

УДК 62-97

## **Повышение эффективности газоперекачивающих агрегатов введением охлаждения в процесс сжатия**

*Акопян А.В., студент  
кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»,  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: Тумашев Р.З., к.т.н., доцент  
кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[bauman@bmstu.ru](mailto:bauman@bmstu.ru)*

### **Введение**

На газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов России, в основном, используют газотурбинные двигатели (ГТД) для привода нагнетателей природного газа. В последнее время наблюдается рост требуемой мощности ГТД, что влечет за собой увеличение габаритов установок. Одним из способов уменьшения размеров ГТД является увеличение удельной мощности в результате введения охлаждения рабочего тела в процессе сжатия. Процесс отвода теплоты можно осуществить, установив промежуточные охладители между компрессорами.

### **Описание схемы установки и постановка задачи**

В качестве газогенератора газотурбинного привода нагнетателя часто используются конвертированные авиационные и судовые ГТД. Принципиальная схема конвертированной газотурбинной установки (ГТУ) открытого цикла с промежуточным охлаждением воздуха в процессе сжатия представлена на рис. 1.

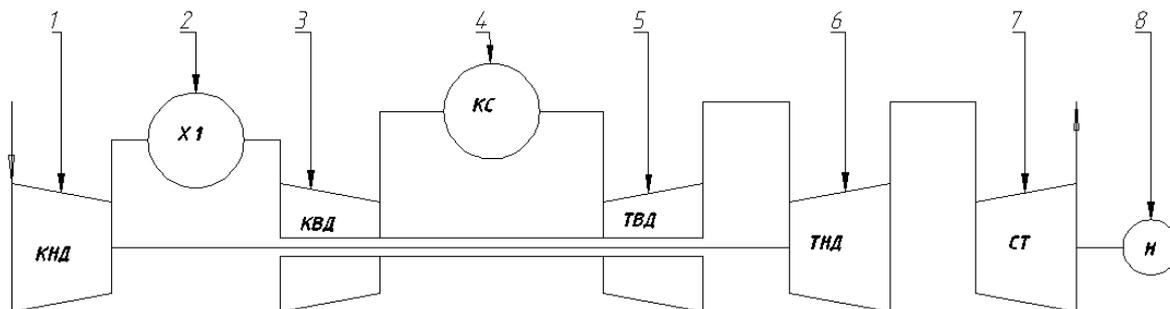


Рис. 1. Принципиальная схема газотурбинной установки открытого цикла с промежуточным охлаждением воздуха в процессе сжатия: 1 - компрессор низкого давления, 2 – промежуточный охладитель, 3 – компрессор высокого давления, 4 – камера сгорания, 5 – турбина высокого давления, 6 – турбина низкого давления, 7 – силовая турбина, 8 – нагнетатель

Установка работает следующим образом: компрессор низкого давления (КНД) 1 сжимает воздух и подает его в промежуточный охладитель 2. Далее охлажденный воздух поступает в компрессор высокого давления (КВД) 3, где происходит дополнительное сжатие. После этого, компримированный воздух смешивается в камере сгорания (КС) 4 с топливом, затем топливовоздушная смесь воспламеняется. Продукты сгорания поступают в турбину высокого давления (ТВД) 5, где происходит преобразование энергии газового потока в механическую работу вращения вала высокого давления, который связывает ТВД и КВД. Далее продукты сгорания поступают в турбину низкого давления (ТНД) 6, которая, в свою очередь, приводит во вращение КНД. Затем газовый поток попадает в силовую турбину (СТ) 7, вращающей нагнетатель 8.

