

2024 年度 機械設計製図 B テキスト

サバテサイクルを用いた中高速ディーゼルエンジンの設計

Part 1：熱力学的検討

1. 緒言

環境への負荷の少ない輸送機械の開発は必須であるが、その方向性を定めるのは難しい。ディーゼルエンジンは優れた燃費の観点から船舶、商用車、建設機械、発電などで広く使用されているが、環境負荷低減の観点から化石燃料の使用を抑える潮流となり、今後は水素や植物由来油などの代替燃料の活用が必須となっている。そこで、エンジンの熱力学理論に立ち返り、今までに確立されたエンジン技術を学びながら、エンジンの設計・製図を学習する。この経験は、将来の水素エンジンなどの新しいエンジンの開発に携わる際に極めて重要な知見となる。

本科目ではトラックなどの商用車で用いられている中高速ディーゼルを取り上げるが、授業時間の制約から、1 シリンダ 4 サイクルディーゼルエンジンを対象とする。Part 1 では、与えられた設計要件を満たすピストン（シリンダ内径）を熱力学的な検討から決定する。Part 2 では、先の過程で得られた最大爆発力が各部品に及ぼす影響を検討し、材料力学的な観点から部品の形状を決定する。Part 3 では、ピストンリングや締結部品等を検討し、各部の詳細な寸法について検討する。これらの作業は設計計算書としてまとめ、本課題であるエンジン設計の基本資料とする。

2. 熱力学的検討

2.1 指圧線図の作成

指圧線図(p - V 線図)の作成は、熱機関解析の重要な基本事項である。近年のコンピュータの発達に伴い、実際の熱機関における p - V 線図とほぼ同じものがシミュレーションによって得られるようになり、熱機関の設計に利用されている。しかしながら、シミュレーションによって実際の p - V 線図を求めるには、熱力学、流体力学、燃焼工学等の深い知識が必要であり、またシミュレーションに関する技術も必要となる。

この授業では熱力学的理想サイクルを出発点とし、これに各効率を乗ずることによって、実際の熱機関において得られる特性を推定することとする。 p - V 線図を作成することにより、熱効率や、平均有効圧力そして設計の重要因子であるガス最高圧力や、トルク変動値などが得られる。

本設計で対象とするエンジンは「中高速ディーゼルエンジン」であるが、このようなエンジンに対してはサバテサイクルが理想サイクルとなる。Fig. 2.1

にサバテサイクルを示す。

サバテサイクルの基準点(出発点)を下死点 0 とする。また、このときのシリンダ容積を V_0 とする。この点からピストンが断熱状態で空気を圧縮することにより、図中の点 1 に達する。この点 1 において、シリンダ容積 V_1 は最小となる。この容積を

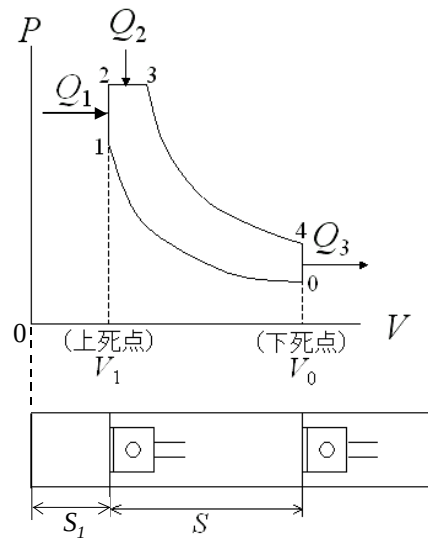


Fig. 2.1 サバテサイクルの p - V 線図

すきま容積といい、 V_0/V_1 を圧縮比(ϵ)という。点 1 にくると圧縮された空気は高温高压となり、そこに燃料を吹き込んで燃焼させることにより、瞬時に点 2 に達する。この圧力比 p_2/p_1 を最高圧力比(慣用語: 爆発度) (ρ) という。点 2 から、燃焼速度を制御して圧力が一定になるように適当な量の燃料を燃焼させつつ、点 3 (V_3) に至り、燃焼は終了する。 V_3/V_2 を締切比(σ)という。点 3 から容積は断熱状態で膨張し、点 4 に至る。点 4 では瞬間的に排気弁が開き、瞬時に排気し、点 0 に戻り、1 サイクルを完了する。

