

Лекция 12

Термодинамический анализ цикла ДВС со смешанным подводом теплоты

В качестве недостатков цикла с подводом теплоты при постоянном объеме можно назвать не высокие значения допустимых значений степени сжатия, превышение которых приводит к нарушению нормального процесса сгорания и переходит в состояние неуправляемого процесса.

Недостатком цикла ДВС с подводом при постоянном давлении, (постепенное поступление теплоты по мере впрыска топлива с сохранением давления постоянным), является существенное снижение к.п.д. цикла по мере повышения загрузки двигателя. То есть, с увеличением количества подводимой теплоты для повышения мощностных и тяговых свойств транспортного средства, эффективность использования подводимой теплоты снижается.

На основании анализа рассмотренных циклов двигателей внутреннего сгорания российским инженером Тринклером предложен свой вариант организации рабочего цикла теплового двигателя. Такой цикл предусматривает частичное снижение значений степени сжатия до $\varepsilon = 12 \dots 20$ единиц. Это обеспечивает возможность, большую часть тепловой энергии подвести на участке при постоянном объеме, не превышая предельно-допустимых значений максимального давления и предельных нагрузок на элементы КШМ. Ограничением является, достижение предельно допустимого значения максимального давления $P_{znp} \approx 10 \dots 12 \text{ МПа}$. Вторая часть теплоты подводится на втором участке при сохранении предельного максимального давления, то есть при $P = const$.

Таким образом, удается обеспечить достаточно высоким значение степени сжатия с эффективным использованием подведенной тепловой энергии.

Вторая часть теплоты подводится для наращивания мощностных показателей, без превышения нагрузок в элементах КШМ.

Такой цикл ДВС в координатах $P - V$ представлен на рисунке 27.

С учетом особенностей организации рабочего цикла такого цикла, количество подведенной теплоты q_1 составит q_1' плюс q_1'' .

