

物理学基礎 II (4/4)

S. Yamauchi

2017 年 4 月 6 日

11 その後の熱機関の歴史

11.1 蒸気機関

18世紀の終わり頃から、蒸気機関を乗り物を動かす試みが始まる。

キュニョーの砲車



ニコラ = ジョゼフ・キュニョー (1725-1804) は、**オーストリア**で生まれオーストリア工兵学校で学ぶ。ルイ 15 世が率いる**フランス**陸軍に入隊、兵器開発部門で動力で動く**大砲運搬車**の研究を求められた。

長年の試行錯誤の末、ニューコメン機関を用いて、1769年に**砲車 1 号車** (1/2 モデル) を試作、翌年に 2 号車「**ファルディエ (運搬車)**」を完成。いずれもフランスの砲兵工廠で製作。

キュニョーの砲車 (つづき)



銅製の火室&ボイラ、銅シリンダ・ピストン 2 機、**前輪摩擦駆動**、
乗員がハンドル・バー**操舵**、リバースギアによる**後進**、停車時用のブレーキ。
2 号車は、**5 トン**の大砲を載せ**時速約 9 km** で走行。15 分毎に停車給水を要した。
推進者の陸軍大臣が失脚して中止。

マードックの蒸気三輪車



ウィリアム・マードック：ワット商会の技術者。
コーンウォールへ派遣中に高圧蒸気機関を試作、
車両へ搭載を試みていた(1784～86年頃)。

三輪構造で、前一輪で舵を切る。

大きい後輪間の水平面に蒸気機関を搭載。

乗員なく、地上から職人が石炭をくべる構造。

夜間の試運転中、牧師が「悪魔」と見間違い、

大騒ぎになったとの逸話。

ボルトンらの反対で、開発を放棄。

後年、ワット商会の共同経営者。

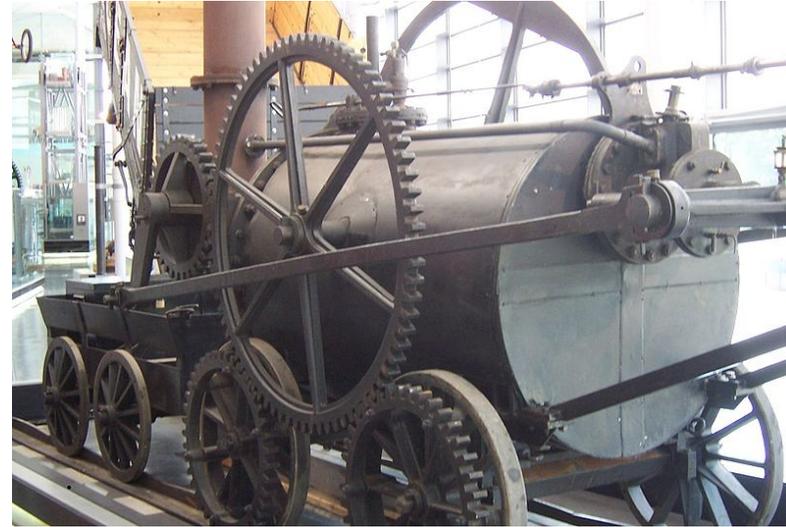
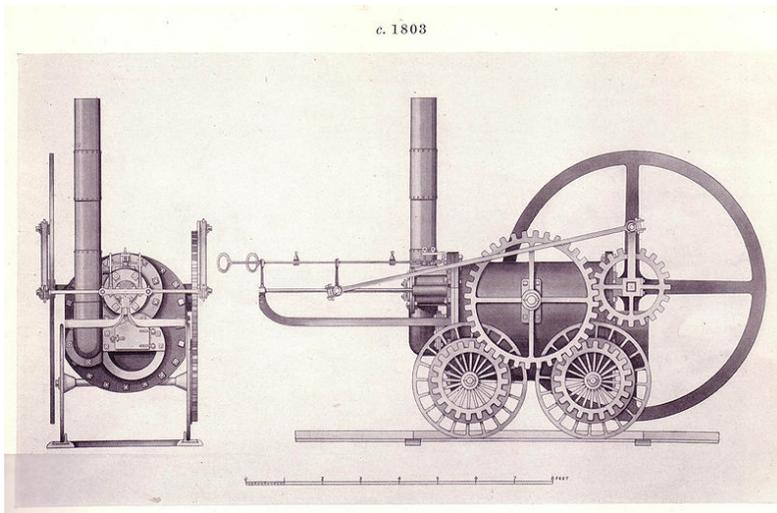
トレビシクの蒸気自動車



リチャード・トレビシク (1771-1833)
父はコーンウォールの鉱山監督で、トレビシクは若い頃から鉱山と技術に熱中していた。近郊に赴任していたマードックの蒸気自動車にも強い興味を示した。
1799年に最初の高圧蒸気機関を製作し、後年の1802年にその特許を取得した。
それをを用いて、1801年蒸気自動車 Puffing Devil を製作した。

19世紀前半のイギリス、ヨーロッパ大陸で、幾人かの発明家が蒸気自動車を製作し、乗合自動車開業を試みた。しかし、機関重量、燃料消費、路面損傷等のため、いずれも成功しなかった。結果として、乗合馬車の普及が加速された。

トレビシクの蒸気機関車



トレビシクは蒸気自動車を実用的でないと分かり、鉱山で既に広く使われていたレールを用いた鉄道に注目した。

1803年にコールブルックデールで蒸気機関車を製作し、その後、1804年のペナダレン号をはじめ、数台の蒸気機関車を製作した。

しかし、線路の強度不足が問題で、普及するまでには至らなかった。

スチーブソン

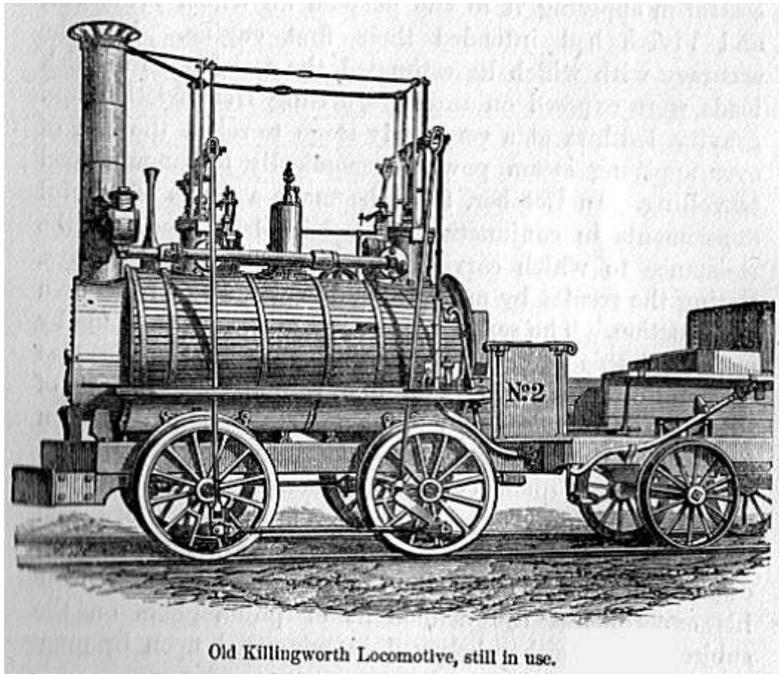


ジョージ・スチーブソン (1781-1848)

ノーサンバーランド州の炭鉱の機関夫の息子。
自らも機関夫として働きながら、苦労を重ねて
技術を学ぶ。

1814年、蒸気機関車ブリュヘル号を製作。
時速 6.4 km で上り坂を 30 トンの石炭を運ぶ。
その後も何台かの蒸気機関車を製作したが、
鑄鉄製線路の破損のため、長くは使用されず。

スチーブソンズの鉄道事業その後



(製鉄・製鋼の歴史)

鉄-炭素合金の融点は 1540°C (純鉄) ~ 1150°C (4.3% 鑄鉄) で、炭素含量と共に硬く脆くなる。製鉄には木炭(コークス)が用いられるため、炭素量の多い銑鉄(鑄鉄相当)が得られる。これから強靱な鋼を得るためには、炭素除去等の処理(製鋼)が必要であり、鉄鋼材料には当初は鑄鉄が用いられ、その後、鍊鉄(不純物を含む鋼相当)、転炉による鋼に変遷した。

1820年頃、ストックトン&ダーリントン鉄道(全長40km)の計画あり。実業家エドワード・ピーズと共に応募。

蒸気機関車 **ロコモーション 1号**

鍊鉄製の線路(1825年)。

1829年、同鉄道の機関車コンテスト彼の**ロケット号**が好成績勝利。

1828-1830年、ボルトン&リー鉄道、1830年、リバプール&マンチェスター鉄道などで成功。**鉄道の父**とされる。

フルトン



ロバート・フルトン (1765-1815)

