

自動車用エンジン発達の歴史的な考察（第2報）

荒井久治

まえがき

第1報では蒸気エンジンの発明から改良がどのように行なわれたかを示した。ここでは蒸気エンジンをベースにした内燃機関への変遷がどのように行なわれたか。さらには現代の環境問題や省エネルギーへの対応の推移と時代背景を示す。まとめとして近い将来の自動車エンジンまでの流れを考える。

5. 蒸気自動車の出現と発達

5. 1 蒸気機関を用いた自動車

5. 1. 1 N. J. キュニヨの砲車

(1) 1711年にイギリスでニューコメンの大気圧式蒸気機関が発明され、1720年以降はヨーロッパ大陸の国々の鉱山や炭鉱用排水ポンプとして輸出された。

(2) 1767年にイギリスのワットの蒸気機関はコンデンサを持ち、かつ蒸気発生炉とシリンダは分離されたので、自動車の動力として扱い易くなった。

(3) 自動車への利用を考えたのはベルギー人で、フランスのルイ15世の軍事技術者のニコラス・ジョセフ・キュニヨー大尉であった。国費で大砲を運ぶために造られた蒸気自動車は「キュニヨーの砲車」と呼ばれた。1769年に第1号車を造り、1770年に第2号車を造った。操縦を容易にするため前輪を1つとし、後輪を2つ持つ三輪車であった。前輪の前方に約1mの球状のボイラを火室が包み、銅製の巨大なヤカン状の外観を持つボイラの左右斜め後方で、前輪の両脇に垂直に2つの大きなシリンダ(25L)を置き、ボイラの蒸気はパイプで交互にシリンダへ送られ、内部のピストンを動かす。ピストンの上下運動は前輪の車軸から出ている横置きのレバーを揺動させ、ラチェット機構で前輪を回転させた。後方の車輪の辺りに大砲を置く荷台部分があり、技術的に洗練されたものではなかった(図5-1)。ヴァンセンヌの森で試走中に城壁に衝突させてしまったそうで、最初の蒸気自動車は自動車事故第1号でもあった。

キュニヨーの蒸気自動車はそれ以上に発展することはなかった。



図5-1 キュニョーの砲車

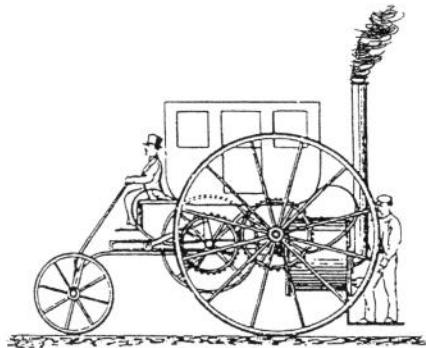


図5-2 トレビィシックの蒸気自動車（1801年）

5. 1. 2 イギリスでの蒸気自動車の発達

(1) 1785年、ワットの関係する会社のウィリアム・マードックは、三輪車の蒸気自動車を造り、ある夜試運転した。たまたま教会へ通ずる道であったため、通り合わせた牧師がそれを見て、てっきり悪魔と思い声を限りに助けを呼んだそうである。

(2) 蒸気機関の発展に偉大な貢献をしたジェームズ・ワットの手ごわい競争相手はイギリスのリチャード・トレビィシックであった。彼は図5-2の高压蒸気自動車を造った。

5. 1. 3 実用的蒸気乗合バス

(1) イギリスのゴールズ・ワージー・ガーニーは、1825年、全長6mほどで室内に6名、外側に15名を乗せるオムニバス（乗合バス）を造った。1828年頃からロンドンから160kmほどの温泉保養地間を走り始めた。バスはボイラを後部に取り付け、シリンダは2つ水平に車体の中央の下方に置かれ、後ろでボイラ・マンが石炭を焚き前方では運転手が操縦した。時速は30kmであった。

(2) その後造られたウィリアム・チャーチの蒸気自動車の大型オムニバスは室内28名、室外22名合計50名の乗客を乗せ、1832年からロンドンのバーミンガム間180kmを走行するようになった（図5-3）。

(3) 1832年～34年にかけてウォルタ・ハンコックはイギリスで最も成功した蒸気自動車の製造者で運行業者であった。ハンコックの9台のオムニバスはロンドンとバーティントン間を運行した（図5-4）。



5. 1. 4 赤旗法の成立と蒸気自動車の衰退

オムニバスは運行区間も限られたものであったから、

図5-3 チャーチの蒸気大型集合バス

庶民の足とはならず、鉄道の優位性が高まった。

更にオムニバスに不利なことには、3トンもある車両は、当時の薄い舗装をあっさりと踏みつぶしてしまい、道路使用料が重く取り立てられ、多くの失業を招くと強硬な反対を受け、煙を吐き石炭ガラをこぼして走ったため反対者が多く、1861年にイギリス議会は、レッド・フラグ・アクト（赤旗法）を成立させ、1865年全面的に施行した。それは「いかなる蒸気自動車も3人で運行し、内1人は昼間60km先を赤旗、夜間は赤ランプを振って歩行者、馬車等に警告すること、速度は都市部で時速2mile（3.2km）以下、郊外では4mile（6.4km）以下とする。」という過酷なもので、1896年まで撤廃されなかった。

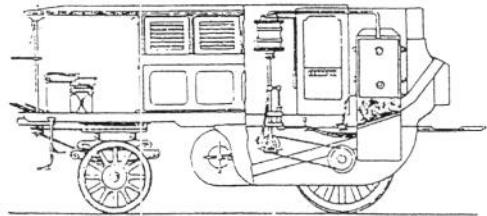


図5-4 ハンコックの長距離蒸気バス（1836年）

5. 1. 5 フランス、アメリカにおける蒸気自動車の発達

(1) 1829年フランスのオネシフォール・ペクールは、後部駆動軸にデファレンシャル・ギヤの付いた蒸気自動車を造った。ステアリング機構など全体に時代に先んじた構造であった。

(2) 赤旗法でイギリスの自動車の発達が止まっている間、ヨーロッパ大陸やアメリカにおいては蒸気自動車が進歩していった。

アメリカのヘイワード・ローバーは、より軽量で、強力なボイラをを使った高圧蒸気自動車を1863年に造った。2人乗りでオムニバスの頑丈な巨大さと比較すれば乗用車の軽快さがあり、エンジンも、非常にスマートにまとめられ、時速32kmで走行でき、実用性も十分にあった。彼はその後蒸気オートバイを造りレースに出場した。蒸気機関はオートバイに乗せるほど、スマートに設計された。それはフラッシュ（瞬間）・ボイラが発明され、火を入れると数分で高圧蒸気を作ることができるようになったためで、19世紀後期には多くの蒸気自動車が造られるようになった。

(3) 1873年にフランスのアメデ・ボレーは8人乗りの小型蒸気オムニバスを造った。V型2気筒エンジンを乗せ、前輪独立懸架の進歩的な車であった。

以上のように19世紀に入り蒸気自動車は高圧の蒸気エンジンを搭載し発達していった。一方、蒸気の力から脱却して、ガスや石油の燃焼ガス圧の力をエンジンに用いる内燃エンジンの開発が19世紀の中頃からヨーロッパで始まった。

内燃エンジンのめばえ、開発、発達

6. ロバート・ストリートの原始的な内燃エンジン

6. 1 エンジンの概要

ロバート・ストリートは、イギリスのワニス工場に勤めていた。そこではしばしば、松ヤニを暖め、テレピン油で溶いてワニスを作る作業中に、引火による爆発事故が起こった。それを見たストリートは、テレピン油を燃料としたエンジンを考えついたのである。

そのエンジンは蒸気エンジンのメカニズムをそのまま利用したものだった。違っているのは蒸気の代わりに燃料をシリンダー内で燃やすことだけであった。従ってニューコメンの蒸気エンジン同様に、エンジンの上方にビームが置かれ、その一方の先端から下方につるされたコネクティング・ロッドの下端が、垂直に立てられたシリンダー内のピストンの上面に結ばれていた。それは最も原始的なインターナル・コンバッションエンジン（内燃エンジン）であった。

このストリートのエンジンは1794年にイギリス特許として登録された（図6-1）。

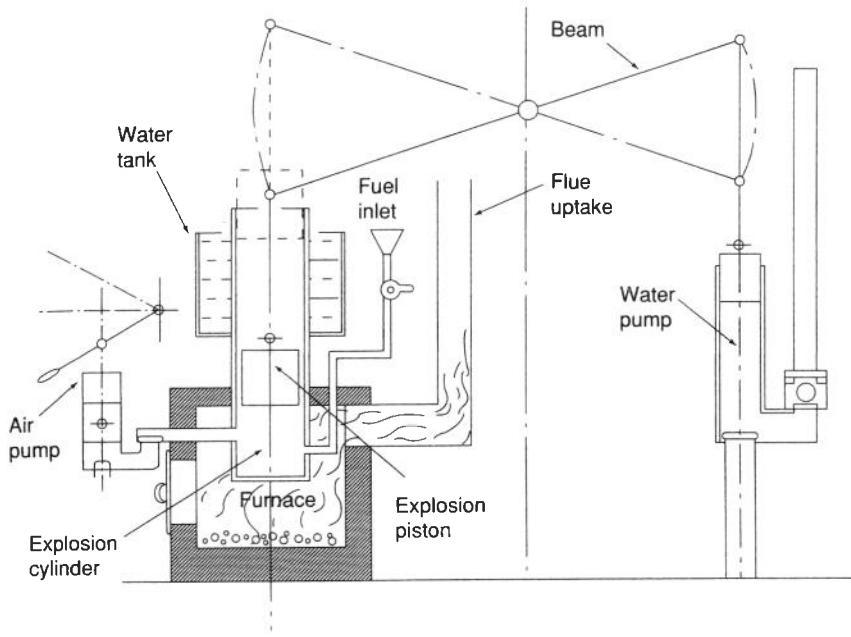


図6-1 ストリートのテレピン油エンジン（1794年）

6. 2 歴史的位置付け

ピストンで発生した動力は、ニューコメンが考えたビーム式のメカニズムをそのまま借用して、一連の動力を取り出す機構とした。蒸気エンジンの代わりに、燃料を直接シリンダーとピストンで

構成する空間で燃焼させる内燃エンジンに替えたのが、ロバート・ストリートの「原始的な内燃エンジン」である。

このエンジンは「炉」を用いていることからみると一見外燃エンジンのようである。しかしシリンドラーの中で燃焼し動力を発生させていることからユニークな「内燃エンジン」であることは間違いない。

蒸気エンジンにあきたらず、燃料を直接シリンドラー内に入れて燃やし、その高い熱エネルギーを直接ピストンで受けてエネルギーを取り出そうとしたことは、内燃エンジンのパイオニアといってよい。

キャブレターと点火装置の代わりに「炉」を用いて、シリンドラーを加熱したことは熱のムダのように思えるが、考え方によっては逆に非凡な発想でもある。当時としては実用化不可能と思える複雑なキャブレターや点火装置の役割を「炉」を用いることで一举に解決してしまうやり方は、最善の策であったと考えられる。

結論としてロバート・ストリートのエンジンは、蒸気エンジン（外燃エンジン）から、ガソリンエンジンを生み出すための最初の原始的なインターナル・コンバッシュョンエンジン（内燃エンジン）への試みで、ニューコメンからワットへと発展した蒸気エンジンに続く、内燃エンジンへの橋渡しをする過渡的なエンジンと位置付けられる。

7. E. ルノアールの非圧縮・複動力内燃エンジン

7. 1 非圧縮複動式内燃エンジンの構造

(1) ストリートの内燃エンジンから80年も経った1860年、フランスのエチェンヌ・ルノアールは、蒸気エンジンの本体を借りながらも、蒸気の代わりにガスで動く実用的な内燃エンジンを作り出した。それはシリンドラーに可燃ガスを送り込み、点火、燃焼させてその発熱で燃焼ガスを膨張させることによってピストンを押し、その力を動力として取り出す内燃エンジンであった。このエンジンはピストンの両面に燃焼室を持ち、交互に燃焼を繰り返す複動式内燃エンジンで、複動式蒸気エンジンの原型をとどめていた。(図7-1)