$$q_1 = q_1' + q_1'' ,$$

$$q_1' = c_v \cdot (T_3 - T_2) ,$$

$$q_1'' = c_p \cdot (T_4 - T_3) .$$

Количество отведенной теплоты при завершении цикла на участке 4-1 составит

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1).$$

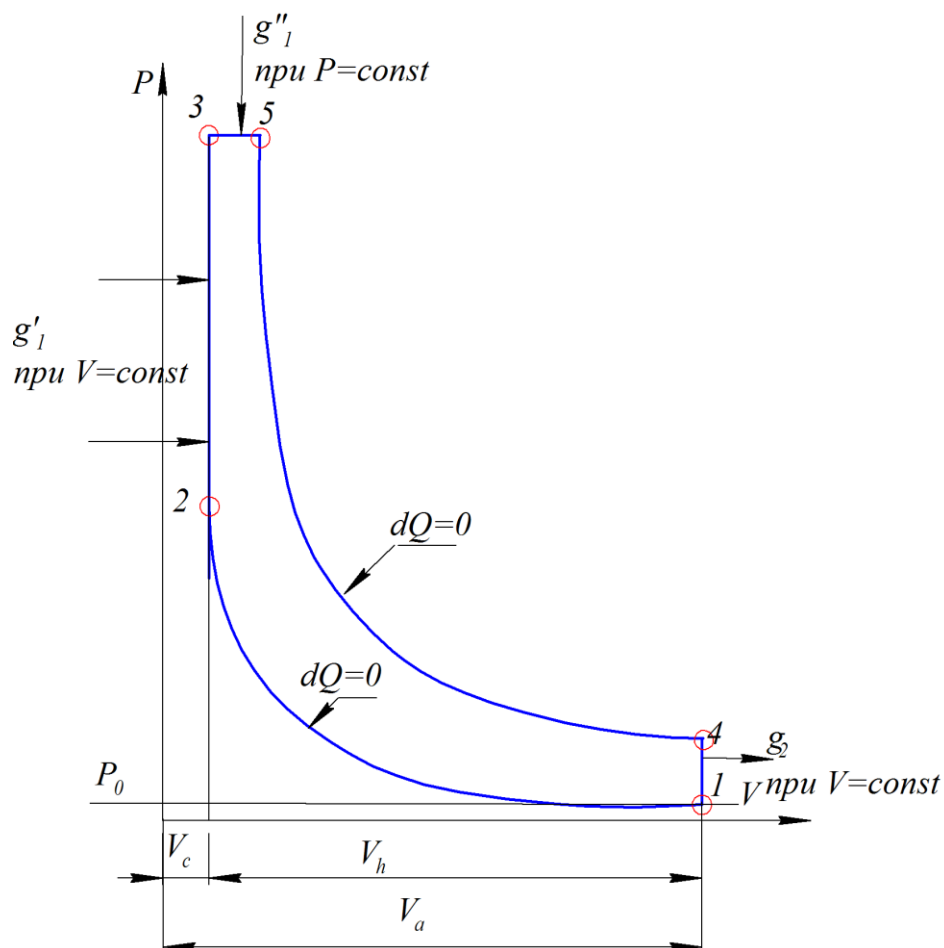


Рисунок 27 – Рабочий цикл ДВС со смешанным подводом теплоты

Тогда к. п. д. такого цикла определится как

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''} ,$$

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_5 - T_3)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_3 - T_2) + k \cdot (T_5 - T_3)} .$$

Выполняем несколько математических преобразований, выразим текущее изменение температур T_2, T_3, T_4, T_5 в виде математических зависимостей через известную начальную исходную температуру рабочего тела.

Для первого адиабатного процесса сжатия 1-2, температура в точке завершения процесса сжатия T_2 составит

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}.$$

Для изохорного процесса 2-3, температура в точке 3 - T_3 составит

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{k-1}.$$

Для изобарного процесса 3-5, температура в точке 5 T_5 составит

$$T_5 = T_3 \cdot \rho_{np} = T_1 \cdot \lambda_{cz} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho_{np}.$$

Значение температурного состояния рабочего заряда в точке завершения процесса адиабатного расширения 4 и исходного положения процесса отвода теплоты T_4 , определится из уравнения адиабатного расширения на участке 5-4

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{V_5}{V_4} \right)^{k-1}.$$

Из отношения $\left(\frac{V_5}{V_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_5}{V_1} \right)^{k-1}$ можно записать $\frac{V_5}{V_4} = \frac{V_5}{V_1}$. Разделим

числитель и знаменатель последнего выражения на V_2 , получим

$$\frac{V_5}{V_1} = \frac{V_5/V_2}{V_1/V_2} = \frac{\rho_{np}}{\varepsilon}.$$

Тогда

$$T_4 = T_5 \cdot \left(\frac{\rho_{np}}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho_{np} \cdot \frac{\rho_{np}^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda \cdot \rho_{np}^k.$$

Окончательно КПД такого цикла определяется из выражения

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda^{-1+k} \lambda (\rho - 1)}$$

Следует отметить, что такой тип теплового двигателя, наиболее близко отражает характер протекания процесса подвода теплоты в реальных условиях. КПД такого цикла имеет более сложную зависимость. Его значение также возрастает с повышением степени сжатия, при использовании в качестве рабочего тела вида газа с более высоким значением показателя адиабаты k . В тоже время влияние значения λ и ρ является противоположным и, следовательно, зависит от количества подводимой теплоты и его распределения по участкам. При увеличении количества теплоты подводимой на участке с предварительным расширением КПД цикла будет снижаться.

Увеличение количества теплоты подводимой на первом участке ограничивается предельно-допустимым значением максимального давления. Таким образом, общее количество теплоты можно распределять более эффективно с учетом загрузки двигателя. То есть при работе двигателя на максимальных нагрузках, максимальная допустимая доля теплоты должна подводиться на первом участке, вторая часть соответственно на участке предварительного расширения.

Сравнение эффективности циклов тепловых двигателей с внутренним сгоранием и подводом теплоты

Сравнение эффективности циклов тепловых двигателей с внутренним сгоранием более наглядно можно провести, если их рабочий цикл представить в координатах $T-S$. Площадь, внутри графического изображения рабочего цикла в координатах $T-S$, определяет количество теплоты переведенной в механическую работу и, соответственно, его эффективность. Сравнение проводим дважды.

