

В. И. Метенин

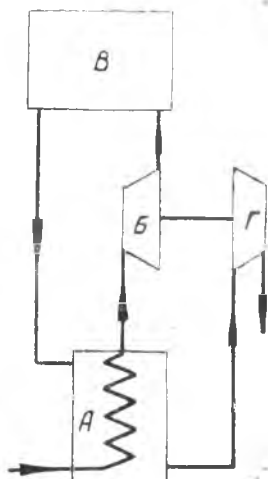
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

В воздушных детандерных холодильных агрегатах, работающих как по открытой, так и закрытой схемам, для повышения экономичности работа расширителя может быть возвращена в цикл двумя путями. Первый — это передача работы расширителя на вал компрессора, выдающего сжатый воздух [1]. Второй путь — утилизация работы расширителя на центробежный компрессор для увеличения степени расширения воздуха в расширителе и, следовательно, увеличения его работы.

Исследуем работу агрегата с утилизацией работы расширителя по второму пути.

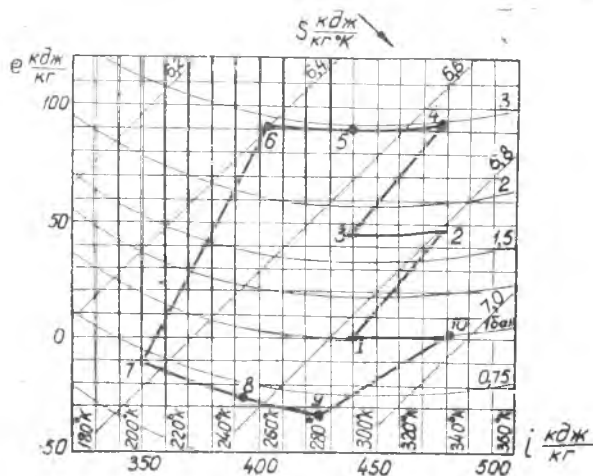
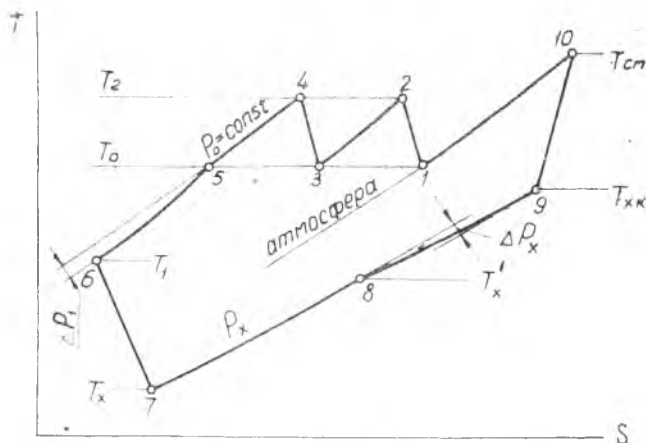
Принципиальная схема воздушного турбодетандерного холодильного агрегата (ТХА), работающего от сети сжатого воздуха, представлена на фиг. 1. Воздух сжимается в компрессоре, охлаждается в теплообменнике А, расширяется в турбодетандере Б и поступает в холодильную камеру В; после холодильного действия в ней (путем непосредственного контакта с охлаждаемыми телами) вновь проходит теплообменник противотоком сжатому воздуху и затем отсасывается центробежным компрессором Г, сидящим на одном валу с турбодетандером, и после сжатия выбрасывается в атмосферу.

Утилизация работы турбодетандера центробежным компрессором способствует-



Фиг. 1. Принципиальная схема турбохолодильного агрегата.

ет понижению давления в камере холода (ниже атмосферного) и, следовательно, увеличению степени расширения воздуха в турбодетандере. Это способствует повышению экономичности агрегата.



Фиг. 2.

На фиг. 2 представлен действительный цикл ТХА в $T-S$ и $i-s$ диаграммах. Процессы 1—5 характеризуют сжатие газа в двухступенчатом поршневом компрессоре, 5—6 и 8—9 — теплообмен в регенераторе, 6—7 — расширение в турбодетандере, 7—8 — теплообмен в камере холода, 9—10—сжатие в центробежном компрессоре до атмосферного давления.