以上の説明では、吸排気の行程は瞬時に行われるものとしたが、実際の吸排気の過程は有限の時間を要する。また、4 サイクルエンジンでは、ピストンが下死点から上死点まで移動することによってシリンダ内のガスを排気し、次のピストンの上死点から下死点への移動によって吸気し、基準点に戻りサイクルを完了するため、実際にはもう一巡の容積変化が起こることになるものの、しかしながら、理想サイクルについては 4 サイクルでも 2 サイクルでも同一

ものと考えてよい。

今回の設計では、経験的に得られた次の数値を利用して p - V 線図を作成するものとする。

$$\text{圧縮比 } \varepsilon = V_0 / V_1 = 15$$

$$\text{最高圧力比あるいは爆発度 } \rho = p_2 / p_1 = 1.5$$

$$\text{締切比 } \sigma = V_3 / V_2 = 1.7$$

$$\text{断熱指数 } \kappa = 1.4 \quad (\text{空気})$$

$$\kappa_1 = 1.38 \quad (\text{圧縮時})$$

$$\kappa_2 = 1.32 \quad (\text{膨張時})$$

2.1.1 各点における圧力と温度の計算

基準点 0：圧縮始め、下死点

圧縮始めの吸気圧力 p_0 は、無過給機関では 1 気圧より若干低い 9.93×10^4 (Pa) が採用される。また、シリンダ弁を閉じた時のシリンダ圧力を p_r とすると、 $p_r / p_0 \doteq 1.04$ として、圧縮始めの温度 T_0 は次式(経験式)で与えられる。

$$T_0 = \frac{273.15 + t_s(\text{℃})}{1 - 0.628 \left(\frac{p_r}{p_0} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}} \quad (\text{K}) \quad (2.1)$$

ここで、 t_s は吸気温度である。今回は t_s の値として $15(\text{℃})$ を用いることにする。

0→1 への変化：断熱圧縮

断熱圧縮過程において、任意の V に対する p の値は断熱変化の式から以下のように求められる。

$$p V^{\kappa_1} = p_0 V_0^{\kappa_1} \quad (2.2)$$

$$p = p_0 (V_0 / V)^{\kappa_1} \quad (2.3)$$

点 1 においても式(2.3)は成り立つので、点 1 における圧力は以下のように求めることができる。

$$p_1 = p_0 \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{\kappa_1} = p_0 \cdot \varepsilon^{\kappa_1} \quad (2.4)$$

また、温度と体積に関する断熱変化の式から、点 1 におけるガス温度が求まる。

$$T_1 = T_0 \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{\kappa_1 - 1} = T_0 \varepsilon^{\kappa_1 - 1} \quad (2.5)$$

1→2 への変化：定容燃焼

1→2 は定容過程なので、点 2 の圧力及び温度は、状態方程式より V を一定とおけば以下のように求まる。

$$p_2 = \frac{p_2}{p_1} p_1 = \rho p_1 = \rho p_0 \varepsilon^{\kappa_1} \quad (2.6)$$

$$T_1 / p_1 = T_2 / p_2 \text{ より}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = T_1 \rho \quad (2.7)$$

2→3 への変化：定圧燃焼

2→3 は定圧過程なので、点 3 の圧力は点 2 の圧力に等しい。すなわち、

$$p_3 = p_2 \quad (2.8)$$

状態方程式 $T_2 / V_2 = T_3 / V_3$ から

$$T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = \sigma T_2 = \sigma \rho T_0 \varepsilon^{\kappa_1 - 1} \quad (2.9)$$

3→4 への変化：断熱膨張

3→4 は断熱膨張であり、点 4 における圧力、温度は以下のように求められる。

$$\begin{aligned} p_4 &= p_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa_2} = p_3 \left(\frac{\sigma}{\varepsilon} \right)^{\kappa_2} = p_2 \left(\frac{\sigma}{\varepsilon} \right)^{\kappa_2} \\ &= \rho p_0 \varepsilon^{\kappa_1} \left(\frac{\sigma}{\varepsilon} \right)^{\kappa_2} \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{\sigma}{\varepsilon} \right)^{\kappa_2 - 1} \quad (2.11)$$

