

1. デイゼル エンジン概要

第一ステップでデイゼル エンジンとガソリン エンジンとを比較して、その相違点、概要を学んだ。

このステップではこれを復習しながらデイゼル エンジン整備上の要点を理解し、さらに専門的なメカニズムについて記述する。

デイゼル エンジンのメカニズム

第一ステップで述べたとおり、吸入行程において、ガソリン エンジンは混合気を吸入するが、デイゼル エンジンは空気のみを吸入して圧縮後に燃料を噴射する。

また、点火方法においてもガソリン エンジンは電気火花を利用し、デイゼル エンジンは空気の圧縮により着火する。

この相違は単に構造上の違いだけでなく、点検、整備上および故障探究の上からも重要な意味をもっている。

このステップでは、この相違によるメカニズムの理解をさらに深めることがねらいである。

(1) 出力制御の方法

ガソリン エンジンの出力は、スロットル バルブの開度によつて吸入する混合気の量で制御している。

すなわち、アイドル回転状態でスロットル バルブはほとんど全閉状態であるため、ピストンは全ストローク運動してもスロットル バルブに妨げられて、混合気はシリンダ内にわずかししか充てんされない。

また、高出力時スロットル バルブは開かれて、混合気の充てん量は多くなる。

この充てん量の状況はインテーク マニホールド負圧により知ることができ、充てん量が少ないときはインテーク マニホールド負圧が高く、充てん量が多いときは低い負圧となつて現われる。

この混合気の充てん量が少ないときは圧縮時の圧力が低く、充てん量が多いときは圧縮時の圧力が高いという関係にある。

デイゼル エンジンでは、一般に吸入空気を制御するためのスロットル バルブは設けられていない。

(スロットル バルブを設けているものもあるが、これは吸入空気を制御するためではなく、これと、いつしよに設けられているベンチユリとによつて吸入空気量を検出し、燃料の噴射量を制御するためのものである。)

このため、高負荷であろうと低負荷であろうと、空気は十分に充てんされる。(ただし、高速回転時は吸気系の抵抗によつて、若干充てん量は低下する。)

したがつて、圧縮時における圧力は、低出力時でも相当高い圧力(30kg/cm²位)に達して高い温度(300~500℃位)となり、これに燃料が噴射されて着火、燃焼し、エンジンの出力は噴射する燃料の量によつて制御される。

シリンダへの空気の充てん量がガソリン エンジンに比べデイゼル エンジンが高いことは、インテーク マニホールド負圧の比較で知ることができ、一般にデイゼル

エンジンでは低負荷時に水柱で数100mm、高負荷時で数10mmと、ガソリン エンジンに比べてきわめて低い値となつている。

このようなガソリン エンジンとデイゼル エンジンのメカニズムの相違点は、エンジン整備上の重要な手がかりの相違にもなつている。

すなわち、ガソリン エンジン整備上の要点とされるものは、吸入混合気の混合比と吸入量、十分な圧縮、点火に十分な火花と適切な点火時期と言われる要素が上げられる。

デイゼル エンジンにおいては、圧縮の良否がエンジン整備上で第一に重要な要素となる。

考えてみよう!

もしデイゼル エンジンの吸入空気を制限した場合、どんな不具合が発生するか。

ガソリン エンジンにおいても圧縮の良、否はエンジンの重要な要素となつてゐるが、デイゼル エンジンではこの圧縮が単なる出力への要素となるだけでなく、ガソリン エンジンにおける点火の要素に対応する空気の圧縮熱による着火性をも左右するため、きわめて重要な要素となつてゐる。そして、第2に燃料系がエンジンの制御上、また整備上重要な2大要素となるのである。

(2) 圧縮圧力と温度の関係

空気を圧縮すると温度が上昇するが、途中、熱が全然逃げないようにして圧縮（断熱圧縮）すると、外部から加える機械的なエネルギーは、ガス内部エネルギーを増加させることに使われ、ガスの温度は上昇する。

理論的な断熱圧縮時の圧縮比と圧縮圧力および温度の関係は右図のとおりであるが、これはピストンとシリンダ間の空気漏れが皆無で、かつ、圧縮空気の熱は全く逃げない状態である。

グラフで見ると、例えば圧縮比を16とした場合、圧縮圧力は約49kg/cm²、そのときの空気の温度は約560℃にも上昇する。

実際には放熱があるため、図4-202のようになる。

また、同じ圧縮比の場合でもエンジン回転数によって圧縮圧力は異なり、実測によると圧縮比16のエンジンにおいて、エンジン回転数が150～160rpmのときの圧縮圧力は20～25kg/cm²であるが、通常の運転状態では30～35kg/cm²になる。

したがつて、デイゼル エンジンでは、シリンダ内に吸入される空気の多少が直接着火性に影響し、エンジン出力にも影響があるので空気の吸入が効率よく行なわれることが必要である。

$$\text{体積効率} = \frac{\text{吸入した空気の体積}}{\text{排気量}}$$

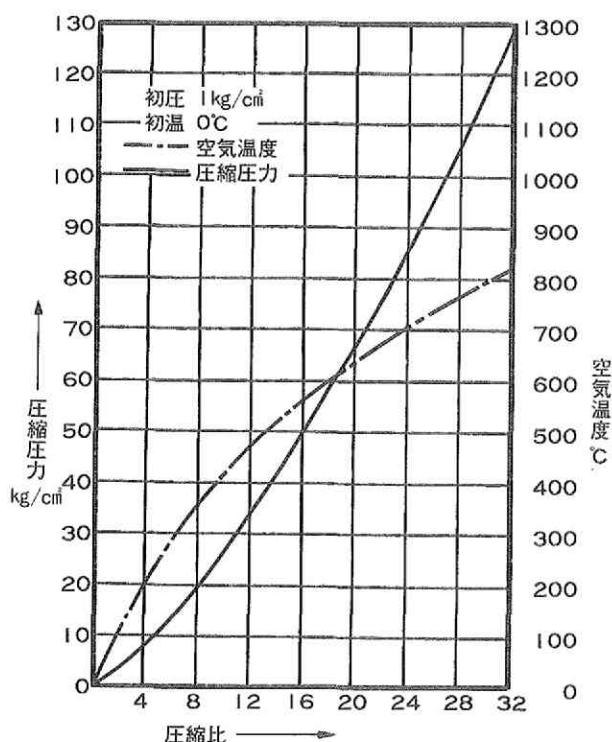


図4-201 圧縮比と空気圧縮圧力および温度 N2801 との関係

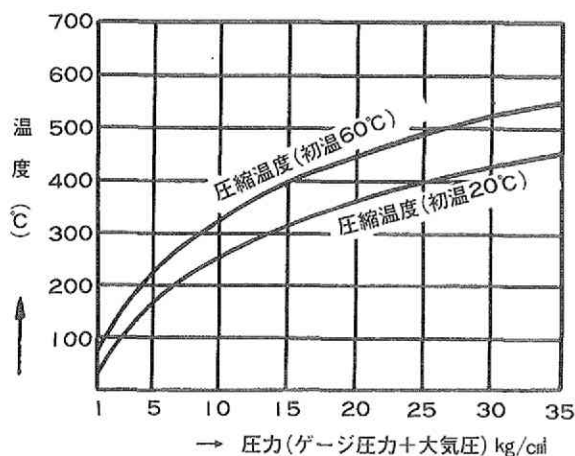


図4-202 圧縮圧力と空気温度との関係 N2802

この体積効率は大気温度、大気圧によっても異なるため、これを標準状態（大気温度15℃、大気圧760 mmHg）に換算して求めたものを**充てん効率**と呼んでいる。

インテーク マニホールドの絞りがなく、一般的に回

転数がガソリン エンジンよりも低いディーゼル エンジンの充てん効率は0.9くらいである。（ガソリン エンジンはキャブレタの抵抗により吸気圧が下がり、一般的な充てん効率は0.8くらいである。）

＜参 考＞

空気過剰率

燃料を完全燃焼させるためには、言うまでもなく十分な酸素が必要であるが、空気中に含まれている酸素の量（割合）は決まっているため、エンジンが吸入した空気の重量がわかれば燃焼できる燃料の最大量が計算できる。

理論的には軽油 1 kg を完全燃焼させるのに必要な空気量は約14kg である。

しかし、実際には燃焼が短時間に行なわれるために、理論上の必要空気量では完全燃焼できないのでより多くの空気が必要となる。

この、理論上必要な空気量に対する実際に吸入した空気量の割合を**空気過剰率**と言い、次式で表わす。

$$\text{空気過剰率} = \frac{\text{実際に吸入した空気量(重量)}}{\text{供給された燃料を完全燃焼させるのに必要な理論空気量(重量)}}$$

ガソリン エンジンは点火される前に燃料と空気が十分混合されるから、吸入された空気中の酸素は大部分燃焼に使用されるが、ディーゼル エンジンは燃料が燃焼室に噴射されると同時に、燃焼室内の空気と混合し燃焼する。