1. ВЫВОД УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТХА

При решении этого вопроса рабочее тело принимается сухим.

При прохождении газа через турбодетандер энтальпия его уменьшается, а затем, вследствие притока тепла в камере холода и в регенераторе, возрастает, не доходя, вследствие различного рода потерь и недорекуперации, до своего первоначального значения. Следовательно, холодопроизводительность агрегата складывается из тепловой нагрузки камеры холода, с учетом притока тепла извне через ее стенки, а также притока тепла из окружающей среды через стенки регенератора.

Очевидно, что

$$q_A = q_T - q_H$$

или

$$q_A = C_p(T_1 - T_x) - C_p(T_0 - T_{xk}). \quad (1)$$

Чтобы получить расчетное уравнение для определения холодопроизводительности агрегата, в уравнение (1) введем степень регенерации и коэффициент, учитывающий теплообмен регенератора с внешней средой δ . Для этого в уравнение теплового баланса регенератора

$$\delta(T_0 - T_1) = T_{xk} - T_x' \quad (2)$$

введем степень регенерации из уравнения

$$\sigma = \frac{T_{xk} - T_x'}{T_0 - T_x'}, \quad (3)$$

тогда

$$\frac{\delta}{\sigma} = \frac{T_0 - T_x'}{T_0 - T_1}$$

или

$$T_1 = T_0 - \frac{\sigma}{\delta}(T_0 - T_x'). \quad (4)$$

С учетом равенства (4) формула (1) примет вид:

$$q_A = C_p \left[T_{xk} - T_x - \frac{\sigma}{\delta}(T_0 - T_x') \right]. \quad (5)$$

Заметим, что вследствие малых степеней расширения воздуха в ТХА, работающем от пневматической сети, положительным и незначительным влиянием дроссельного эффекта от $(P_{кр}$ до $P_x)$ в уравнениях (1) и (5) пренебрегаем.

Принимая во внимание равенство эффективных работ турбины и компрессора, можно записать также, что

$$q_A = q_k - C_p(T_0 - T_{xk}) = C_p(T_{см} - T_0). \quad (6)$$

Из рассмотрения (5) и (6) следует, что в идеальном случае, когда σ и δ равны единице, $T_x' = T_1$, а $T_{xk} = T_0$, холодопроиз-

водительность агрегата равна работе турбины или работе центробежного компрессора, т. е.

$$q_A = C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (7)$$

или

$$q_A = C_p T_0 \left[\left(\frac{P_6}{P_x} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (8)$$

Анализируя уравнения (7) и (8), мы замечаем, что при $P_0 = \text{const}$ q_A тем меньше, чем ниже T_1 . С падением T_1 уменьшается работа турбины и, как следствие этого, — работа компрессора. Уменьшение последней означает рост давления P_x и в пределе, когда q_A стремится к нулю, P_x стремится к атмосферному давлению, а температура на выходе из центробежного компрессора — к T_0 .

2. ОСНОВЫ МЕТОДА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ТХА

В задачу теплового расчета ТХА входит определение параметров воздуха в главных точках цикла в зависимости от холодопроизводительности. По ним в дальнейшем находятся габариты основных элементов агрегата и они служат основанием для выбора наиболее целесообразного числа оборотов турбины и компрессора и их последующего детального теплового и газодинамического расчета.

Конечным результатом тепловых расчетов является построение характеристик цикла, по которым при различных режимах работы можно найти необходимые параметры агрегата и определить его энергетическую эффективность.

Под характеристиками цикла понимаются кривые, характеризующие изменение удельной работы турбины, холодопроизводительности агрегата, теплоты регенерации и других параметров от температуры охлаждаемого в камере холода тела.

Расчеты цикла производятся по полным параметрам в следующем порядке.

Выбор и подсчет исходных величин

Тепловой расчет ТХА связан с выбором значений отдельных параметров рабочего процесса.

Исследование цикла проведем при различных режимах работы агрегата без учета изменения свойств рабочего тела в течение цикла.

При заданных начальных параметрах рабочего тела (P_0 , T_0) принимаются следующие параметры окружающей агрегат атмосферы: T_6 , P_6 и C_p .