米国ペンシルベニア州生誕。元肖像画家。

1786年に英国へ渡り、産業革命を見て感動。

興味が産業技術へ移り、いくつかの特許を取得。

1797年に、ナポレオン時代のフランスへ渡り、

駐仏米国公使 R.R. リビングストンの援助で、全

長 31m の外輪船を造り、セーヌ河で試走 (1803)。

フランス政府に蒸気船の建造計画を売り込んだ

が、採用されず。潜水艦 (手漕ぎ) を設計してナ

ポレオンに売り込んだ記録もある。

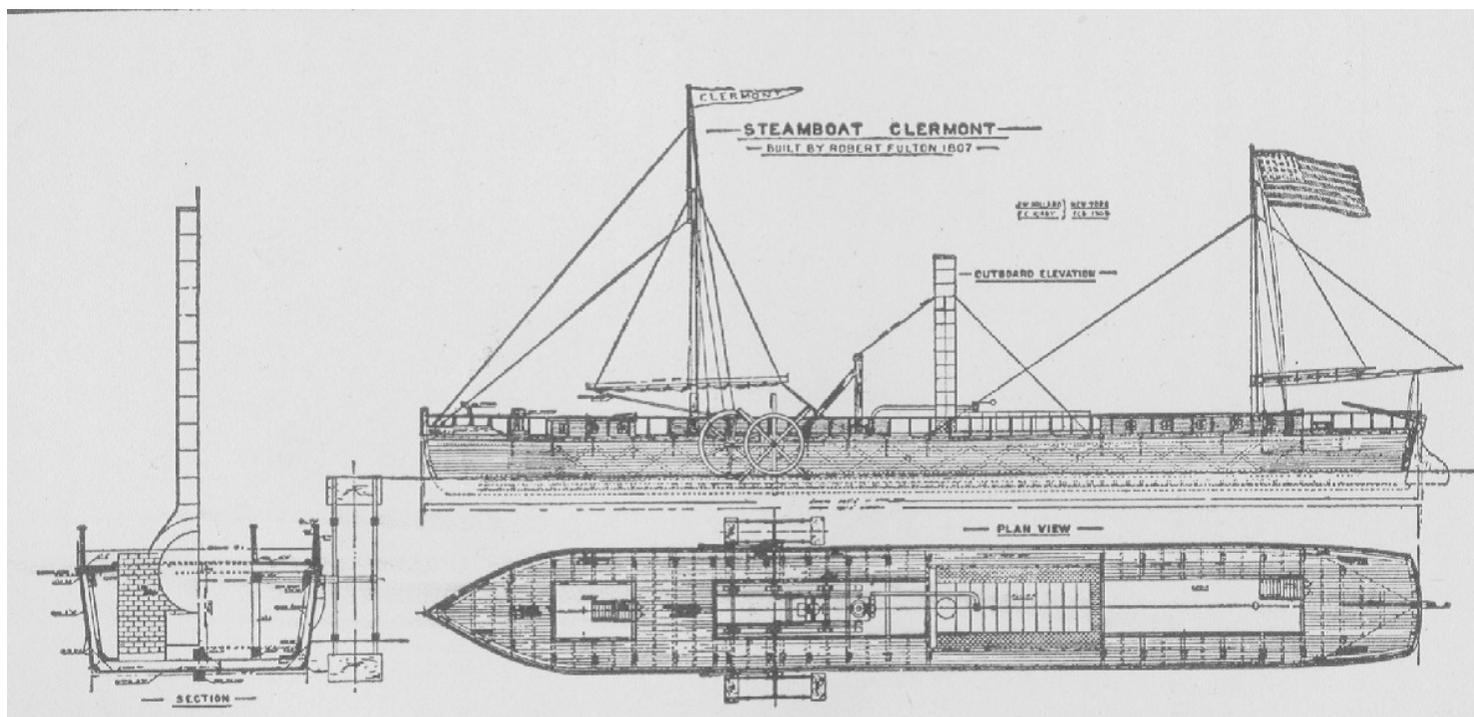
その後、1804年に英国へ戻り、1806年に母国アメリカへ戻った。同じ頃帰国した

リビングストンの援助で、ハドソン河で蒸気船クラーモント号を建造。

船長 42.8m、船幅 4.3m、喫水 1.2m、排水量約 80 トンで、内径 61cm、行程 122cm

、20 馬力の蒸気機関をワット商会から取り寄せた。

当時は、周囲から「フルトンの愚行」と呼ばれたが、1807年にニューヨークと上流のオールバニ間を、観客を乗せて時速4から5マイルで往復。その後、ハドソン河で周1往復の営業運行の実績を重ね、ニューヨーク州から蒸気船による河川運送業の独占免許を取得して事業を展開した。

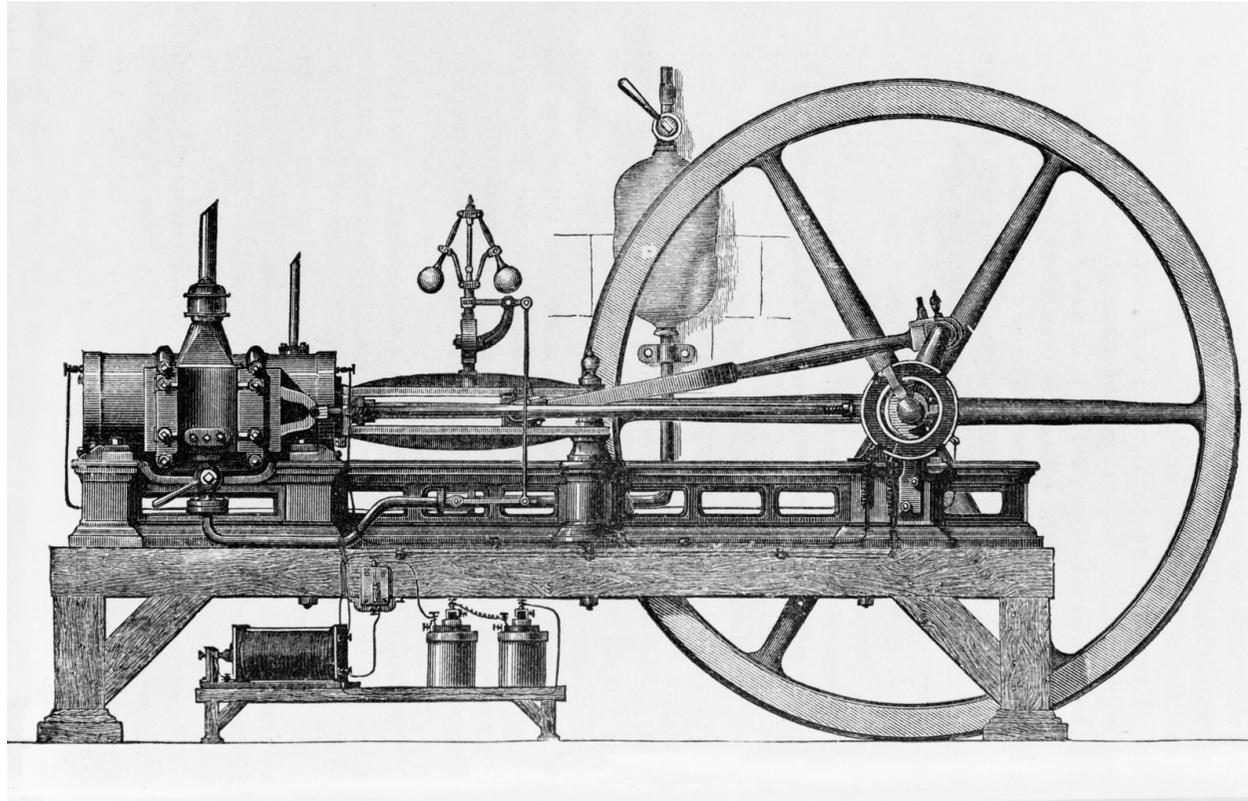


フルトンのクラーモント号 (複製)

11.2 内燃機関

ジャン＝ジョゼフ・エティエンヌ・ルノアール (1822-1900) の無圧縮機関は当時のルクセンブルク領で生まれ、のちにフランス、パリへ移住。電気メッキに興味を持ち、電信の改良などの電気に関する発明を行い始めた。1859年に、先人の特許の内燃機関を改良し、複動式、無圧縮のガス機関を開発。機構や動作は複動式蒸気機関と類似。シリンダー両端に点火プラグ。吸入行程前半で可燃ガスを吸気し、後半でバッテリーと誘導コイルで点火。ピストンの戻り行程で排気。 ; 2行程サイクル動作。大規模工場向けの蒸気機関の代わりに、中小規模の工場で定置用として使用。複数の会社で 400 台以上生産。初の商用ガス機関となる。

4行程サイクル機関も製作したが、動作が荒く、燃料の消費量も多かった。オットーの機関が現れて以降は使われなくなった。



オットーのガス機関



ニコラウス・アウグスト・オットー (1832-1891)

現ドイツのホルツハウゼン生まれ。

少年時より働き始め、後にケルンに転居。

ルノワール機関を見て内燃機関に興味を持つ。

1861年、ルノワールの設計を基に機関を試作。

1864年、ケルンでオイゲン・ランゲンと共に、
内燃機関製造会社 N.A.Otto & Co を立ち上げ、

フリーピストンの大気圧内燃機関を生産。

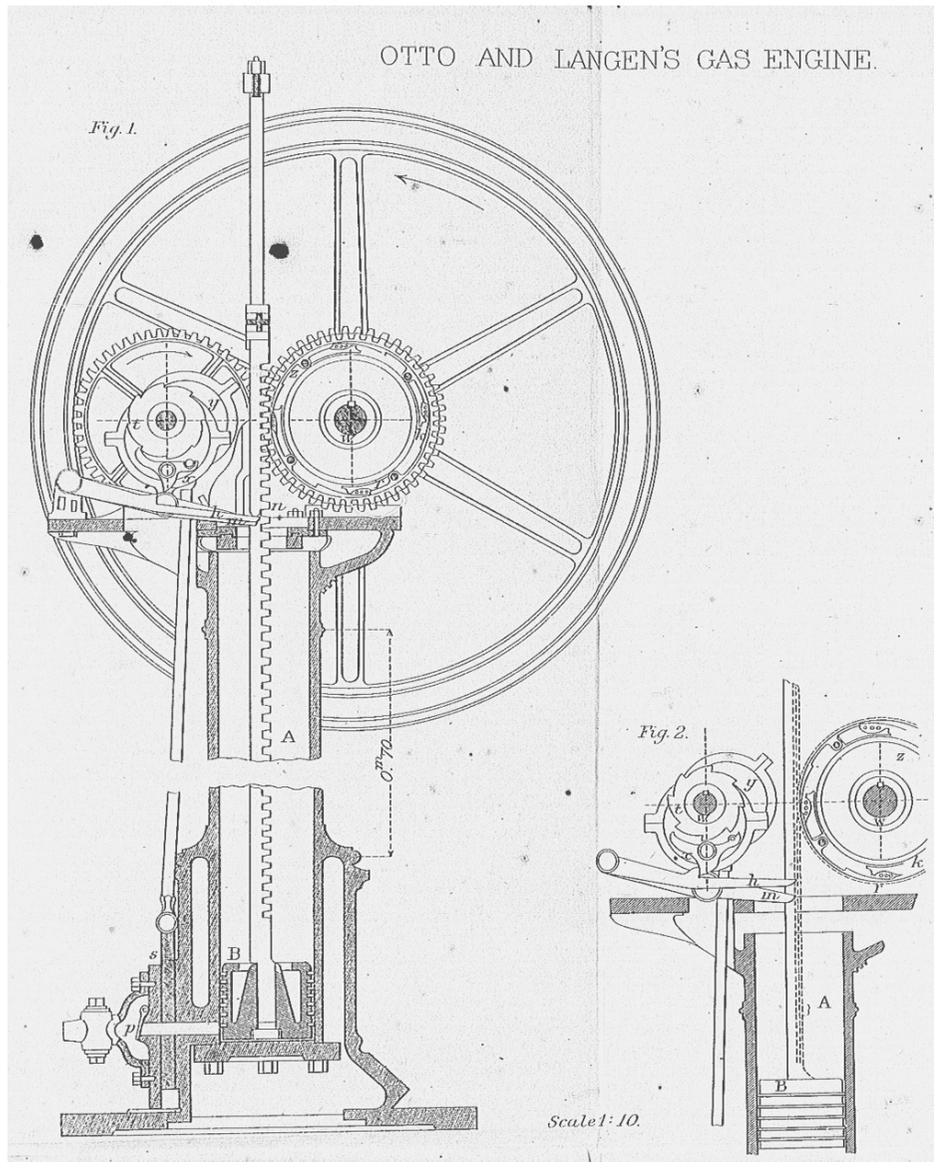
1869年に Deutz へ移転し、ガス機関製造会社
GF Deutz (現在の Deutz AG) として再組織。