Первое, при условии различных значений степени сжатия, равных значениях максимальной температуры после подвода теплоты, точка T_3 и равных значениях количества отводимой теплоты Q_2 .

При условии разных предельно допустимых значениях степени сжатия, для двигателей с подводом теплоты при $V = \text{const}$ $\varepsilon = 10 \dots 12$, количество теплоты полезно используемой для совершения механической работы будет выражено на диаграмме сравнения площадью 1-2-3-4-1.

Для двигателя со смешанным подводом тепло при $\varepsilon = 16 \dots 18$, количество теплоты полезно используемой для совершения механической работы будет выражено на диаграмме сравнения, площадью 1-2''-3-4-1.

Для двигателя с подводом теплоты при $P=\text{const}$ и $\varepsilon = 22\dots 26$, количество теплоты полезно используемой для совершения механической работы будет выражено на диаграмме сравнения, площадью 1-2'-3-4-1.

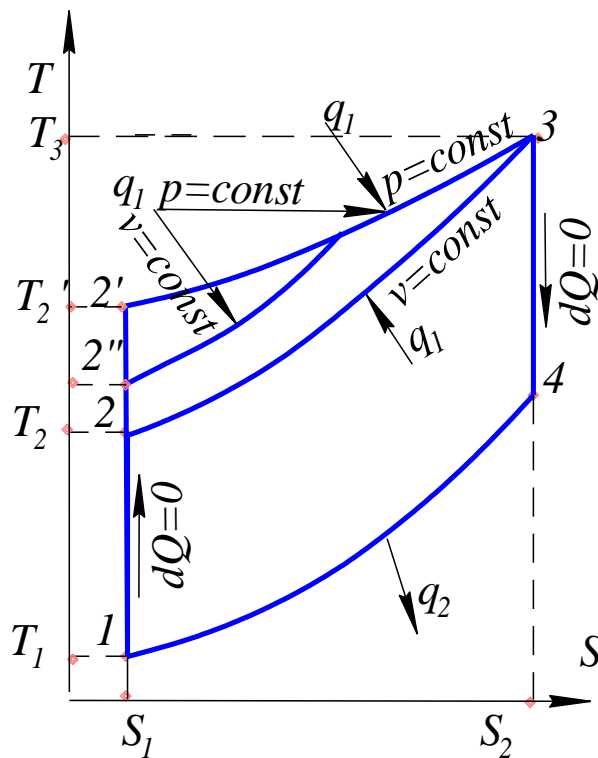


Рисунок 28 – Сравнение эффективности циклов ДВС при $\varepsilon \neq \text{const}$

Рассматривая графики протекания термодинамических процессов в координатах $T - S$ и сравнивая площади для цикла с изохорным процессом подводом теплоты, цикла с изобарным процессом подводом теплоты и цикла со смешанным подводом теплоты, смотреть рисунок 28, получаем

$$\eta_t^{P=\text{const}} > \eta_t^{\text{см}} > \eta_t^{V=\text{const}}.$$

Второе сравнение, выполняем при условиях, если степень сжатия принять равной для всех типов двигателей и, соответственно, разных значениях максимальных температур в точке T_3 , и равных значениях количества отводимой теплоты q_2 , смотреть рисунок 29.

Рассматривая графики протекания термодинамических процессов в координатах $T - S$ и сравнивая площади для цикла с изохорным процессом подводом теплоты, цикла с изобарным процессом подводом теплоты и цикла со смешанным подводом теплоты, смотреть рисунок 29, получаем