このため、ディーゼル エンジンでは、燃焼室に噴射された燃料付近の空気に含まれる酸素のみ消費される傾向となる関係上、燃料を完全燃焼させるためにガソリン エンジンよりも空気過剰率は大きい。

一般的なディーゼル エンジンの空気過剰率は全負荷（最大噴射量）時1.2～1.4、低速軽負荷（噴射量が少ない）時にはその2.5倍以上にもなる。

(3) 燃料の着火温度

ディーゼル エンジンは、高压、高温の空気の中に燃料を噴射することにより、自己着火して燃焼する。このように、燃料の温度を上げてゆき、外部から炎を近づけなくても自然発火する最低温度を、その燃料の着火点（着火温度）と言うが、燃料の着火温度と空気温度との差が大きいほど空気の熱が早く燃料に伝わり、早く着火する。

すなわち、圧縮空気の温度と燃料の着火温度の差が大きいほど着火しやすいわけで、ディーゼル エンジンの場合は圧縮比が高いほどまたは、使用する燃料（軽油）の着火点が低いほど着火性が良い。一般に、燃料の着火温度は圧力が高くなるにしたがつて低下する傾向があり、その一例が左の図表である。

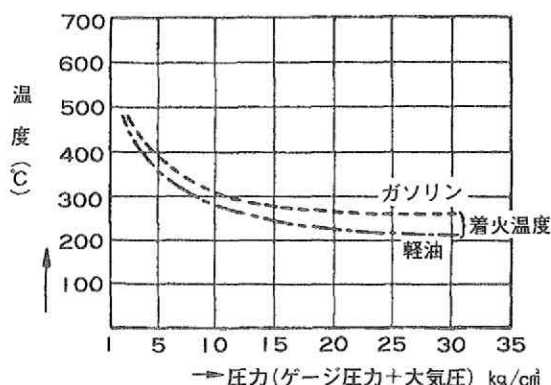


図4-203 圧縮圧力と着火温度との関係 N2803

(4) 燃焼までの過程

ガソリン エンジンでは、あらかじめ均一に混合気化した燃料の火炎伝播が燃焼の主な過程であるが、ディーゼル エンジンでは燃料液滴、蒸気、空気および燃焼ガス等が混在した、不均一な状態で燃焼するのが特徴である。

高温空气中に燃料を霧状にして吹き込むと、燃焼室内での燃料は周囲の高温で加熱されて蒸発→蒸気と空気が混合→可燃混合気となつて着火→着火によつて燃焼室内圧は急上昇→さらに蒸発して空気と混合→蓄積された可燃混合気は一気に燃焼、となる。したがつてディーゼル エンジンの燃焼の良否は、噴射される燃料の噴霧の状態および空気との混合状態によつて大きく左右され、性能も決まる。

(5) シリンダ内の圧力変化

シリンダ内の圧力と容積の関係を理論上示したものが下図で、圧力(P)と容積(V)、すなわちPV線図と呼ばれ、縦軸に圧力、横軸に容積を示す。

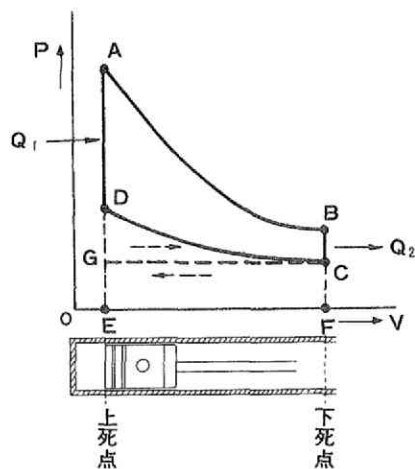


図4-204 PV線図

N2804

これを実際のエンジンにあてはめると、横軸上のO Eは燃焼室容積、EFは行程容積(排気量)を表わす。いま、図中のAで示される高温、高压のガス体に断熱膨張を行なわせると、ガス体は温度および圧力が低下してB点に達する。

Aガス体がA点からB点に変化することによつて、ピストンに(A-B-C-F-E-D)で囲まれた面

積に相当する仕事を与えたことになる。

次に、B点で一定容積のもとで冷却を行なうと、ガス体は熱量 Q_2 を放出して圧力が低下し、C点に達する。ついでC点から断熱圧縮によりピストンが上死点に達すると、ガス体の温度、圧力ともに上昇してD点の状態になり、D点の状態からA点に戻すためには、一定容積のもとで加熱を行なう。

ガス体は外部からの熱量 Q_1 を得て、圧力、温度ともに上昇してA点に戻り、1サイクルを終了する。C点からD点は断熱圧縮であるが、断熱圧縮をするためには、外部から(D-C-F-E)で囲まれた面積に相当する仕事をピストンに与える必要がある。したがつて、断熱膨張によつて与えられた仕事から断熱圧縮するための仕事を差し引いた、(A-B-C-D)の面積に相当する仕事をピストンが得たことになる。

このピストンが得た仕事というのは、外部から与えた熱量 Q_1 と冷却によつて放出した熱量 Q_2 の差($Q_1 - Q_2$)が変化したものであり、実際のエンジン作動をPV線図に当てはめてみると次のようになる。

- G→C = 吸入行程
- C→D = 圧縮行程
- D→A = 爆発行程
- A→B = 膨張行程
- B→C→G = 排気行程

ただし、B→Cの冷却は燃焼ガス排出、低温混合気吸入によるものである。

<注 意>

断熱膨張、断熱圧縮とは、膨張、圧縮行程ともに外部と熱の授受が全然無いと仮定して、圧力および容積変化を示したものである。

(6) 等容サイクル、等圧サイクル、合成サイクル

実際の内燃機関の理論サイクル(シリンダ内の圧力と容積の関係を示したPV線図によるサイクル)として次の三つがある。

- ① 等容サイクル(別名: オット サイクル)
- ② 等圧サイクル(別名: ディーゼル サイクル)
- ③ 合成サイクル(別名: サバテ サイクル)

① 等容サイクル (オット サイクル)

等容サイクルは、ガス体の断熱変化 ($B \rightarrow C$, $D \rightarrow E$) と等容変化 ($C \rightarrow D$, $E \rightarrow B$) を組み合わせたもので、ドイツ人のオットにより完成されたことから別名オット サイクルとも呼び、ガソリン エンジンはこのサイクルで作動する。

$A \rightarrow B$ = 吸入行程

$B \rightarrow C$ = 圧縮行程

$C \rightarrow D$ = 爆発行程

$D \rightarrow E$ = 膨張行程

$E \rightarrow B \rightarrow A$ = 排気行程

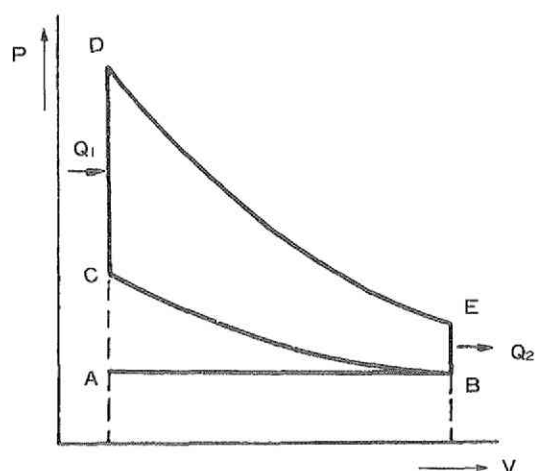


図4-205 等容サイクル P V線図

N2805

② 等圧サイクル (ディーゼル サイクル)

等圧サイクルは、ガス体の断熱変化 ($B \rightarrow C$, $D \rightarrow E$)、等容変化 ($E \rightarrow B$) および等圧変化 ($C \rightarrow D$) の組み合わせから成り、ドイツ人のルドルフ デーゼルが完成したことから別名ディーゼル サイクルと呼ぶ。

等容サイクルと異なる点は、C点から一定圧力のもとでガス体に熱量が与えられることで、これが等圧サイクルと呼ばれる理由である。

このサイクルは、圧縮が終了したC点で燃料を噴射して、徐々に燃焼させるような低速ディーゼル エンジンで実現されている。

$A \rightarrow B$, $B \rightarrow C$, $C \rightarrow D$, $D \rightarrow E$, $E \rightarrow B \rightarrow A$ の各行程は、上記の等容サイクルと同じである。

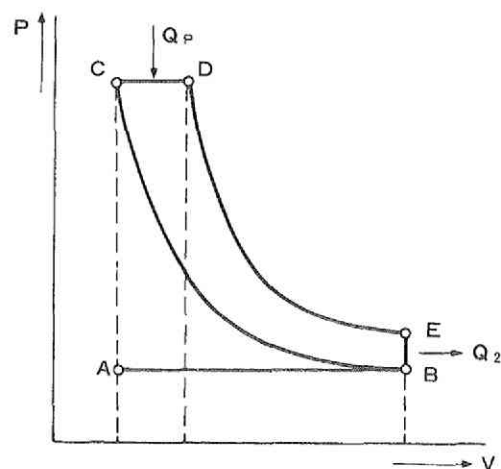


図4-206 等圧サイクル P V線図

N2806

③ 合成サイクル (サバテ サイクル)