(2) このエンジンはピストンのストロークの途中まで可燃ガスを吸入し、そこで点火プラグ(図7-2)のスパークにより可燃ガスは着火、燃焼し、ピストンの途中から残りのストロークを燃焼ガスの強い力で押すことによって動力を得る方式である。可燃ガスは圧縮されずにシリンドラー内で燃焼する、非圧縮式複動内燃エンジンである。そのエンジンは、現代のガソリンエンジンの圧縮比が9前後、ディーゼルエンジンが18前後という高い圧縮比を持つのに対して、大きく異なった燃焼の仕方をしていた。

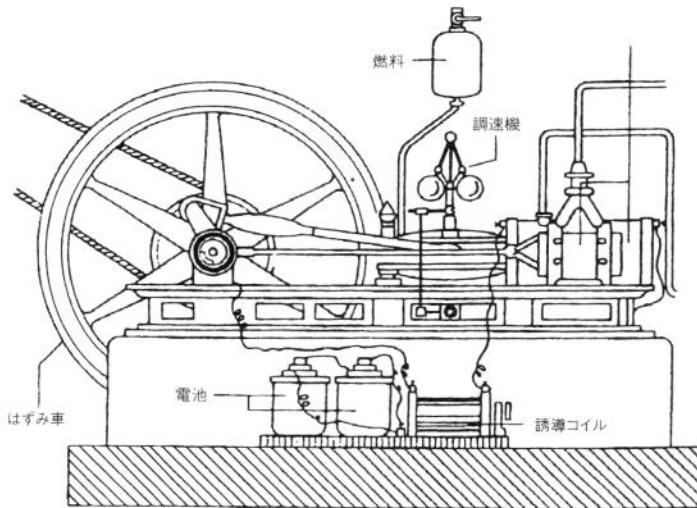


図 7-1 ルノアールの非圧縮式複動ガスエンジン

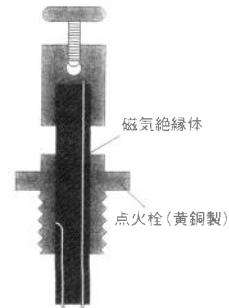


図 7-2 ルノアールの点火プラグ

7. 2 ルノアールのエンジンの熱効率

ルノアールのエンジンは空気と燃料ガスの可燃ガスをシリンダーに吸い込むと、電気的に点火プラグのスパークにより点火される。燃焼ガスはシリンダー内で次第に膨張し、ピストンを押して仕事をしながらピストンの動きが0となるデッドポイント（死点）で往きのストロークを終え、次に戻りのストロークに入って燃焼した排気ガスを排出した。

その様子を圧力（P）－体積（V）線図に描く。（図 7-3）

点線は熱力学的な考察から求められた理想的（Ideal）な曲線で、実線は実際（Actual）なエンジンの曲線である。

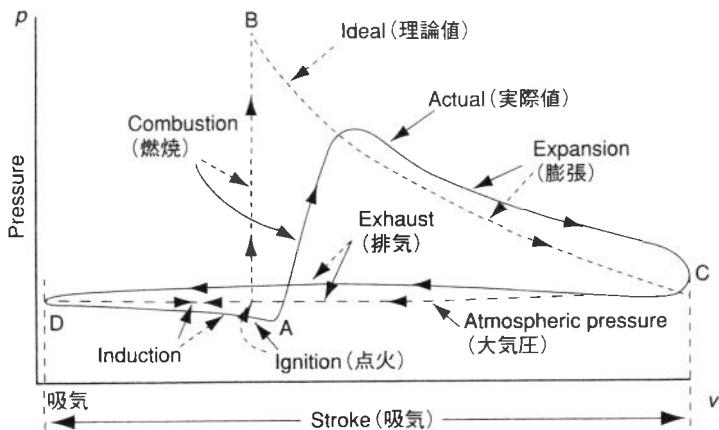


図 7-3 ルノアールのエンジンp-v 線図

図の点線で、ピストンは空気と燃料のガスをDからAに向かって吸入し、次にA点で点火すると等積変化(理想的な燃焼による圧力変化を考えてみる。シリンダーとピストンで構成する空間容積が変化しない状態で、燃焼ガスが膨張しシリンダー内の圧力を変化させる)し、急激にシリンダー内の圧力をAからBまで上昇させる。続いてピストンはCに向かって燃焼圧で押され、シリンダー内のガスは断熱膨張(理想的な燃焼ガスの膨張を考え、エンジン外部との熱の流出・流入がない状態で、ピストンが動くことによるシリンダー内の体積変化)し、その圧力をBからCの曲線に沿って変化し、エンジンに出力を発生させた。次にピストンは戻りストロークに入りCからDに向かって排気作用を行なうことで、ルノアールのエンジンのサイクルは成り立っていた。このサイクルは空気のみをシリンダーに入れ、加熱、膨張、排気を行なったときの空気標準サイクルで、実際のエンジンの値とはやや異なる「理想サイクル」である。

ルノアールのエンジンの理想サイクルの熱効率(η_i)を求めるとき、約11%が得られる。〔(注7. 1)の(8)式参照〕

この得られた熱効率(η_i)の11%は、一つの理想サイクルの場合である。現実は図6-4の実線で示すように点線の理想サイクルとは形状が異なり、全体に丸みを帯びると共に、ピストンの爆発から吸気ストロークと排気ストロークでは圧力損失やポンプ損失がある。熱効率は一段と低下するのだ。さらにはピストンの作動やクラランクシャフトなどの回転に伴う摩擦損失が加わり、市場でのルノアールのエンジンの熱効率は4~5%ほどであった。それは理論的な理想サイクルの熱効率の半分しか發揮し得ない、低い効率のエンジンであった。

7. 3 ルノアールのエンジンの評価

蒸気に代わってガスを使ったこのエンジンは、ボイラーを必要としないためエンジンの始動するまでの時間が節約でき、かつボイラーを据えつける場所も必要としない、コンパクトなエンジンとして使いやすい長所があった。

このエンジンは当時の産業界の話題となり、1864年の7月のパリの保有台数だけでも130台に上った。出力は252馬力に達し、ヨーロッパ各地に広く販売された。ルノアールのエンジンはフランスとイギリスで主として使われ、500台ほどが活躍した。

ルノアールの功績は、蒸気エンジンからシリンダー内で燃焼する実用的な内燃エンジンを作り出したことがある。その後の内燃エンジンの原型も示した。それは歴史的に見れば、蒸気エンジンから内燃式ガスエンジンへの橋渡しという重要な役割を果たした。さらにはルノアールのエンジンの成功は発明家や企業家を刺激し、その後々々と新しい原理の内燃エンジンが作られる起爆剤になったことは事実である。

〔注記〕理論的な考察

(注7. 1)

ここに示す式は、一つの理想サイクルの場合である。現実は図7-3のP-V線図で表わされる（なお、図7-3の記号を用い、空気の内部エネルギーを、 $U_A \sim U_D$ とし、定圧比熱 C_p 、定容比熱を C_v 、空気温度を $T_A \sim T_D$ とする）。

$$Q_1 = U_B - U_A = C_v (T_B - T_A) \quad (1)$$

$$Q_2 = U_C - U_A = C_p (T_C - T_A) \quad (2)$$

$$\text{仕事を} W \text{とすれば } W = Q_1 - Q_2 \quad (3)$$

$$\text{熱効率 } (\eta) = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_p (T_C - T_A)}{C_v (T_B - T_A)} \quad (4)$$

$T_A = T_D$, $C_p / C_v = k$ とすれば(4)式は

$$\eta_i = 1 - k \frac{r-1}{r^k - 1} \quad (5)$$

理想気体の性質から $PV = RT$ より

$$T_B / T_A = P_B / P_A, T_C / T_A = V_C / V_A = r \quad (6)$$

断熱膨張変化の関係式から $PV^k = \text{一定}$ より

$$P_B / P_A = P_B / P_C = (V_C / V_B)^k = (V_C / V_A)^k = r^k \quad (7)$$

(6), (7)式を(5)式に代入し、熱効率を求める具体的な数値として、点火位置をピストンのストロークの半ばとすれば、 $r = V_C / V_A = 2$ 、混合気の比熱比($k = C_p / C_v$)は $k = \text{約}1.3$ であるから

$$\text{熱効率 } (\eta_i) = \frac{W}{Q_1} = 1 - k \frac{r-1}{r^k - 1} = 1 - 1.3 \frac{1}{2^{1.3} - 1} = 1 - 0.889 = \text{約}11\% \quad (8)$$

(8)式より、ルノアールの熱効率は約11%となる。

8. オットー・ランゲンのフリーピストンエンジン

8. 1 フリーピストンエンジンの構造

(1) 1850年ごろになると、蒸気を用いた大気圧エンジンから、シリンダー内で燃料を燃焼させるという方法の内燃式大気圧エンジンが考えられるようになってきた。先駆者はバルサンチとマテウッキで、フリーピストンエンジンと呼ばれる方式のイギリス特許を1857年を得ている。その原理を用いて実用的なエンジンにしたのが、ドイツのオットーであった。オットーは技術者だったので資本家のランゲンと組み、オットー・ランゲンのフリーピストンエンジンを開発したのである。シリンダーを垂直に立て、燃焼室を下方に設け、混合ガスを入れる。点火し、爆発させてピストンを自由(フリー)に飛び上がらせ、シリンダー内の燃焼ガスの冷却により生まれる真空力により、

ピストンを引き下げる力を動力として取り出すという構造である。このエンジンを1866年に作って販売が開始された。爆発時ピストンは自由に飛び上がるため、このエンジンはフリーピストンエンジンと呼ばれたのであった。(図8-1)

(2) オットー・ランゲンのフリーピストンエンジンは、その中央に垂直にシリンダーが立てられ、その中に垂直に動くピストンがあった。ピストンの上面には、断面が四角の長いピストンロッドが取り付けられ、その一つの面にはのこぎりの刃のようなラック(一種のギヤ)が刻まれており、ピストンの上方に向かって垂直に伸びていた。(図8-2)

シリンダーの上方に回転体の主軸が水平にあり、主軸の中央にピニオン(一種のギヤ)が取り付けられ、ピストンロッドのラックとかみ合っていた。ピニオンには「ラチェット機構」が取り付けられていた。それはちょうど自転車の後輪の車軸に取り付けられたラチェット機構のようなものであって、自転車の前進方向のペダルの力が伝えられるが、後退方向の力は伝えない機構である。フリーピストンエンジンでも、これは動力の伝達と断続の役割を果たしていた。

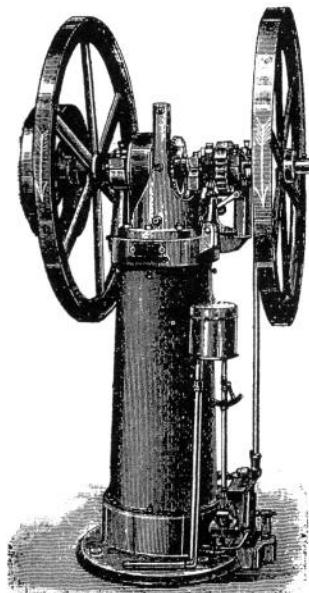


図8-1 オットー・ランゲンのフリーピストンエンジン

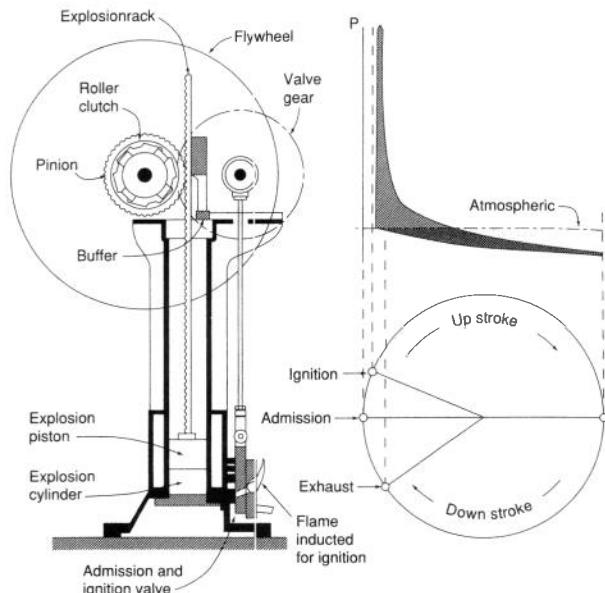


図8-2 オットー・ランゲンのフリーピストンエンジン(1866)