Изменение холодопроизводительности агрегата осуществляется изменением температуры воздуха на выходе из камеры холода, т. е. изменением температуры охлаждаемого объекта T_x' . Выбор ее величины диктуется технологией производственных процессов, устанавливающих необходимость охлаждения тел до этой потребной температуры.

При исследовании цикла значения адиабатных к. п. д. турбодетандера η_t и центробежного компрессора $\eta_{цк}$ принимаются на первых порах постоянными. С учетом этого показатели политропных процессов сжатия и расширения определяются по известным формулам [2], [3]: для компрессора —

$$\frac{n_{цк} - 1}{n_{цк}} = \frac{k - 1}{k} \frac{1}{\eta_{цк}}, \quad (9)$$

для турбодетандера —

$$\frac{n_t - 1}{n_t} = \frac{k - 1}{k} \eta_t. \quad (10)$$

Заметим, что зависимости (9) и (10) справедливы при малых перепадах давлений в ступенях. Однако ими пользуются и для действительных ступеней [2]. Ошибка в определении n при этом не превышает 1%. Указанные зависимости будут более точными при любых перепадах давления в ступенях, если вместо адиабатных к. п. д. ввести так называемые политропные к. п. д.

В ТХА регенератор играет решающую роль в процессе получения низких температур воздуха в камере холода, и от его характеристик зависят нагрузочные характеристики агрегата. Поэтому при выборе исходных величин теплового расчета следует принять также и опытную закономерность изменения эффективности σ или к. п. д. данного типа рекуперативного теплообменника в зависимости от q_A . Выбор величин этого параметра неразрывно связан с определением значений другой безразмерной характеристики теплообменника — NTU . Все это, как будет видно из дальнейшего, дает возможность построить характеристики агрегата при различных режимах его работы.

При выборе значений σ следует иметь в виду то очевидное обстоятельство, что в теплообменниках конечных размеров степень регенерации уменьшается с уменьшением холодопроизводительности агрегата.

Определение удельной работы турбодетандера

Определение удельной работы турбодетандера начинается с определения температуры воздуха на его входе, которая с учетом потребной T_x' вычисляется по уравнению (4), в котором значения σ и δ принимаются по опытным данным, зависящим от конструкции ТХА, его холодопроизводительности и качества тепловой изоляции.

При отсутствии опытных данных выбор величины σ следует производить с учетом того, что значения q_A и q_t отличаются друг от друга на величину недорекуперации (1), которая при принятых раз-

мерах теплообменника тем больше, чем меньше холодопроизводительность агрегата.

С учетом полученного значения T_1 температуру $T_{\text{хк}}$ находим из формулы (2):

$$T_{\text{хк}} = T_{\text{х}}' + \delta(T_0 - T_1).$$

Далее определяем параметры воздуха в конце процесса расширения турбодетандера по уравнениям:

а) давление $P_{\text{х}}$ — из уравнения баланса эффективных работ турбины и компрессора

$$l_{\text{эф. т}} = l_{\text{эф. к}},$$

или

$$C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_{\text{х}}}{P_1} \right)^{\frac{n_{\text{т}} - 1}{n_{\text{т}}}} \right] \eta_{\text{мт}} = C_p T_{\text{хк}} \left[\left(\frac{P_0}{P_{\text{х}} - \Delta P_{\text{х}}} \right)^{\frac{n_{\text{цк}} - 1}{n_{\text{цк}}}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{\text{м. цк}}},$$

где

$$P_1 = P_0 - \Delta P_1; \quad \eta_{\text{мт}} = \eta_{\text{м. цк}}.$$

Учитывая, что турбодетандер работает на воздушных подшипниках с очень высоким значением механического к. п. д. ($\geq 0,995$), в дальнейшем в расчетных формулах параметры $\eta_{\text{м. т}}$ и $\eta_{\text{м. цк}}$ опускаем.

При исследовании цикла потери напора на линиях сжатого ΔP_1 и расширенного газа $\Delta P_{\text{х}}$ принимаем, ввиду малости их изменения, постоянными и независимыми от $q_{\text{д}}$. Полагаем, что они изменяются лишь с изменением P_0 .