合成サイクルはその名の通り、等容サイクルと等圧サイクルが合成されたもので、断熱変化 ($B \rightarrow C$, $E \rightarrow F$)、等容変化 ($C \rightarrow D$, $F \rightarrow B$) および等圧変化 ($D \rightarrow E$) の組み合わせによって作動し、自動車用高速ディーゼル エンジンが該当する。

等容変化および等圧変化を実際のディーゼル エンジンにあてはめて考えてみると、高温、高圧の空气中に燃料が噴射され、自己着火までに蓄積された燃料が爆発的に燃焼するのが $C \rightarrow D$ 間であり、それ以後ひきつづきノズルから噴射されるにつれて燃焼する期間が $D \rightarrow E$ に相当する。

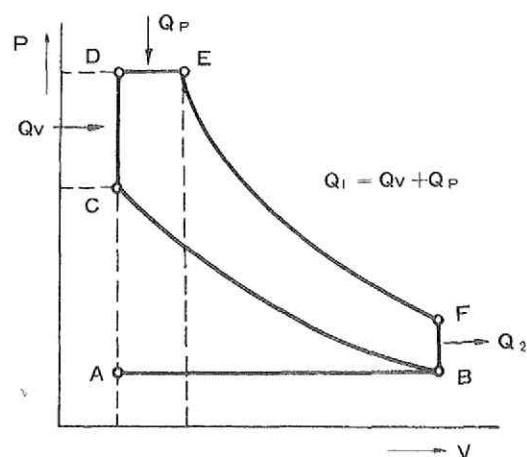


図4-207 合成サイクル P V線図

N2807

A → B = 吸入行程
 C → D → E = 爆発行程
 F → B → A = 排気行程

B → C = 圧縮行程
 E → F = 膨張行程

(7) 燃焼過程

ディーゼル エンジンでは、吸入行程で吸入した空気を圧縮して、高温になったところへ燃料を噴射し、空気の圧縮熱によって自己着火させて燃焼させる。その燃焼の過程は、一般的に次の4段階に分けて考えられる。

- 第1期 着火遅れ期間(燃焼準備期間) A → B
- 第2期 火炎伝ば期間(定容燃焼期間) B → C
- 第3期 直接燃焼期間(定圧燃焼期間) C → D
- 第4期 後期燃焼期間(後燃え期間) D → E

着火遅れ期間 (A → B)

燃料がシリンダ内に噴射されてから着火までの期間を言う。

この期間は、噴射された燃料液滴が周囲の高温により加熱されて気化し、空気と混合して混合ガスを生成しながら自然着火温度まで加熱される間(加熱期間)と、燃料自体の着火遅れ(化学的過程)から成る燃焼の準備期間である。

時間的には非常に短く、一般的に $1/1000 \sim 4/1000$ 秒位で、シリンダ内の圧力、温度、燃料の粒度、分散状態および空気の渦流状態等によって支配されると言われ、この期間のシリンダ内圧力上昇はほとんど認められないが、期間の長短によって後に続く燃焼に大きく影響を及ぼす。

火炎伝ば期間 (B → C)

着火遅れの期間に生成、蓄積された混合ガスのうち、混合比の最適の部分から着火して各部に火炎が急速に伝ばし、蓄積された残りの混合ガスのほとんど全部が同時に燃焼するため、シリンダ内の圧力、温度は瞬間的に上昇する。

したがって、このときの圧力、温度の上昇度合は、着火遅れ期間中に噴射された燃料の量、霧化、空気の渦流および空気と燃料の混合等に影響され、

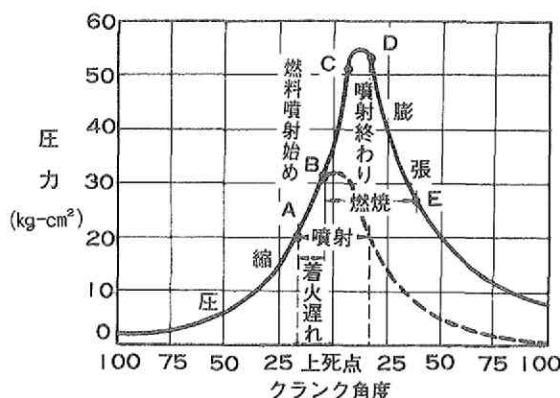


図4-208 ディーゼル エンジンの燃焼過程 N2809

B点までに噴射された燃料はこの期間中にほとんど燃焼してしまう。

また、図中の点線は、無噴射の場合の圧力変化を示す。

直接燃焼期間 (C → D)

図中のC点を過ぎても燃料はシリンダ内に噴射されているが、いつたんシリンダ内で燃焼が始まると圧力、温度が著しく上昇するため、着火遅れは短くなり、ノズルから噴射される燃料はただちに燃焼する。

この期間は、燃料噴射量を加減することによって圧力、温度変化を調整することができるので、制御燃焼期間とも呼ばれる。

後期燃焼期間 (D → E)

図中のD点でシリンダ内への燃料噴射は終わるが、D点までに燃焼しきれなかつた大粒の燃料液滴や、油粒の密集により十分空気と混合しなかつた部分等が、D → Eの膨張期間に空気と混合して燃焼する。

この後燃え期間が長くなると排気温度が高くなり、熱効率が低下する。

以上の燃焼過程を総括すると、着火遅れ期間と火炎伝ば期間は直接燃焼期間の準備期間とも言い、ディーゼル エンジンの特徴である直接燃焼期間（定圧燃焼期間）を有効にするためには、火炎伝ば期間における圧力上昇を低くすることが望ましいと言われる。

自動車用高速ディーゼル エンジンは、一般に直接燃焼期間が短く、オット サイクルに近いサバテ サイクルを持っている。

(8) デーゼル ノック

ディーゼル ノックの成因

燃焼過程の項で述べたとおり、着火遅れ期間に蓄積された混合気が、火炎伝ば期間で一気に燃焼してシリンダ内の圧力を急激に上昇させるが、その圧力上昇が急激すぎるとディーゼル ノックが発生する。

このディーゼル エンジンのノックとガソリンエンジンのノックは物理的には同一のものである。右図において、Aの方はクランク ピンが上死点に達したとき着火、火炎伝ば期間が始まるのに対し、Bは上死点をだいぶ過ぎた点から始まっている。

噴射終わりの最高圧力は同じであるが、着火遅れ期間の長いBは着火した瞬間、多量の燃料が爆発的に燃焼して圧力が急激に上昇し、火炎伝ばが始まる点における圧力線との接線TとT'によってできる角度 α がAより大きい。この角度 α が大きいほどディーゼル ノックは大きくなる。

ディーゼル ノックの要因

上記のとおり、ディーゼル ノックは着火遅れ期間が長いと発生することから、着火遅れ期間を短くすればディーゼル ノックは緩和される。

ディーゼル ノックを起こす原因について関係のあるものを上げると次のようになる。

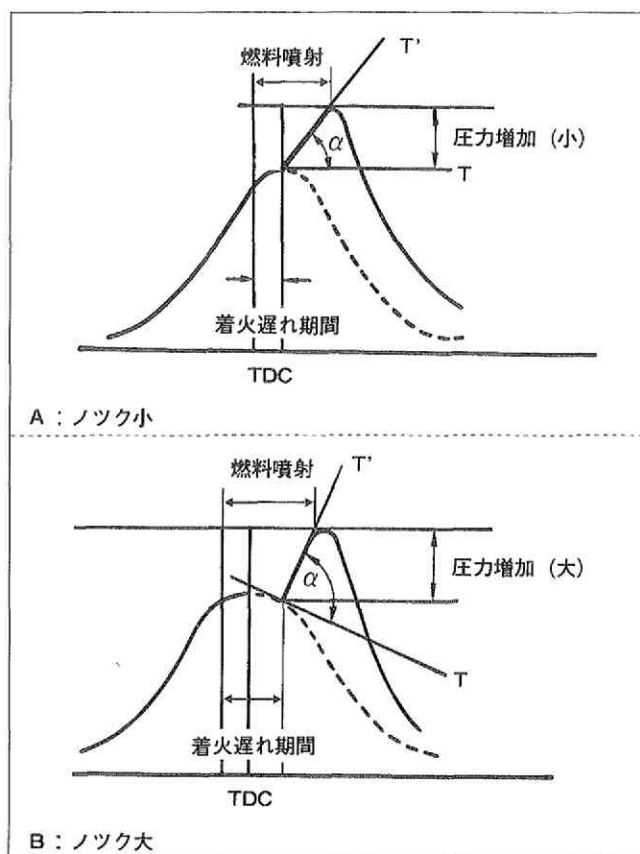


図4-209 燃焼圧力とディーゼル ノック

N2810

① 燃料の種類

燃料自体の性質として着火遅れがあり、燃料の種類によって異なる。

ディーゼル ノックを防止するためには、着火遅れ期間が短い、いわゆる着火性の良いセタン価の高い燃料を使用することが大切である。

② 圧縮比

圧縮比を大きくするとシリンダ内の圧力、温度は高くなり、ノック防止に役立つが、ある限度以上になるとエンジンの起動トルクが増大し、燃焼最高圧力が高くなりすぎてエンジン各部の摩擦が大きくなり、機械効率が低下する。

