＜エネルギー工学＞
３．熱エネルギー変換機器

3.1　有効エネルギーの概念

3.1.1　熱機関によるエネルギー変換

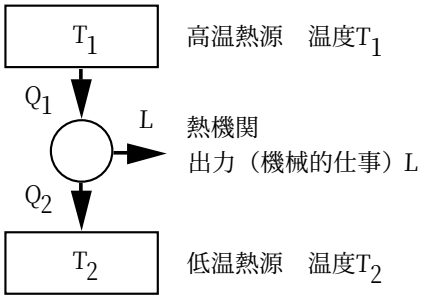


図 3.1.1　熱エネルギーQ_1を機械的仕事 L に変換する
（エネルギー変換の基本）

熱機関が理想サイクル（可逆サイクル）である場合、その効率は、

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \text{（カルノーの定理）} \qquad ...(3.1.1)$$

ここで、T は熱力学的温度（絶対温度）である。

一般に、低温熱源の温度 T_2 は大気雰囲気温度（約 300 K）より高いから、熱機関の効率ηは１にならない（熱力学の第２法則）。熱機関の効率ηを１に近づけるためには、高温熱源の温度 T_1 を高くすることが必要である。

このことを逆に言えば、熱源の持つ熱エネルギー量が同一でも、熱源温度 T_1 が高いほど、多くの機械的仕事 L が取り出せ、エネルギー変換の観点からは「質の高い」熱エネルギーであると言える（有効エネルギーの概念）。

3.1.2　有効エネルギーとエネルギー有効率

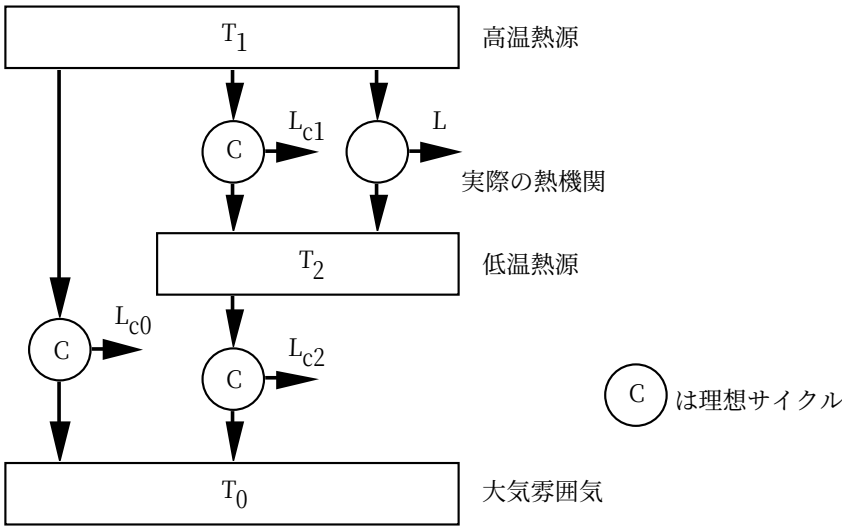


図 3.1.2　熱源とそれから取り出しうる仕事

「有効エネルギー（available energy、エクセルギー= exergy と呼ばれることもある）」とは、あ

る熱源（温度 T_1）から熱エネルギーをもらって大気雰囲気（温度 T_0）へ排熱する理想サイクル（可逆サイクル）の出力 L_{c0} のことを指す。

実際の熱機関では、サイクルを構成する状態変化が可逆過程でないため、出力は理想サイクルのそれよりも必ず小さくなる（$L < L_{c1}$）。この程度を表す量が「エネルギー有効率（energy availability、エクセルギー効率= exergy efficiency と呼ばれることもある）」であり、次のように定義される。

エネルギー有効率＝（熱機関の出力）

/ （高温熱源の有効エネルギー　－　低温熱源の有効エネルギー）

$$\varepsilon = \frac{L}{L_{c0} - L_{c2}} \qquad ...(3.1.2)$$

ここで、低温熱源（温度 T_2）の有効エネルギーを勘案するのは、一般に低温熱源温度が大気温度より高く、低温熱源と大気雰囲気の間でさらになおエネルギー変換が行い得るためである。

エネルギー有効率は、高温熱源、低温熱源の温度によらず熱機関の「完全さ」を表し、熱機関が理想サイクルであるときには１になる。具体的な熱機関の特質については次回以降に述べる。