Термодинамический цикл (цикл Брайтона) в координатах Т-S представлен на рис. 2

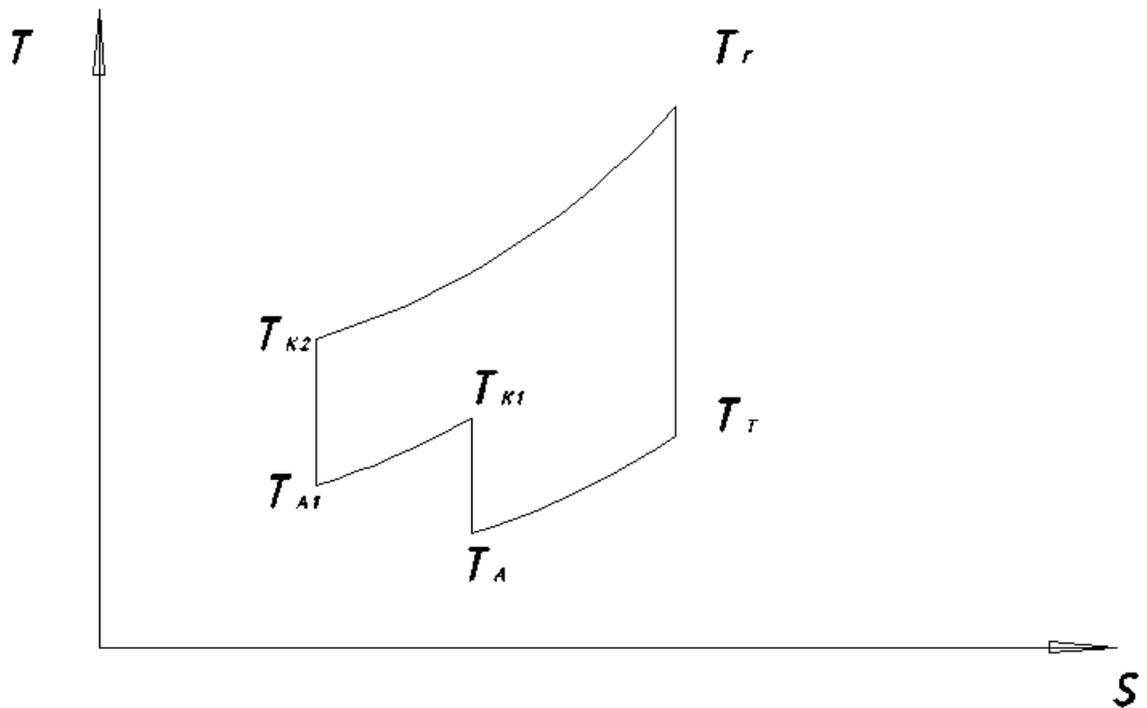


Рис. 2. Термодинамический цикл газотурбинной установки открытого цикла с промежуточным охлаждением:  $T_A-T_{K1}$  процесс сжатия воздуха в КНД;  $T_{K1}-T_{A1}$  процесс охлаждения воздуха в охладителе;  $T_{A1}-T_{K2}$  процесс сжатия воздуха в КВД;  $T_{K2}-T_{\Gamma}$  процесс подвода теплоты к рабочему телу в камере сгорания;  $T_{\Gamma}-T_T$  процесс расширения продуктов сгорания в турбинах;  $T_T-T_A$  процесс отвода теплоты в окружающую среду

Согласно [1] оптимальная степень повышения давления 1-го компрессора из условия наименьшей удельной работы цикла ГТУ определяется следующим образом:

$$\pi_{k1L}^* = X_{1L}^{k-1}; \quad (1)$$

где  $\pi_{k1L}^*$  - оптимальная степень повышения давления в 1 – м компрессоре;

$k$  – показатель адиабаты;

$$X_{1L} = \sqrt{X \frac{\xi_A \eta_{k1}^*}{\Delta \eta_{k2}^*}} \quad (2) \quad \text{- оптимальное значение параметра } X_1 \text{ для получения}$$