б) Температуру $T_{\text{х}}$ — из уравнения

$$T_{\text{х}} = T_1 \left(\frac{P_{\text{х}}}{P_1} \right)^{\frac{n_{\text{т}} - 1}{n_{\text{т}}}}$$

или из равенства

$$T_{\text{х}} = T_1 - \frac{l_{\text{эф. т}}}{C_p}.$$

Удельная работа турбодетандера:

$$q_{\text{т}} = C_p (T_1 - T_{\text{х}}) = C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_{\text{х}}}{P_1} \right)^{\frac{n_{\text{т}} - 1}{n_{\text{т}}}} \right].$$

Приращение удельной работы турбины $\Delta q_{\text{тк}}$ и температурного эффекта охлаждения воздуха $\Delta T_{\text{хк}}$, вследствие утилизации ее работы отсасывающим компрессором, можно подсчитать по уравнению

$$\Delta q_{\text{тк}} = q_{\text{т}} - q_{\text{тб}}$$

или

$$\Delta q_{\text{хк}} = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_6}{P_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} \right] = C_p \cdot \Delta T_{\text{хк}},$$

где

$$\Delta T_{\text{хк}} = T_1 \left[\left(\frac{P_6}{P_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} \right].$$

Определение холодопроизводительности агрегата

Удельная холодопроизводительность агрегата (цикла) определяется по уравнению (5):

$$q_A = C_p \left[T_{\text{хк}} - T_x - \frac{\sigma}{b} (T_0 - T_x') \right].$$

Для контроля с (5) удельная холодопроизводительность агрегата может быть найдена и таким путем.

Давление воздуха на входе в центробежный компрессор

$$P_{\text{хк}} = P_x - \Delta P_x.$$

Эффективная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в центробежном компрессоре,

$$l_{\text{эф. к}} = C_p T_{\text{хк}} \left[\left(\frac{P_6}{P_{\text{хк}}} \right)^{\frac{n_{\text{ук}} - 1}{n_{\text{ук}}}} - 1 \right].$$

Параметры воздуха в конце процесса сжатия центробежного компрессора: давление равно барометрическому, а температуру определяем из уравнения политропы

$$T_{\text{см}} = T_{\text{хк}} \left(\frac{P_6}{P_{\text{хк}}} \right)^{\frac{n_{\text{ук}} - 1}{n_{\text{ук}}}}$$

или по формуле

$$T_{\text{см}} = T_{\text{хк}} + \frac{l_{\text{эф. к}}}{C_p}.$$

Тогда $q_A = C_p (T_{\text{см}} - T_0)$.

Здесь следует заметить, что ввиду возможной неточной оценки значений η_T и $\eta_{\text{цк}}$, а следовательно, и n_T и $n_{\text{цк}}$ [уравнения (9) и (10)], значения q_A , подсчитанные по уравнениям (5) и (6), могут незначительно отличаться друг от друга.

Потребная холодопроизводительность агрегата равна:

$$Q_A = G_T \cdot q_A.$$

Полезная холодопроизводительность агрегата

$$Q_{\text{АП}} = Q_A - Q_{\text{вв}},$$

где потери холода через стенки камеры холода $Q_{\text{вн}}$ подсчитываются с учетом ее геометрических форм и размеров, а также вида и толщины тепловой изоляции.

Определение удельной поверхности теплообмена теплообменного аппарата

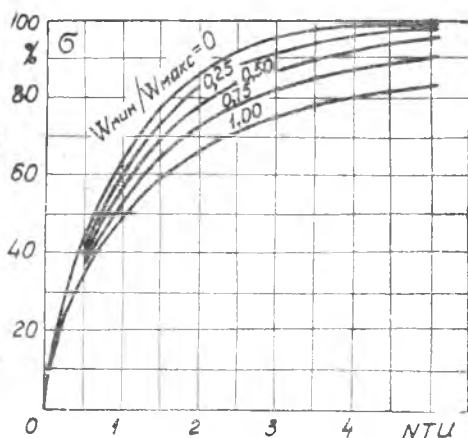
В основу определения f положим известные понятия [4] об эффективности или степени регенерации теплообменника σ и числе единиц переноса тепла (NTU) — его безразмерных характеристик.