1872年にダイムラーとマイバッハが加わり、

1876年に4行程サイクル機関を製作。

4行程の動作 (吸気、圧縮、膨張、排気) を整理
し、1877年に特許を取得。

オットーは彼の内燃機関を定置用としてのみ販売した。



フリーピストン大気圧機関

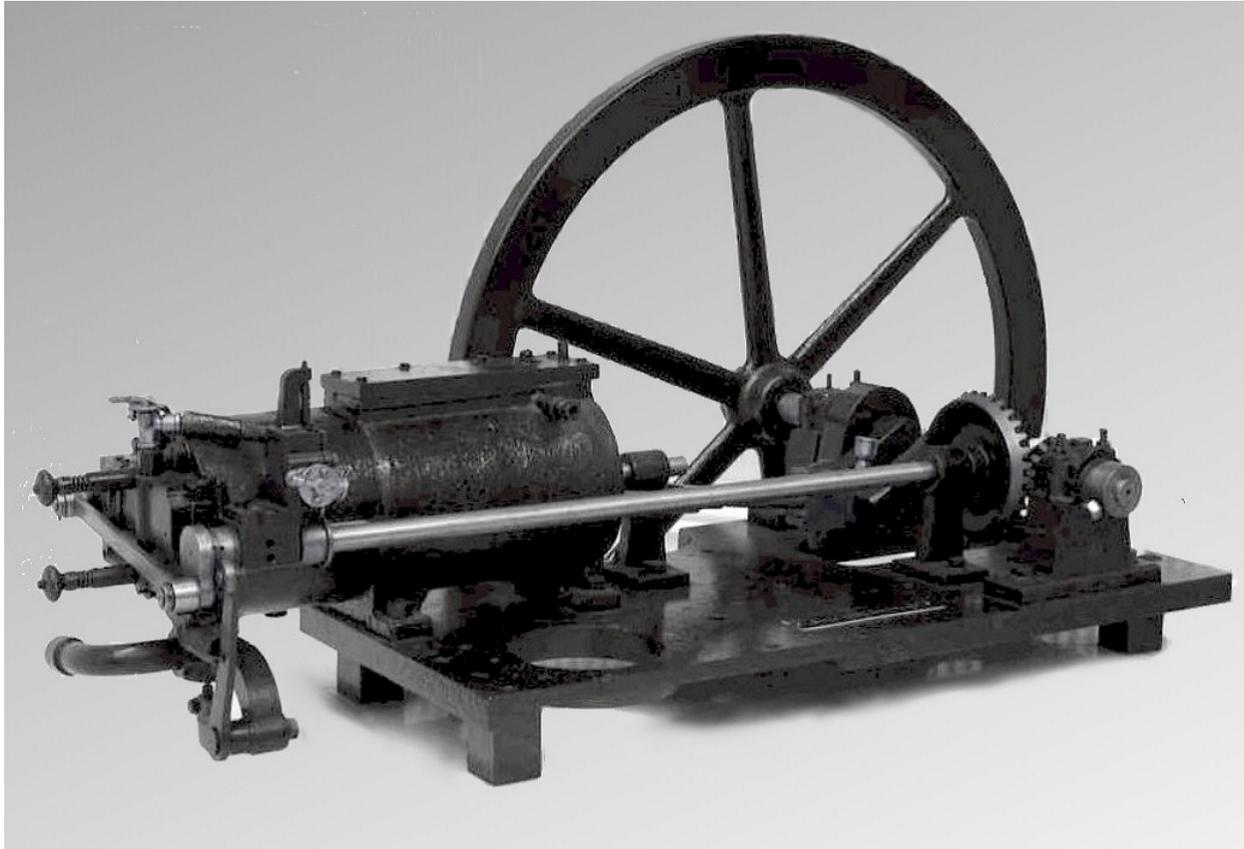
1867年のパリ万博で金メダルを獲得。
可燃ガスの燃焼でピストンだけを上昇。
下降時に歯車で駆動軸に連結し、冷却
による真空と自重で駆動軸を回転。
ガス火炎方式で点火。

ピストン下端付近で、滑り弁により排
気・吸気を行なう (詳細不明)。

80 rpm、0.5 HP、熱効率 12% で運転。

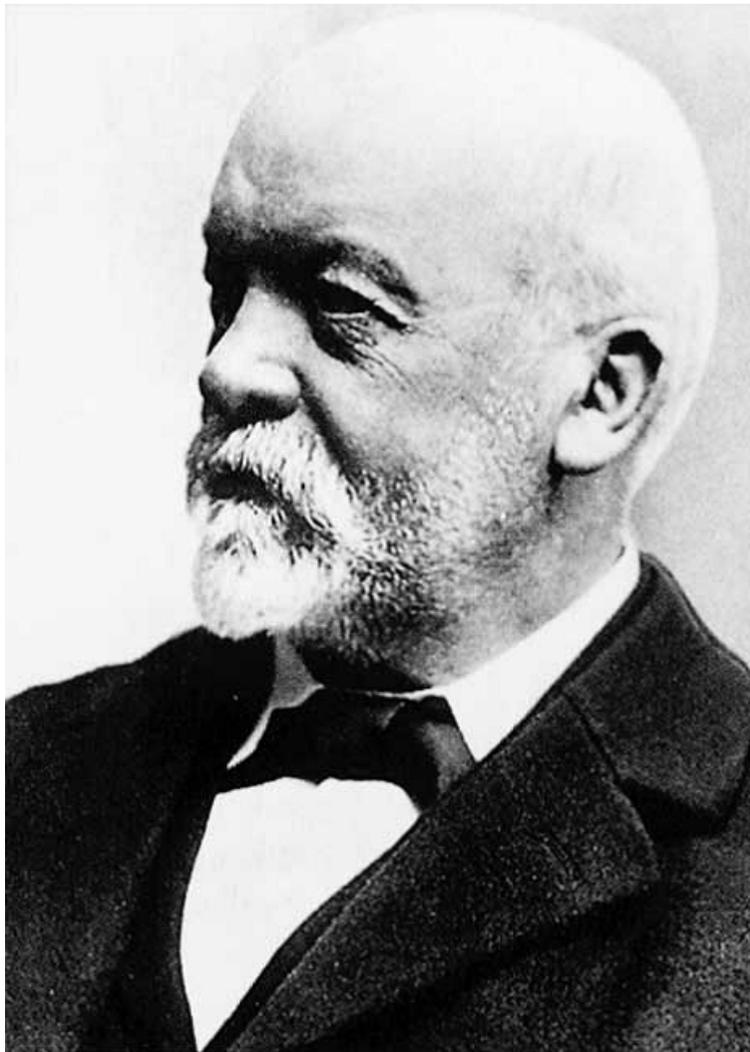
高効率のためルノール機関を放逐。
1882年までに 2649 台が生産された。

オットーサイクル機関



1876 年、4 行程サイクル内燃機関を開発。吸気、圧縮、膨張、排気の動作。
水平シリンダ配置、ガス燃料、火炎点火方式。
1884 年、液体燃料用気化器および低電圧点火システムを開発。

ゴットリーブ・ダイムラー



ヴィルヘルム・マイバッハ



ダイムラーとマイバッハ



オットーとの意見の相違でダイムラーが1880年に、続いてマイバッハが退社。二人はシュトゥットガルトで自動車用の内燃機関を開発。1885年にガソリン機関 "Grandfather clock" を製作、特許を取り2輪車に搭載。これが最初のガソリン機関で走る2輪車となった。同じ年、近隣のマンハイムでカール・ベンツが3輪車にガソリン機関を搭載。翌1886年特許取得。ダイムラーらは後で知った。

1890年ダイムラーらは、「**ダイムラー・モトーレン・ゲーゼルシャフト**」(DMG)を設立。

ダイムラーの死後、1926年にベンツの会社「ベンツ&シー」と合併し、「**ダイムラー・ベンツ**」(後の「メルセデス・ベンツ」)となった。

その後1998年に米国のクライスラーと合併して「ダイムラー・クライスラー」となったが、2007年に解消して、現在は「**ダイムラー AG**」となっている。

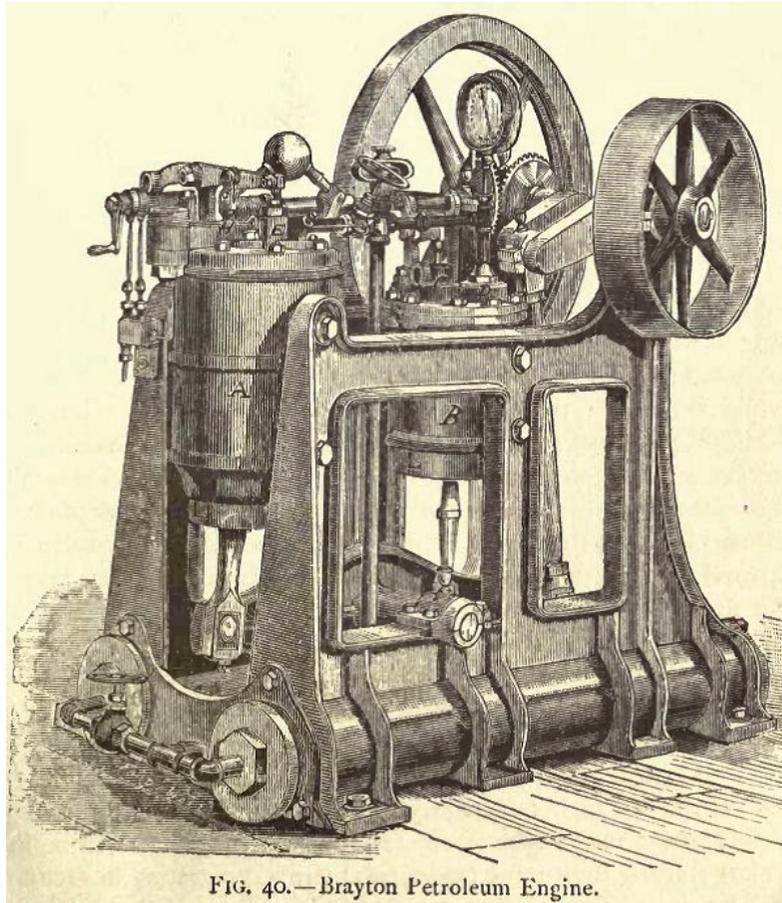
ブレイトン



ジョージ B. ブレイトン (1830-1892)
アメリカのロードアイランド州生まれ。
1872年に往復動式定圧燃焼機関 Ready
Motor を開発、特許取得した。

「ブレイトンサイクル」という名称は、
現在ではガスタービン機関の理論サイ
クルを表すのに用いられる。単純なガ
スタービン機関は、Ready Motor と同
じサイクルを行う。