минимальной работы сжатия;

$$X = X_1 X_2 \Delta; \quad (3)$$

$$X_1 = \pi_{k1}^{*\frac{k-1}{k}}; \quad X_2 = \pi_{k2}^{*\frac{k-1}{k}}; \quad \Delta = \sigma_{X1}^{\frac{k-1}{k}}; \quad \xi_A = \frac{T_{A1}}{T_A}; \quad \vartheta = \frac{T_{\Gamma}}{T_A};$$

$\pi_{k1}^*$  – степень повышения давления в 1 – м компрессоре;

$\pi_{k2}^*$  – степень повышения давления во 2 – м компрессоре;

$\eta_{к1}^*$  – адиабатический КПД 1 – го компрессора;

$\eta_{к2}^*$  – адиабатический КПД 2 – го компрессора;

$\sigma_{х1}$  – коэффициент потерь давления в охладителе.

Сравним ГТУ открытого цикла с промежуточным охлаждением и без него. При расчетных исследованиях принимаем: истинные удельные теплоемкости для средних температур соответствующих процессов при определении работы лопаточных машин; средние удельные теплоемкости при расчете относительного расхода топлива; мощность установки 45 МВт; диапазон изменения суммарных степеней повышения давления от 4 до 80; температуру воздуха на входе в КНД 15 °С; температуру воздуха на выходе из охладителя 37 °С; температуру продуктов сгорания перед ТВД 1277 °С; политропный КПД турбин 90 %; политропный КПД компрессоров 88 %; коэффициент потерь давления в охладителе 0,97. Степени повышения давления компрессоров определяем согласно формулам (1), (2) и (3). Результаты расчетов приведены в таблице.

Параметр X	Суммарная степень повышения давления	Степень повышения давления 1-го компрессора	Степень повышения давления 2-го компрессора	Простой цикл			Цикл с промежуточным охлаждением		
				Удельная мощность цикла ГТУ, кВт/кг	Расход воздуха, кг/с	КПД цикла, %	Удельная мощность цикла ГТУ, кВт/кг	Расход воздуха, кг/с	КПД цикла, %
1,5	4,13	2,42	1,85	297,6	151,2	23,7	301,6	149,2	22,7
1,7	6,41	3,04	2,33	354,8	126,8	29,7	368,8	122	28,4
2	11,31	4,11	3,14	396,5	113,5	36,1	431,3	104,3	34,2
2,4	21,42	5,81	4,43	402,2	111,9	41,4	470,8	95,6	38,9
2,8	36,73	7,77	5,92	373,2	120,6	43,6	479,3	93,9	41,2
3,2	58,62	10,12	7,70	324,1	138,8	43,7	468,6	96	41,9
3,5	80,21	12,02	9,14	278,3	161,7	41,9	452,5	99,4	41,2

Работа сжатия компрессоров в цикле с промежуточным охлаждением меньше, чем в простом цикле, следовательно, удельная мощность цикла ГТУ больше. Как видно из таблицы 1, с ростом удельной мощности снижается расход воздуха установки, что приводит к уменьшению площади поперечного сечения проточной части ГТД и диаметральных размеров установки. Положительный эффект усиливается с ростом степени повышения давления воздуха. Однако, КПД простого цикла несколько больше, чем КПД цикла с промежуточным охлаждением. Это связано с уменьшением температуры сжатого воздуха перед камерой сгорания.

Влияние изменения распределения степени повышения давления между компрессорами в установке с промежуточным охладителем на параметры цикла представлено на рисунках 3 и 4. Для тех же исходных данных рассмотрены 3 случая:

- 1)  $X_1 = X_{1L}$
- 2)  $X_1 = 0,9 X_{1L}$ ;
- 3)  $X_1 = 1,1 X_{1L}$ .