8. 2 フリーピストンエンジンの本質

(1) オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは一種の内燃エンジンではあるが、燃焼圧をそのまま利用したエンジンではなく、それはピストンを持ち上げるためだけの燃焼であって、放熱と共にピストンは発生する真空力により下方に引かれて力を発生し、その力を歯車機構で

プーリーの回転運動に変えたのである。ベルトを用いて目的の装置や機械を運転した動力で、その構造や形が変わっても、それはニューコメンやワットの蒸気を用いた大気圧エンジンの形態にはかならない。このフリーピストンエンジンは内燃エンジン型の大気圧エンジンともいえるもので、蒸気エンジンから爆発力を利用した本格的な内燃エンジンが誕生するまでの、過渡的なエンジンであった。

(2) このエンジンが運転されるとドーン、ジー、ジー、ガラ、ガラ、しばらくして、ドーン、ジー、ジー、ガラ、ガラと絶えず大きな音が繰り返された。ドーンは燃焼時の爆発音で、ジー、ジーはラチェッドの空回り音。最後のガラ、ガラはピストンの降下時のギヤの回転音である。当時のギヤの加工精度は良くなかったから、その騒音も半端なものではなかったはずだ。事実このエンジンは、騒々しいことで有名であった。

8. 3 フリーピストンエンジンの発展

(1) オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは1867年のパリの世界博覧会には「オットーとランゲン式ガスエンジン、1~3馬力の出力を持ち、蒸気機関よりも極めて便利」と表示して実演された。

審査委員会では、この大気圧エンジンの徹底的な調査がなされ、性能と燃料消費量が測られた。ルノアールのエンジンは会場の動力としてたくさん使われていたが、審査員を驚かせたのは、この奇妙な形のドイツ製エンジンはルノアールのエンジンの3分の1しか燃料を消費しなかったことだ。このエンジンは博覧会で優秀なエンジンとして金メダルを受賞した。

(2) 博覧会での金メダルを受賞が新聞で報道されると、引き合いの連絡がひっきりなしに入り、注文書が山と積まれた。このエンジンは1868年には毎週1台の割で出荷され、合計46台が販売された。当時としては驚異的な反響だったといえる。

1869年に87台、1870年に118台、1871年に197台と生産量は次第に上がり、1875年には240名の従業員が集められ、634台も生産するようになった。

(3) オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは奇妙な形状をしたエンジンだった。その上に静かな蒸気エンジンの動きに比べて騒音が甚だしく、ドーン、ジージー、ガラガラ、ドーン、ジージー、ガラガラという音が繰り返された。しかし燃料の消費が少なかったから、当時のライバルのルノアールのエンジンを駆逐してしまった。少し音がうるさくても、経済的ならば人々は喜んでこちらを選んだのである。

(4) このエンジンは、蒸気エンジンのようなボイラーを必要とせず、ガスを配管すればすぐに動かせた。エンジンの始動は、蒸気エンジンがボイラーの加熱から始めなければならないのに比べて容易であったから、小さな工場にも使われるようになっていった。オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは、一種の内燃エンジンではあったが、燃焼圧をそのまま利用したエンジンではなかった。前述のようにピストンを持ち上げるための燃焼であって、動力の発生はニューコメンの

蒸気エンジン同様、ピストン下降時の真空力を利用した大気圧エンジンである。

(5) オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは、毎分80～100回転した（1サイクルの速さは0.6秒から0.75秒）。同じ大気圧エンジンでも、初期の蒸気エンジンのころの毎分12～15回転に比べて5～8倍と大変速くなった。その意味するところは、速くなっただけ同じ大きさのエンジンで出力が大きくなつたことを示し、エンジンの小型・軽量化への道が開けたことになる。

8. 4 フリーピストンエンジンの熱効率

オットーとランゲンのフリーピストンエンジンの熱効率をある仮定をおいて求めたところ、約11%が得られた。（注8を参照）

なお、オットーとランゲンのフリーピストンエンジンの市場での燃料消費は、ルノアールのエンジンの3分の1であった。ルノアールのエンジンの熱効率を4～5%とすれば、オットー・ランゲンのエンジンの熱効率は12～15%前後であったと考えられる。

この値は蒸気を使った大気圧エンジンの値と比べると下記のようになり、内燃エンジンにするとボイラーの熱効率のハンデがなくなつて、大変効率のよいエンジンとなることが分かる。この辺りに内燃エンジンの将来の優位性が見える。

ルノアールのエンジンを生んだフランス人は、ドイツ人のオットーとランゲンの造り出したこのフリーピストンエンジンを、その奇妙な形状や騒音から「悪魔のエンジン」と呼んだ。しかし、オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは、その優秀な熱効率から、時代を制覇するエンジンとなる。

エンジンの種類	熱効率
ニューコメン大気圧エンジン（外熱）	約1.2%（蒸気エンジンはボイラーの効率も含む）
ワットのコンデンサ付き大気圧エンジン（外熱）	約4.8%（蒸気エンジンはボイラーの効率も含む）
ルノアールのエンジン（内熱）	約4～5%
オットーとランゲンの大気圧エンジン（内熱）	約12～15%

[注記8] フリーピストンエンジンの熱効率

ここで内燃エンジンの根本を理解するため、シリンダー内で起こっている燃焼の状態を知り、ピストンが燃焼ガスの膨張によりどのように仕事をするか次に示すステップ1から6までにまとめた。ここで得られた結果を組み合わせて、目的のフリーピストンエンジン（大気圧式の内燃エンジン）の熱効率を求める。

フリーピストンエンジンの熱効率を求めるため、次の1から6までのステップを踏む。

ステップ1～6の燃焼の基本概念は現代の内燃エンジンも同じである。

表 8-1 燃焼とガスの膨張・熱の関係の検討

ステップ	検 計 内 容
1	燃焼の化学反応式から、燃料の燃焼に必要な空気量を求める。
2	燃焼ガスの成分と量を求める。
3	燃焼の前後のガス容積を調べ、生成ガスの膨張の割合を求める。
4	燃料をガソリンと仮定した場合の燃焼による発熱量を求める。
5	燃焼ガスの比熱を求める。
6	燃焼の発熱による燃焼ガスの膨張を求める。

なお、最近話題性の高い地球環境問題でも二酸化炭素の排出量がクローズアップされているが、その排出量は自動車を走らせるときの燃費との関係でどのくらい排出されるか、下記のステップ2で求めることができる。

ステップ1．燃焼に必要な空気量を求める

オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは石炭ガスを用いていたが、ここではガソリンの蒸発ガスを使ったと仮定する。石油は炭化水素から成り立ち、化学構造は C_nH_{2n+m} で表わされる。燃料が空気と反応して完全に燃焼するために必要な空気量は、この化学反応式より求められる。その結果は、燃料（ヘプタン）1kgを完全燃焼（空気と燃料が過不足なく燃えつきる状態）させるために必要とする空気量は15.2kgである。これを体積(Q_a)に置き換えると、標準状態(0°C, 1atm)で11.8m³である〔(注8. 1)の(1)式を参照〕。

自動車を走らせると、ガソリン1kg(約1.36L)を消費する毎に、地球上の空気15.2kgがエンジンに吸入され、エンジン内では空気中の酸素と燃料が燃焼（発熱を伴う化学反応）して、炭酸ガスと水蒸気に変えてしまっていることを示している。これを体積に直すと、ガソリン1Lに対して、空気約8.7m³を消費することになる。これは約2.05mを一辺とする立方体の空気に相当する。身近な例で示すとガソリン3L当たり、およそ6畳の部屋一杯の空気中の酸素を消費しているわけだ。

燃料と酸素が過不足なく完全に燃焼するための空気と燃料の重量割合は、理論空燃比(Stoichiometric)と呼ばれ、ヘプタンの理論空燃比は15.2である。ガソリンは各種の炭化水素の混合物であるために理論空燃比は燃料によって少し異なり、14.5～15.0の間にある。〔(注8. 1) 参照〕

ステップ2．燃焼ガスの成分と発生量を求める

燃料が燃えると、炭酸ガス(CO₂)と水蒸気(水:H₂O)が発生する。量は燃料のヘプタン1kgの燃焼に対してCO₂が3.08(kg), H₂Oが1.44(kg)発生する。なお、エンジンの中を燃焼反応にあずからない空気中の窒素(N₂)が通過する。量は11.69(kg)である。〔(注8. 1)の(1)式参照〕

ガソリンが燃焼すると重量割合で、燃料1に対して、ほぼ炭酸ガスが3、水1.5が発生し、12の窒素がエンジン内を通過する。〔(注8. 2)を参照〕

——参考までに、排出ガスの各成分の課題を示す——

[CO₂]：CO₂は燃料 1 kg当たり 3.08kg も排出される。燃料の 3 倍（重量比）ものCO₂が排出されていることは現代の石油大量消費社会に対し、地球温暖化傾向につながるとして大きな社会的問題なのである。

[H₂O]：H₂Oは水であるから問題はない。冬季に自動車のマフラーから白い煙を吐いたり、ポタポタと水滴が落下するのを見る機会が多いが、それは燃料の燃焼により発生する水蒸気の凝固した姿である。

[N₂]：窒素は不活性気体であるから、その多くはエンジンの中をただ通過するだけであるが、微量の窒素がシリンダー内で高い燃焼熱のために酸素と反応してNOやNO₂等の、一般的にNO_xと呼ばれる窒素酸化物を発生させる。これは光化学スモッグ発生の元凶として1960年ごろから問題となっている。

ステップ3. 燃焼の化学反応による燃焼ガスの体積の膨張を求める

化学者アボガドロは「すべての気体は、同じ温度、同じ圧力の下で、同じ容積の中に、同じ数の分子を含む」との仮説を立て発表した。その後の化学の発達と共にこれは実証された。今日では「アボガドロの法則」として知られているが、この法則を当てはめると、化学反応による燃焼ガスの体積変化は（注8. 1）の（1）式の化学反応式の左辺から右辺の係数を差し引いた値となる。これをヘプタンについて求めると、燃焼時の化学反応により、約 6 %ほど体積膨張することが分かる。これは燃焼時の発熱による膨張ではなく、単なる化学変化による体積変化であることに注目すべきことである。（（注8. 3）の（5）式と燃焼ガスの分子膨張率 λ の値を参照）

ステップ4. ガソリンの発熱量を求める

燃料の組成から発熱量の近似計算が可能であり、（注8. 3）の（6）式に示す計算式により算出する。

式の中のWは燃料中の水分の質量を示し、燃焼すると蒸気の形で存在するとした低発熱量H_lは、ヘプタンの場合47676 (KJ/kg) である。この計算値に対して、実測値は44380 (KJ/kg) である。計算値でも精度よい値が得られることが分かる。（なお、燃料の高発熱量 (H_h) は燃焼で発生する水分が水の状態で存在すると考えた場合である。低発熱量H_lとの値の差は、水分が蒸気の形で存在するか、水の形で存在するかの気化潜熱の差による）。