ブレイトンの Ready Motor



共通クランク軸のピストン・シリンダ式圧縮機と膨張機で構成。

ガスと空気の混合気を圧縮機で圧縮して、リザーバータンクに一度溜める。次に膨張機へ入る直前でパイロット火炎により点火燃焼させて、膨張機で仕事を取り出す。

膨張機はを介して圧縮機を駆動し、残りの仕事を出力とする。

当初は石炭ガス、後に石油燃料を使用。揚水、製粉、船舶の推進等に使用。これを用いた四輪自動車も作られた。

ディーゼル



ルドルフ C.K. ディーゼル (1858-1913)

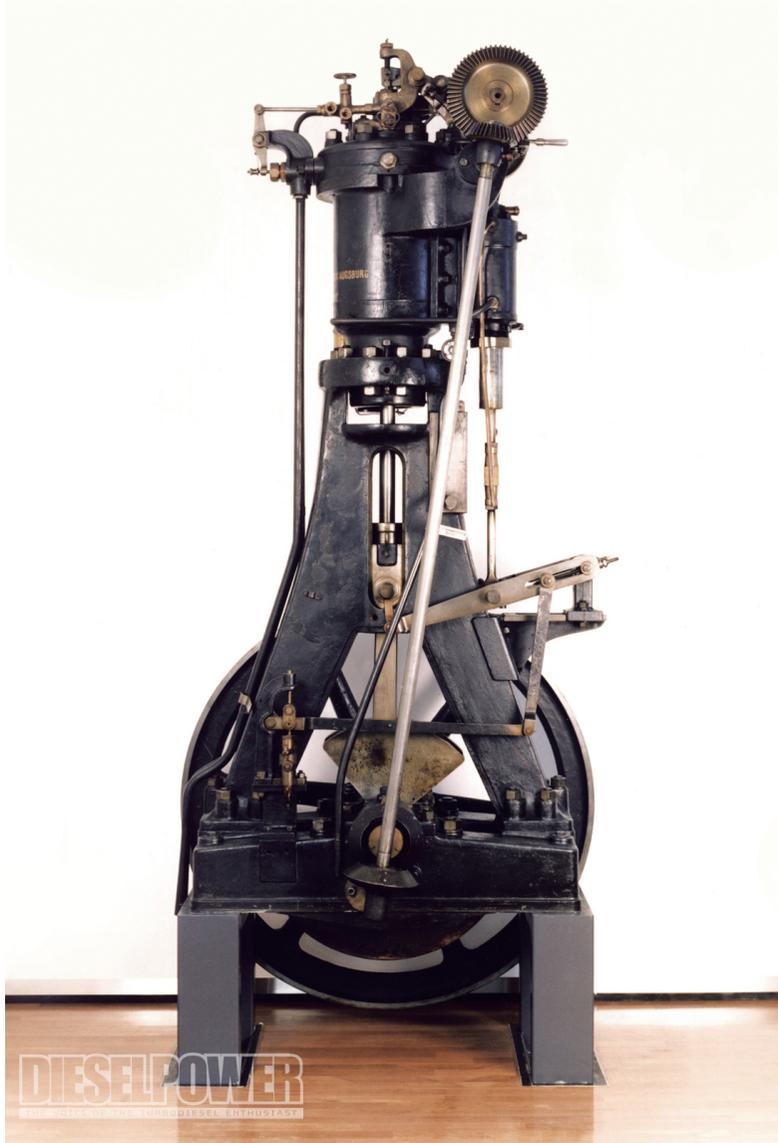
一家はドイツのバイエルン州アウクスブルク出身で、フランスに移住。ルドルフはパリで生誕。幼少期はフランスで過ごし、普仏戦争勃発により国外退去となり、一家はロンドンへ移住。

ルドルフはドイツの叔父の下で、職業訓練学校、工業学校、ミュンヘン工科大学で学んだ。

ミュンヘンではカール・フォン・リンデの指導を受け、途中腸チフスで留年中、スイスのスルザー社で技術者として実地経験を得た。

1880年卒業後パリへ戻り、移籍していた師リンデの助手として冷凍・製氷工場を設計・建設し、工場長となって数々の特許を仏独で取得した。

1890年ベルリンへに移り、リンデの研究開発部門の責任者として、冷凍以外の分野にも研究を広げ、アンモニア蒸気を用いた蒸気機関の開発も行った。



彼は当時の**熱力学**の知識を有していた。
当時の蒸気機関の熱効率は 10 % 程度。
→ 解決策は**高温化** (高圧縮比)。

1893 年、**圧縮着火式**内燃機関を開発。
マン社の支援。独米を含む各国で特許。

1913 年、ロンドンへの船上で行方不明
となる (事故か自殺?)。

11.3 今日における熱機関

熱機関の分類

加熱方式による分類

- (1) 内燃式 — 作業物質自身が燃焼し発熱する方式 (ガソリン E. その他多数)。
- (2) 外燃式 — 作業物質を外部より加熱する方式 (ボイラ・蒸気タービン)。

作業物質の入れ替えの有無による分類

- (1) オープンサイクル — サイクルごとに作業物質が入れ替わる (全内燃機関)。
- (2) クローズドサイクル — 同一の作業物質を繰り返し用いる (蒸気タービン)。

作業物質の相による分類

- (1) ガスサイクル — 主に気相で行われる (理想気体の諸関係式を使用)。
- (2) 蒸気サイクル — 気相と液相にまたがる (蒸気表、線図を使用)。

12 熱機関のサイクル

空気標準サイクル：

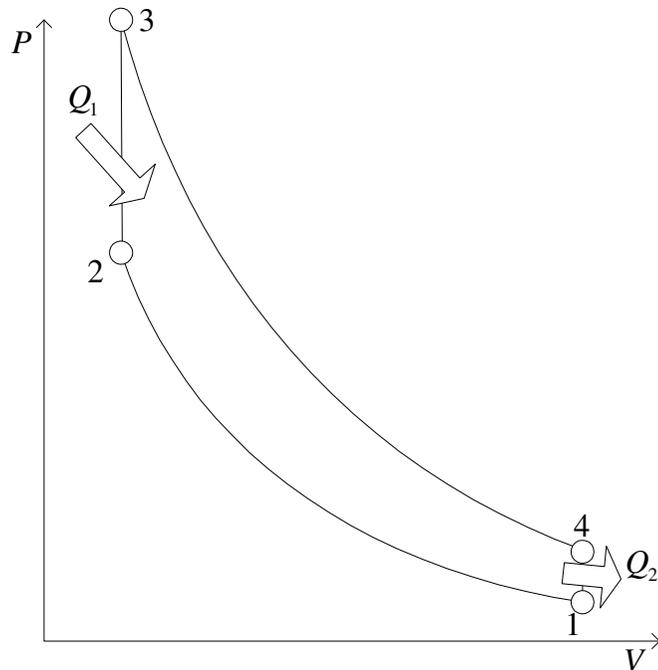
内燃機関について、次の仮定に基づいて簡略化された理論サイクル。

- (1) 作業物質は**空気** ($N_2 : O_2 : \text{etc} = 78 : 21 : 1$)。
つまり、燃料成分ガスの混入や燃焼ガスとなることは無視。
- (2) 空気は比熱一定の理想気体 (**狭義の理想気体**)。
- (3) 外燃式の**クローズドサイクル**。
つまり、外部熱源から熱を供給、外部熱源へ熱を放出。
- (4) **可逆サイクル**である。

代表的空気標準サイクル (対応する内燃機関)：

オットーサイクル	(火花点火機関)
ディーゼルサイクル	(低速の圧縮着火機関)
サバテサイクル	(中高速の圧縮着火機関)
ブレイトンサイクル	(ガスタービン機関)

オットーサイクル (火花点火機関の空気標準サイクル)



1: 吸気の状態 (下死点)。

1 ~ 2: 上死点までピストンで断熱圧縮。

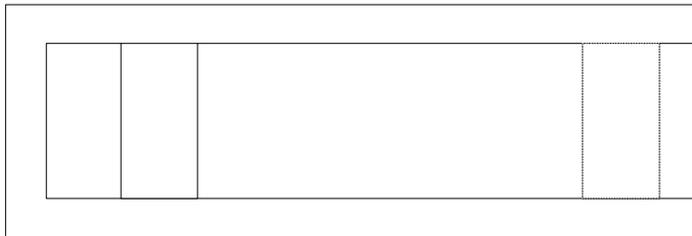
2 ~ 3: 上死点で点火して燃焼 (等積加熱)。

加熱量は $Q_1 = Gc_v(T_3 - T_2)$ 。

3 ~ 4: 燃焼ガスとなり下死点まで膨張
(断熱膨張)

4 ~ 1: 下死点付近で燃焼ガスと吸気を入れ替え (掃気)。または、ピストンが往復して排気、吸気 (等積冷却)。

放熱量は $Q_2 = Gc_v(T_4 - T_1)$



行程容積: $V_1 - V_2 = V_h$

圧縮比: $V_1/V_2 = \epsilon$

圧力上昇比: $\alpha = P_3/P_2$

オットーサイクル各点の状態量

	V	P	T
1	V_1	P_1	T_1
2	$V_2 = V_1/\epsilon$	$P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_2 = T_1\epsilon^{\kappa-1}$
3	$V_3 = V_1/\epsilon$	$P_3 = P_2\alpha = P_1\alpha\epsilon^\kappa$	$T_3 = T_2\alpha = T_1\alpha\epsilon^{\kappa-1}$
4	$V_4 = V_1$	$P_4 = P_3/\epsilon^\kappa = P_1\alpha$	$T_4 = T_3/\epsilon^{\kappa-1} = T_1\alpha$

熱効率

$$\eta = \frac{\text{仕事}}{\text{加熱量}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$$

熱効率向上策：

- (1) 圧縮比 ϵ を高くする。
- (2) 比熱比 κ を大きくする (空気では $\kappa = 1.4$)

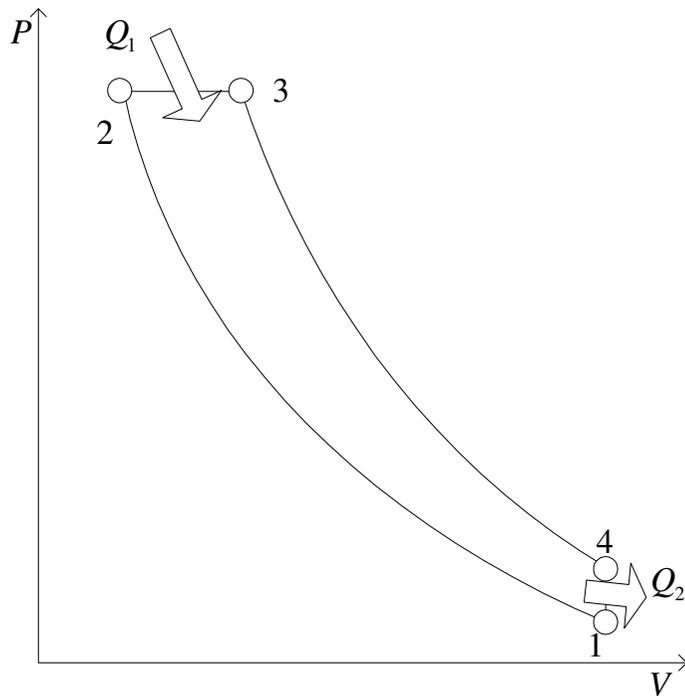
圧縮比を高くすることに伴う障害 (実際の火花点火機関)