Между δ и NTU существует определенная взаимосвязь.

Используя кривую $\sigma - NTU$ (фиг. 3) и значение $\frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} = 1$, находим величину NTU .

Далее, задаваясь средним значением коэффициента теплопередачи, что является обычным при данном способе расчета [4], находим поверхность теплообмена, отнесенную к одному кг рабочего тела

$$f = \frac{NTU \cdot C_p}{K_{\text{ср}}}.$$



Фиг. 3. Зависимость между степенью регенерации и числом единиц переноса тепла для противоточного теплообменника.

регенераторе необходимо при данном значении δ искать в компромиссе между скоростями движения теплоносителей и величиной поверхности теплообмена регенератора.

С выбором значения $K_{\text{ср}}$ неразрывно связана правильная оценка наиболее целесообразных скоростей движения теплоносителей. Увеличение последних вызывает уменьшение поверхности теплообмена, а большие значения δ ведут к ее росту. В том и другом случае происходит увеличение сопротивлений в теплообменнике и, вследствие уменьшения степени расширения воздуха в турбине, падение q_T . Решение задачи о выгодном

Тепло, потерянное вследствие недорекуперации, можно подсчитать по соотношению

$$q_n = q_T - q_A = C_p \left[\frac{\sigma}{\delta} (T_0 - T_{x'}) - (T_{xk} - T_1) \right].$$

Определение эффективности цикла ТХА

Эффективность цикла будем оценивать как величиной холодильного коэффициента агрегата

$$\varepsilon_A = \frac{q_A}{2 \frac{n_{\text{ПК}}}{n_{\text{ПК}} - 1} R (T_2 - T_0) \frac{1}{\eta_{\text{М.ПК}}}},$$

так и его эксергетическим к. п. д., который согласно принятым на фиг. 2 обозначениям запишется в виде*..

$$\eta_{\text{е}} = \frac{e_7 - e_8}{e_5 - e_1}.$$

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ

Конечные результаты исследования действительного цикла ТХА по изложенной выше методике представлены в виде характеристик на фиг. 4, где выше оси абсцисс, представляющей собой равномерную шкалу предельных температур теплодатчика, отложены calorические параметры цикла, а ниже ее — параметры, характеризующие его энергетическую эффективность.

Расчеты проделаны с идеальным газом при постоянных параметрах окружающей среды с учетом энергии, возвращаемой турбодетандером в цикл, технологических требований и совершенства оборудования.

В рамках проведенных исследований, по проделанной работе можно сделать следующие основные выводы:

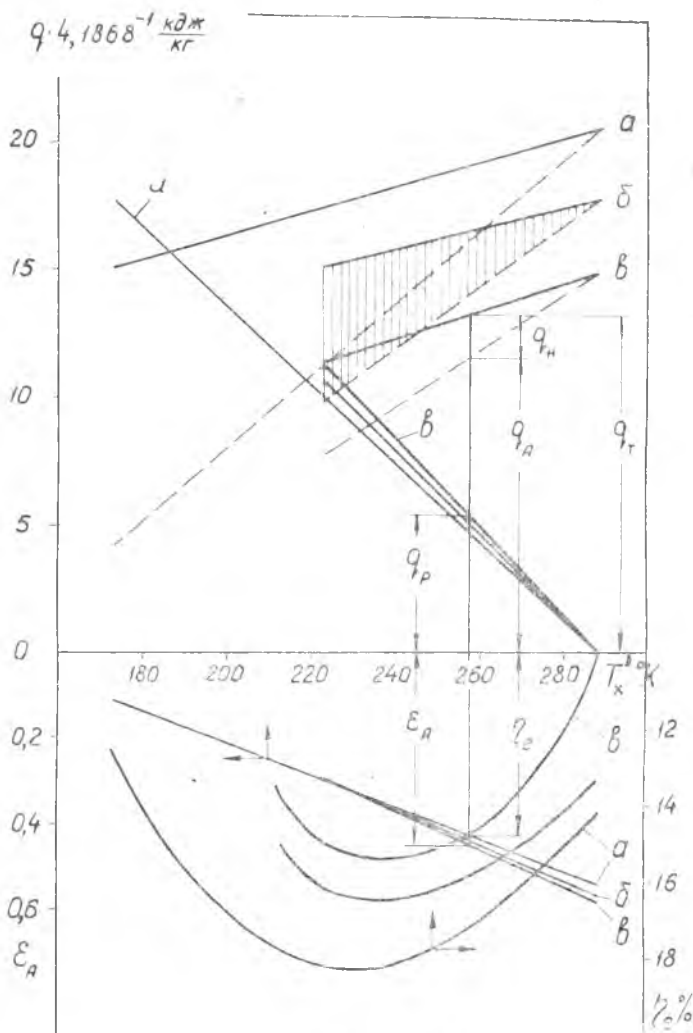
а) турбохолодильный агрегат с рекуперативным теплообменником имеет оптимальную область работы при температурах охлаждения примерно $T_{x^1} = -20 \cdot -50^\circ\text{C}$;