ステップ5. 燃焼ガス 1 kgを 1 °C 上げるに要する熱量（比熱）を求める

燃焼熱はそのままガスを膨張させる温度とならず、ガス自体を暖めながら燃焼ガスの温度を上げ膨張していく。

内燃エンジンはガスの熱による膨張を利用して動力を発生させているため、燃焼ガス 1 kg を 1 °C 上げるには、どのくらいの熱量(比熱)が必要か分からないと熱によるガスの膨張の大きさを知ることはできない。このようなことから燃焼ガスの比熱を求めるとヘプタンの燃焼ガスの定圧比熱 C_p は、ほぼ $1 \times 10^{-4}T + 1.230$ (KJ/kg · K), 定容比熱 C_v は $1 \times 10^{-4}T + 0.939$ (KJ/kg · K) で表わされる (T は燃焼ガスの温度)。[(注8. 5) の (9) 式を参照]

ステップ6. 燃焼熱による燃焼ガスの膨張を求める

[ステップ6. 1. ガスの成分別重量を求める]

ヘプタンの燃焼の化学方程式 $C_7H_{16} + 11O_2 = 7 CO_2 + 8 H_2O$ より、各成分のモルを求め、さらに窒素 (N_2) の質量は空気の組成より、燃焼にあずかる酸素 (O_2) の質量より求まる。

なお、気体 1 kg モルの体積は、標準状態 (273K, 1atm) で $22.4 m^3$ であることから、表 7-2 の密度や体積が求まる。

表 8-2 燃焼ガスの各種成分の構成

成分	C_7H_{16}	O_2	CO_2	H_2O	必要な空気量	N_2 他
モル (mol)	$M_F = 1$	$M_O = 11$	$M_C = 7$	$M_W = 8$	———	———
質量 (kg)	$G_F = 100$	$G_O = 352$	$G_C = 308$	$G_W = 144$	$G_A = 1520.5$	$G_N = 1168.5$
密度 (kg/m³)	$\rho_F = 4.464$	$\rho_O = 1.429$	$\rho_C = 1.964$	$\rho_W = 0.804$	$\rho_A = 1.2928$	$\rho_N = 1.2568$
体積 (m³)	$V_F = 22.4$	$V_O = 246.4$	$V_C = 156.8$	$V_W = 179.2$	$V_A = 1126.2$	$V_N = 929.8$

上記の表でモルは M , 質量は G , 密度は ρ , 体積は V で示し, その右下に小さなサフィックスで成分を示し, 燃料の C_7H_{16} は “F” を用いる。同様に O_2 は “O”, CO_2 は “C”, H_2O は “W” を用いた。例えば CO_2 の質量は ρ_C の記号で表わされる。

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{l} \text{質量 } G_G \text{ は, } G_G = G_C + G_W + G_N = 1620.5 \text{ (kg)} \\ \text{燃焼ガスの } V_G \text{ は, } V_G = V_C + V_W + V_N = 1265.75 \text{ (m}^3\text{)} \\ \text{密度 } \rho_G \text{ は, } \rho_G = G_G / V_G = 1.2803 \text{ (kg/m}^3\text{)} \end{array} \right] \text{ が得られる} \quad (11) \end{aligned}$$

[ステップ6. 2 燃焼ガスの温度上昇を求める]

ヘプタン 1 kg の発熱量 Q は、すでに実測値 44380 (KJ/kg) が得られているので (注8. 4), 1 k モルの熱量 Q は 100×44380 より 4.4380×10^6 (KJ) が得られる。

一方、燃焼ガスの定圧比熱 $C_p = 1 \times 10^{-4}T + 1.230$ (KJ/kg) と、定容比熱 $C_v = 1 \times 10^{-4}T + 0.939$ (KJ/kg · K) であるから、燃焼ガス温度はどのくらい上昇するか求める。

まず、一定の圧力の下で膨張した場合の燃焼後のガス温度 (T) を求めると、燃焼後のガス温度は 2235K が、さらに燃焼ガスの温度上昇 (ΔT) 1885°C が得られる。[(注8. 6) の (12) 式を参照]

次に、一定の容積の下で膨張した場合の燃焼後のガス温度 (T) を求めると、 $T = 2629$ K が、さら

に燃焼ガスの温度上昇 (ΔT) 2279°C が得られる。[(注8. 6) の (13) 式を参照]

(参考) 燃焼ガスが高温になると、下記の化学反応式に示すガス成分の熱による分解(熱解離)があり、ガスの温度が低下する。ここでは熱解離の現象を考えずに、燃焼ガス温度を算出する。



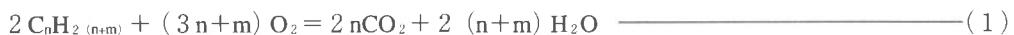
[ステップ6. 3 燃焼によるガスの膨張を求める]

燃焼の発熱による燃焼ガスの膨張は、ステップ3で燃焼の化学反応によりガスは5.61%膨張し、さらに燃料の燃焼熱により6.386倍膨張(大気圧下での等圧膨張の場合)する。燃焼の結果は両方を掛け合わせた値で求まり、燃焼前のガスの6.74倍(約7倍)膨張することが分かる。[(注8. 7)の(14)式を参照]

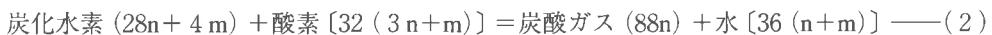
[注記8] 理論的な考察

(注8. 1)

燃料を完全に燃焼させると炭酸ガス(二酸化炭素)と水ができる。これを化学反応式で表わすと、



C, H, Oの原子量はそれぞれ1, 12, 16であるから(1)式に入れると次の式が得られる。



この式は、炭化水素が(28n+4m)kg燃焼するには酸素が[32(3n+m)]kgが必要であることを示している。従って1kgの炭化水素(燃料)の燃焼に必要な酸素量(kg)をG₀とすれば

$$G_0 = 32(3n+m) / (28n+4m) = 8(3n+m) / (7n+m) \text{ (kg)} \quad (3)$$

なお、燃焼に必要な酸素は空気より得ているため、次に必要な空気量を求める。

表8-1 空気の組成

	窒素	酸素	アルゴン他
空気の成分の体積比	78.09	20.95	0.96
空気の成分の重量比	75.52	23.15	1.33

空気の組成は表7-1に示すように、空気1kgの中に、0.2315kgの酸素が含まれている。これより1kgの炭化水素(燃料)の燃焼に必要な空気量(kg)G_Aは(3)式の酸素量を0.2315で割った値で、次の(4)式で示される。

$$G_A = 8(3n+m) / 0.2315(7n+m) = 34.56(3n+m) / (7n+m) \text{ (kg)} \quad \dots \quad (4)$$

具体的な値を得るため、ガソリンの代表として、C₇H₁₆（ヘプタン）を選ぶ、ヘプタンを C_nH_{2n+m} の化学記号で表わすと、n=7, m=1 となる。この値を（4）式に入れ、ヘプタンを完全燃焼させるための空気量 G_A を求めると、15.2 (kg) [G_A=34.56 (21+1) / (49+1)=15.2] を得る。

次にヘプタンの完全燃焼するための空気の体積 (Q_A) を求めると、空気の標準状態 (0 °C, 1 atm) における密度は 1.2922 kg/m³ であるから、体積 Q_A=15.2 / 1.2922=11.8 m³ が得られる。

(注8. 2)

1 kg の燃料が燃焼したときに発生する排気ガスの各成分の重量は、

$$(1) \text{ 式より, } CO_2 = 22n / 7n+m = 154 / 50 = 3.08 \text{ (kg)}$$

$$H_2O = 9(n+m) / 7n+m = 72 / 50 = 1.44 \text{ (kg)}$$

$$(4) \text{ 式を利用し, } N_2 = 0.7685 [8(n+m)] / 0.2315(7n+m) = 11.69 \text{ (kg)}$$

（ただし、燃料はヘプタン (n=7, m=1) とした場合である）

(注8. 3)

炭化水素 2 モル（モル：原子や分子を構成する粒子の個数を示す単位）の体積と、酸素 (3n+m) モルの体積が化学反応を起こして、2n モルの体積の炭酸ガスと 2(n+m) モルの体積の水（水蒸気）が作られることが、（1）式で示されている。

化学反応による燃焼ガスの体積変化は（1）式の化学反応式の右辺から左辺の係数を差し引いた値となる。

すなわち、右辺は 2n + 2(n+m) で、左辺の 2 + (3n+m) であるから、その差は

$$(4n+2m) - (2+3n+m) = n+m-2 \quad \dots \quad (5)$$

（5）式の (n+m-2) は燃焼の化学反応による燃焼後の体積膨張を示している。次に燃焼ガスの分子膨張率 (λ) を求める。（定義、λ=燃焼前後の体積変化/燃焼前の体積）

空気から酸素を得て燃料は燃焼するため、（1）式の左辺の酸素の項 (3n+m) を空気の体積で表わすと表7.1の空気の組成表の「酸素の体積比」より、1 / 0.2095 = 4.77 を掛けた値として得られる。

$$\lambda = (n+m-2) / [2 + 4.77(3n+m)] = 6 / 107.01 = 0.0561 = 5.61\%$$

なお、ヘプタンは常温では液体なので、その体積を無視すれば、λ = 6 / 1.0501 = 0.0571 = 5.71% が得られる。このようにガソリンを燃すと化学反応だけで 6 % 弱の体積膨張をしていることが分かる。

(注8. 4)

燃料の元素分析の組成から発熱量の近似計算が可能である。次の(6)式を用いて算出する。式の中のWは燃料中の水分の質量を示し、燃焼すると水蒸気の形で存在するとして考える、低発熱量H_iは、

$$H_i = 33900C + 120000(H - O/8) + 9200S - 2500] W + O(9/8)] \quad (6)$$

ヘプタン(C₇H₁₆) 1kgの中のC(カーボン)とH(水素)の重量割合は、(1)式の化学反応式の係数より、カーボンはC₇/C₇H₁₆=(12×7)/(12×7+6)=0.84=84.1%と、水素はH₁₆/C₇H₁₆=16/(12×7+16)=0.16=16%である。これからヘプタン1kgの中にCが0.841kgとHに0.160kgが存在し、水(W)と、酸素(O)は含まれない。[(6)式を参照]

このHとCの値を(6)式に入れると、H_i=47676(kJ/kg)が求められる。以上の計算値に対して実測値は44380(kJ/kg)が得られており、7%ほど低い。このことから計算値の精度は高いと言えるが、しかしそれ現実的な値を得るため、以後の計算には実測値を用いる。

(注8. 5)

燃焼ガスの中には燃料1kgの燃焼によりCO₂=m₁=3.08kg, H₂O=m₂=1.44kg, N₂ほか=m₃=11.85kgが作られる。

それぞれのガスの定圧(一定圧力下での)比熱C_p、定容(一定体積下での)比熱C_vと表わせば、各ガスのC_pとC_vの比熱は、温度により変化し一定ではない。

試みに2500Kでの排気ガスの比熱を求める、それを構成するガスのC_pとC_vは、CO₂のC_{p1}=1.3980とC_{v1}=1.2086、H₂OのC_{p2}=3.0180とC_{v2}=2.5564、N₂のC_{p3}=1.3016とC_{v3}=1.0047(kJ/kg·K)がそれぞれ学術的に得られている。これらの値を使って燃焼ガスの定圧比熱C_pと定容比熱C_vを、次の式から求める(上記の各値の数値を入れる)。

$$C_p = \sum m C_p / \sum m = (m_1 C_{p1} + m_2 C_{p2} + m_3 C_{p3}) / (m_1 + m_2 + m_3) = 1.473 \text{ (kJ/kg·K)} \quad (7)$$

$$C_v = \sum m C_v / \sum m = (m_1 C_{v1} + m_2 C_{v2} + m_3 C_{v3}) / (m_1 + m_2 + m_3) = 1.181 \text{ (kJ/kg·K)} \quad (8)$$

なお、ヘプタンの燃焼ガスの比熱の温度による変化は1500Kから2500Kの間で、近似的に次の式で表わされる。[Tは燃焼ガスの温度(K)]

$$\text{定圧比熱} = C_p = 1 \times 104T + 1.230 \text{ (kJ/kg·K)} \quad (9)$$

$$\text{定容比熱} = C_v = 1 \times 104T + 0.939 \text{ (kJ/kg·K)} \quad (10)$$

(注8. 6)