③ 燃料噴射量

噴射開始時の燃料噴射量が多いと着火遅れ期間に可燃混合ガスが多量に生成され、火炎伝ば期間に一気に燃焼するため、シリンダ内圧および温度が急激に上昇してノックを起こす。

また、着火燃焼開始後に噴射される燃料は、燃焼室がすでに高温になつているため、噴射と同時に燃焼する。

したがつて、噴射開始時に噴射量を絞る、着火後多量の燃料を噴射すればディーゼルノックの発生もなく、高出力が得られるわけである。

④ 燃焼室の形状

燃料と空気がよく混合し、燃焼がむらなく速やかに行なわれるよう、種々の形状のものが研究されている。

現在使用されているものには渦流室式、予燃焼室式、および直接噴射式があるが、自動車

用ディーゼルエンジンには渦流室式と予燃焼室式が多く使用されている。

⑤ その他

噴霧の状態、噴射時期等が影響するが、噴射時期についてはある程度までで、ある限度以上進めてもディーゼルノックは防止できない。

エンジンの温度が低いとかエンジンの回転速度が遅すぎる場合には、圧縮温度が低下して着火しにくく、ディーゼルノックは起こりやすくなる。

そういう意味ではエンジンの負荷、冷却装置の不具合も関係する。

＜参 考＞

セタン価、セタン指数およびディーゼル指数

ガソリンのアンチノック性を表わす尺度としてオクタン価が用いられるが、それと同じようにディーゼルエンジンの燃料である軽油の着火性を表わす尺度として、セタン価、セタン指数またはディーゼル指数が用いられる。

1. セタン価

セタン価の求め方は、オクタン価を求める方法とほとんど同じで、標準燃料と試料の比較試験を行なつて、試料と同一の着火性をもつ標準燃料中に含まれる正セタンの容量(%)をセタン価として表示する。

標準燃料は着火遅れの小さい(着火しやすい)正セタンと、着火遅れの非常に大きい α -メチルナフタレンまたはヘプタメチルノナンを混合したもので、セタン価はそれぞれ次のとおりである。

- (1) 正セタン : セタン価100
- (2) α -メチルナフタレン : セタン価0
- (3) ヘプタメチルノナン : セタン価15

エンジンは米国の燃料研究委員会で、ガソリンのアンチノック性を試験するために製作した、水冷単シリンダ、可変圧縮比のエンジン(CFRエンジン)を、渦流室式燃焼室を有するディー

ゼルエンジンに改装したCFR F-5エンジンである。

次に、試験順序を簡単に説明する。

- (1) セタン価を求めようとする試料を用いてエンジンを一定条件で運転し、噴射時期を上死点前13度にセツトする。
- (2) 圧縮比を変化させ、ちょうど上死点で着火燃焼が始まるように調整する。
- (3) 次に標準燃料を用いて運転し、試料と同一圧縮比においてちょうど上死点で着火燃焼をおこすように、正セタンと α -メチルナフタレンまたはヘプタメチルノナンの混合割合を調整する。
- (4) (3)項で調整した標準燃料中に含まれる正セタンの容量割合(%)をセタン価とする。
- (5) セタン価の計算式を示すと次のようになる。

$$\text{① セタン価} = \frac{A(\text{体積})}{A(\text{体積}) + B(\text{体積})} \times 100$$

または、

$$\text{② セタン価} = A\% + 0.15(C\%)$$

ただし

A : 正セタン

B : α -メチルナフタレン

C : ヘプタメチルノナン

＜参 考＞

＜備 考＞

燃料の着火性について、ディーゼル エンジンの要求する性質とガソリン エンジンの要求する性質は全く反対であり、右図のようにオクタン価とセタン価は相反する性質を示す。

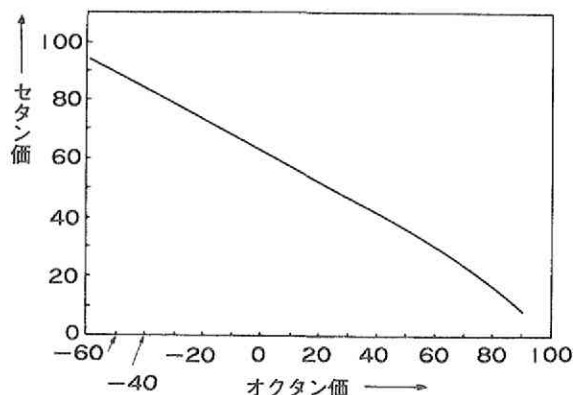


図4-210 セタン価とオクタン価の関係

N2784

2. セタン指数とディーゼル指数

セタン価を求めるには前述のとおり複雑な試験を行なわなければならない。

そこで、比較的簡単にセタン価を推定する方式として、セタン指数とディーゼル指数が使用されており、実測セタン価とセタン指数（計算セタン価とも言う）およびディーゼル指数の関係は下図のとおりである。

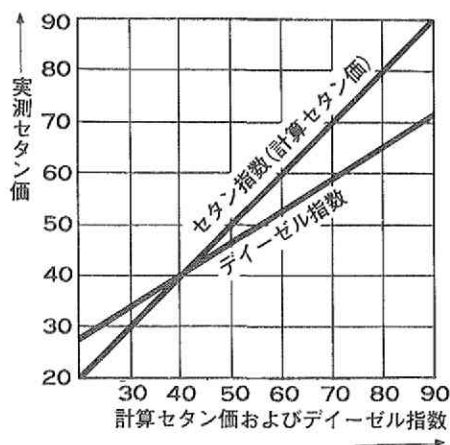


図4-211 実測セタン価とセタン指数、ディーゼル指数

(API°) (比重)
15.6°C 15/4°C

56	0.76
54	0.77
52	0.78
50	0.79
48	0.80
46	0.81
44	0.82
42	0.83
40	0.84
38	0.85
36	0.86
34	0.87
32	0.88
30	0.89
28	0.90
26	0.91
24	0.92
22	0.93
20	0.94

(比重)

80
75
70
65
60
55
50
45
40
35
30
25
20

(セタン指数)

°C °F (大気圧補正50% 留出温度)

370	700
360	
350	
340	650
330	
320	
310	600
300	
290	550
280	
270	
260	500
250	
240	
230	450
220	
210	400

試 料 (軽油)

(イ) 50%留出温度 = 287.8°C

(700mm Hg)

(ロ) 比重 = 0.8597

(15/4°C)

(ハ) 大気圧補正50%留

出温度 = 291.8°C

(ロ), (ハ)より

セタン指数 = 51.4

注：API 比重＝米国石油協会が油の密度を示すために定めたもので、4°Cの水に対する15°Cにおける油の密度を標準として示すもので、15/4°Cで表わす。

図4-212 セタン指数計算図表

N2785

計算式は次のとおりである。

$$\text{セタン指数} = 97.833(\log A)^2$$

$$+ 2.2088 \log A + 0.01247 B^2 - 423.51 \log A - 4.808 B + 419.59$$

ただし、A = (試料の気圧補正50%留出温度°C) × 9/5 + 32

B = API 度

◎ 図4-212は、上記計算式を修正して図式化した、セタン指数計算図表である。

＜参 考＞

(2) デーゼル指数

セタン指数と同じように軽油の分析性状からセタン価を推定する方式の一つで、燃料中に含まれるパラフィン系炭化水素の量を見ることによつて着火性を示す方法である。

具体的には燃料のAPI比重（前ページの図4-212参照）とアニリン点を求め、次式により算出する。

ディーゼル指数

$$= \text{API比重} \times \text{アニリン点} (^{\circ}\text{F}) \times 10^{-2}$$

＜備 考＞

アニリン点＝燃料と等量のアニリンを混合したとき、均等な溶液として存在する最低温度（ $^{\circ}\text{F}$ ）をいう。

3. デーゼル エンジンのセタン価

一般に自動車用高速ディーゼル エンジン用燃料のセタン価は、40～45以上あればよいとされている。

市販されている軽油のセタン価は一般に60ぐらいである。

ディーゼル ノックとガソリン ノック

ディーゼル エンジンのノックとガソリン エンジンのノック（ノッキング）は、どちらも主に低速運転中に起こりやすく、物理的には同一現象である。

また、どちらも燃料の異常燃焼によつて起こるが、右図をよくみるとディーゼルエンジンの場合は燃焼の初期に起こるの

に対し、ガソリン エンジンでは燃焼の末期に起こるのがわかる。

さらにノックを減少させる方法として、ディーゼルエンジンの場合はできるだけ早く自己着火が起こるようにするのに対し、ガソリン エンジンの場合は自己着火が全く起こらないようにしなければならない。