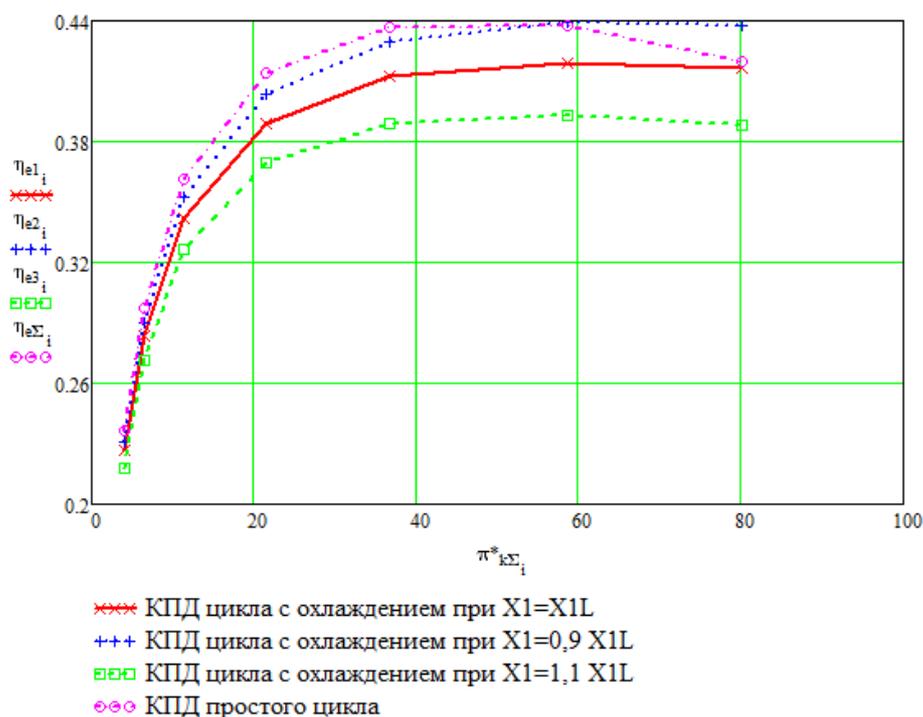


Рис. 3. Изменение КПД установки, работающей по простому циклу и циклу с промежуточным охлаждением, в зависимости от суммарной степени повышения давления