燃焼ガスの温度上昇(ΔT)は、 $\Delta T = T - T_0 = Q / [(C_p \text{ or } C_v) G_g]$

なおTは燃焼後の温度、T₀は燃焼前のガスの温度[ここでは350K(77°C)と仮定する]。

まず、「定圧の場合」の燃焼後のガス温度(T)を求める。

$$Q = C_p \cdot \Delta T \cdot G_0 = (1 \times 10^{-4}T + 1.230)(T - 350) 1620.5 = 4.438 \times 10^6 \quad (12)$$

(12)式より、ガス温度Tは2235Kが得られ、燃焼ガスの温度上昇ΔTは1885°Cである。

次に、「定容の場合」の燃焼後のガス温度(T)を求める。

$$Q = C_v \cdot \Delta T \cdot G_0 = (1 \times 10^{-4}T + 0.939)(T - 350) 1620.5 = 4.438 \times 10^6 \quad (13)$$

(13)式より、ガス温度Tは2629Kが得られ、燃焼ガスの温度上昇ΔTは2279°Cである。

以上をまとめると、定圧膨張の場合の燃焼ガスの温度は1885°Cとなり、定容膨張の場合の燃焼ガスの温度は2279°Cとなる。このように燃焼ガス温度に差が生じる理由は、定圧の場合には熱はガス温度を上げながら膨張という仕事をするのに対して、定容の場合には熱はガス温度を上げるのみで膨張せず、体積変化しない(仕事=0)ためである。

(注8. 7)

燃焼ガスが燃料の発熱を受けて膨張するが、膨張前のガス温度T₀のときの圧力をP₀、体積をV₀とし、燃焼後のガス温度Tのときの、圧力をP、体積をV_Tとすれば、ボイル・シャルルの法則により、 $P_0 \cdot V_0 / T_0 = P \cdot V_T / T$ の関係が成り立つ。ここで扱うオットーとランゲンのフリーピストンエンジンは大気圧エンジンのため、P₀=P=1 atm=1.013×10⁵ (Pa)で、燃焼後のガスの体積V_Tを求めるとき、

$$V_T = V_0 (T / T_0) = V_0 (2235 / 350) = 6.386V_0 \quad (14)$$

これは燃焼熱によるガスの膨張は、燃焼前のガスの体積の6.4倍ほどになることを示している。これに先ほど求めた化学反応による体積膨張の5.61%を掛け合わせ、最終的なガスの膨張は、

$$V = V_T \times 1.0561 = 6.386V_0 \times 1.0561 = 6.74V_0 \quad (15)$$

燃焼ガスの大気圧下での等圧膨張は、化学反応と発熱による膨張により、初期のガスの7倍近くも膨張することが分かる。

(注8. 8)

オットーとランゲンのフリーピストンエンジンは大気圧エンジンであるから、ピストン下面のシリンダーの底面で作る空間が燃焼室となり、空気と燃料ガスを吸入してから、燃焼により初期のシリンダーの底面からの高さの7倍ほど上昇する。次にシリンダー内のガス温度がT(2235K)からT₀(350K)まで、シリンダーの壁面からの放熱により急激に低下する。

シリンダー内の温度低下によりシリンダー内で真空を発生し、ピストンは燃焼直後の最高上昇位置より下方に引かれて高さを次第に低下させて行くが、ある任意の温度をT_nとし、その

ときのシリンダー内の体積を V_n 、圧力を P_n とすれば、ピストンの下面に作用する圧力は

$$P_o \cdot V_o / T_o = P \cdot V / T = P_n \cdot V_n / T_n \quad (16)$$

ここで T_n は T_o に近い値まで温度低下したとし、そのときのピストンの上面に作用する圧力 P_o と下面に作用する圧力 P_n の差 ($\Delta P = P_o - P_n$) を求める。

(16) 式より、 $P_n = (T_n / T) (V / V_n) P$ 、 $P = P_o$ より

$$P_n = (T_n / T) (V / V_n) P_o = (350 / 2235) (V / V_n) P_o = 0.1566 (V / V_n) P_o$$

$$\Delta P = P_o - P_n = P_o [1 - 0.1566 (V / V_n)]$$

ピストンの仕事量 $W = \sum \Delta P \cdot \Delta V = \int \Delta P dv = \int P_o [1 - 0.1566 (V / V_n)] dv$

$$= P_o (V - V_n) - 0.1566 V \ln (V / V_n) \quad (17)$$

ピストンが最大ストローク時のシリンダーの容積 V の5分の1の容積までピストンが下がってきたときのピストン上下面の圧力差 ΔP を求めるため、上の式に $V_n = V / 5$ を代入すると、

$$W = P_o [(V - V_n) - 0.1566 V \ln (V / V_n)] \quad (18)$$

ここで、 $P_o = 1.013 \times 10^5$ (Pa)、 $V = 6.740 V_o$ 、 $V_n = 1.348 V_o$ 、 $\log (V / V_n) = \ln 5$

$V_o = 1 \text{ m}^3$ とし、(17) 式に数値を代入すると、

$$W = 1.013 \times 10^5 (5.392 - 1.0555 \ln 5) = 3.741 \times 10^5 (\text{J}) = 374.1 (\text{kJ}) \quad (19)$$

ピストンを V_o から V まで動かすために必要な熱エネルギー Q は

$$Q = C_p V_o \rho_a (T - T_o) = 1.454 \times 1.28 \times 1885 = 3508.2 (\text{kJ}) \quad (21)$$

$$\text{熱効率 } \eta = W / Q = 374.1 / 3508.2 = 0.1066 = 10.7\% \quad (22)$$

9. N. A. オットーの4サイクルエンジン

9. 1 オットーの4サイクルエンジン

現代の乗用車エンジンには、4サイクルのガソリンエンジンが最も多く使われている。そのエンジンの作動原理を1876年に発明したのが、ドイツのニコラス・オーゲス・オットーであった。それまでのエンジンと違っていた点は、大気圧エンジンのように真空の力を利用したものではなく、またルノアールのエンジンのように爆発力は利用しているが、圧縮ストロークを持たない機構とも異なる、全く新しい原理によって動く熱効率のよいエンジンであった。

そのエンジンは燃料ガスと空気の混合気がシリンダーへ吸入する行程の後に、混合気を圧縮する“圧縮行程”を取り入れていた。このことにより引き続く点火による爆発的な燃焼で、シリンダー内に発生する圧力を大きくする作用を持っていた。“圧縮行程”が無いエンジンは、同じ燃料を使つても発生する燃焼圧は低く、力のないエンジンであった。ルノアールのエンジンは圧縮行程がないため「力がない、燃費が悪い」欠点があった。

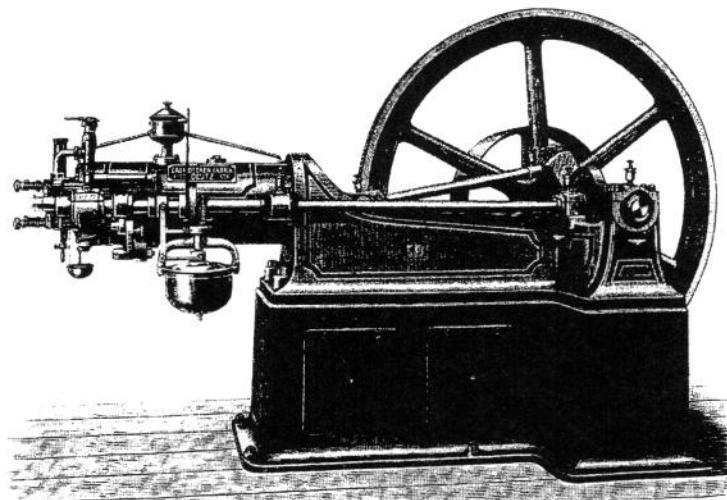


図9-1 オットーの4サイクルエンジン

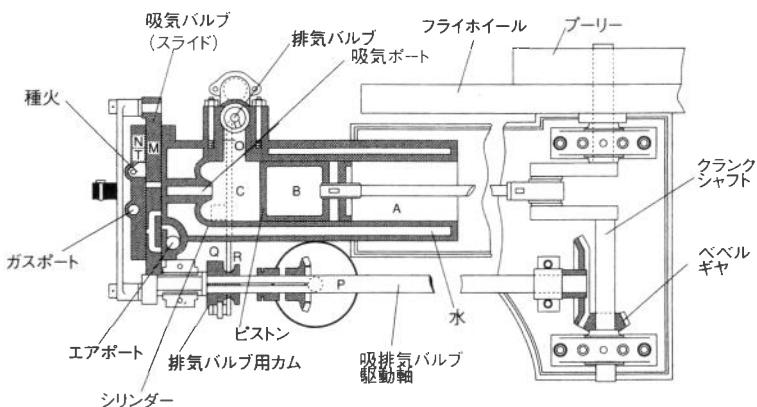


図9-2 オットーの4サイクルエンジン(断面)

ボール投げに例えると、手首を硬くした状態で腕だけで投げると、力を入れた割にボールは遠くに飛ばないが、手首を使ってスナップを効かして投げると、手首の切れで加速され、ボールを遠くまで飛ばすことができる。同じように空気と燃料の割合が一緒でも、圧縮してその密度を上げてから燃焼させると、燃焼ガスを強力に膨張させ、ピストンを強く押し、クランク軸に回転力を強く発生させることになる。燃焼に先立って圧縮しないと、燃焼はするが、ピストンを押す力が弱いためにエンジンの出力が低いことをオットーは発見した。ここから導かれた理論で彼は特許を得た。これが4サイクルエンジンの始まりである。

9. 2 エンジンの作動

オットーの4サイクルエンジンは、クランクシャフトが回されるとまず吸気ストロークに入る。吸気バルブが空気と燃料ガスの通路をシリンダーの中央先端に設けられた吸気ポートと結び、可燃混合気が燃焼室に流入し、その空間を満した。

次に可燃混合気は圧縮ストロークに入り、ピストンがシリンダー先端の吸気ポート近くまで圧縮するタイミングを見計らって、吸気バルブがリンク機構により動き、吸気バルブに開けられた火炎ポートがシリンダーの先端の吸気ポートとつながり、点火用の炎をシリンダー内に伝えた。炎は燃焼室に入り燃焼が爆発的に行なわれた。(図8-2参照)

シリンダーに入るガス量はガスバルブで調整され、エンジンの回転速度はガスバルブの開度の調整により行なわれた。当時はまだガソリン自動車は発明されていなかったから、オットーのエンジンは主として工場の機械を動かす動力として用いられたので、一定回転で使われることが多く、ガス量の調整は時々行なうことで十分だったのだ。

エンジンの燃焼ストロークが終わると次に排気ストロークに入るが、ポペット型(きのこ状のバルブ)排気バルブはバルブの駆動軸のカムにより、ピストンの動きと連動した開閉を行ない、排気ガスをタイミングよく排出した。

9. 3 オットーサイクルの熱効率

熱力学では必ずオットーサイクルの理論が出てくるが、歴史的に見ると理論があつてエンジンが作られたのではなく、エンジンが生まれ、その熱効率の良さはどんな要因によってなされるかが研究され、理論がつけられたのであった。

上述のオットーサイクルのP-V線図の説明の中で受熱量 $[Q_1]$ と放熱量 $[Q_2]$ が出てくるが、その熱量差がエンジンのシリンダーの中のガスの圧力に変わり、圧力をピストン面で力に変え、クランク機構で回転力に変え、動力としてクランク軸から取り出しているのである。ここではオットーの考え出した4サイクルエンジンが理論的にどのような式で示されるかをまとめることとする。