3.1.3　有効エネルギーと自由エネルギー

ある系内の作動流体が状態１（高温熱源に相当）から状態２（低温熱源に相当）に変化したときの機械的仕事 ΔL は、熱力学の第１法則から、作動流体の内部エネルギーを U として、

$$\Delta L = U_1 - U_2 + \Delta Q$$

ここで ΔQ は状態の変化中の熱の出入りである。一方、高温熱源の有効エネルギー A は、作動流体が状態１から大気雰囲気（状態０）へ可逆的に変化するときの最大仕事であるから、

$$A = \Delta L_{\max} = U_1 - U_0 + \Delta Q_c$$

可逆変化に伴う熱の出入り ΔQ_c は、エントロピーの定義から

$$\Delta Q_c = -T_0(S_1 - S_0)$$

すなわち有効エネルギーは、

$$A = U_1 - U_0 - T_0(S_1 - S_0) = (U_1 - T_0 S_1) - (U_0 - T_0 S_0) \qquad ...(3.1.3)$$

である。この式中の $(U - T_0 S)$ をその状態における作動流体の有効エネルギーということがある。

開いた系におけるように、作動流体の出入りに伴う流動仕事が出力に影響する際には、有効エネルギー A は次のようになる。

$$\begin{aligned} A &= (U_1 + p_1 V_1) - (U_0 + p_0 V_0) - T_0(S_1 - S_0) \\ &= I_1 - I_0 - T_0(S_1 - S_0) \qquad ...(3.1.4) \end{aligned}$$

ここで I は流体のエンタルピーである。

これらの変化が大気雰囲気温度 T_0 一定の条件で生じるとき、有効エネルギーは次のようになる。

閉じた系：$A = U_1 - U_0 - T_0(S_1 - S_0) = F_1 - F_0$ ...(3.1.5)

開いた系：$A = I_1 - I_0 - T_0(S_1 - S_0) = G_1 - G_0$ ...(3.1.6)

すなわち、大気雰囲気温度のもとでの状態変化における有効エネルギーは、閉じた系の場合は Helmholtz の自由エネルギーの変化に、開いた系の場合には Gibbs の自由エネルギーの変化に等しい。

3.1.4　熱機関によらないエネルギー変換

熱機関を用いるエネルギー変換では、熱機関のエネルギー有効率が１であっても、すなわち熱機関が理想サイクルであっても、高温熱源の持つ熱エネルギーのすべてを機械的仕事に変換することはできない（熱力学の第２法則）。このことの本質は、低温熱源（あるいは大気雰囲気）の温度が絶対０度でないからである。しかしこのような効率の制限（Carnot 効率）はエネルギー変換に不可避なものではない。例えば、化学エネルギーを熱エネルギーに変換したり、光エネルギーを電気エネルギーに変換する場合にはこのような制約は存在しない。これらのエネルギー変換については稿を改めて述べる。

3.2　ガスサイクルによる熱機関

3.2.1　ガスサイクル

ガスサイクル：　　気体を作動流体とするサイクル
理論的に取り扱う際には、作動流体を理想気体として扱う。

↑↓

気液二相サイクル：　　水・蒸気などの気液二相流を作動流体とするサイクル

ガスサイクルには、内燃機関、ガスタービン、ジェットエンジンなどが含まれる。

3.2.2　膨張機（エキスパンダー）

高圧のガスを供給されて外部に機械的仕事を出力する機器を「膨張機（エキスパンダー）」という。膨張機は、ピストン・シリンダー系などの閉じた空間の体積変化を利用する往復式膨張機と、ガスを連続的に流動させその運動量を力に変換する回転式膨張機（タービン）の二つに大別される。

(a)　往復式膨張機

下図のような往復式膨張機を考える。高圧ガス（圧力 $p1$）がピストンを押し下げることで機械的仕事を取り出した後、膨張して圧力の低下したガスを排出する構造になっている。このような膨張機は、蒸気機関や工作機械用の空気エンジンなどに用いられる。