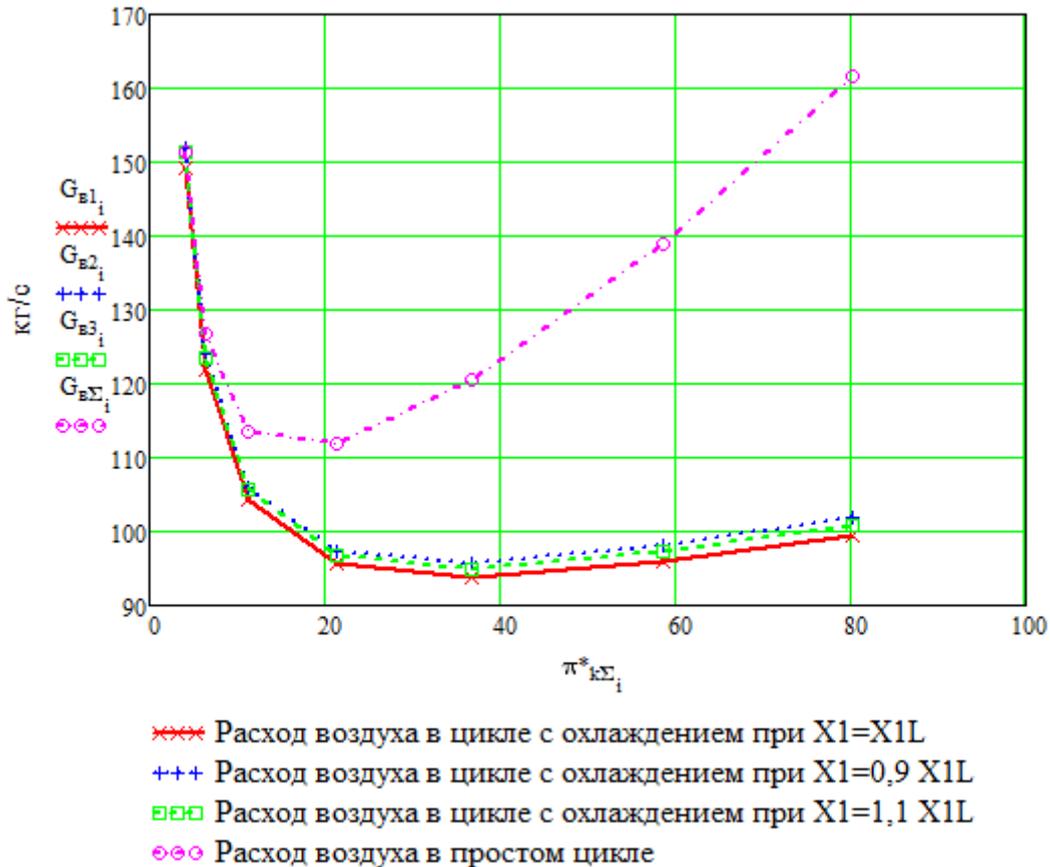


Рис. 4. Изменение расхода воздуха установки, работающей по простому циклу и циклу с промежуточным охлаждением, в зависимости от суммарной степени повышения давления

В цикле с промежуточным охлаждением с увеличением степени повышения давления во втором компрессоре температура воздуха перед камерой сгорания растет, что приводит к повышению КПД (см. рис. 3). При этом увеличение расхода воздуха незначительно.

Влияние изменения температуры воздуха после охладителя на параметры цикла представлено на рисунках 5 и 6. Для тех же исходных данных рассмотрены 3 случая:

- 1)  $T_{A1} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ;
- 2)  $T_{A1} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ;
- 3)  $T_{A1} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$  .

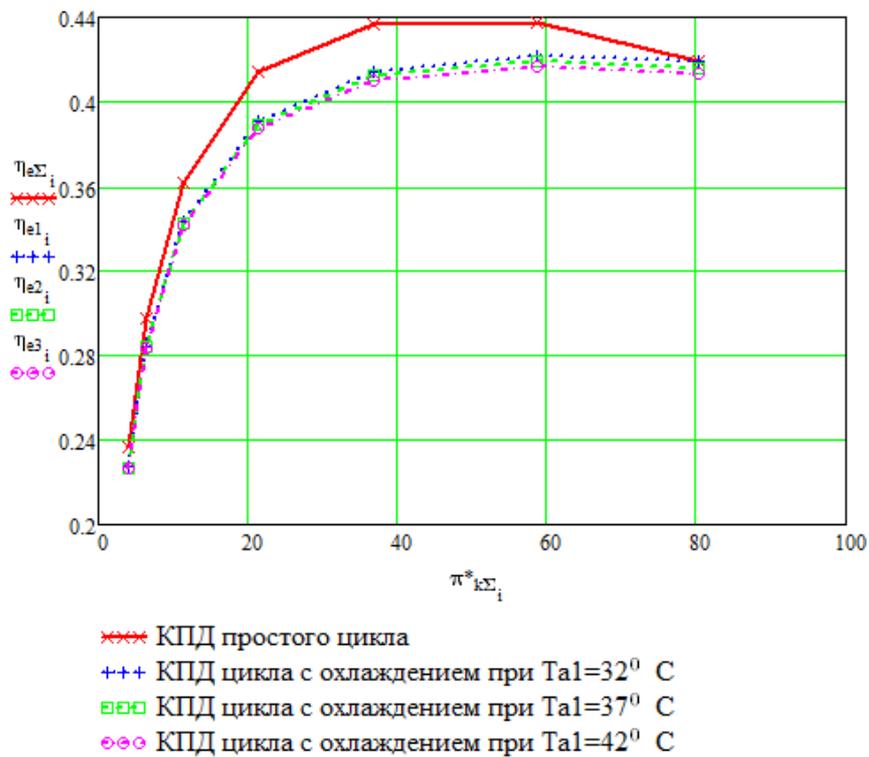


Рис. 5. Изменение КПД установки, работающей по простому циклу и циклу с промежуточным охлаждением, в зависимости от суммарной степени повышения давления