したがつて、ノック防止については右表のようになる。

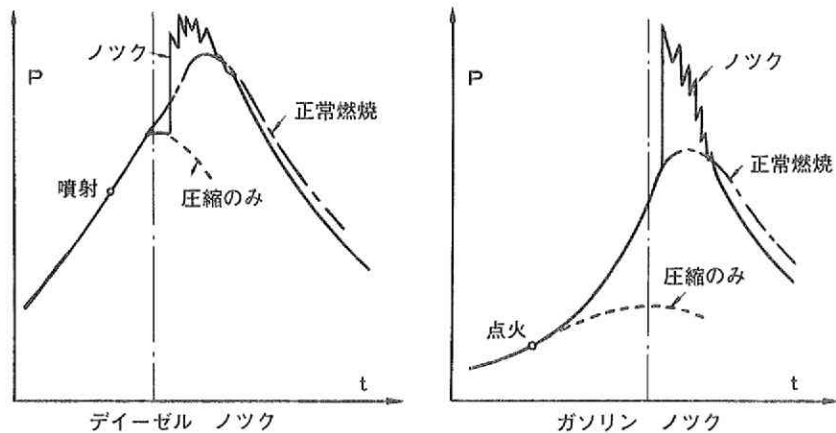


図4-213 デーゼル ノックとガソリン ノックの比較 N2811

エンジンの種類 項 目	ディーゼル エンジン ノック防止法	ガソリン エンジン ノック防止法
圧 縮 比	高 く す る	低 く す る
吸 気 温 度	高 く す る	低 く す る
吸 気 圧 力	高 く す る	低 く す る
シリンダ温度	上 げ る	下 げ る
燃料の発火点	低 い こ と	高 い こ と
着火遅れ期間	短 く す る	長 く す る

(9) デイゼル エンジンの燃焼室

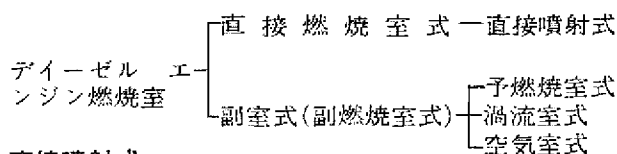
デイゼル エンジンの燃焼室はエンジンの性能を左右する最も主要な部分である。

シリンダ内に噴射された燃料が十分霧化、蒸発し、空気とよく混合する構造とするため、燃焼室の形状を工夫して圧縮完了時に積極的に強い渦流ができるようにしたり、副室を設けて着火初期のガス膨張を利用する等が行なわれている。

燃焼室の備えるべき条件として、次の各項目を上げることができる。

- ① 噴射された燃料をなるべく短時間に完全燃焼させること。
- ② 平均有効圧力が高いこと。
- ③ 燃料消費率が小さいこと。
- ④ 高速回転における燃焼状態が良いこと。
- ⑤ 始動が容易であること。
- ⑥ デイゼル ノックが少ないこと。

また、現在自動車用デイゼル エンジンに使用されている燃焼室には次のような種類がある。



直接噴射式

シリンダ ヘッドとピストンの間に主燃焼室のみが形成され、噴射ノズルから直接主燃焼室へ燃料を噴射する。

図のように、シリンダ ヘッドは平面またはやや丸味を帯び、

ピストン頂部

は燃焼を有効

に行なわせる

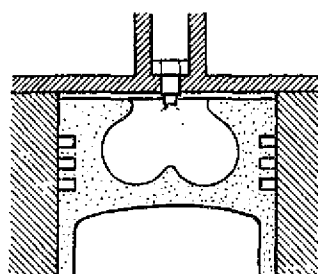
ため、特殊な

凸起または凹

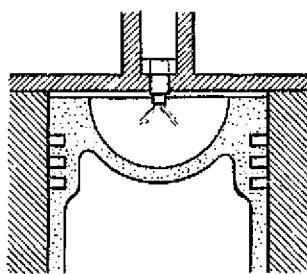
みが設けられ

ているのが特

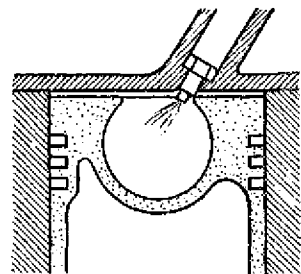
徴である。



(A) ハート形



(B) 半球形



(C) 球形

長 所

- ① 燃焼室の構造が簡単で熱効率がよく、燃料消費量が少ない。
- ② シリンダ ヘッドの構造が簡単で、熱によるひずみが少ない。
- ③ 始動が容易で、グロー プラグ等の特殊な始動補助装置がいらぬ。
- ④ 燃焼室の容積に対する表面積の割合が小さいので、冷却損失が少ない。
- ⑤ 比較的圧縮比が小さくてよく、大型スタータを要しない。

短 所

- ① 噴射圧を高くして燃料と空気の混合をはからなければならないため、噴射ポンプ、ノズル等の負荷が大きくなる。
- ② 使用燃料の変化に敏感で、比較的良質の燃料を必要とする。
- ③ 多孔式ノズルを使用するため、価格が高くなる。
- ④ ノズルの噴霧状態によりエンジンの性能が大きく左右される。
- ⑤ デイゼル ノックが発生しやすい。
- ⑥ 副燃焼室式に比べ渦流が弱く、最高回転数を高くできない。
- ⑦ 低速時に黒煙が出やすい。
- ⑧ 燃焼圧力が他の型式に比べて高いため、材質の吟味を要する。

予燃焼室式

主燃焼室の上部に予燃焼室と呼ばれる副室を設け、予燃焼室に噴射された燃料は、まずその一部が燃焼して高圧ガスを発生し、その圧力によつて予燃焼室から主燃焼室に未燃焼燃料が噴出する。

主燃焼室へ噴出することによつて未燃ガスはさらに微粒化し、同時に主燃焼室内の空気と混合して完全燃焼が行なわれる。

このように、予燃焼室は2段階に燃焼が行なわれ、燃料と空気の混合は予燃焼室から噴出する気流によつて行なわれるのが特徴で、予燃焼室容積は全圧縮容積の30~40%、噴孔の面積はピストン面積の0.3~0.6%とされている。

予燃焼室式の特徴

予燃焼室式のシリンダ内圧力変化を右図で見ると、圧縮行程において主燃焼室の圧力はピストンの上昇につれて高くなるが、予燃焼室は狭い噴孔で絞られているため、圧力上昇が遅れる。したがつて、図のa点において予燃焼室内へ燃料が噴射されるとa→bの着火遅れ期間を過ぎて圧力は急上昇し、d点以後は予燃焼室内の圧力が主燃焼室内の圧力より高くなり、未燃焼燃料が噴孔から主燃焼室へ噴出される。主燃焼室に噴出した未燃焼燃料は新しい空気と混合して燃焼するため、主燃焼室内の圧力はfまで上昇するが、その間にピストンは下降を始め、予燃焼室のガスは主燃焼室に噴出しながらe→gまで変化していく。

このように、予燃焼室内の圧力変化に比べて主燃焼室内の圧力変化はあまり激しくないため、他型式に比較して運転状態が静粛で、ディーゼルノックも起こしにくいのが予燃焼室式の特徴である。

トヨタ車では、E型エンジンが予燃焼室式を採用している。

長 所

- ① 使用燃料の選択範囲が広く、割合粗悪な燃料でもほとんど無煙で燃焼させることができる。

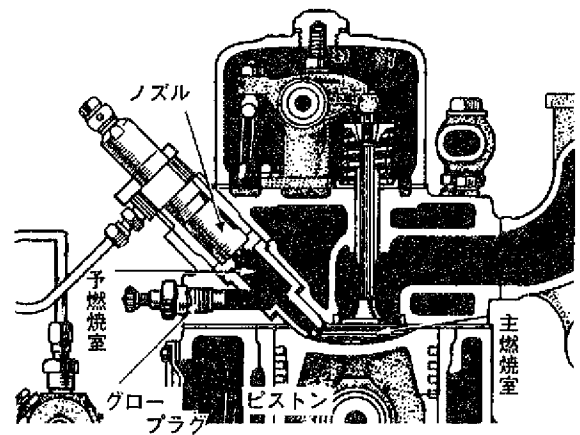


図4-215 予燃焼室式の例

N2813

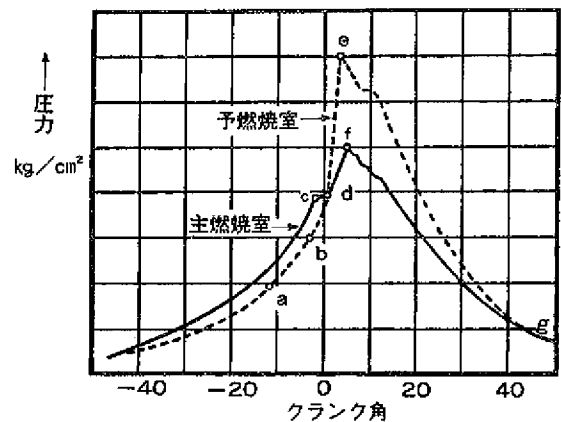


図4-216 予燃焼室式のシリンダ内
圧力変化

N2814

- ② 燃料噴射圧力が比較的lowく、燃料装置の故障が少なくすみ、耐久性が延長される。
- ③ 運転状態が静粛で、ディーゼルノックが少ない。
- ④ エンジン最高回転数は直接噴射式に比べて少し高くすることができ、噴射時間の変化に対しても鈍感で、取り扱いが容易である。