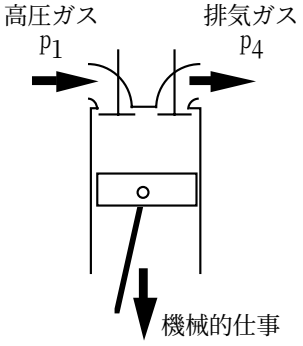


図 3.2.1　往復式膨張機

この膨張機の出力を理論的に考察するために、動作を次のように理想化して考える。

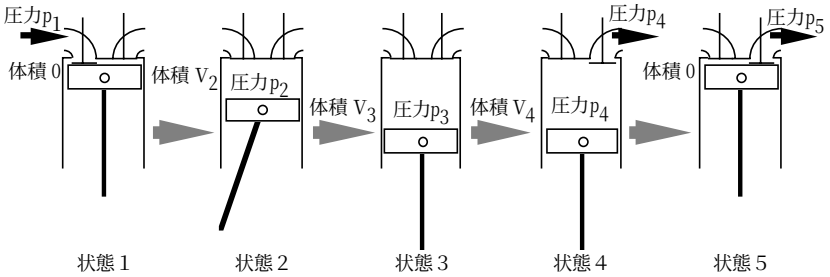


図 3.2.2　往復式膨張機の動作

状態１：　ピストンの上死点で吸入バルブが開いて高圧のガスがシリンダ内に流入する。
状態２：　ピストンが下死点に達する前に吸入バルブが閉じ、ガスの流入が停止する。
状態３：　シリンダ内のガスが膨張してピストンを下死点まで押し下げる。
状態４：　ピストンが下死点に達した直後、排気バルブが開いて過剰なガスが排出される。

状態５：　排気バルブが開いたままピストンが上死点まで移動して、シリンダ内のガスを排出する。

ガスの流入、排出に伴う圧力損失を無視すると、状態１→状態２の変化は等圧、状態３→状態４の変化は等積、状態４→状態５の変化は等圧の条件で行われる。状態２→状態３の変化は、この間の熱のやりとりを無視すると、断熱膨張（等エントロピー変化）と考えることができる。したがって、この様子を *p-V* 線図上に表すと次のようになる。

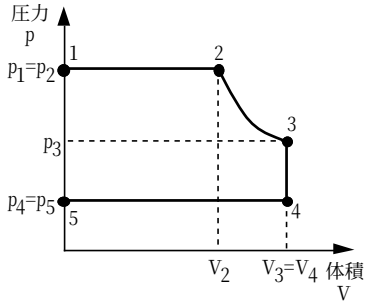


図 8.2.3　往復式膨張機の *p-V* 線図

この動作による出力 *L* は、

$$L = \int_{1\to5} pdV = \int_{1\to2} pdV + \int_{2\to3} pdV - \int_{4\to5} pdV$$

$$= p_2V_2 + \frac{p_2V_2}{\kappa-1}\left\{1-\left(\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right\} - p_4V_4$$

$$= p_1V_4\left\{\left(\frac{\kappa f_c - f_c^{\kappa}}{\kappa-1}\right) - \frac{p_4}{p_1}\right\} \qquad ...(3.2.1)$$

ここで f_c は

$$f_c = \frac{V_2}{V_4}$$

であり、「締切比」と呼ばれる。

(b)　回転式膨張機（タービン）

ガスの流れが定常と見なせるタービンなどの回転式膨張機の出力は、膨張機入口と出口の間のガスのエンタルピーと運動エネルギーの和の差引から次のように簡単に求められる。

$$N = G\left\{\left(i_1 - i_2\right) + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}\right\} \qquad ...(3.2.2)$$

ここで、*G* はガスの質量流量である。膨張機出入口のガス速度が余り大きくなく運動エネルギーの寄与が無視できるときは、

$$N = G\left(i_1 - i_2\right) \qquad ...(3.2.2')$$

となる。理想的な条件では、膨張機内を流れるガスが理想気体で、その変化が断熱膨張（等エントロピー変化）と考えられる。

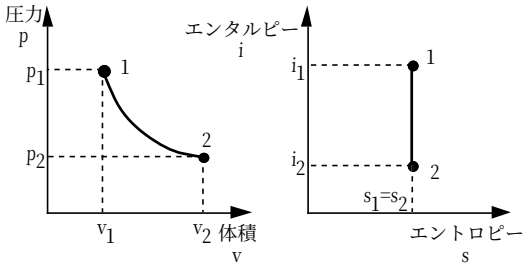


図 3.2.4　回転式膨張機の *p-V* 線図と *i-s* 線図

このときには

$$N = G\left\{\int_1^2 pdv + p_1v_1 - p_2v_2\right\}$$

$$= G\left[\frac{p_1v_1}{\kappa-1}\left\{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right\} + p_1v_1 - p_2v_2\right]$$

$$= G\frac{\kappa p_1v_1}{\kappa-1}\left\{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right\} = G\int_1^2 vdp \qquad ...(3.2.3)$$