- (1) 火花点火前に混合気が自然着火 (早期着火)。
- (2) 点火後に火炎が広がり既燃部分が膨張することにより、未燃部分が断熱圧縮されて自然着火 (ノッキング)。

ガソリン機関ではほぼ $\epsilon < 10$ 、熱効率 20% 前後。

気化器の絞りによる調速方式のため、軽負荷で損失大。

ディーゼルサイクル (低速の圧縮着火機関の空気標準サイクル)



- 1 ~ 2: 空気だけを吸気し、**断熱圧縮**。
2 ~ 3: 上死点で燃料噴射開始、自然着火。
シリンダ移動に合わせて燃料噴射を
継続 (**等圧加熱**)。

$$\text{加熱量: } Q_1 = Gc_p(T_3 - T_2)$$

- 3 ~ 4: 所定の位置で燃料噴射終了、
噴射ノズルの噴射弁を締め切る。
これ以降、下死点まで**断熱膨張**。

- 4 ~ 1: 下死点で排吸気 / 掃気 (**等積冷却**)。

$$\text{放熱量: } Q_2 = Gc_v(T_4 - T_1)$$

$$\text{圧縮比: } V_1/V_2 = \epsilon$$

$$\text{(燃料噴射弁) 締切比: } \sigma = V_3/V_2$$

ディーゼルサイクル各点の状態量

	V	P	T
1	V_1	P_1	T_1
2	$V_2 = V_1/\epsilon$	$P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_2 = T_1\epsilon^{\kappa-1}$
3	$V_3 = V_2\sigma = V_1\sigma/\epsilon$	$P_3 = P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_3 = T_2\sigma = T_1\sigma\epsilon^{\kappa-1}$
4	$V_4 = V_1$	$P_4 = P_3(\sigma/\epsilon)^\kappa = P_1\sigma^\kappa$	$T_4 = T_3(\sigma/\epsilon)^{\kappa-1} = T_1\sigma^\kappa$

熱効率

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Gc_v(T_4 - T_1)}{Gc_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \frac{\sigma^\kappa - 1}{\kappa(\sigma - 1)}$$

熱効率向上策：

- (1) 圧縮比を高くする。
- (2) 噴射弁締切比を小さく (1 に近く) する。

実際の熱効率向上策

- (1) **縮切比**は負荷により変化 (軽負荷ほど効率良し)。
設計条件の縮切比を小さく選ぶと、機関の大型化、設備費増となる。
- (2) **圧縮比**を高くすると燃焼室が扁平化し、燃焼に工夫を要す。
油滴**微細化**、空気混合法、ピストン頭部形状、**副室式** (予燃焼室・空気室等)。
長行程 (行程長 > シリンダ直径)・低速化 (大型船用機関)。 $\eta \rightarrow 50\%$

実際のディーゼル機関： $\epsilon = 15 \sim 25$ 程度、 $\eta = 30 \sim 40\%$ 程度。

実際のディーゼル機関の燃焼

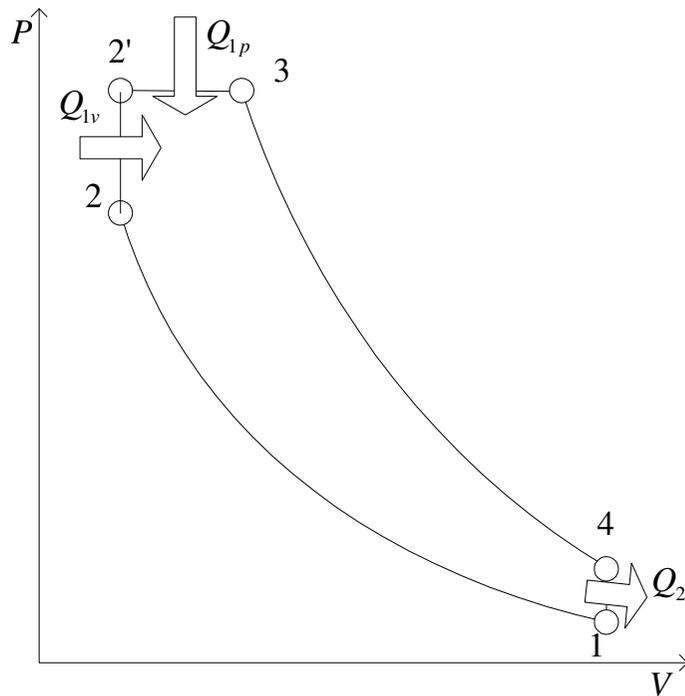
燃料噴射から着火までに時間の遅れ (**着火遅れ**) が生じる (~ 5 ms 程度)。

- (1) **着火遅れ**期間：この間にシリンダ内に混合気と雲状の噴霧が形成される。
- (2) **予混合燃焼**期間：着火条件に達した場所で着火。火炎が広がり短時間で燃焼。
ガソリン機関の燃焼と同様 (**等積燃焼**)。
- (3) **拡散燃焼**期間：燃料噴射の間、体積が増加しつつ燃焼が継続 (**等圧燃焼**)。
- (4) **あと燃え**期間：噴射弁が閉じた後、シリンダ内の残留燃料が燃焼。

低速機関：着火遅れ期間 \ll 全体の燃焼時間。ディーゼルサイクルに近い。

高速になる程：着火遅れ期間の影響が大。ディーゼルサイクルから外れる。

サバテサイクル (中・高速の圧縮着火機関の空気標準サイクル)



- 1 ~ 2: 空気だけを吸気し、**断熱圧縮**。
- 2 ~ 2': 着火遅れ期間に形成された混合気の子混合燃焼 (**等積加熱**)。
加熱量: $Q_v = Gc_v(T_{2'} - T_2)$
- 2' ~ 3: 噴射燃料の拡散燃焼 (**等圧加熱**)。
加熱量: $Q_p = Gc_p(T_3 - T_2)$
- 3 ~ 4: 噴射弁締め切りから下死点まで
断熱膨張。
- 4 ~ 1: 下死点で排吸気 / 掃気 (**等積冷却**)。
放熱量: $Q_2 = Gc_v(T_4 - T_1)$

圧縮比: $V_1/V_2 = \epsilon$ 、 圧力上昇比: $\alpha = P_{2'}/P_2$ 、 締切比: $\sigma = V_3/V_{2'}$

サバテサイクル各点の状態量

	V	P	T
1	V_1	P_1	T_1
2	$V_2 = V_1/\epsilon$	$P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_2 = T_1\epsilon^{\kappa-1}$
2'	$V_{2'} = V_2 = V_1/\epsilon$	$P_{2'} = P_2\alpha = P_1\alpha\epsilon^\kappa$	$T_{2'} = T_2\alpha = T_1\alpha\epsilon^{\kappa-1}$
3	$V_3 = V_{2'}\sigma = V_1\sigma/\epsilon$	$P_3 = P_{2'} = P_1\alpha\epsilon^\kappa$	$T_3 = T_{2'}\sigma = T_1\alpha\sigma\epsilon^{\kappa-1}$
4	$V_4 = V_1$	$P_4 = P_3(\sigma/\epsilon)^\kappa = P_1\alpha\sigma^\kappa$	$T_4 = T_3(\sigma/\epsilon)^{\kappa-1} = T_1\alpha\sigma^\kappa$

熱効率

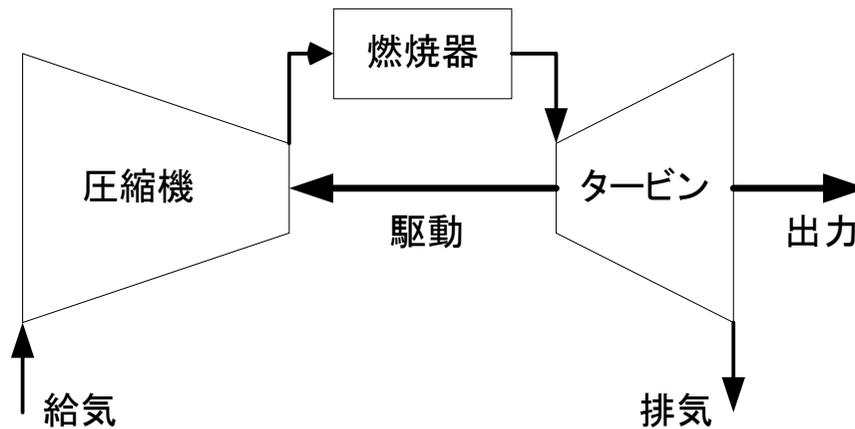
$$\begin{aligned}\eta &= 1 - \frac{Q_v + Q_p}{Q_1} = 1 - \frac{Gc_v(T_4 - T_1)}{G\{c_v(T_{2'} - T_2) + c_p(T_3 - T_2)\}} \\ &= 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \frac{\alpha\sigma^\kappa - 1}{(\alpha - 1) + \kappa\alpha(\sigma - 1)}\end{aligned}$$

η 式は、 $\sigma = 1$ でオットーサイクルに、 $\alpha = 1$ でディーゼルサイクルに一致。
ディーゼル機関で $\alpha \gg 1$ となることは、異常燃焼 (ディーゼルノック)。

熱効率向上策：(ディーゼルサイクルに同じ)

- (1) 圧縮比 ϵ を高くする。
- (2) 噴射弁締切比 σ を小さく (1 に近く) する。

ブレイトンサイクル (ガスタービン機関の空気標準サイクル)



