ксд}}^*$). При высоких $\pi^*_{\kappa\Sigma} = 40...50$ он повысился на 2..3%, что, однако, не представляет большого интереса.

5. Результаты расчёта массива двигателей с регенератором, установленным за газогенератором (перед свободной турбиной)

Как показано выше, регенерация тепла выхлопных газов становится невозможной в широком диапазоне параметров цикла, где разность температур рабочего тела за свободной турбиной и компрессором ($T_T^* - T_K^*$) становится отрицательной (см. рисунок 4). Существенно большая величина этой разницы и, соответственно, более значительный подогрев воздуха за компрессором обеспечивается, если установить регенератор за газогенератором (за турбиной НД – перед свободной турбиной).

Результаты расчёта с такой перестановкой регенератора приведены на рисунках 13, 14 и 15.

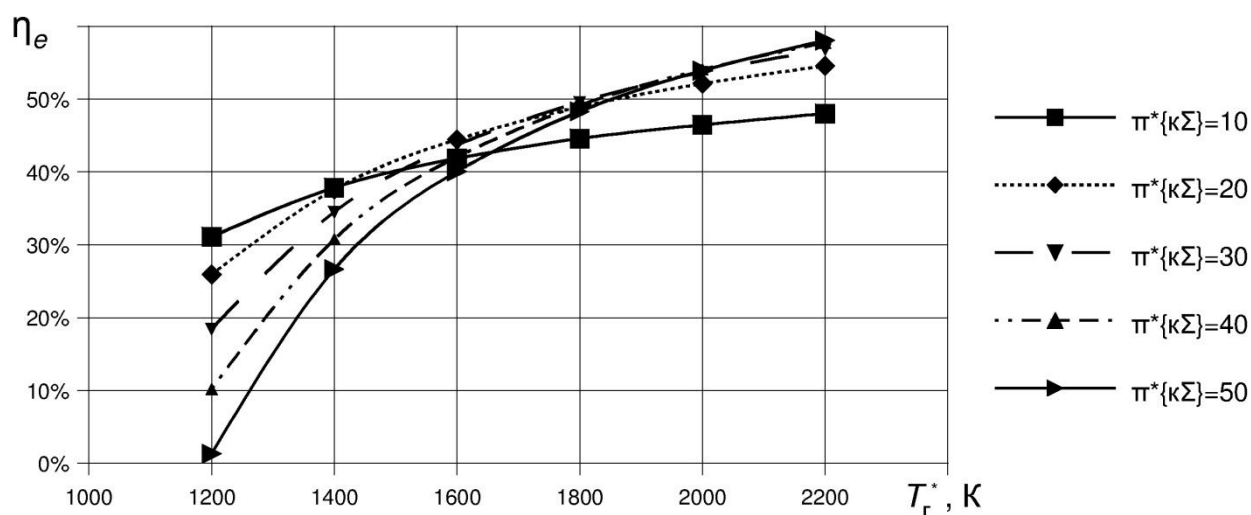


Рисунок 13 – Эффективный КПД двигателей с регенератором, установленным за газогенератором

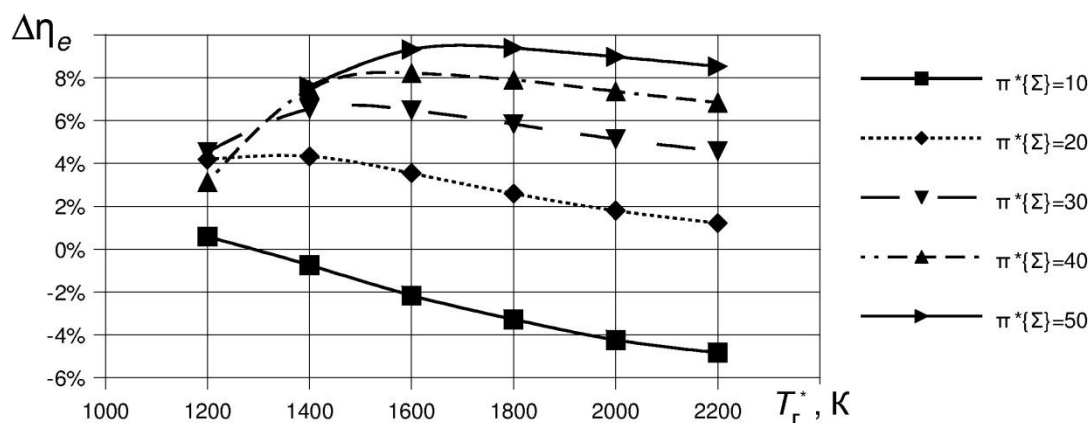


Рисунок 14 – Влияние перестановки регенератора (за газогенератор) на эффективный КПД двигателей