となる。ここで p_1v_1 - p_2v_2 の項は膨張機へのガスの流入・流出による流動仕事であり、これを考慮した仕事量を「工業仕事」と呼ぶことがある。

3.2.3　内燃機関サイクル

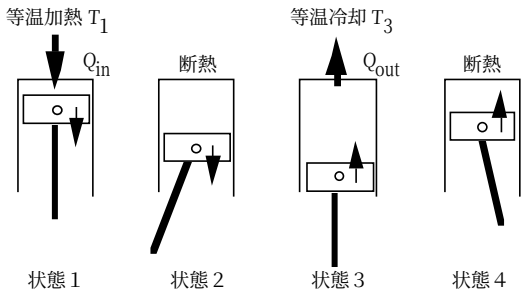
内燃機関は、ピストン・シリンダーによって閉じられた空間内の空気と燃料の混合気の燃焼によって混合気自体を加熱し、その圧力から機械的仕事を取り出す装置である。この装置では作動流体の特性が燃焼によって動作の途中で変化するため、その動作を厳密に取り扱うのはかなり煩雑である。そこで、作動流体を理想気体で近似し、それに熱エネルギーの出入りがあるものとして、その基本的動作を考えることとする。

(a)　Carnot サイクル

Carnot サイクルは理想サイクルで現実には実現できないが、他の内燃機関サイクルとの比較のためにまずこのサイクルの動作を考える。Carnot サイクルの基本動作は次の４行程からなる。このサイクルの熱効率は、良く知られているように

$$\eta = \frac{L}{Q_{in}} = \frac{Q_{in}-Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{T_1-T_3}{T_1} = 1-\frac{T_3}{T_1} \qquad ...(3.2.4)$$

である。



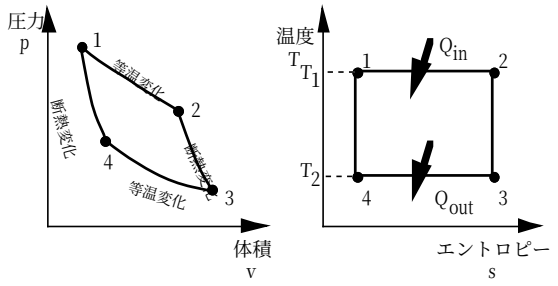


図 3.2.5　Carnot サイクルの動作と *p-V* 線図、*T-s* 線図

このサイクルでは等温加熱・等温冷却の行程があり、現実的には熱移動が行えないから、実現は難しい。

(b)　Otto サイクル

Otto サイクルは、次に示すような行程によって仕事を取り出す熱機関サイクルであり、作動流体の加熱が等積条件のもとで行われる特徴がある。したがって、混合気の燃焼速度の速いガソリン機関や水素エンジンなどを理想化したものと考えて良い。

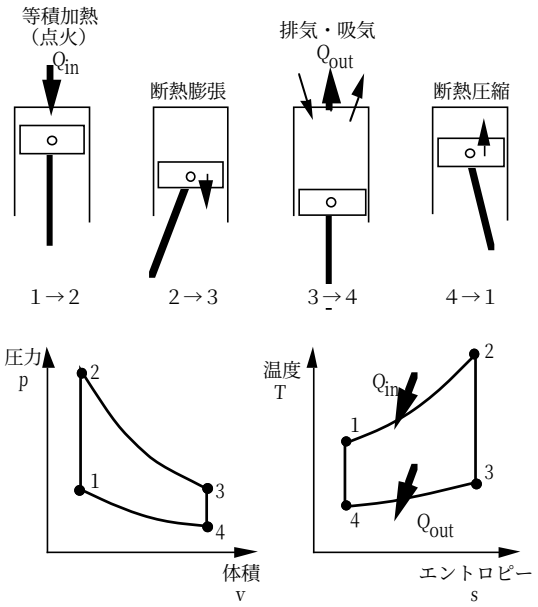


図 3.2.6　Otto サイクルの動作と *p-V* 線図、*T-s* 線図

実際のガソリン機関などでは、排気・吸気の間にピストンを１往復させる４ストローク機関とピストンを固定したまま排気・吸気を行う２ストローク機関とがある。

このサイクルの出力 L は Q_{in} - Q_{out} であり、それぞれの熱移動が等積条件で起こるから、作動ガスの定積熱容量を C_v とすれば、

$$L = Q_{in} - Q_{out} = C_v\left(T_2 - T_1\right) - C_v\left(T_3 - T_4\right) \qquad ...(3.2.5)$$