短 所

- ① 予燃焼室をシリンダヘッドに設けるため、シリンダヘッドの構造が複雑でコストが高くなり、熱ひずみの問題がある。

- ② 燃焼室容積に対する表面積が大きいので、冷却損失が大きい。
- ③ 始動性が悪く、予熱装置等が必要である。
- ④ 始動性および冷却損失を考慮して圧縮比を

大きくする傾向があり、そのため起動トルクが増大して出力の大きいスタータが必要となる。

- ⑤ 燃料消費量が直接噴射式に比べて多い。

渦流室式

球状または偏平状をした渦流室と呼ばれる副室を設け、主燃焼室と接線位置にある噴孔によつて主燃焼室と連絡している。

渦流室式は、圧縮行程中に空気が渦流室へ流入することによつて渦流室内に強い渦流をつくり、その中に燃

料を噴射することによつて燃料と空気の混合を十分に行ない、速やかに燃焼して主燃焼室に噴出する。

燃料は渦流室内でほとんど燃焼するが、残った一部の燃料は主燃焼室に噴出して新しい空気と混合して完全燃焼する。

また、渦流室の容積は予燃焼室より大きく、全圧縮容積の50～70%、噴孔面積はピストン面積の1～3.5%とされている。

渦流室式の特徴

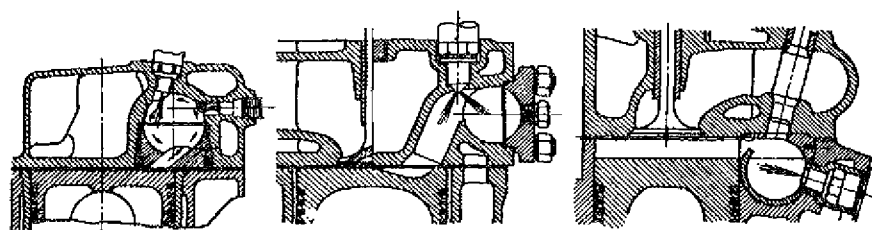
右図のように、渦流室式は直接噴射式と予燃焼室式の間代的性格を持つている。

すなわち、予燃焼室式のように2段階に燃焼する傾向はあるが、絞り効果には重点をおかず、あくまでも渦流室内に生じる渦流を利用して、渦流室内で大部分の燃料を完全燃焼させることが目的である。

トヨタ車では、L、2J、B、2B、Hおよび2D型エンジンが渦流室式である。

長 所

- ① 圧縮によつて生じる強い渦流を利用するた



(A) リカード

(B) パーキンス

(C) ハーキュリウス

図4-217 渦流室式の燃焼室

N2815

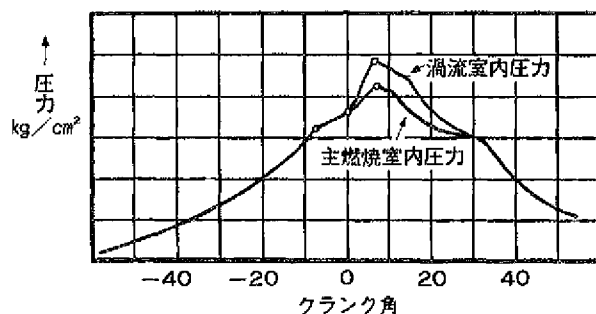


図4-218 渦流室式のシリンダ内圧力変化 N2816

め、最高回転数および平均有効圧力を高くできる。

- ② エンジンの使用回転範囲が広く、円滑で、自動車に適している。
- ③ 噴射圧力が低く、燃料装置の故障が少なくてすみ、耐久性が延長される。
- ④ 燃料消費量は予燃焼室より優れている。

短 所

- ① シリンダ ヘッドまたはシリンダ ブロックの構造が複雑でコストが高くなり、熱ひずみの問題がある。
- ② 予熱装置を必要とするが、渦流室の容積が大きいためその効果はあまりなく、始動性がやや悪い。
- ③ 低速時にディーゼル ノックを起こしやすい。
- ④ 噴孔の絞り作用と燃焼室容積比大により、直接噴射式よりも熱効率が劣る。

空気室式

主燃焼室の他に空気室と呼ばれる副室をもち、燃料は主燃焼室に噴射する。

圧縮行程の終わりに激しい勢いで空気室に空気が流入し、燃料が空気室に向かつて噴射されて主燃焼室で着火する。

主燃焼室の容積は一般に直接噴射式よりも少なく、燃料噴射直後の燃焼は多少緩慢であるが、一部の燃料は空気室内に突入して着火し、空気室内の圧力を高め、ピストンの下降につれて空気室内の空気が主燃焼室内に噴出して、燃料と混合し完全燃焼する。

空気室の容積は、一般に全圧縮容積の 6.5~20% ぐらいとされている。

長 所

- ① 燃焼が比較的にゆるやかに行なわれ、圧力上昇も低いため、作動が静粛である。
- ② 燃料を直接主燃焼室に噴射するため、直接噴射式に次いで始動性が良く、予熱装置を用いないものが多い。
- ③ 燃料の噴射圧力が低く、燃料装置の故障が少なくすみ、耐久性が延長される。

短 所

- ① 燃料の噴射時期がエンジンの作動に大きく

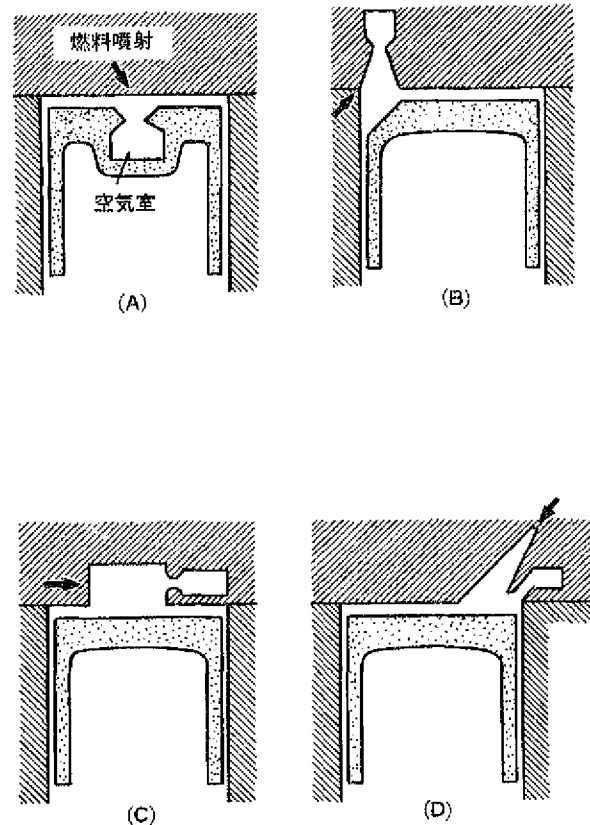


図4-219 空気室式の燃焼室

N2817

影響し、取り扱いがむずかしい。

- ② 後燃えの傾向があり、排気温度が高くなる。
- ③ 燃料消費が比較的多い。

以上のようにディーゼル エンジンの燃焼室はそれぞれ特徴がある。

どの型式を採用するかはエンジンの使用目的、使用燃料、製造の難易等によって決定されるものであり、各々の長所が十分発揮され、また短所は現われないように設計、製作される。