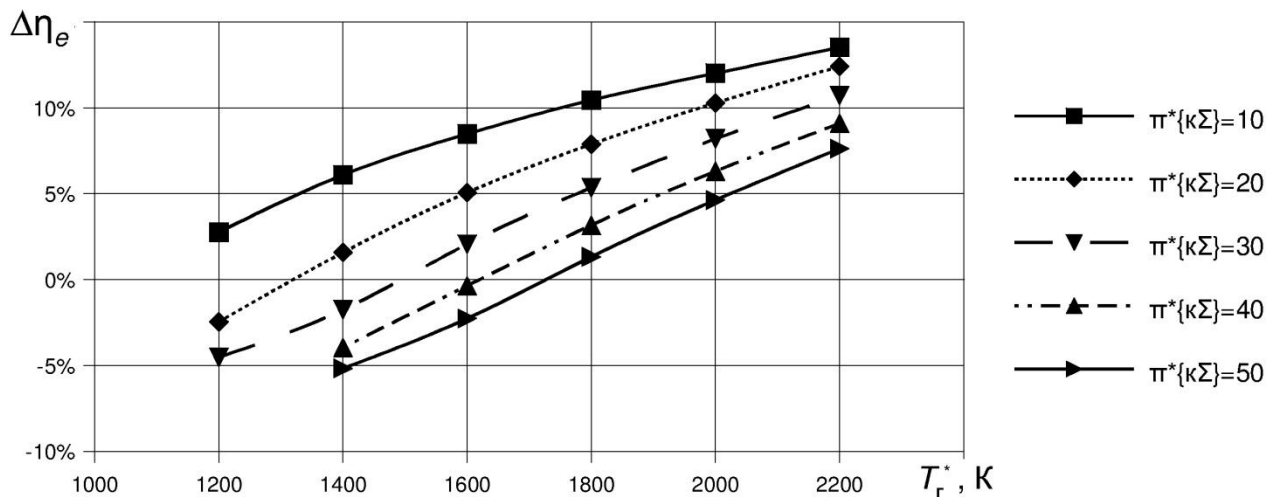


Рисунок 15 – Разность между эффективным КПД двигателя с регенератором, установленным за газогенератором, и исходного двигателя

Перестановка регенератора на двигателе с высокими параметрами цикла ведёт, как и следовало ожидать, к увеличению эффективного КПД. Он увеличивается на 6; 8; 9 % при, соответственно, $\pi^*_{\kappa\Sigma} = 30; 40$ и 50 и $T_g^* = 1400; 1600$ и 1800 К (рисунок 14), но при низких $\pi^* =$ (порядка 10) эффективный КПД снижается при тех же температурах газа на 1...3%, что объясняется более значительным влиянием уменьшения удельной мощности свободной турбины из-за уменьшения температуры газа перед ней в условиях низкого значения $\pi^*_{\text{св.т.}}$.

6 Результаты расчёта двигателей с регенератором, установленным за газогенератором, и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

Влияние собственно охлаждения в условиях, когда регенератор установлен за газогенератором (т. е. по сравнению с результатами, изложенными в предыдущем разделе), показаны на рисунке 17. Оно весьма заметно отличается от влияния охлаждения в условиях, когда регенератор установлен за свободной турбиной (рисунок 9). Там охлаждение приводит к повышению эффективного КПД при всех значениях $\pi^*_{\kappa\Sigma}$ и T_g^* . Здесь при высоких $T_g^* > 1400$ К оно наоборот приводит к снижению КПД при всех $\pi^*_{\kappa\Sigma}$.