である。したがって、熱効率は

$$\eta = \frac{L}{Q_{in}} = \frac{C_v\left(T_2 - T_1\right) - C_v\left(T_3 - T_4\right)}{C_v\left(T_2 - T_1\right)} = 1 - \frac{T_4\left(\dfrac{T_3}{T_4} - 1\right)}{T_1\left(\dfrac{T_2}{T_1} - 1\right)} \qquad ...(3.2.6)$$

２→３、４→１の変化は断熱変化であるから、

$$\frac{T_1}{T_4}=\left(\frac{V_4}{V_1}\right)^{\kappa-1}=\frac{T_2}{T_3}$$

よって、熱効率は

$$\eta=1-\frac{T_4}{T_1}=1-\frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \qquad ...(3.2.6')$$

ここでεは(V_4/V_1)であり、「圧縮比」と呼ばれる。すなわち、Otto サイクルの熱効率は圧縮比が大きくなると高くなる。

(c)　Diesel サイクル

Diesel サイクルは、次に示すような行程によって仕事を取り出す熱機関サイクルであり、作動流体の加熱が等積条件のもとで行われる Otto サイクルに対して、等圧条件のもとで作動流体が加熱されることを特徴とする。加圧した空気中に燃料をゆっくりと吹き込んで順次燃焼させつつ燃焼ガスが膨張していく Diesel エンジンを理想化したサイクルである。

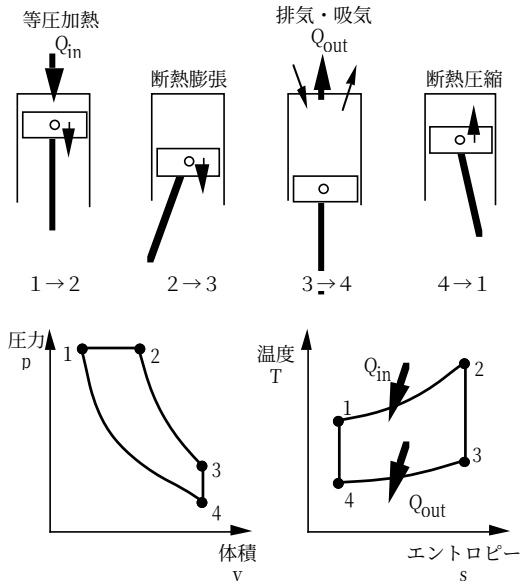


図 3.2.7　Diesel サイクルの動作と *p-V* 線図、*T-s* 線図

このサイクルの放熱は Otto サイクルと同様、等積条件で起こるが、加熱は等圧条件で行われるから、作動ガスの低圧熱容量を C_p、定積熱容量を C_v とすれば、熱効率は

$$\eta=\frac{L}{Q_{in}}=\frac{C_p\left(T_2-T_1\right)-C_v\left(T_3-T_4\right)}{C_p\left(T_2-T_1\right)}=1-\frac{1}{\kappa}\frac{T_4\left(\frac{T_3}{T_4}-1\right)}{T_1\left(\frac{T_2}{T_1}-1\right)} \qquad ...(3.2.7)$$

圧縮比εを(V_4/V_1)、締切比 r_c を(V_2/V_1)とすれば、この効率は次のように書き換えられる。

$$\eta=1-\frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}\frac{r_c^{\kappa}-1}{\kappa\left(r_c-1\right)} \qquad ...(3.2.7')$$

3.2.4　ガスタービンサイクル（Brayton サイクル）

ガスタービンサイクルは、圧縮機によって圧縮したガスを熱源で加熱し、これをタービンを通して出力を取り出す装置である。ここでは最も単純な開放ガスタービンサイクル（Brayton サイクル）について説明する。

Brayton サイクルは、下図に示すように、圧縮機、燃焼器、タービンからなっており、吸気（状

態１）を出力の一部を用いて圧縮し（状態２）、それに燃料を吹き込んで加熱して高温・高圧の燃焼ガスを作る（状態３）。これをタービンに供給して仕事を取り出した後、排気する（状態４）ものである。