受熱量 Q_1 と放熱量 Q_2 は、作動ガスの質量を m とし、図9-3の0～4の各点のガス温度、シリンダー容積、圧力を、それぞれ T_n 、 V_n 、 P_n (ただし n は0～4)とすれば、

$$\text{オットーサイクルの熱効率 } \eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

ただし ϵ は圧縮比で、 $\epsilon = V_1/V_2$ 、 k (断熱指数)はガスの(定圧比熱/定容比熱) $=C_p/C_v$
 k (断熱指数)の値は燃焼ガスによって定まる(なお、空気の断熱指数 k は1.4である)。オットーサイクルのエンジンは圧縮比 ϵ が高いほど熱効率が良いことを示している。

オットーサイクルの熱効率は圧縮比によって変化するため、理論式から圧縮比を変数とし値を

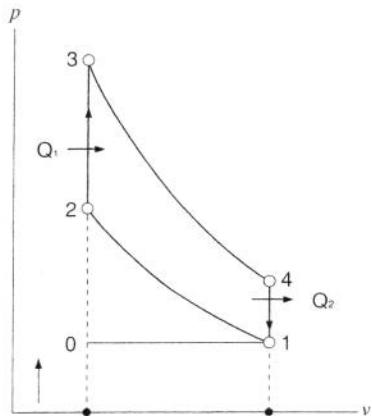
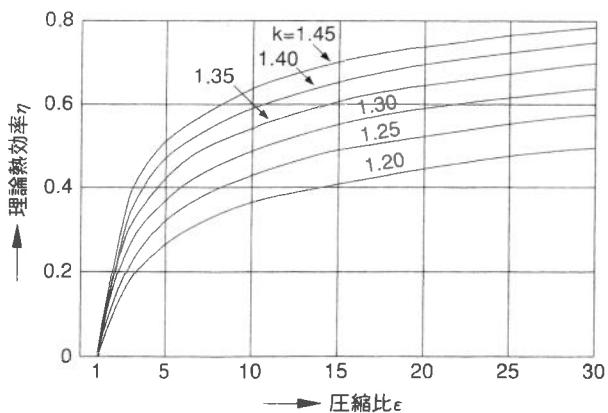


図9-3 オットーサイクルのp-v線図

図9-4 オットーサイクルの理論熱効率 η と圧縮比との関係

求めるとき図9-4のようになる。

9.4 自動車用エンジンへの発展

オットーの発明したエンジンを作るため設立された、ドイツ・ガス・エンジン社は、それまで作っていたフリーピストン式の大気圧エンジンの生産を控えることを決定し、1876年からオットーの新しい高圧縮型の4サイクルエンジンを作り始めた。

会社の取締役会は全員一致でこの新しいエンジンを「オットーの新型エンジン」と名付け、カタログを配布し、新聞や雑誌で宣伝を始めた。このエンジンは1895年まで1号機と同じ型の物が作られ続けたが、問題なく市場に受け入れられ、14年間に8321台販売された。このエンジンは最初はガスで運転されたが、その後、ガソリンを熱で気化し、空気と混合させて運転するガソリンエンジンになっていった。

1886年にカール・ベンツとゴットリープ・ダイムラーは、オットーが苦心して発明した4サイクルガソリンエンジンを使った世界最初のガソリン自動車を造り出した。その後オットーの4サイクルエンジンは自動車のエンジンとして不動の地位を占めるまでに発展し、発明以来120年以上を経た今日でも、ますます生産増大の一途をたどっている。

9.5 4サイクルエンジンの発展

4サイクルのガソリンエンジンは小さな割に発生する出力も高く、信頼性にも富み、熱効率も高く経済的であった。それまでの蒸気エンジンや大気圧エンジンを圧倒し、19世紀後期には、それまでの電動モーターを用いた電気自動車に打ち勝ち、自動車の動力としても大いに発展すると共に、農業用や船舶用のエンジンとしても発展していった。それは1859年にテキサスで大油田が発見されて以来、石油の発見が相次ぎ、ガソリンが安く手に入るようになったからだ。電気自動車のバッ

テリーの充電や、重いバッテリーを積む必要がない点が優位なためであった。

オットーの4サイクルエンジンは熱力学的に理想的なエンジンとして完成度を高めていった。それをおびやかすエンジンとして2サイクルエンジン、ロータリーエンジン、ガスタービンなどが現れたが、確実な吸気、排気、燃焼ストロークは燃料の経済性、信頼性、排出ガスの浄化のたやすさ、エンジンの取り扱いやすさにおいて、競合エンジンと比較すればするほど4サイクルエンジンの優位性が確認される結果となった。

〔注記9〕理論的な考察

1. オットーサイクルの熱効率を求める

受熱量 Q_1 と放熱量 Q_2 は、作動ガスの質量を m とし、図9-3の0～4の各点のガス温度、シリンダー容積、圧力を、それぞれ T_n 、 V_n 、 P_n （ただし n は0～4）とすれば、

$$Q_1 = C_v m (T_3 - T_2) \quad (1)$$

$$Q_2 = C_v m (T_4 - T_1) \quad (2)$$

$$\text{オットーサイクルの熱効率 } \eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3)$$

(3)式を断熱圧縮と断熱膨張のガスの状態式より変形すれば、(4)式となる。

$$\text{オットーサイクルの熱効率 } \eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (4)$$

ただし ϵ は圧縮比で、 $\epsilon = V_1/V_2$ 、 k =断熱指数=ガスの（定圧比熱／定容比熱）= C_p/C_v である。断熱指数 k の値はエンジンの燃焼ガスによって定まる（なお、空気の断熱指数 k は1.4である）。

(4)式より、オットーサイクルのエンジンは圧縮比 ϵ が高いほど熱効率がよいことを示している。

オットーサイクルの熱効率は圧縮比によって変化するため、理論式から圧縮比を変数とし値を求めると図9-4のようになる。

10. ルドルフ・ディーゼルの圧縮着火エンジン

10. 1 圧縮着火は空気式ライターがヒント

(1) オットーが熱効率のよい4サイクルのエンジンを世に出すと、もっと新しいエンジンを生み出そうとする人が現われた。ルドルフ・ディーゼル（1844～1913）である。ディーゼルは、4サイクルエンジンを発明したN. A. オットーより12年遅く、ドイツに生まれた。

(2) ディーゼルは工業学校に入り、空気式ライターに興味を持って実験を繰り返した。それは

ガラス製の円筒状の長いシリンダーで、その周りは一回り大きなガラスのシリンダーがあり、内部が見える構造になっていた。

シリンダーの上部と下部は金属のふたで密閉され、シリンダー内にはピストンがあって、上部のふたからは手で押すためのハンドルが突き出していた。下方のふたの中間には小さな発火部が置かれ、そこに燃料があればピストンを手で圧縮すると内部の空気は熱くなり、発火する。

学校で、熱機関の理論的に最も効率よく仕事に換える熱サイクルはカルノーサイクルであることを教わったディーゼルは、次第にカルノーサイクルを、いかに現実のエンジンとするか考えるようになっていった。

10. 2 圧縮空気着火式の新エンジンの構想

(1) 熱効率のよい、高圧エンジンをどのような構造で作るべきか、ディーゼルは熱心に取り組んだ。10年以上も熟考した末、「すべての燃焼曲線を研究したところ、等温燃焼が一番合理的である」との結論に達した。彼は1893年に小論文「蒸気機関および内燃機関に代わるものとしての合理的な熱機関の理論と設計」を発表した。(6. 10)

等温とは同じ温度においてという意味で、高压縮により高温になった燃焼室の空気の中へ燃料を吹き込んで自然着火させ等温燃焼させるには、ピストンの上昇に合わせて燃料を吹き込む。その量はピストンの動きにより変化する燃焼室の容積の変化に合わせると、燃焼ガスの温度はほぼ一定になり、熱効率が最もよいという考え方である。ディーゼルはこの考えを実現するエンジンの特許を論文の発表に先立って取得した。

(2) ディーゼルの考えたエンジンの基本作動サイクルはオットーの発明した4サイクルである。しかし異なる点は吸気ストロークでオットーのエンジンは混合気を吸入しているのに対して、ディーゼルの圧縮着火エンジンは空気のみを吸入するため、ガソリンエンジンより一段と高く吸気を圧縮していたことにある。

なぜ、ディーゼルエンジンは点火用のスパークを飛ばさなくとも混合気に着火するのか。気体を圧縮するとボイル・シャルルの法則に従い、空気は持っている熱エネルギーを放出しながら次第に体積を小さく変化させる。例えば、圧縮比20のディーゼルエンジンが100°C(絶対温度で373K)の空気を吸入し、ピストンで圧縮していくと、シリンダー内の空気は最大715°C(絶対温度で988K)に上昇する。(注10. 1参照)

(3) ディーゼルエンジンの燃料の軽油は、250~300°C(523~573K)になると自己着火し、燃焼を始める。ディーゼルエンジンでは高圧に圧縮され、高温となったシリンダーの空気中に自己着火しやすい軽油をタイミングよく噴射すると、ガソリンエンジンが点火をするのと同じように、軽油の噴射量と時期に従い燃焼を始める。これがディーゼルエンジンに点火プラグがない理由である。

ディーゼルの構想は、この物理的な現象を巧みに利用して、高い熱効率の新しいエンジンを作ろ

うとする試みであった。

10. 3 新エンジン開発の苦心

ディーゼルの考えた新しい高圧縮のエンジンの具体的な作動サイクルは、第1のストロークでは空気のみ吸いし、第2のストロークでは空気のみを圧縮するため、オットーの空気と燃料の混合気を圧縮する方式のエンジンとは異なり、いくら強く圧縮しても異常燃焼の問題は発生しない。このためオットーのエンジンの5から8倍も高い圧縮にすることができた。第3のストロークでは燃料を燃焼室の高圧・高温の空気の中に吹き込み、等温燃焼させ、熱効率の高いエンジンを完成させようとした。第4のストロークでは排気バルブを開いて燃焼ガスを排出させる新しいサイクルを考えた。この新しい原理で動くエンジンが試作され、実験が開始された。

ディーゼルは、彼の考えた新しいエンジン開発に2年間集中して取り組み、試作第1号エンジン(図10-1)が作られた。しかし、そのエンジンはそれまで経験したことのないほどの高圧縮のため、思いがけない力がエンジンを襲った。シリンダー、ピストンリング、エンジンバルブ、バルブスプリングなどが次々と壊れ、焼けただれた。初期には燃料のみの噴射を試みたがうまく供給できずに、エンジンもわずか1分間ほど回っただけで壊れ続けるという失敗の連続であった。

エンジン部品の多くに不具合が発生したが対策が見当たらず、一時は開発を断念することも考えるほど追いつめられたが、ディーゼルの開発支援者の励ましもあり、あきらめずに開発が進められた。当時は現代のように微量の燃料を精度よく噴射する装置を作る加工技術がなかったから、燃料の噴射量をそろえるのに苦労した結果、燃料と空気を混ぜた状態でシリンダーの中に吹き込む混合気噴射方式が採られた。(図10-4)最初はベンゼンで運転を試みると快調に回り出した。さらに灯油に切り換えてみると、もっと燃焼が静かで調子よく回った。早速エンジンのストロークと燃焼圧力の関係を調べるため、インジケーターによりP-V線図が取られた。そのエンジンは14馬力を示し、排気音がわずかに聞こえるのみで、排気ガスは全く無色であった。このようにして1895年にディーゼルの考えた新しいエンジンが誕生した。(図10-3)

〔参考資料〕

ガソリンエンジンに点火プラグが必要かといえば、ガソリンの自己着火温度は500~550°Cと軽油より一段と高いためと、もう一つは圧縮比をディーゼルエンジン並に高くすると、ノックキングやブレイギニション等の異常燃焼を発生するためだ。燃料の関係で圧縮着火できるほど高い圧縮比が使えないものである。

ディーゼルエンジンの、初期の空気と燃料を混ぜてからシリンダーに送り込む方式は1920年代まで使われ、空気噴射方式と呼ばれた。(図10-4)それに対して燃料のみ噴射する方式は無気噴射方式と呼ばれた。しかし、現代では空気噴射方式は姿を消してしまったため、両者を区別して表現せずに、ディーゼル燃料噴射装置と呼ばれている。