Результаты расчёта представлены на рисунках 16, 17, 18 и 19.

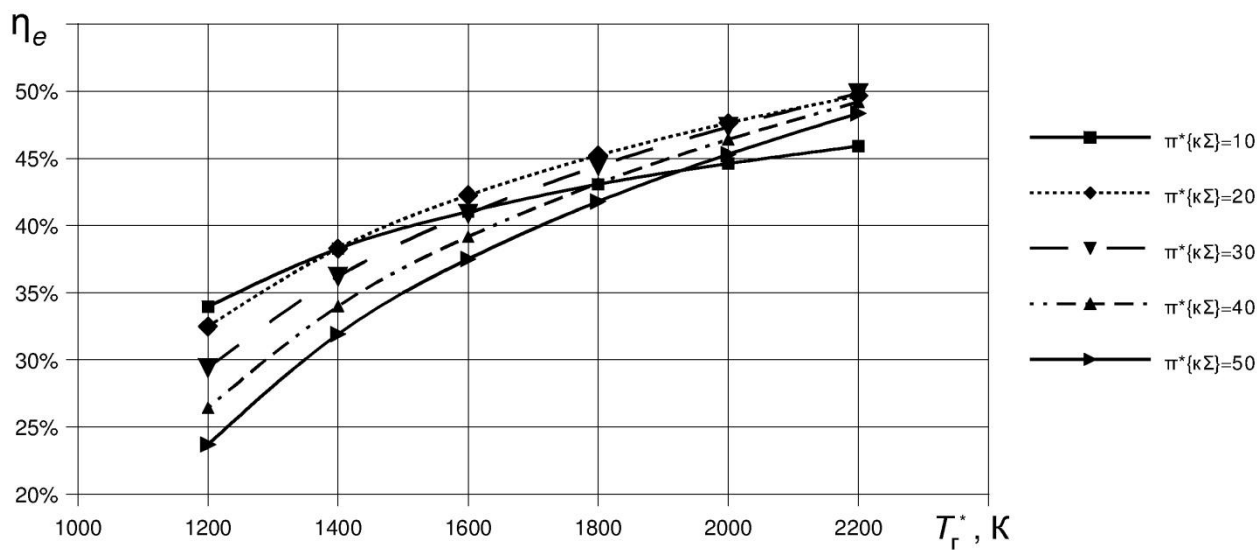


Рисунок 16 – Эффективный КПД двигателя с регенератором тепла, установленным за газогенератором и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

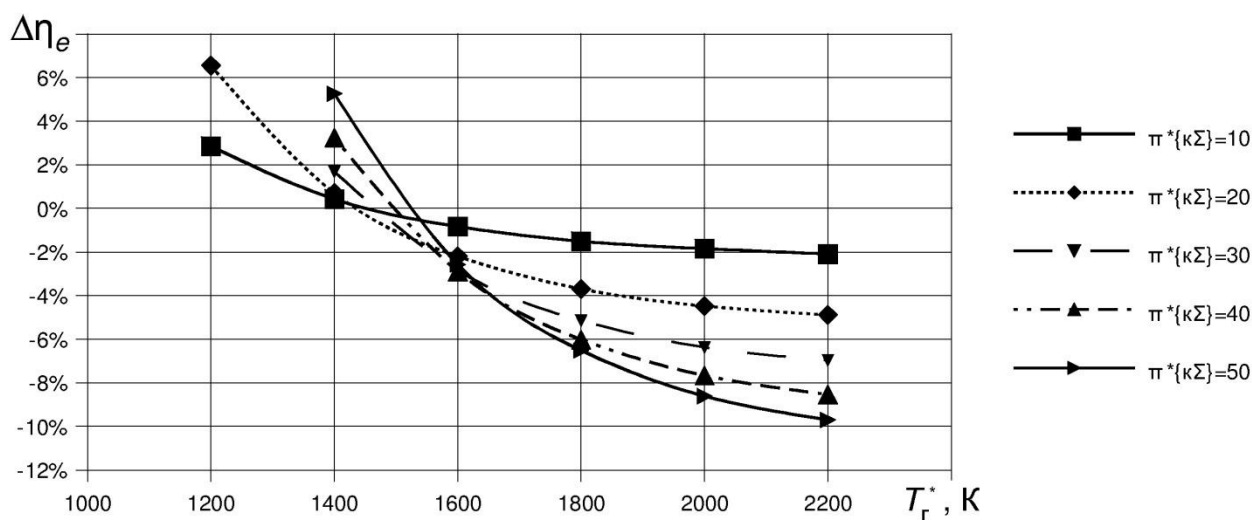


Рисунок 17 – Изменение эффективного КПД двигателя с с регенератором, установленным за газогенератором, при введении охлаждения рабочего тела перед компрессором ВД