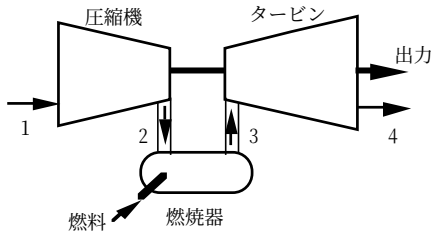
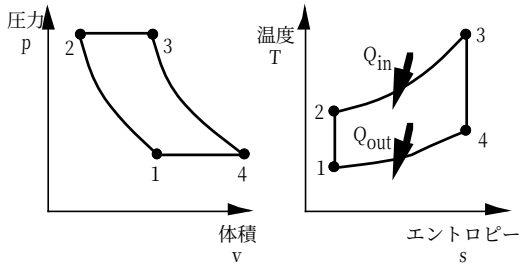


図 3.2.8　単純開放ガスタービン（Brayton サイクル）

このサイクルでは、吸気の圧縮、燃焼ガスの膨張は断熱変化、燃焼器での加熱は等圧変化であり、圧縮機の吸気とタービンの排気は同一圧力であるから、ここでの冷却も等圧変化と考えられる。したがって、この様子を *p-V* 線図、*T-s* 線図上に表せば、次のようになる。



Brayton サイクルの *p-V* 線図と *T-s* 線図

Brayton サイクルの出力は、吸気の質量流量を G として、

$$L = Q_{in} - Q_{out} = G\left\{c_p\left(T_3 - T_2\right) - c_p\left(T_4 - T_1\right)\right\} \qquad ...(3.2.8)$$

熱効率は

$$\eta = \frac{L}{Q_{in}} = \frac{c_p\left(T_3 - T_2\right) - c_p\left(T_4 - T_1\right)}{c_p\left(T_3 - T_2\right)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \qquad ...(3.2.9)$$

ここで r は(p_2/p_1)なる圧力比であり、これから Brayton サイクルの熱効率は圧縮機での圧力比が大きくなるほど高くなることがわかる。

演習問題

［３－１］　排気量 1000 cc のオットーサイクル熱機関がある。この熱機関を２ストロークとして、以下の問に答えよ。

(1)　サイクル１回転あたり吸入される空気の質量はいくらか。ただし空気の比重を 1 kg/m^3 とする。

(2)　吸入空気中にその質量の 1/15 の燃料を混合して燃焼させるとする。燃料の発熱量を 4.2 ×10^7 J/kg とすると、サイクル１回転あたりの投入熱量はいくらになるか。

(3)　このオットーサイクル熱機関の圧縮比を 9 とすると、この熱機関の熱効率とサイクル１回転あたりの出力はいくらか。ただし混合機・燃焼ガスの比熱比を 1.4 とする。

(4)　この熱機関が毎分 3600 回転しているときの出力（動力）と燃料消費率（単位時間あたりの燃料消費量）を求めよ。

ヒント：題意の熱機関は２ストロークであるから、クランク軸１回転ごとにサイクルが１巡する。サイクル１回転あたりの投入熱量（燃料の発熱量）がわかれば、オットーサイクルの熱効率から出力は簡単に計算できる。

［３－２］　ガソリンを燃料とするオットーサイクル熱機関（圧縮比 10）と軽油を燃料とするディーゼルサイクル熱機関（圧縮比 23、締切比 2）とが同一の出力 100 kW で運転されている。ガソリンと軽油の発熱量をそれぞれ 3.52×10^7 J/lt と 3.86×10^7 J/lt とするとき、両熱機関の燃料消費率（単位時間あたりの燃料消費量）を比較せよ。

ヒント：出力（動力）が与えられているから、熱効率が求められれば燃料消費率は簡単に評価できる。

［３－３］　圧縮機入口圧力 100 kPa、膨張機入口圧力 500 kPa の単純開放ガスタービンがある。このガスタービンの動作をブレイトンサイクルのそれで近似するとして、燃料消費率が 5×10^{-3} kg/s であるときの出力を求めよ。ただし燃料の発熱量を 4.6×10^7 J/kg とする。

ヒント：ブレイトンサイクルの熱効率は圧縮機の圧力比で決まる。燃焼器での圧力損失が無視できる理想的な場合、圧縮機出口圧力は膨張機入口圧力に等しい。