ガスタービン機関

圧縮機, 燃焼器, タービンで構成。

オープンサイクル式内燃機関。

高出力、軽量で**小型**。

高速回転で**振動**が小。

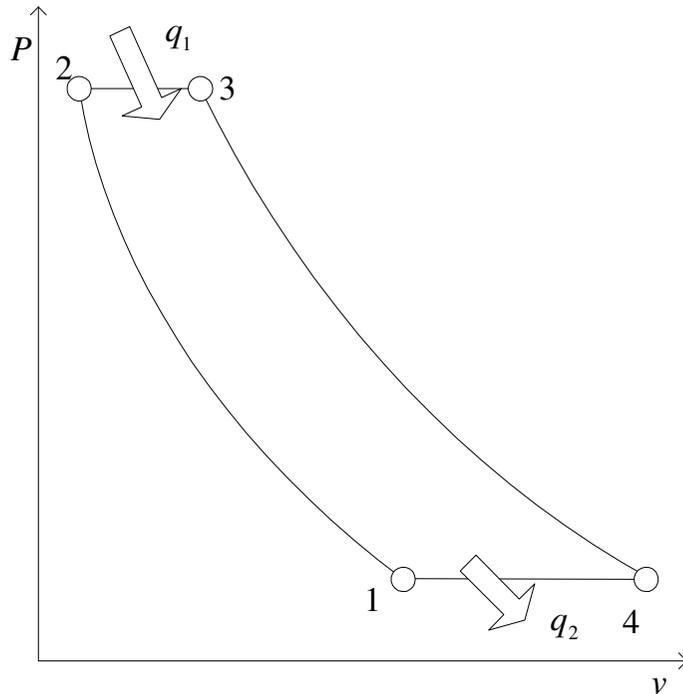
低質燃料の使用も可能。

ジェットエンジンも含まれる。

おもな用途：

火力発電 (内燃力) の一部、航空機 (ジェット機、プロペラ機、ヘリコプタ)、
高速艦艇、鉄道の一部等。

ブレイトンサイクルの動作



1 ~ 2: 外気 (給気) を圧縮機で断熱圧縮。

2 ~ 3: 燃焼器で燃料を噴き込み燃焼
(等圧加熱)。

$$\text{加熱量} : q_1 = c_p(T_3 - T_2)。$$

3 ~ 4: 燃焼ガスをタービンで断熱膨張。

4 ~ 1: 燃焼ガスを大気放出し、新たに外気
を給気 (等圧冷却)。

$$\text{放熱量} : q_2 = c_p(T_4 - T_1)$$

圧力比 : $r = P_2/P_1$ 、および $\phi = v_3/v_2 = T_3/T_2$ 。

ブレイトンサイクル各点の状態量

	P	V	T
1	P_1	v_1	T_1
2	$P_2 = P_1 r$	$v_2 = v_1 / r^{\frac{1}{\kappa}}$	$T_2 = T_1 r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
3	$P_3 = P_2 = P_1 r$	$v_3 = v_2 \phi = v_1 \phi / r^{\frac{1}{\kappa}}$	$T_3 = T_2 \phi = T_1 \phi r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
4	$P_4 = P_3 / r = P_1$	$v_4 = v_3 r^{\frac{1}{\kappa}} = v_1 \phi$	$T_4 = T_3 / r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \phi$

熱効率

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

熱効率向上策： **圧力比** r を大きくする。

圧力比上昇の問題点

燃焼器入口、出口のガス温度上昇となり、タービン翼の高温強度が問題。

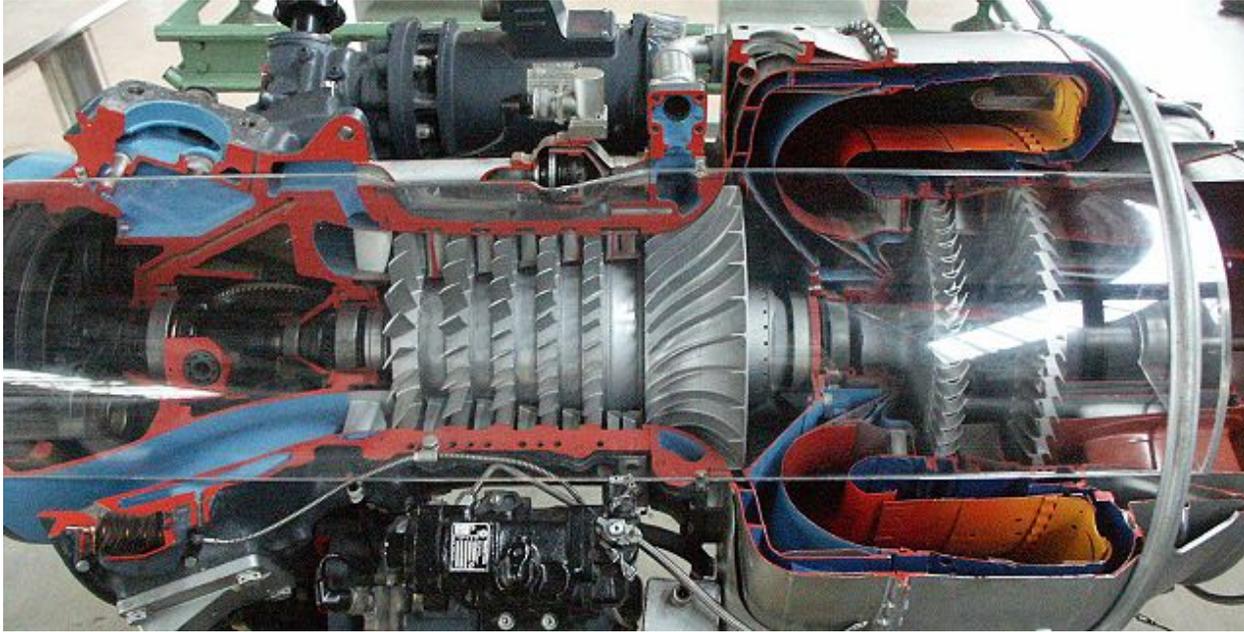
- (1) タービン入口のガス温度上限は 800 ~ 900 以下
(タービン翼を水冷する場合で 1200 ~ 1300 以下)
- (2) 圧力比を大きく保って燃焼器の燃焼量を少なくすると、
熱効率を高くできるが、出力減少、機関大型化。

ガスタービンと他の熱機関を組み合わせる例：

ガソリン機関・ディーゼル機関の排気タービン過給。

ボイラ・蒸気タービンとの複合サイクル(コンバインドサイクル)

航空機用ガスタービン (Lycoming 社 T 53 型ターボプロップ エンジン)



ガスの流れは図の左から右へ、
空気取入口 → 5 段軸流圧縮機 → 半径流圧縮機 → 燃焼器 → 2 段タービン
→ 排気ノズル。

ランキンサイクル

ボイラと蒸気タービンを組み合わせた熱機関の理論サイクル。

ピストン・シリンダ式の蒸気機関を用いても、サイクルは同じ。

イギリスのウィリアム・ランキン (1820-1872) にちなむ。

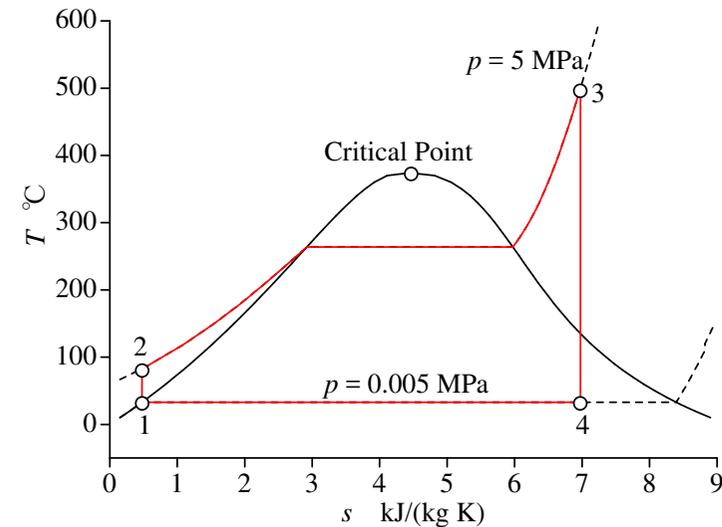
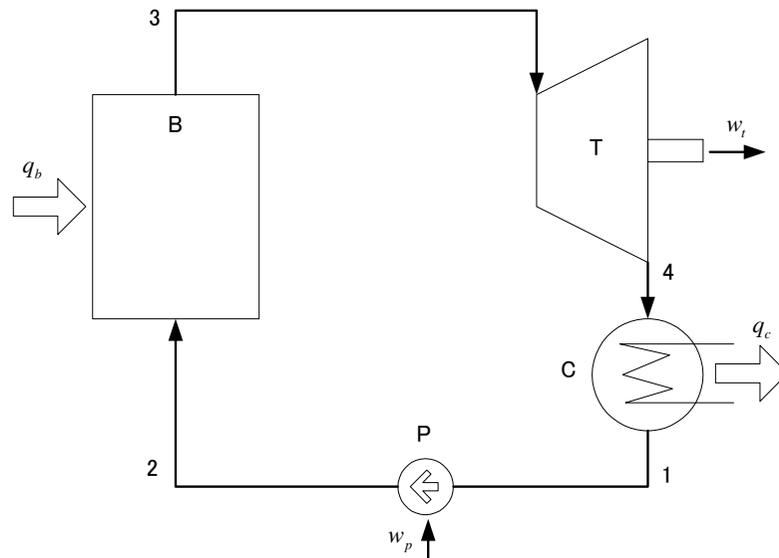
別名：クラウジウスサイクル、クラウジウス・ランキンサイクル、

蒸気原動所サイクル (理論サイクルでなく、実際のサイクルを指す)

他の熱機関の理論サイクルと比較した特徴

- (1) 蒸発・凝縮を利用、等温で熱を授受する部分多く、カルノーサイクルに近い。
- (2) 液相での圧縮となるため、タービン仕事に比べてポンプ所要仕事が少ない。
- (3) 蒸気動力自体大出力向き。特にタービン形式は小型に不向き。

主な用途：火力 (汽力) 発電、超大型船舶主機 (ディーゼルへ変わりつつある)。



サイクルの動作

給水ポンプ P : 飽和水 1 を加圧 (断熱圧縮) してサブクール水 2 とする。

ボイラ B : サブクール水 2 をで等圧加熱して過熱蒸気 3 とする。

タービン T : 過熱蒸気 3 を断熱膨張 (等エントロピー膨張) させる。

タービン出口 4 は通常、高かわき度の湿り蒸気となる。

復水器 (凝縮器) : 湿り蒸気 4 を等圧冷却して飽和水 1 にする。

加熱量，出力，熱効率等

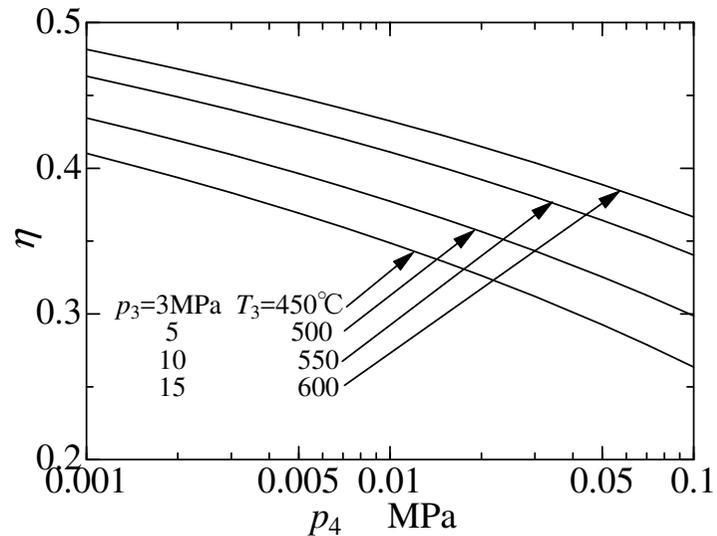
ボイラの加熱量：	$q_B = h_3 - h_2$
復水器の放熱量：	$q_C = h_4 - h_1$
タービンの仕事：	$w_T = h_3 - h_4$
給水ポンプ所要仕事：	$w_P = h_2 - h_1$
サイクルの熱効率：	