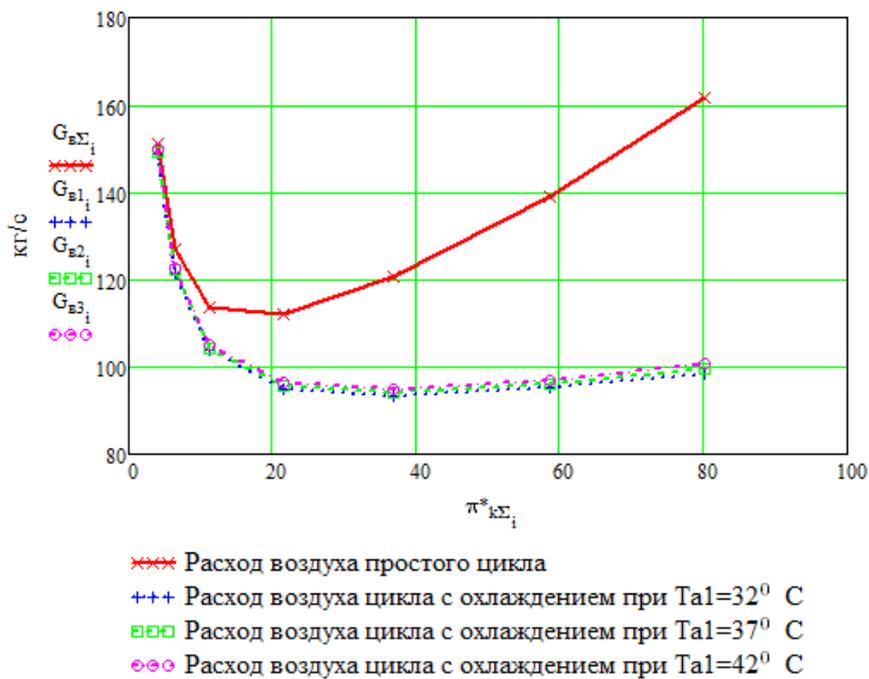


Рис. 6. Изменение расхода воздуха установки, работающей по простому циклу и циклу с промежуточным охлаждением, в зависимости от суммарной степени повышения давления

С уменьшением температуры воздуха после охладителя на 5 °С КПД цикла растет приблизительно на 0,5 %, но при этом увеличиваются габариты охладителя.

### **Заключение**

Применение промежуточного охлаждения снижает удельную работу компрессоров и повышает удельную мощность установки, что позволяет уменьшить габариты ГТУ. Для получения максимального КПД следует увеличить степень повышения давления в последнем компрессоре по сравнению с оптимальным значением для минимальной работы сжатия компрессоров газотурбинной установки.

### **Список литературы**

1. Елисеев Ю.С., Манушин Э. А., Михальцев В.Е., Осипов М.И., Суровцев И.Г. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 640 с.
2. Моляков В.Д., Осипов М.И., Тумашев Р.З. Повышение эффективности работы ГТД // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2006. № 3. С. 80-95.
3. Осипов М.И., Моляков В.Д., Олесевич К.А., Тумашев Р.З. Перспективные направления повышения эффективности ГТУ // Газотурбинные технологии. 2011. № 3. С. 2-7.
4. Ревзин Б.С. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2002. 269 с.
5. Ревзин Б.С., Комаров О.В. Конвертированные авиационные и судовые двигатели для газотранспортных и энергетических установок. Екатеринбург: УрФУ, 2010. 164 с.
6. Рудаченко А.В., Чухарева Н.В., Газотурбинные установки для транспорта природного газа. Томск: издательство Томского политехнического университета, 2010. 217 с.