$$\eta_t^{V=const} > \eta_t^{cm} > \eta_t^{P=const}$$

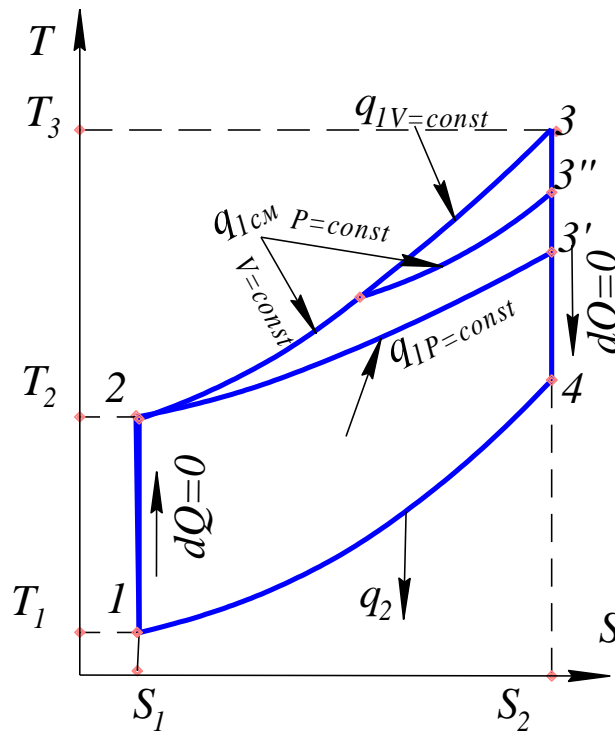


Рисунок 29 – Сравнение эффективности циклов ДВС при $\epsilon = const$

Реализация процессов подвода и отвода теплоты в реальных условиях представляет особую сложность. Основной причиной можно считать существенное ограничение по времени для осуществления процессов подвода и отвода теплоты с приближением к условиям постоянного объема. Второй причиной можно обозначить сложность реализации процесса восстановления энергетического потенциала рабочего тела. Для упрощения решения таких задач в реальном цикле тепловых двигателей введены дополнительно два процесса:

первый – процесс освобождения рабочего объема от отработавших газов (процесс выпуска);

второй – процесс наполнения рабочего объема свежей газовой рабочей смесью с обновленным энергетическим потенциалом топливно-воздушной смеси (процесс впуска). Процесс выпуска и процесс впуска следует рассматривать как обычные физические газодинамические процессы. Процессы не являются термодинамическими.

Циклы газотурбинных установок

Общие сведения. Основным общим недостатком двигателей внутреннего сгорания является ограничение мощностных показателей и

сложность реализации глубокого адиабатного расширения до давления близкого к атмосферному давлению.

Рабочим телом в цикле газотурбинных установок является продукты сгорания жидкого или газообразного топлива в камере сгорания. В результате подвода теплоты происходит повышение температурного состояния рабочего тела и повышение давления. Продукты сгорания, с определенным запасом потенциальной энергии, направляются, через комбинированное сопло истечения, типа сопло Лавалья, с существенным ускорением скорости перемещения при адиабатном расширении. После разгона потока, на участке истечения через сопло, газы с большой скоростью потока поступают на лопатки газовой турбины. Кинетическая энергия перемещения потока (продуктов сгорания) на лопатках турбины преобразуется в механическую работу вращения.

Основные преимущества газотурбинных установок:

- отсутствие элементов возвратно-поступательного движения;
- возможность концентрации больших мощностей в одном агрегате;
- относительно не большой вес и габариты;
- высокая скорость вращения основного вала установки.

Идеальные циклы ГТУ делятся на циклы:

- цикл с подводом теплоты при постоянном давлении;
- цикл с подводом теплоты при постоянном объеме.

Цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении

Схема ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении представлена на рисунке 30.

В камеру сгорания газотурбинной установки 5, параллельно, под действием топливного насоса 1 через форсунки 3 поступает топливо. Под действия турбокомпрессора 2, через воздухопровод 4 поступает воздух. Распыленное топливо и поступивший воздух смешиваются, образуя топливо-воздушную смесь, и по условиям среды в камере сгорания вступают в высокотемпературную реакцию окисления (процесс сгорания) с повышением температурного состояния рабочего тела, продуктов сгорания.

В камере сгорания устанавливается и поддерживается определенное давление $P_3 = P_2$. Продукты сгорания через специальное комбинированное сопло 6, где происходит разгон потока истечения, направляются к газовой турбине 7, распределяются и поступают на лопатки турбины.