4→0 への変化：定容排気

点 4 から基準点 0 に還ってサイクルが完了する。

2.1.2 各点における体積の計算

下死点体積と上死点体積はそれぞれ

$$V_0 = V_4 = \frac{\pi}{4} D^2 (S_1 + S) \quad (2.12)$$

$$V_1 = V_2 = \frac{\pi}{4} D^2 S_1 \quad (2.13)$$

となる。ここで、 D はシリンダ内径、 S_1 はピストンが上死点にあるときの隙間長さ、 S はピストンストロークである。これらから圧縮比を求めると

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_1} = \frac{S_1 + S}{S_1} = 1 + \frac{S}{S_1} \quad (2.14)$$

これより、

$$S_1 = \frac{S}{\varepsilon - 1} \quad (2.15)$$

したがって、

$$V_1 = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{\pi}{4} D^2 S = \frac{1}{\varepsilon - 1} V_h \quad (2.16)$$

上式にあらわれる

$$V_h \equiv \frac{\pi}{4} D^2 S \quad (2.17)$$

はピストンの行程容積（慣用語：排気量）と呼ばれる。\$V_0\$ を \$V_h\$ を用いて表すと、

$$V_0 = \varepsilon V_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\pi}{4} D^2 S = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h \quad (2.18)$$

となる。\$V_3\$ は、縮切比 \$\sigma = V_3/V_2\$、また \$V_2 = V_1\$ であるから

$$V_3 = \sigma V_1 \quad (2.19)$$

2.1.3 \$p\$-\$V\$ 線図のまとめ

\$p\$-\$V\$ 線図上の各点における圧力、体積、温度を求める式番号を以下に整理する。

点	\$p\$	\$V\$	\$T\$
0	\$p_0\$	(2.12)	(2.1)
1	(2.4)	(2.13)	(2.5)
2	(2.6)	(2.13)	(2.7)
3	(2.8)	(2.19)	(2.9)
4	(2.10)	(2.12)	(2.11)

2.2 熱効率とシリンダ（ピストン）形状

2.2.1 熱効率

Fig. 2.1 を参考にサバテサイクルの理論熱効率 \$\eta_{th}\$ を考えると以下ようになる。

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 + Q_2 - Q_3}{Q_1 + Q_2} = 1 - \frac{Q_3}{Q_1 + Q_2} \quad (2.20)$$

ここで、

$$Q_1 = C_v(T_2 - T_1) : \text{入熱量 1}$$

$$Q_2 = C_p(T_3 - T_2) : \text{入熱量 2}$$

$$Q_3 = C_v(T_4 - T_0) : \text{排熱量}$$

であり、また \$\kappa = C_p/C_v\$ であることを利用すると、理論熱効率 \$\eta_{th}\$ は前節で求めた各点における温度 \$T\$ を代入することにより次のように求められる。

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= 1 - \frac{T_0 \rho \sigma^\kappa - T_0}{T_0 \rho \varepsilon^{\kappa-1} - T_0 \varepsilon^{\kappa-1} + \kappa(\sigma T_2 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{\rho \sigma^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \{\rho - 1 + \kappa \rho(\sigma - 1)\}} \end{aligned} \quad (2.21)$$

2.2.2 図示平均有効圧力と正味平均有効圧力

\$p\$-\$V\$ 線図上で求められる仕事 \$W_i\$ (\$p\$-\$V\$ 線図上における面積に相当する) を行程容積 \$V_h\$ で除した値を、図示平均有効圧力 \$p_{mi}\$ という。理想サイクルでは各行程の圧力と体積の関係が数式によって示されているので、この面積は代数的に算出することが可能である。サバテサイクルの図示平均有効圧力を計算すると、最終的な結果は、

$$p_{mi} = p_0 \frac{\varepsilon^\kappa \{(\rho - 1) + \kappa \rho(\sigma - 1)\} - \varepsilon(\sigma^\kappa \rho - 1)}{(\kappa - 1)(\varepsilon - 1)} \quad (2.22)$$