次ページに各種燃焼室の比較一覧表を示す。

各種燃焼室型式の比較

比較事項		直接噴射式	予燃焼室式	渦流室式	空気室式
燃焼室の形状		きわめて簡単	複雑	やや複雑	複雑
燃焼室加工の難易		容易	容易	やや困難	困難
燃焼室全周面積 全容		小	大	やや大	大
熱損失		小	大	やや大	大
圧縮比		$\epsilon = 14 \sim 19$ (熱損失少ないため低くてもよい)	高 $\epsilon = 17 \sim 23$ (熱損失多いため高さを要する)	高 $\epsilon = 17 \sim 23$	$\epsilon = 13 \sim 17$
起動 難易	春秋 予熱栓使用しないとき	容易	やや困難	困難	やや困難
	極寒 予熱栓使用のとき	困難(構造上予熱栓は取り付け 難い)	容易(最も有効位置に予熱栓を取り 付けうる)	容易	やや困難(有効な位置に予 熱栓を取り付け難い)
渦流		圧縮行程の終わりにやや生じる	ほとんどなし	大, 圧縮行程の終わりに 激しく生じる	圧縮行程の終わりに生じる
燃料の霧化状態		噴射弁による	良好(主として予燃焼室による。 噴射弁によることが少ない)	噴射弁による	噴射弁による
燃料と空気の混合状態		主として噴射弁による(空気 渦流によってもやや起こる)	良好(予燃焼室による)	良好(空気渦流による)	空気室による
燃料噴射装置の性能に影響 されない程度		最も影響され良好なる性 能を要求する	最も影響されない	やや影響される	やや影響される
噴射弁の簡単さ		多孔式を使用する(最も複雑)	ピントル型(最も簡単なもので可)	ピントル型	ピントル型または多孔式
噴射圧力		最も高い160~400kg/cm ²	最も低い90~130kg/cm ²	90~160kg/cm ²	100~140kg/cm ²
噴射弁の故障程度		最も故障が多い(多孔式 でしかも直接高熱ガスに さらされるため)	最も少ない(予燃焼室であるため 噴射弁付近の温度が低く, また冷却 しやすく噴射圧力も低い)	やや故障する(直接高熱ガス にさらされるが, ピントル型 のため故障程度は少ない)	やや故障する
平均有効圧力		一般に低い	全般的にやや高い	全般的に高い	全般的にやや高い
燃焼圧力		きわめて高い80kg/cm ²	比較的低い50~60kg/cm ²	55~65kg/cm ²	相当低い45~50kg/cm ²
ノックの状態		きわめて高い	相当低い(ほとんど発生しないも のもある)	やや高い	最も低い
燃料消費(機関台上試験)		最小150~190g/PS/h	170~220g/PS/h	170~210g/PS/h	200~230g/PS/h
排煙状態		悪い	最良	良	やや良
燃料使用範囲		燃料の種類が特定される	種々の燃料の使用可能	種々の燃料の使用可能	やや制限される
回転数		一般的に低い	一般的にやや高い	一般的に高い	一般的に低い
機関の柔軟性		悪い(機関の回転数に応 じて噴射状態が変わるた め, 低速, 高速において悪い)	最良(負荷および回転数の変化に 応じて常に調子良好)	やや良好	やや良好

2. 燃料装置概要

(1) インジェクション ポンプの種類

フューエル タンクの燃料をフイード ポンプによってインジェクション ポンプに送り、高圧になった燃料を噴射ノズルで調圧してシリンダ内に噴射するまでの装置を燃料装置と言い、大別すると独立式、分配式および共同式の3種類がある。

現在では独立式が最も多く、次いで分配式が使われている。

独立式

噴射ポンプのプランジヤが各シリンダごとに独立して1個ずつついている型式のもので、構造がやや複雑で調整もむずかしい欠点があるが、高速回転に適するので自動車や車両等、高速エンジンに広く使用されている。

トヨタ車ではB、2B、2J、HおよびD型エンジンがこの方式である。

分配式

エンジンのシリンダ数にかかわらず、一個の噴射ポンプにより各シリンダに高圧燃料を適切な時期に分配する方式で、共同式と違ってアキュムレータおよびセーフティバルブはない。

トヨタ車では、L型エンジンに使用している。

共同式

噴射ポンプのプランジヤはエンジンのシリンダ数にかかわらず一個であるが、アキュムレータ（蓄圧器）を備えており、噴射ポンプからの高圧燃料はいつたんアキュムレータにたくわえられた後、流量および噴射時期調整可能なデストリビュータ（分配器）によって、各噴射ノズルに供給する方式のものである。

構造および調整は簡単だが、噴射ポンプからノズルまでの道程が長いうえ、燃料のたまる容積も大きくなって高速回転には不適當とされている。

また、アキュムレータの圧力を一定に保つため、セーフティバルブ（安全弁）が設けられているのも共同式の特徴である。

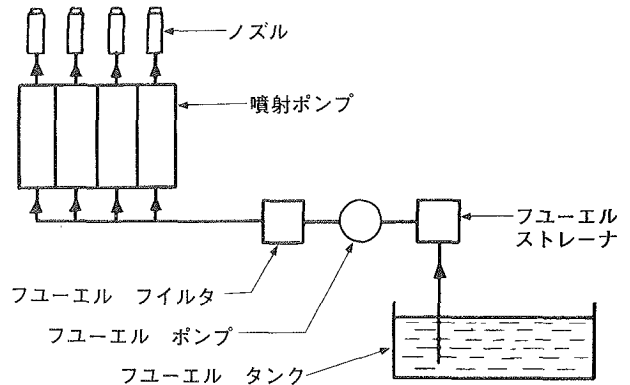


図4-220 独立式燃料系統図

N4814

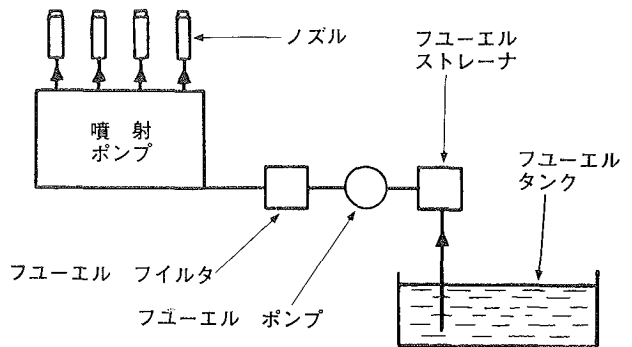


図4-221 分配式燃料系統図

N4815

(2) フイード ポンプ

① フイード ポンプの種類

フューエル フイード ポンプはフューエル タンクの燃料を吸い上げて、噴射ポンプに供給するものである。

このフイード ポンプは一般に、列型インジェクション ポンプにはピストン型が、分配型にはロータリ型のポンプが用いられている。

また、燃料系統のエア抜きをする必要から、ピストン型のフイード ポンプは一体で、ロータリ型

は独立して、それぞれ手動式のプライミング ポンプを備えている。

② フィード ポンプの構造

ロータリ型（分配型インジェクション ポンプ用）

噴射ポンプ本体内にベーン タイプのフィードポンプが組み込まれていて、噴射ポンプのドライブ シャフトに直接ロータが組み付けられて駆動される。

送油圧はレギュレーティング バルブで調整するが、この油圧でタイマをコントロールするため、エンジン回転数に比例した油圧が得られるようになっている。

燃料系統のエア抜き等に使用するプライミングポンプは、フューエル フィルタおよび燃料水分離器のボデーに組み込まれている。

ピストン型（列型インジェクション ポンプ用）

フィード ポンプはピストンの往復運動によって燃料を圧送する。

ボデーは軽合金または鋳鉄製で、図のようにピストン、タベツト、プツシュ ロッド、チエツク バルブ、スプリング等により構成されている。

ピストンは噴射ポンプのカムにより、タベツトおよびプツシュ ロッドを介して押され、スプリングによって戻される動きを繰り返し、ポンプ作用を行なう。

プライミング ポンプは、ハンドルをゆるめて上下に動かしてポンプを作用させ、使用しないときはハンドルを押してねじ込み、固定する。

③ フィード ポンプの作動

ロータリ型フィード ポンプ

L型エンジンのフィード ポンプは右図のように、ドライブ シャフトに直接ロータが組み付けられていて、図の白い矢印の方向に回される。ロータには4枚のブレードがはめ込まれていて、ブレードは常にインジェクション ポンプに押し付けられている。