Скорость истечения достигает сверх звуковых значений для установившихся условий и кинетическая энергия перемещения, через лопатки турбины, передается турбине и приводит ее во вращательное движение.

Эта энергия вращения может использоваться для привода электрогенератора, привода компрессора или привода других агрегатов готовых к использованию механической энергии вращения.

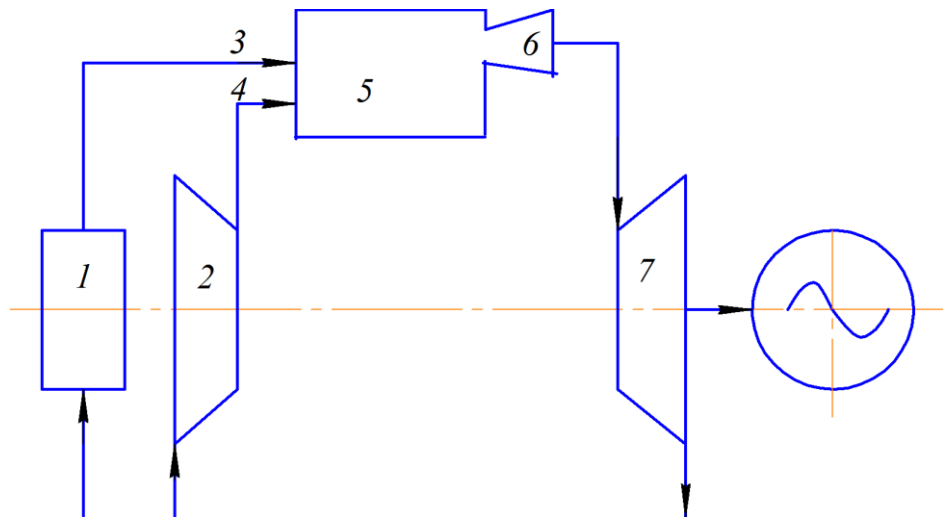


Рисунок 30 – Схема газотурбинной установки с подводом теплоты при $P = const$

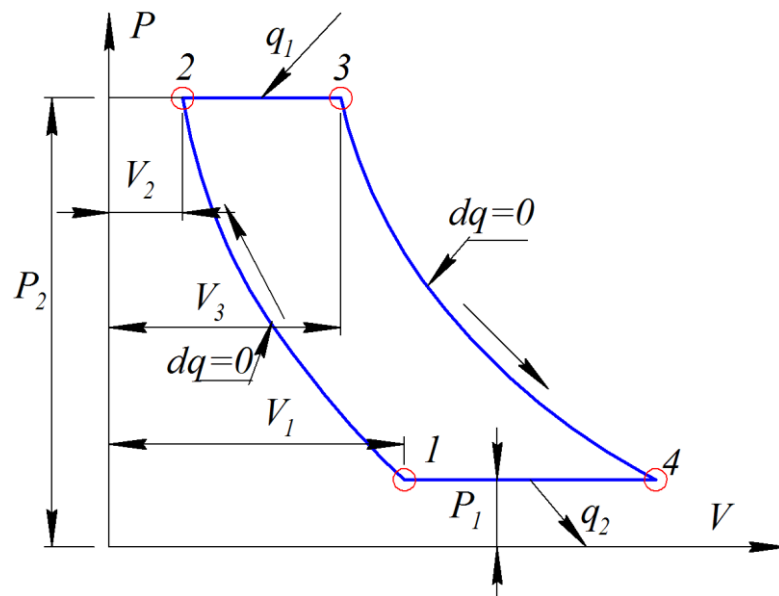


Рисунок 31 – Индикаторная диаграмма идеального цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $P = const$ в координатах $P - V$

На рисунке 31 и рисунке 32 представлена индикаторная диаграмма идеального цикла газотурбинной установки в координатах $P - V$ и $T - S$.

В координатах $P - V$ диаграмма выражает работу за рабочий цикл. В координатах $T - S$, диаграмма выражает количество подведенной, отведенной теплоты и эффективность ее использования. Как видно из

представленных диаграмм, отвод теплоты совершается при постоянном давлении, противодействующем давлению внешней среды.