10. 4 ディーゼルの新エンジンの熱効率

(1) ディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比べて燃費がよい。それは燃料の持つエネルギーが効率よく仕事(動力)に換えられていることを示している。ここでこの新しいエンジンの熱効率を熱力学的に考えてみよう。

すでにオットーの4サイクルエンジンをP-V線図で説明したが、ここでは図10-5のディーゼルサイクルのP-V線図を用いてその動きを追うと、図で0→1が吸気ストロークで、ピストンは上死点から下死点に向かって空気を吸い込む。次に圧縮行程に入り、図の1→2の断熱圧縮ストロークでは「 $P \cdot V^k = \text{一定}$ 」の断熱曲線に沿って空気はピストンに押されて圧縮され圧力が上がる。ピストンが上死点に達すると2の点で燃料がシリンダー内の高温の空気の中に噴射され着火する。続いて燃焼状態に入るが、燃料の噴射量をピストンの動きに合わせて適切に制御し、噴射すると等圧状態で燃焼し、[Q₁]の熱を得て一定の圧力でピストン動かす。これが図の2→3の等圧燃焼である。

$$\text{ディーゼルサイクルの熱効率} = \eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \left[\frac{\sigma^k - 1}{k(\sigma - 1)} \right] \quad (k = \text{断熱指数} = C_p / C_v)$$

このとき発生した熱によりシリンダー内のガスは高い圧力に圧縮され、ピストンを強く押し、エンジンは強力な動力を発生する。燃料の噴射が終わると図の3→4の断熱膨張ストロークで、ピストンの降下に従い燃焼ガスの圧力を低下させ、下死点に来たとき排気バルブが開いて排気ガスを放出し、ガスと共に[Q₂]の熱が放出される。これは図の4→1で示される。図の1→0は排気ストロークで、ピストンは下死点より上死点に向かってシリンダー内のガスを排出する。

以上が理論的なディーゼルサイクルである。このP-V線図の各ストロークの持つ熱力学的な考察からディーゼルサイクルの熱効率(η)は下記のように示される。(注10.2を参照)

(2) 現実のディーゼルエンジンでは、ディーゼルサイクルのエンジンとして理論的に考えたようには作動せず、圧力と体積の関係を示すインジケーター線図は理論的に考えた形状と異なったP-V線図を描く。理論値の角張った形状から全体に丸みを帯びたP-V線図となり、出力を発生する線図内の面積も減少した値となって、理想的な出力が得られない。(図10-2と図10-3のP-V線図を比較されたい)

[注記10] 理論的な考察

(注10.1)

吸気ストロークに続くエンジンの圧縮ストロークでは、吸入した空気を圧縮するストロークで、ピストンはBDC(下死点)からTDC(上死点)に向かって空気の圧縮度合いを高める。すなわちディーゼルサイクルでいう断熱圧縮を行なう。断熱圧縮とは空気が圧縮されたことに

より発生した熱がシリンダーやピストンから外に逃げ出さない状態で圧縮すると仮定したものである。

$$P \cdot v^k = RT = \text{一定}, \quad T v^{(k-1)} = \text{一定}, \quad P^{(k-1)/k} / T = \text{一定} \quad (1)$$

(ここで, $k = C_p / C_v$)

で表わされる。

しかし、実際のエンジンでは圧縮・膨張の過程で、熱の出入りを伴う断熱変化に似た状態変化を行なうため、次のポリトロープ変化の式で示される。(ここでは(1)式のkの代わりにポリトロープ指数のnを用いる)

$$P \cdot v^n = \text{一定} \quad (2)$$

これらポリトロープ変化の式等を用いて、ディーゼルエンジンの圧縮ストロークでの圧縮力の高まりと、気体温度の変化の関係を求めるため、エンジンの圧縮ストローク直前の気体の圧力、密度、温度を、 P_1, v_1, T_1 とし、圧縮ストロークの終わりの状態を P_2, v_2, T_2 とする。(ここで、Rはガス定数)

$$P_1 \cdot v_1^n = P_2 \cdot v_2^n = \text{一定} \quad (3)$$

$$P_1 \cdot v_1 = RT_1, \quad P_2 \cdot v_2 = RT_2 \quad (4)$$

式(3), (4)より次の関係式が得られる。

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{(n-1)} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{(n-1)/n} \quad (5)$$

理想気体は上の関係式が成り立つ。図6-13のディーゼルのP-V線図において、

$$P_2 \cdot v_2^n = P_1 \cdot (V_h' + V_c)^n = P_1 \cdot (\eta_v \cdot V_h + V_c)^n \quad (6)$$

ここで V_c はピストンのTDC(上死点)時の燃焼室の体積である。圧縮比を $\epsilon [= (V_h + V_c) / V_c]$ とすれば、体積効率 η_v を考えた実質的な圧縮比である「修正圧縮比」 ϵ_A は、

$$\epsilon_A = (V_h' + V_c) / V_c = (\eta_v \cdot V_h + V_c) / V_c = 1 + \eta_v(\epsilon - 1) \quad (7)$$

$$P_2 \cdot v_2^n = P_1 [(\eta_v \cdot V_h + V_c) V_c]^n = P_1 \cdot \epsilon_A^n = P_1 [1 + \eta_v(\epsilon - 1)]^n \quad (8)$$

ここでディーゼルエンジンの具体的な性能を示す数値を(6)式に入れる。圧縮比 $\epsilon = 20$ 、体積効率 $\eta_v = 0.8$ 、大気圧 $P_1 = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ 、空気のポリトロープ指数、 $n = 1.35$ とすれば、TDC(上死点)でのシリンダー内の圧力 P_2 は次の式で求められる。

$$P_2 = P_1 [1 + \eta_v(\epsilon - 1)]^n = 0.0103 [1 + 0.8(20 - 1)]^{1.35} = 4.42 \text{ MPa} \quad (9)$$

次に圧縮による温度 T_2 を求める。

$$T_2 = V_c^{(n-1)} = T_1 (\eta_v \cdot V_h + V_c)^{(n-1)} \quad (10)$$

$$T_2 = T_1 [\eta_v \cdot V_h + V_c] / V_c = T_1 \cdot \epsilon_A^{(n-1)} \quad (11)$$

ここで圧縮ストロークに直前の空気温度、 $T_1 = 373^\circ\text{K}$ (100°C)とすれば、 $T_2 = T_1 [1 + \eta_v(\epsilon - 1)]^{(n-1)} = 373 (16.2)^{0.35} = 988^\circ\text{K}$ (715°C)となる。

(注10. 2)

次に熱効率を求める。ここで等圧加熱の $2 \rightarrow 3$ において定容比熱を C_v , 定圧比熱を C_p とすれば、受熱量 Q_1 と放熱量 Q_2 は次の式で表わされる。

$$Q_1 = C_v m (T_3 - T_2) \quad (12)$$

$$Q_2 = C_p m (T_4 - T_1) \quad (13)$$

(ただし、mはガスの質量)

(12), (13)式よりディーゼルサイクルのエンジン熱効率 η は

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_p m (T_4 - T_1)}{C_v m (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \left[\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right] \quad (14)$$

ここで $1 \rightarrow 2$ は吸気の断熱圧縮ストロークで、温度Tと体積Vの間には次の関係が成り立つ

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1} = \epsilon^{k-1} \quad T_2 = \epsilon^{k-1} T_1 \quad (15)$$

(ここで $\epsilon = V_1/V_2 = \text{圧縮比}$)

$$\text{等圧加熱ストローク } 2 \rightarrow 3 \text{ より, } T_3 = (V_3/V_2) T_2 = \sigma \epsilon^{k-1} T_1 \quad (16)$$

(ここで $\sigma = (V_3/V_2) = \text{膨張比} = \text{噴射締め切り比} \cdots \text{燃料噴射の継続期間を示す}$)

断熱膨張ストローク $3 \rightarrow 4$ より,

$$T_4 = \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{k-1} T_3 = \left[\frac{V_3 V_2}{V_2 V_4} \right]^{k-1} T_3 = \left[\sigma \frac{1}{E} \right]^{k-1} \sigma^{k-1} T_1 = \sigma^k T_1 \quad (17)$$

(15)～(17)式より、 T_2 , T_3 , T_4 を(14)式に入れると

$$\text{ディーゼルサイクルの熱効率 } \eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \left[\frac{\sigma^k - 1}{k(\sigma - 1)} \right] \quad (18)$$

(18)式はディーゼルサイクルでは圧縮比を上げるほど、また、噴射締め切り比 σ を1に近づけるほど熱効率が良くなることを示している(図6-14)。一般にオットーサイクルのエンジンの圧縮比(ϵ)は5～10、ディーゼルサイクルのエンジンの圧縮比(ϵ)は12～24程度である。なお、体積効率を考慮した実質の圧縮比(ϵ_A)は、見かけ上の値よりも低く、体積効率を80%とすれば(7)式よりオットーサイクルのエンジンで4.2～8.2、ディーゼルサイクルのエンジンで9.4～19.4の圧縮比に相当する範囲が得られる。

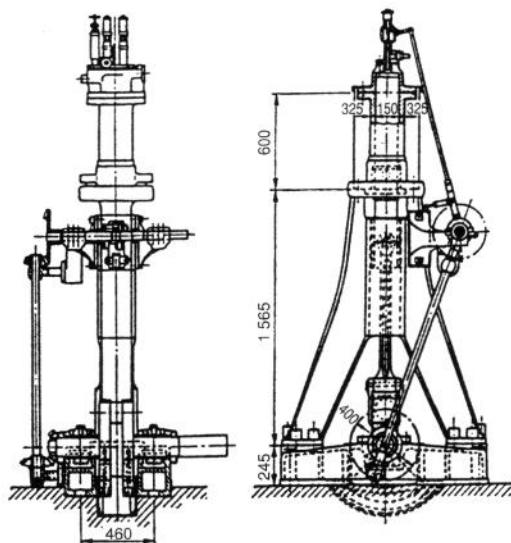


図10-1 試作第1号ディーゼルエンジン（1893年）

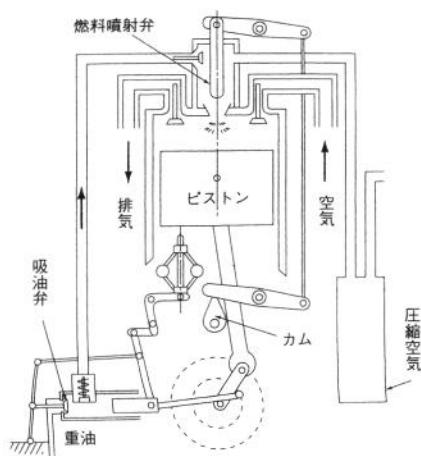


図10-4 ディーゼルエンジン（初期）

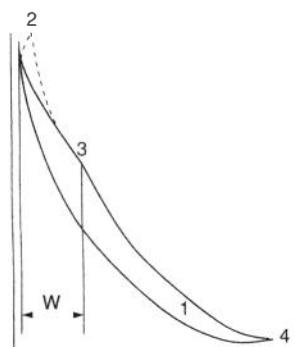


図10-2 特許申請の計算理論値（1893年）

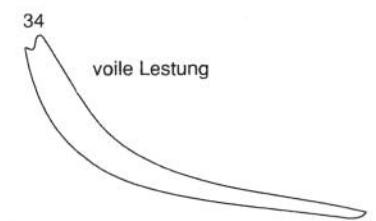


図10-3 ディーゼルエンジンの指圧線図
(最高 500kgf/cm²)