Влияние перестановки регенератора в условиях работы двигателя с охлаждением рабочего тела перед КВД показано на рисунке 18. В рассматриваемом случае перестановка при всех рассматриваемых значениях $\pi^*_{\kappa\Sigma}$ и T_{Γ}^* приводит к уменьшению эффективного КПД (от 1 до 9%); в то время как без охлаждения перестановка регенератора приводит при низких $\pi^*_{\kappa\Sigma}$ к менее значительному снижению η_e , а при высоких $\pi^*_{\kappa\Sigma}$ – даже к повышению η_e .

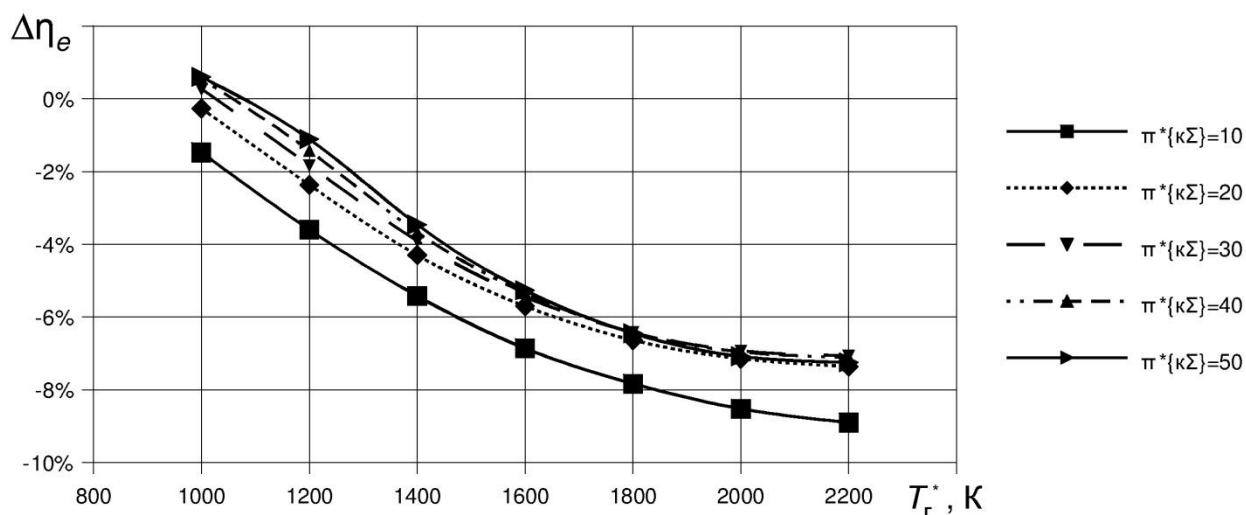


Рисунок 18 – Влияние перестановки регенератора (за газогенератор) на эффективный КПД двигателя в условиях его работы с охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД