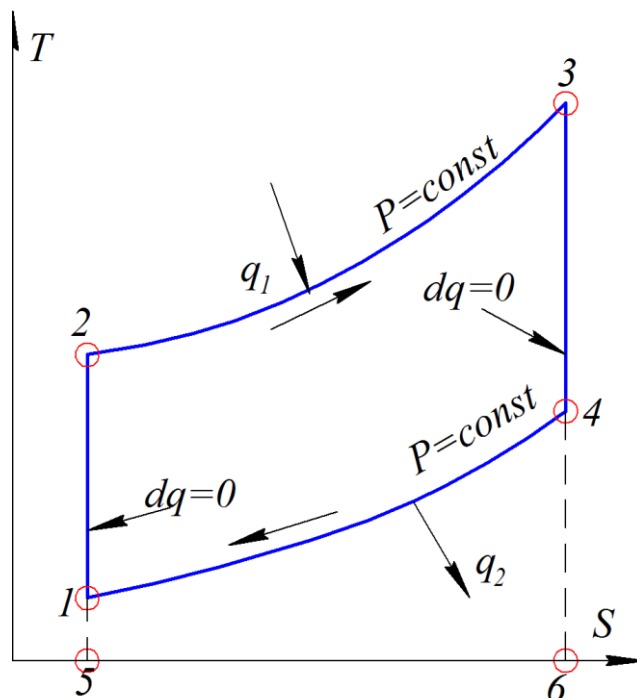


Рисунок 32 – Индикаторная диаграмма идеального цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $P = const$ в координатах $T - S$

Таким образом, рабочий цикл идеальной газотурбинной установки включает:

- процесс 1-2, адиабатное сжатие рабочего тела (воздух) в много ступенчатом центробежном компрессоре;
- процесс 2-3, процесс изобарного подвода топлива и теплоты q_1 ;
- процесс 3-4, процесс адиабатного расширения рабочего тела на лопатках турбины;
- процесс 4-1, процесс изобарного отвода теплоты q_2 и возвращение рабочего тела в исходное состояние.

Тогда, количество подведенной теплоты на участке 2-3 составит

$$q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2),$$

количество отведенной теплоты на участке 4-1 составит

$$q_2 = c_p \cdot (T_4 - T_1)$$

К. п. д. цикла определится из общей зависимости

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} .$$

Подставляем значения q_1 и q_2 в уравнение для определения к. п. д. цикла и получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} .$$

Значения температур в характерных точках определяется исходя из зависимостей взаимосвязи изменения параметров состояния для соответствующих процессов.

Из адиабатного процесса сжатия 1-2 определяем

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} ,$$

где отношение $\frac{P_2}{P_1}$ выражает степень повышения давления на участке

адиабатного сжатия, отношение $\frac{P_2}{P_1}$ обозначим через β , отсюда

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} .$$

Из изобарного процесса 2-3 с подводом теплоты, определяем

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} .$$

Отношение $\frac{V_3}{V_2}$ обозначим через ρ - степень расширения газа на участке изобарного подвода теплоты.

$$\text{Тогда } T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho .$$

На основании анализа, взаимосвязей параметров состояния рабочего

тела для адиабатного процесса 3-4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

определяем зависимость для выражения температурного состояния рабочего тела после завершения процесса адиабатного расширения на лопатках газовой турбины

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho \cdot \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \cdot \rho.$$

Подставляем полученные зависимости в выражение для определения к.п.д. цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении.

$$\begin{aligned} \eta_i &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \cdot \rho - T_1}{T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho - T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}} = \\ &= 1 - \frac{T_1 \cdot (\rho - 1)}{T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}. \end{aligned}$$

Таким образом, к. п. д. цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении определяется значениями степени повышения давления на участке адиабатного сжатия газа в компрессоре, то есть зависит от особенностей конструкции компрессора на впуске, и от рода рабочего тела, что определяет значение показателя адиабаты k .