б) эксергетический к. п. д. ТХА тем больше, чем больше P_0 . Его максимальные значения имеют место при $T_{x^1} \approx -40^\circ\text{C}^{**}$;

в) холодильный коэффициент агрегата, в отличие от $\eta_{\text{е}}$ не характеризует полностью совершенство установки, т. к. он, как показывают данные фиг. 4, не определяет оптимальную температурную область работы агрегата;

* Численные значения эксергии (e) определялись по диаграмме i - e для воздуха, построенной на кафедре теплоэнергоснабжения промышленных предприятий МЭИ.

** При больших значениях σ , η_T и $\eta_{\text{цк}}$ ($\eta_{\text{е}}$) $_{\text{max}}$ возрастает, а оптимальная температурная область работы агрегата незначительно смещается в зону более низких температур охлаждения.



Фиг. 4. Изменение удельной работы турбины, холодопроизводительности агрегата, q_p , q_n , ε_A и η_e действительного цикла ТХА в зависимости от $T_{x'}$ при различных значениях P_0 :
 $a - P_0 = 2,94 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, $б - P_0 = 3,92 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, $в - P_0 = 4,9 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, $T_0 = T_6 = 293^\circ \text{К}$, $P_6 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, $\eta_{\text{цнк}} = 0,60$, $\eta_T = 0,55$, $n_{\text{нк}} = 1,3$, $\eta_{\text{м.пк}} = 0,9$, $\Delta P_x = \Delta P_1 = 0,04 \text{ бар}$, $\delta = 0,98$, $\sigma = 0,6 \pm 0,8$.

г) несовершенство процессов сжатия и расширения рабочего тела и недорекуперация являются основными причинами, снижающими ϵ_A и η_c . Эти параметры будут тем меньше, чем меньше потребная холодопроизводительность агрегата, т. к. при этом сокращаются геометрические размеры турбодетандера и компрессора и начинает иметь место, как известно, влияние пограничного слоя проточной части на их рабочий процесс, в результате чего их адиабатные к. п. д. значительно понижаются [5];

д) с уменьшением q_A возрастает недорекуперация и тем больше, чем больше P_0 ;

е) экспериментальная проверка рассмотренной методики в широком диапазоне давлений (при $q_A = \text{var}$) требует большого количества турбодетандеров (с целью иметь наибольшие расчетные значения адиабатных к. п. д.). Поэтому опытные данные, полученные на ТХА с одним турбодетандером, будут отличаться от расчетных (фиг. 4).

ЛИТЕРАТУРА

1. М. Г. Дубинский, В. С. Мартыновский и Ю. М. Уманский. Анализ циклов воздушных холодильных машин с дополнительным теплообменом в регенераторе. Известия высших учебных заведений, серия «Энергетика», 1966, № 2.
2. Б. С. Стечкин, П. К. Казанджан и др. Теория реактивных двигателей (лопаточные машины). Оборонгиз, 1956.
3. И. И. Кулагин. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Оборонгиз, 1955.
4. Ю. В. Петровский и В. Г. Фастовский. Современные эффективные теплообменники. Госэнергоиздат, 1962.
5. А. С. Наталевич. Парциальные воздушные микротурбины. Труды Куйбышевского авиационного института, выпуск XXII, 1965.