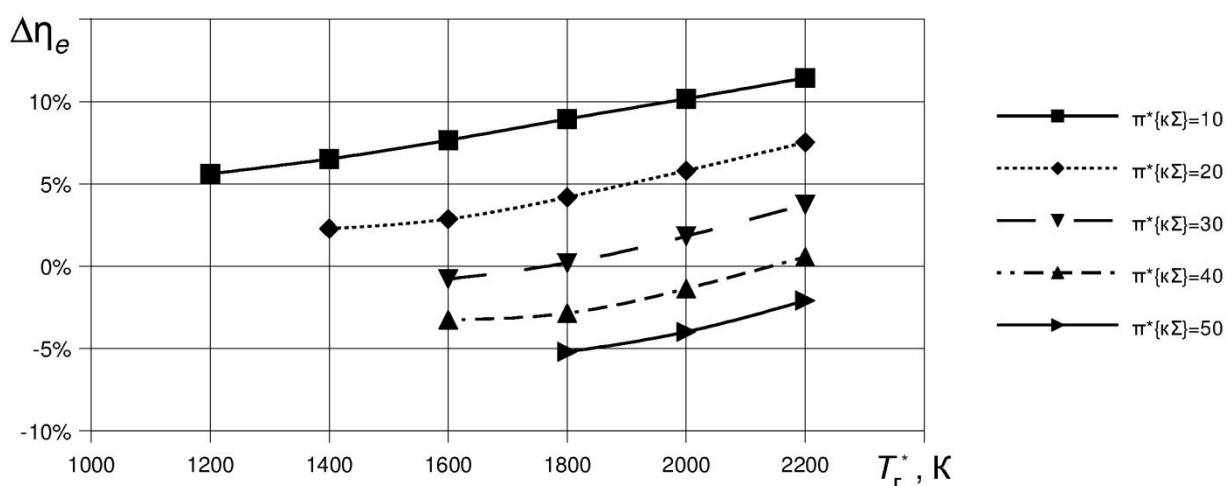


Рисунок 19 – Разность между эффективным КПД двигателя с регенерацией тепла перед свободной турбиной и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД и исходного двигателя

Наконец, эффективный КПД рассматриваемых в этом разделе двигателей при $\pi^*_{\kappa\Sigma} = 10$ и $T_r^* = 1200; 1400; 1600; 1800$ К равен соответственно $\eta_e = 34; 39; 41$ и 42% (см. рисунок 16), что на 5; 7; 8 и 9% выше по сравнению с КПД исходного массива двигателей (см. рисунок 19), но на 4; 5; 7; 8% меньше, чем на двигателе с регенерацией тепла и охлаждением рабочего тела перед компрессором ВД (рисунок 18).

Проделанные расчёты показывают, что из всех 6 модификаций рассматриваемого массива двигателей третья (с регенерацией тепла выхлопных газов и охлаждением рабочего тела перед КВД) имеет самые высокие значения эффективного КПД, а шестая (с

регенератором, установленным за газогенератором и охлаждением рабочего тела перед КВД) – самые низкие.

Выводы

1. За счёт регенерации тепла выхлопных газов можно обеспечить такой же высокий эффективный КПД $\eta_e = 40..45\%$, как и на двигателях с весьма высокими параметрами цикла ($T_r^* = 1600...1800$ К; $\pi_{к\sigma}^* = 30...40$), но при низкой степени повышения давления $\pi_{к\sigma}^* \approx 10$ и достаточно высокой температуре газа перед турбиной $T_r^* = 1400...1700$ К.

2. Промежуточное охлаждение рабочего тела перед компрессором ВД (дополнительно к регенерации) позволит повысить эффективный КПД ещё на 5...3% соответственно при температурах $T_r^* = 1400...1700$ К и $\pi_{к\sigma}^* \approx 10$.

3. Проведённое исследование является предварительным. Проект двигателя с регенерацией тепла и промежуточным охлаждением требует конструкторской проработки, тщательного гидравлического расчёта проточной части коммуникаций теплообменников и экспериментальной проверки этих расчётов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. 2-ое изд. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. (Кн.1). Основы теории ГТД. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики (Кн.2). М.: Машиностроение, 2003. - 615 с.

2. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. Кн.3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / В.В. Кулагин, В.С. Кузьмичев и др.; под общей редакцией В.В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. - 462 с.

Сведения об авторах

Кузьмичев Венедикт Степанович, проректор Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), профессор, д.т.н., e-mail: kuzm@ssau.ru.

Кулагин Виктор Владимирович, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского

университета), к.т.н., e-mail: kulvv@ssau.ru.

Крупенич Илья Николаевич, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), к.т.н., e-mail: kru@ssau.ru.

Ткаченко Андрей Юрьевич, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), к.т.н., e-mail: tau@ssau.ru.

Рыбаков Виктор Николаевич, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), e-mail: rybakov@ssau.ru.