図10-3 ディーゼルエンジンの指圧線図

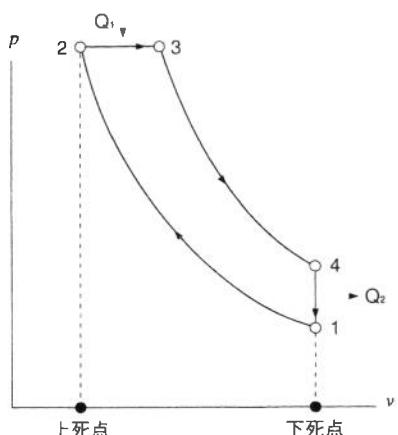


図10-5 ディーゼルサイクルP-V線図

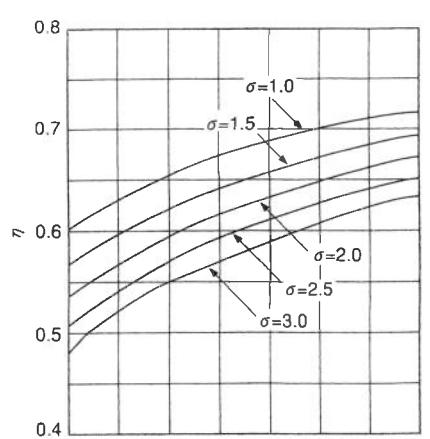


図10-6 ディーゼルサイクルにおける理論熱効率 η
と圧縮比 ϵ , 締切比 σ との関係

11. 2サイクルエンジンの発達

11. 1 クラークの2サイクルエンジン

イギリスのウイリアム・バーネットは1838年に2サイクルエンジンの特許をとり、2サイクルのガスエンジンを作り、実験をくり返した。

そのエンジンの構造は、ピストンが上昇時にストロークの中間点にある排気孔を過ぎると、空気とガスの混合気を圧縮する行程に入る。次に火炎または加熱された白金の板片で点火され燃焼の行程に入り、ピストンがシリンダの中間点にある排気孔を過ぎると排気が始まる。続いて新しい空気とガスが強制的に自動弁を通じて、シリンダに流入し1回転を終えた。このように、今の2サイクルエンジンと全く同じ原理のエンジンであった。

(2)バーネットのエンジンが作られてから22年後の1860年に、フランスのエチエンヌ・ルノワールはシリンダ横置きの蒸気エンジンを改造して内燃式ガスエンジンを作った。それは無圧縮複動式の2サイクルエンジンで、たいへん円滑に運転できた。そのため非常に評判が良く、1865年ごろのフランス国内で400台ほどが用いられた。このエンジンには、電気式の点火装置が付けられていた。(図7-1, 7-2)

(3) 2サイクルエンジンを本格的に成功させたのは、イギリスのダグラス・クラークであった。彼は1878年ごろからガス機関を作り始めた。その第1号エンジンは出力を発生するメインシリンダと、ガスと空気を混合して前記のシリンダに供給するポンプ作用をするシリンダを持っていた(図6-15)。ポンプ用ピストンのクランク角はメインシリンダより90°遅れており、ガスと空気の混合気はポンプ用ピストンにより圧縮され、バルブを通って蓄圧室に入り、そこからメインシリンダへ約5気圧で送られた。これが近代的な2サイクルエンジンにつながる原点のエンジンで、1879年の王立農業展覧会に出展された。1分間に300回転したので、当時としては高速エンジンで4馬力を発生させた。点火はスライドバルブの中に設けられた白金が、始動時には事前に加熱されてからガスに点火作用をもたらした。運転に入るとガスの燃焼熱で加熱され、高温を保ち点火の作用を維持していた。

このエンジンの欠点は、ガス・空気の混合気の蓄圧室への逆火であった。逆火するとエンジンが停止してしまい、再起動する必要があった。このエンジンはこの欠点があったためか、オットーの4サイクルエンジンに圧倒され、当時は一向に発展しなかった。

(4) 1880年に、D. クラークはさらに改良した第2号の2サイクルエンジンを作った。それは

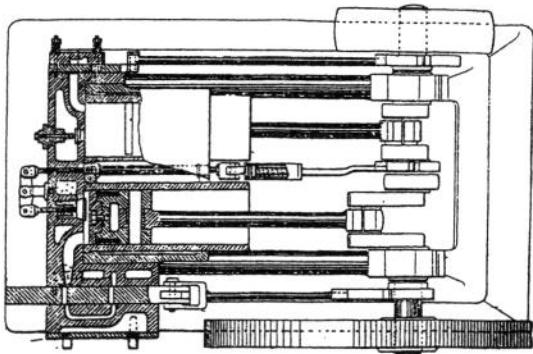


図11-1 クラークの最初のエンジン(1878年)

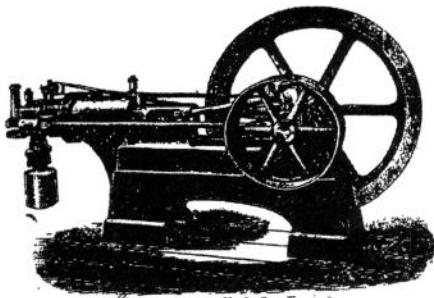


図11-2 クラークの2号エンジン（1880年）

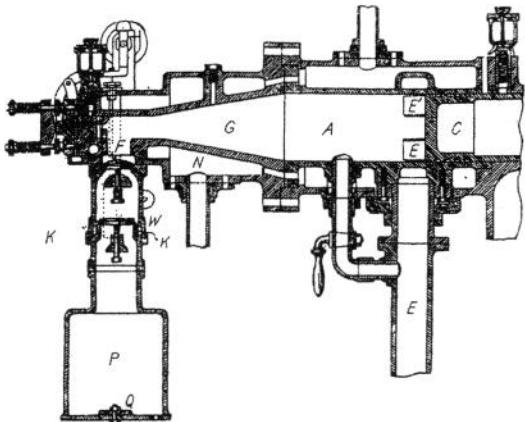


図11-3 クラークの2号エンジンの断面

オットーの4サイクルエンジンに外観が似ていた（図11-2）。しかし、内部構造は大きく異なる進化したエンジンで、吸気バルブと排気ポートを持つ軸流形の現代的な2サイクルエンジンであった。混合気が乱れなくシリンダ内へ送り込むため、円すい形の変わったシリンダヘッドを持っていった（図11-3）。圧縮比は3で、このエンジンは1881年にパリの博覧会に出展したところ大きな反響を引き起こし、その結果、イギリスを始めヨーロッパで数千台のエンジンが運転される状況となつた。この2サイクルエンジンは、クラークサイクルエンジンと呼ばれた。

11. 2 デイ 2サイクルエンジン

(6) 1891年にイギリスのデイは、それまでの2サイクルエンジンから一切のバルブをなくし、吸気と排気をポート（孔）式とし、さらには、それまでの2サイクルエンジンに用いられていた空気やガスを送る圧縮ポンプをなくし、ピストンの背圧とクランクケースを組み合わせた混合気圧縮式のガスエンジンを発明した（図11-4）。たいへん簡単な構造で2サイクルエンジンを構成したため、いまも小形2サイクルエンジンに多く用いられているほどである。

(7) このように、19世紀末に2サイクルエンジンに関するいろいろな工夫をこらした特許がとられ、研究された。しかし20世紀初頭にかけ、各種エンジンは競争の中で淘汰され、産業界に受け入れられたのはクラークのエンジンとデイのエンジンだけであった。

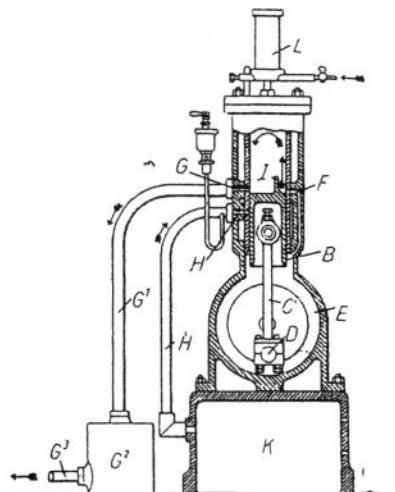


図11-4 デイのガスエンジン（1891年）

11. 3 2サイクルエンジンの発展

(1) クラーク形エンジンは、ドイツのコーティング社によって大形ガスエンジンとして使われた。ディ形エンジンは構造が簡単なため、主として小形ガスエンジンに使われ、その後、ガソリンエンジンとして多く使われた。

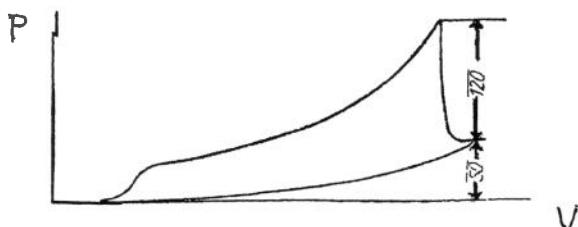


図11-5 デイのインジケータ線図

(2) コーティング社の2サイクルエンジンは、大形ガスエンジンとして発展した。数千馬力のエンジンとして作られるまでになり、4サイクルエンジンと競争するまでになった。このコーティングは複動で、ピストンの左右両面で交互に燃焼が行なわれる方式であった。吸気は吸気弁を使い、排気はポート方式で、排気孔は二つの燃焼室からの排気ガスは同じであった(図11-5)。

このエンジンの欠点は、吸気に与えられる時間が短いためポンプ損失が大きい。燃料を含む混合気の素通りが避けられないため燃料の無駄が発生し、4サイクルエンジンより熱効率が低い。排気孔に接するピストン部が加熱しやすいの三つの欠点があった。

6～11章で現代の内燃エンジンの基本の完成までの推移を考察した。

次章以降は自動車への動力としての搭載と、その後の時代の要求の変化への対応のための改良と大きな変化を考察する。

表11-1 ストローク、サイクルとクランク角度の関係

クランク角度	0°	90°	180°	270°	360°	450°	540°	630°	720°
ピストンのストローク数	0		1		2		3		4
クランク軸の回転数		←→スタート			1回転				2回転
2サイクルエンジン		吸気	圧縮	爆発	排気	吸気	圧縮	爆発	排気
4サイクルエンジン			吸気		圧縮		爆発		排気

参考文献

熱機関 (ジョン・F. サンフォート) 河出書房新社

蒸気動力の歴史 (H. W. ディキンソン) 平凡社

高速ガソリンエンジン (神藏 信雄) 丸善出版社

内燃機関の歴史 (富塚 清) 三栄書房

動力物語 (富塚 清) 岩波書店

Auto Album (Edward I. Throm, James S. Crenshaw) Hawthorn Book Inc.

Vom Motor zum Auto (E. Diesel, G. Goldbeck, F. Schildberger) Deutsche Verlags-Anstalt GmbH

荒井久治：自動車用エンジン発達の歴史的な考察

Combustion engine processes (Lester C. Lichy) Mc Graw Hill Book Co.
Dyke's Automobile and gasoline engine encyclopedia (A. L. Dyke)
The goodheart-willcox co.Inc.
[世界の歴史] 技術 ワットと仲間たち 朝日新聞社
[技術の歴史] ワット (井野川 潔) けやき書房
[岩波新書] ニュートン (島尾 永康) 岩波書店
スターリング エンジンの開発 (一色 尚次) 工業調査会
熱力学 (粟野 誠一) 山海堂
熱力学 (一色 尚次, 北方 直方) 森北出版
身近な物理学の歴史 (渡辺 まさる) 東洋書院
基礎熱力学 (谷下 市松) 袞華房
工業熱力学 (谷下 市松) 袋華房
内燃機関工学 (粟野 誠一) 山海堂
内燃機関講義 (長尾 不二夫) 養賢堂
水力学 (植松 時雄) 産業図書
ロータリーエンジン (山本 健一) 日刊工業新聞社
ロータリーエンジンの20年 (大関 博 他) 山海堂
自動車の発達史 (荒井 久治) 山海堂
自動車公害とその対策技術 (柳原 茂) ナツメ社
自動車技術(月刊誌) 自動車技術会
自動車工学ハンドブック (1957) 自動車技術会
機械工学便覧 日本機械学会
三菱筒内噴射ガソリンエンジンGDI 三菱自動車工業(株)広報誌
トヨタ ハイブリッド システム トヨタ自動車(株)広報誌
自動車用ピストンリング(編集委員会) 山海堂
交通機械工学 (富塚 清) 山海堂