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{w_T - w_P}{q_B} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \\ &= \frac{q_B - q_C}{q_B} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} \simeq \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}\end{aligned}$$

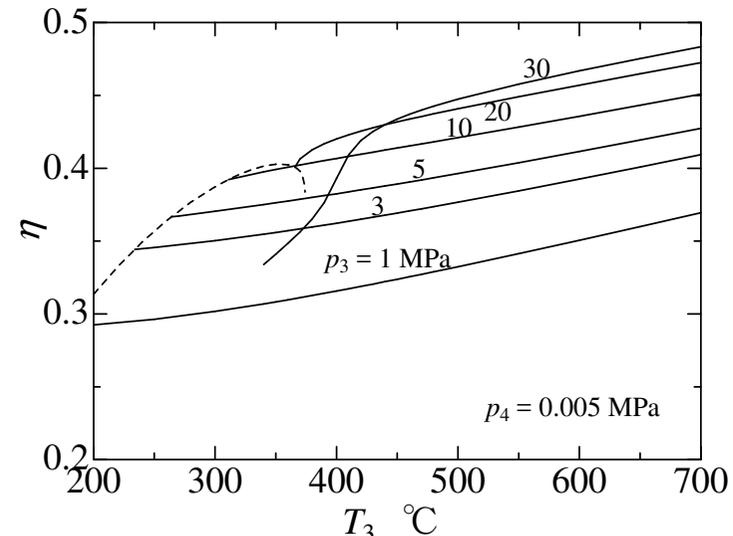
$w_P \ll w_T$ であるので、実用上 $h_2 \simeq h_1$ と近似できる。

熱効率 ← 復水器圧力、タービン入口圧力・温度 に依存

熱効率に対する復水器圧力、タービン入口蒸気圧力・温度の影響



η - 復水器圧力 (タービン入口条件)



η - タービン入口温度 (圧力)

- (1) 復水器圧力 (温度) が低くなると、効率が著しく向上。

冷却水の温度、復水器の伝熱を改善。

- (2) タービン入口の蒸気圧力、温度が上昇すると、熱効率が向上。

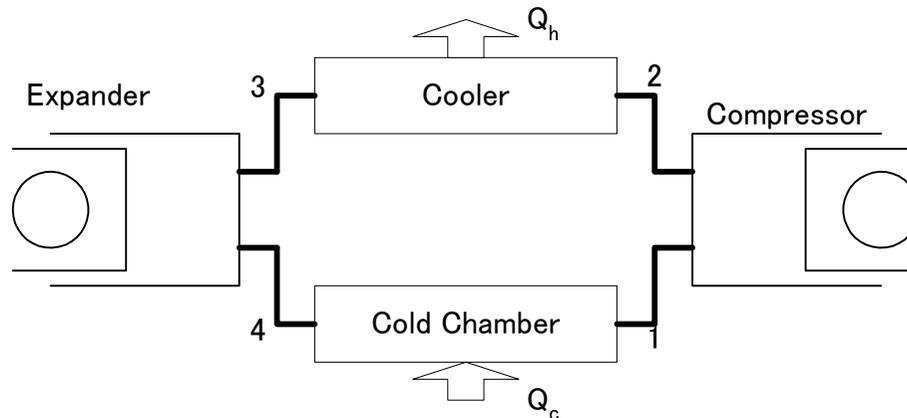
蒸気条件の高温・高圧化に向かい、超臨界圧のサイクルも多い。

高温・高圧化に伴い、再熱サイクル、再生サイクルが用いられる。

13 冷凍機のサイクル

熱機関のサイクルを逆に動作させれば、**冷凍機** (または**ヒートポンプ**) となる。

気体冷凍サイクル (逆ブレイトンサイクル)



冷媒 (冷凍機の作業流体) として気体を用いる。

(1) 気体 1 を**圧縮機**で断熱圧縮し、高温・高圧 2 とする。

(2) 気体 2 を**放熱器**に導き、常温 3 まで冷却する。

(3) 冷却した気体 3 を**膨張機**で断熱膨張させ、低温・低圧 4 とする。

膨張機で得る仕事は、圧縮機に要する仕事の一部として回収する。

(4) 低温の気体 4 を**低温室**等へ導き、冷却対象から熱を取り除く。

温度上昇した冷媒の気体 1 は再び圧縮機へ戻り、以上のサイクルを繰り返す。

ジュール=トムソン効果の利用

実際の気体を絞りに通して減圧・膨張させれば、ある条件範囲で温度が少し低下する (ジュール=トムソン効果)。

この場合は、上述の膨張機の代わりに絞りをを用いても冷凍機として動作する。

この場合は構造が簡単になるが、得られる温度降下は小さい。

リンデ=ハンプソンの空気液化装置等に使用されている。

液体の蒸発に伴う温度低下の利用

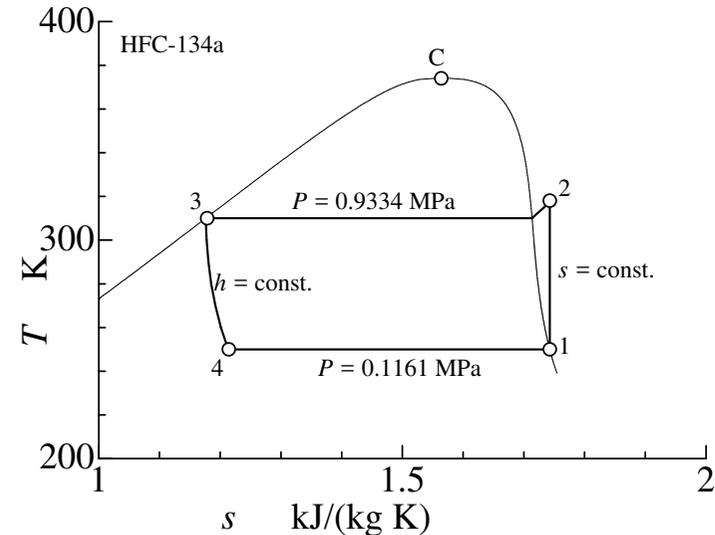
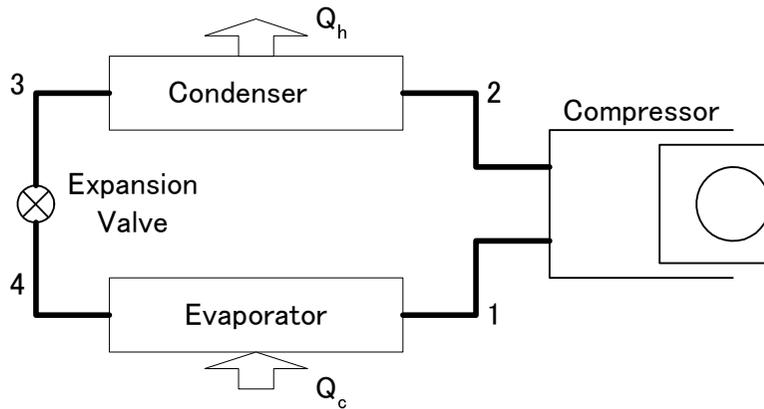
飽和温度に近い液体を絞りに通して減圧・膨張させると、一部の液体が蒸発するため温度が大きく低下する (広い意味では、これもジュール・トムソン効果)。

現在のほとんどの冷凍機はこの原理に基いており、蒸発した冷媒を循環させて、圧縮・凝縮・絞り膨張・蒸発のサイクルを繰り返す。

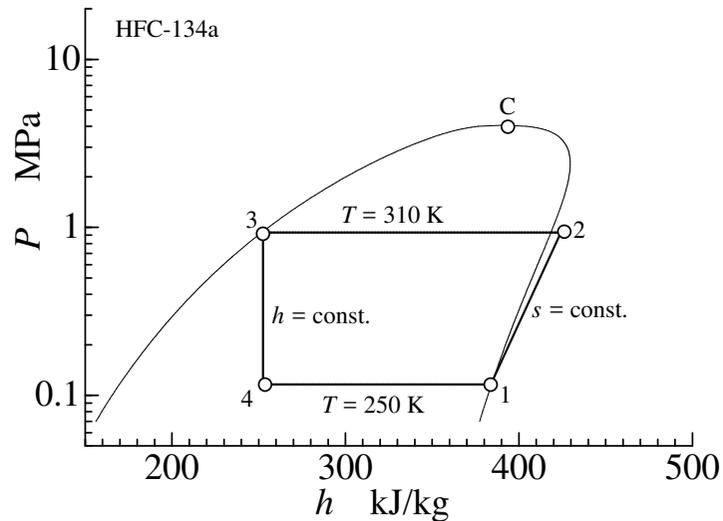
そのサイクルは、蒸気圧縮冷凍サイクルとよばれる。

他に気体の温度による溶解度の差を利用した吸収式冷凍機があるが、割愛する。

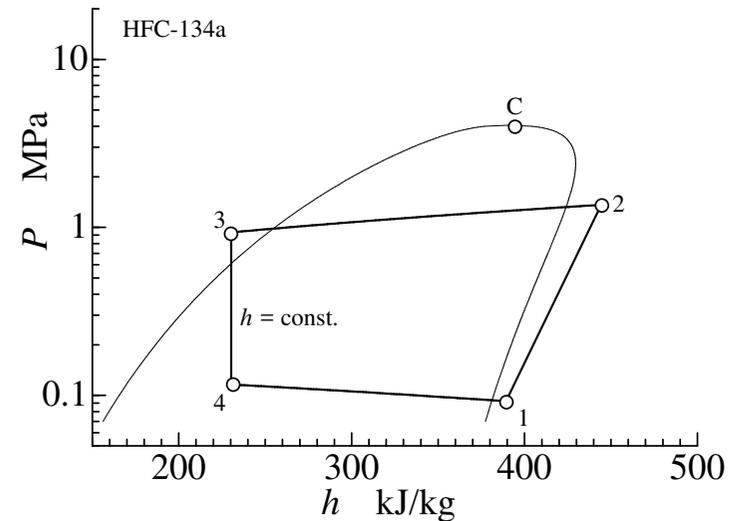
蒸気圧縮冷凍サイクル



- (1→2): 気体状態 1 の冷媒を**圧縮機**で圧縮して、高温・高圧の**過熱蒸気**とする。
- (2→3): **凝縮器**で放熱・凝縮し、液体状態 (**飽和液またはサブクール液**) とする。
- (3→4): **膨張弁**で減圧フラッシュ (一部蒸発) して、低温の**湿り蒸気**とする。
- (4→1): **蒸発器**内で残りを蒸発させることにより周りから熱を吸収し、元の気体状態 (**飽和蒸気または過熱蒸気**) 1 に戻す。