となる¹。

実際の熱機関では様々な機械的損失が存在し、また線図の形状も理想サイクルとは若干異なっている。これらの程度は経験的に判っており、機械的損失を表す機械効率 \$\eta_m\$ の値は 0.8 程度、線図の相違を表す線図係数 \$f_i\$ の値は 0.85 程度である。これらの値を利用して、正味平均有効圧力 \$p_{me}\$ (Pa) は次式のように計算される。

$$p_{me} = f_i \cdot \eta_m \cdot p_{mi} \quad (2.23)$$

2.2.3 シリンダ内径とピストンストローク

第 3 章で検討するように、厳密なピストン外径の値は熱膨張を考慮して決められるが、熱機関としての特性を評価する場合には、シリンダ内径 \$D\$ と同一の値として丸められた数値が使用される。このシリンダ内径 \$D\$ は、エンジンの仕様を表す代表的な値(主要目という)の一つである。

平均ピストン速度 \$C_m\$ は次式で与えられる。

$$C_m = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (2.24)$$

ただし、\$S\$ はピストン行程（慣用語：ストローク、この授業ではストロークを使用する。）(m)、\$n\$ はエンジン回転速度（慣用語：回転数、この授業では回転数を使用する。）(rpm)である。

平均ピストン速度の値もまた経験から適当な値が判っている。今回の設計では、平均ピストン速度を \$C_m = 10.0\$ (m/s) として各部の値を決定することに

¹ ここでは、圧縮時と膨張時の断熱指数を等しく \$\kappa\$ (\$=(\kappa_1 + \kappa_2)/2\$) としている。圧縮時と膨張時の断

熱指数を異なるとすれば、この結果も異なる。

する。エンジン回転数は設計要件として与えられているため、この平均ピストン速度の値から、設計するエンジンのピストンストローク S を決定することができる。

一方、ピストンのする仕事を考慮すると、エンジンの実出力 N'_e は以下の式から求めることができる。

$$N'_e = \frac{1}{\zeta} \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot p_{me} \cdot \frac{n}{60} \quad (\text{W}) \quad (2.25)$$

ここで、 ζ はサイクル係数と呼ばれ、4 サイクル機関では $\zeta = 2$ 、2 サイクル機関では $\zeta = 1$ となる。従って設計出力と実出力の差が出力差 ΔN_e は、

$$\Delta N_e = N'_e - N_e \quad (2.26)$$

となる。一方、出力率 Q_{or} は以下の式から計算される。

$$Q_{or} = p_{me} \cdot C_m \quad (2.27)$$

2.3 【課題 1】ピストンシリンダの設計

2.3.1 設計要件

ディーゼルエンジンの設計要件は次の通りである。

シリンダ数：1

サイクル：4 サイクル

グループ名	設計出力 [kW]	回転数 [rpm]
Uno	16	1500
Dos	18	1600
Tres	8	2500
Cuatro	20	1700
Cinco	14	1800
Seis	12	2000

2.3.2 出力の検討

先の設計要件を満たすピストンを以下の手順で設計し、熱力学的な検討を加えよ。

1. 平均ピストン速度を $C_m = 10.0 \text{ (m/s)}$ として、ピストンストローク S を決定せよ。
2. 出力率 Q_{or} を $360 \times 10^4 \text{ (Pa} \cdot \text{m/s)}$ として、シリンダ内径 D を計算せよ。具体的には(2.24)の S を(2.25)の S に代入して D を求める。 S と D は、小数点を切り上げて整数にする。
3. 先の計算による内径と JIS B8032-6 「レクタングュラリング」の呼び径を参考にして、シリンダ内径を選定せよ。
4. この選定シリンダ内径から実出力 $N'_e \text{ (kW)}$ を求め、設計出力との相違を調べよ。
5. 1 および 3 で求めたピストンストローク S とシリンダ内径 D の値に基づいて p - V 線図を作成せよ。
6. 燃焼最高圧力 $P_{\max} (= p_2) \text{ (MPa)}$ を求めよ。

7. 理論熱効率 η_{th} を求めよ。

8. 正味平均有効圧力 $p_{me} \text{ (MPa)}$ を求めよ。

計算はエクセルを用いて行い、過程を計算書として提出する。結果の一部は『設計計算結果一覧』(資料[25])に記入する。