単純化したサイクルの P-h 線図



実際のサイクルの P-h 線図

膨張弁では絞り変化 (非可逆変化) ゆえ、等エンタルピー膨張。

それ以外では可逆変化を仮定すれば、

圧縮機は等エントロピー圧縮、凝縮器は等圧冷却、蒸発器は等圧加熱。

また、凝縮器、蒸発器の出口では、通常過冷却、過熱を伴う。

実際の冷凍サイクルの計算では、P-h 線図 (モリエル線図) が便利。

計算手順 (例)

- (1) 蒸発温度 (圧力)、凝縮温度 (圧力) より、P-h 線図上に基本サイクルを描く。
- (2) 各点のエンタルピー $h_1, h_2, h_3 = h_4$ を読み取る。
- (3) 冷媒 1kg 当たりの
冷却熱量 (冷凍効果) $q_2 = h_1 - h_4$ 、放熱量 $q_1 = h_2 - h_3$ を求める。
- (4) 冷媒 1kg 当たりの所要動力 $w = h_2 - h_1$ を求める。
- (5) 成績係数を求める。

$$\text{(冷凍機)} : \epsilon_R = \frac{q_2}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}, \quad \text{(ヒートポンプ)} : \epsilon_H = \frac{q_1}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

- (6) 冷媒循環量 m 、所要動力 W 、冷凍能力 Q_2 、暖房能力 Q_1 を求める。

$$W = mw, \quad Q_2 = mq_2, \quad Q_1 = mq_1$$

14 冷媒と環境

冷凍機の冷媒は、古くは亜硫酸ガス、塩化メチル、アンモニアなど。
1930年、米国 GM 社のトーマス・ミジリーが最初のフロン (R-12) を合成。
フロンは、可燃性、毒性、安定性等の面で優秀。他用途も含めて広く普及。

1974年に、ベルギーのニコレとモリナがオゾン層破壊の可能性を指摘。
紫外線が地上の生物に危害を及ぼす点で、大きな論争となった。
その後の研究で問題の重要性が共有され、
→ フロン規制 (1985年ウィーン条約、1987年モントリオール議定書)

フロンは地球温暖化ガスの一種

1992年リオ地球サミットの気候変動枠組み条約、1997年 COP3 の京都議定書、
2015年 COP21 のパリ協定での削減対象。
→ フロンに代わる冷媒の開発が課題。

冷媒に求められる条件

- (1) 与えられた温度条件に対して、**蒸発圧力**、**凝縮圧力**が適当。
蒸発圧力が大気圧よりやや高め。凝縮圧力が高過ぎない。
- (2) **臨界温度**が常温より高いこと。
- (3) **蒸発潜熱**が大きいこと。
- (4) **比熱比**が小さいこと。
- (5) **凝固点**が低い。
- (6) **化学的性質** (毒性、引火性、金属との反応性、潤滑油への溶解性) に支障ない。
- (7) **オゾン層破壊係数** (ODP:Ozone-Depleting Potential; R-11 を 1 としたときのオゾン層への影響を表す係数) が低い。
- (8) H を含むこと (1996 年規制)。Cl を含まないこと (2020 年規制)。
- (9) **地球温暖化係数** (GWP: Global-Warming Potential; CO₂ を 1 としたときの温暖化への影響を表す係数) が低い。

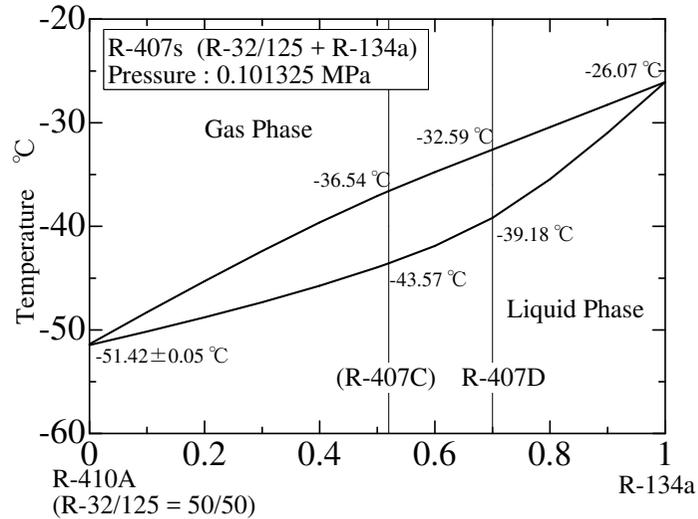
おもな冷媒

冷媒	化学式	沸点 ()	ODP	GWP	備考
R-11	CCl_3F	24	1	4750	(廃止済)
R-12	CCl_2F_2	-30	1	10900	(廃止済)
R-22	$CHClF_2$	-41	0.055	1810	(廃止中)
R-502	R-22/115	-45	0.334	4660	(廃止済)
R-1234ze	$CF_3CH = CHF$	-19	0	4	
R-1234yf	$CF_3CF = CH_2$	-29	0	4	
R-134a	CH_2FCF_3	-26.07	0	1430	
R-407C	R-32/125/134a=23/25/52	-43.57/-36.59	0	1770	
R-404A	R-125/143a/134a=44/52/04	-46.13/-45.40	0	3920	
R-507A	R-125/143a=50/50	-46.65	0	3990	
R-143a	CF_3CH_3	-47.26	0	4470	
R-125	CHF_2CF_3	-48.13	0	3500	
R-410A	R-32/125=50/50	-51.46/-51.37	0	2090	
R-32	CH_2F_2	-51.65	0	675	
R-600	$CH_3CH_2CH_2CH_3$	0	0		ブタン
R-600a	$CH(CH_3)_2CH_3$	-12	0	4	イソブタン
R-717	NH_3	-33	0	<1	アンモニア
R-290	$CH_3CH_2CH_3$	-42	0	3	プロパン
R-744	CO_2	-78 (昇華)	0	1	炭酸ガス

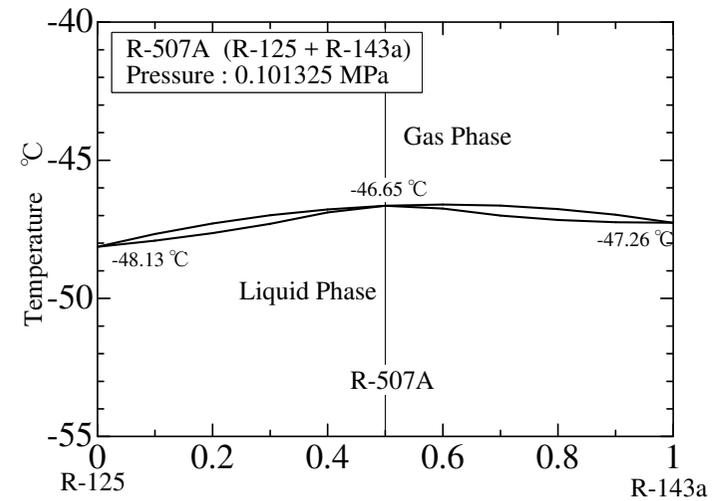
ODP(オゾン層破壊係数): 経済産業省 HP

GWP(地球温暖化係数;IPCC 第4次評価報告100年): 経済産業省 HP その他

非共沸混合冷媒 (400 台)



共沸混合冷媒 (500 台)



フロン以外の物質

600 台 : その他の有機冷媒

例 : ブタン R-600、イソブタン R-600a、ペンタン R-601

700 台または 7000 台 : 無機冷媒 (概略分子量を下 2 ~ 3 桁に記載)。

例 : アンモニア (R-717)、炭酸ガス (R-744)、亜硫酸ガス (R-764)、
水 (R-718) …

フロン規制 (モントリオール議定書)

- (1) 1987 年のモントリオール議定書が採択され、1989 年に発効している。その後、毎年締約国会議が開催され、規制が強化されている。
- (2) 特定フロン (CFC)、ハロン (臭素を含むハロゲン化炭化水素)、四塩化炭素 (CCl_4) などは、先進国では 1996 年 (開発途上国は 2015 年) までに全廃。R11、R12、R113、
- (3) その他の代替フロン (HCFC) も先進国は 2020 年 (開発途上国は原則的に 2030 年) までに全廃する。R22

地球温暖化ガス規制 (京都議定書とその後)

- (1) 1997年12月COP3で(気候変動に関する国際連合枠組み条約) 京都議定書
を採択。日本2002年批准、ロシア2005年が批准・発効。
対象：二酸化炭素 (CO_2)、メタン (CH_4)、亜酸化窒素 (N_2O)、HFCs、その他。
先進国削減率 (1990年基準で2008~2012年達成) :
 - 8% : EU 15カ国他 11カ国、
 - 7% : アメリカ合衆国 (のち離脱)、
 - 6% : カナダ (のち離脱)、ハンガリー、日本、ポーランド
- (2) 2012年ドーハ (カタール) のCOP18で改正案が採択。
第二約束期間 (2013~2020年) で、1990年水準の最低18%削減。
日本は2011年ダーバン (南ア) のCOP17以降、消極的。
- (3) 2015年12月パリのCOP21で新たな枠組み (パリ協定) が採択。
世界共通の長期目標：産業革命前以降の気温上昇を $2^{\circ}C$ ($1.5^{\circ}C$) 以下。
進捗確認：すべての国は CO_2 削減目標を5年ごとに提出・更新。
今後のゆくえ？ (この項、別途レポート課題の予定)

冷媒の変遷

用途	過去 (規制前)	現行 (過渡期)	将来案 ?	備考
小型冷凍冷蔵機器	R-11 R-12	R-134a R-404A	イソブタン プロパン	強燃性
中型冷凍冷蔵機器 分置型ショーケース	R-502	R-404A R-407C	CO ₂	メンテナンス、 初期コストに難
大型冷凍冷蔵機器	R-22 R-502	R-134a R-404A	NH ₃ , CO ₂ R-1234ze	
業務用空調機器 ビル用 PAC	R-22	R-410A R-407C	R-32 R-1234ye	微燃性に難
家庭用エアコン	R-11 R-12	R-410A	R-32 HFO-1234ye	微燃性に難
カーエアコン	R-11 R-12	R-134a	HFO-1234ye	微燃性、 コストに難