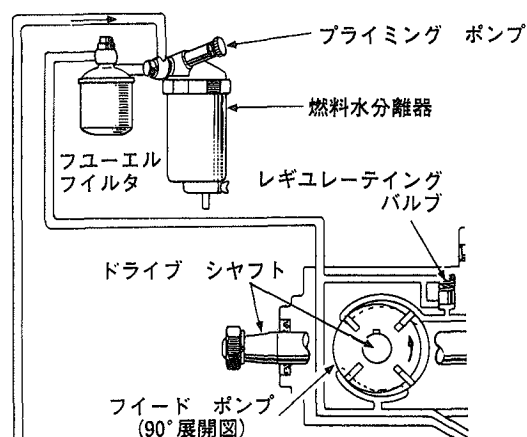


図4-222 L型エンジンのフィード ポンプとプライミング ポンプ N4792

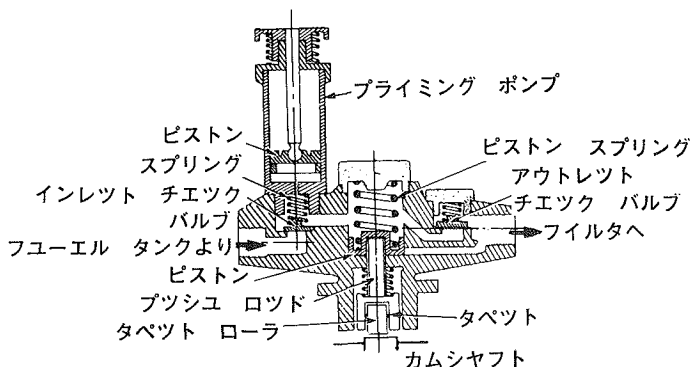


図4-223 フィード ポンプの構造 N2820

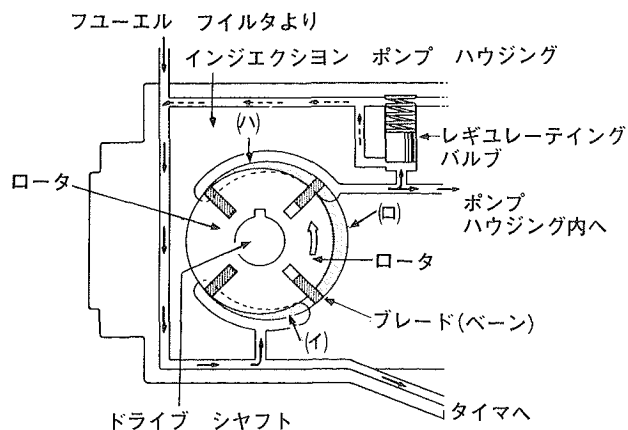


図4-224 L型エンジン用フィード ポンプの構造と作動 M8348

したがって、ロータが回転するとブレード、ロータおよびハウジングによつて囲まれた部分の容積が、図の(イ)→(ロ)→(ハ)の順に変化してポンプ作用を行なう。

ピストン型フィード ポンプ

- 1) カムシャフトのカムがタペットを押していない場合、ピストンがスプリングの力で下降して、燃料がインレット チェック バルブを開いて吸われ、同時にピストン背面部の燃料は噴射ポンプ側へ送られる。
- 2) カムによつてタペット、プッシュ ロッドを介してピストンが押し上げられると、ピストン上面部の燃料はアウトレット チェック バルブを開いて、ピストンの背面部

を満たす。

- 3) 1)項と2)項の繰り返し動作によつて、ポンプ作用を行なう。
- 4) 吐出圧力が規定以上 ($2 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$ 以上) になると、図のように、ピストン背面部の燃圧がピストン スプリングより強いためピストンは戻ることができず、ポンプ作用を停止する。

1. カムシャフト
2. タペット
3. プッシュ ロッド
4. ピストン
5. インレット チェック バルブ
6. ピストン スプリング
7. アウトレット チェック バルブ

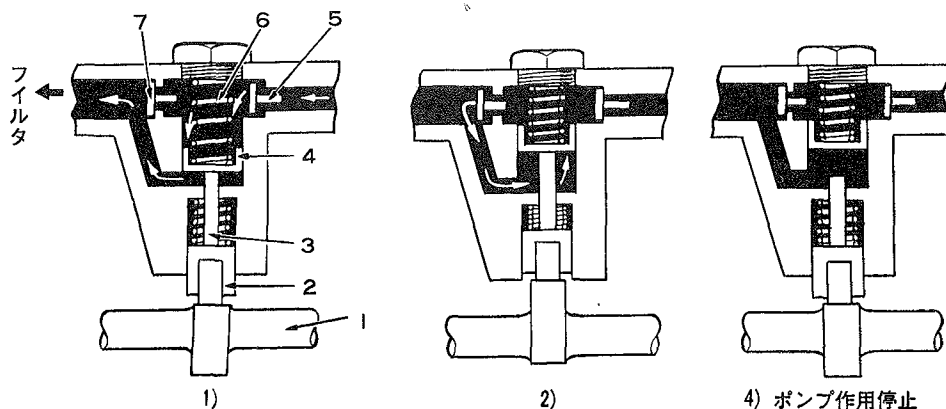


図4-225 ピストン型フィード ポンプの作動

N2821

(3) 噴射ノズルおよびノズル ホルダ

概 要

噴射ノズルは噴射ポンプから高圧で圧送された燃料を、霧化して燃焼室内に噴射するもので、その噴霧の状態によつて燃焼状態が著しく変化するため、その構造は種々研究されて種類も多くあるが、主に燃焼室の型式および燃焼過程によつて決定される。

ノズル ホルダは先端にノズルを固定し、ノズルの開弁圧を調整する役目をする。

噴射ノズルは一種の自動弁で、その潤滑は燃料である軽油によつて行なうが、 $1/1000\text{mm}$ を争う超精密仕上げがされており、ノズル ホルダ部に棒状のバー フィルタを設けたものもある。

また、交換の際はノズル ボデーとニードルを組にして行なわなければならない。

構造と作動

下図のように、ノズルはノズル ホルダによつてリテーニング ナットに組み付けられ、ノズル ニードルはプレツシャ ピンを介して、プレツシャ スプリングにより常に下方に押し付けられている。

噴射ポンプからの高圧燃料はノズル ホルダの油路を通つてノズル ボデー下の油溜まりに達する。この油溜まりにはノズル ニードルの端面がのぞいていて、燃料の圧力が高くなるにつれてニードルの端面を押す力が働き、その力がプレツシャ スプリングよりも強くなるとノズル ニードルを押し上げ、ノズル ボデーのシート面からニードルが離れて、燃料が燃焼室内に噴射される。

噴射ポンプからの燃料送油圧が低下すると、ノズル ニードルはプレツシャ ピンを介してプレツシャ スプリングによつて下方に押され、ノズル ボデーのシート面に密着して噴射を終了する。

また、燃料の一部は、ニードルとボデー、プレツシャ ピンとノズル ホルダ等のすき間を潤滑し、オーバーフロー パイプの方に戻る。

このように、ノズル ニードルとノズル ボデーはバルブになつており、油圧によつて噴射開始、噴射終わりが制御されるものであり、整備上では噴射開始圧力、噴霧の状態、噴射終わりのシャープな動作および、バルブ閉止時の漏れの有無等がポイントである。

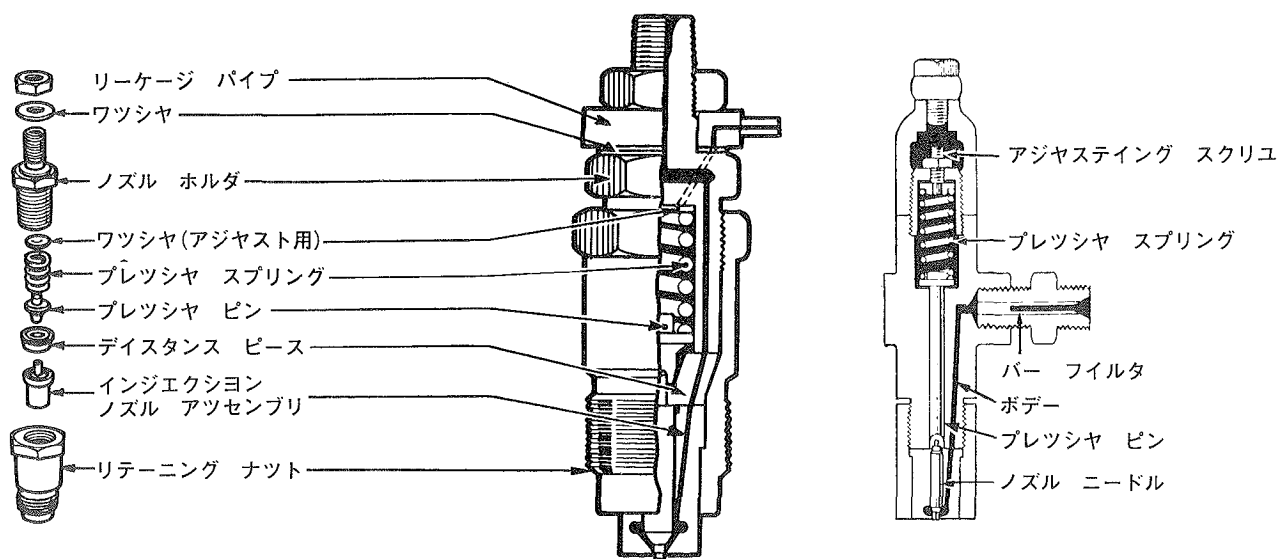


図4-226 ノズルとノズル ホルダの構造

N4345 N2822

噴射開始圧力の調整

噴射開始圧力は常に適切に調整する必要がある。前ページ図の左の型式のものは一般に小型ディーゼル エンジンに使用され、トヨタ車の2 J, B, 2 B, HおよびE型エンジンに採用されている。噴射開始圧力調整はアジャスト用ワッシヤを増減して行ない、ワッシヤは一般に1.0~1.95mmのものがあ、選択して使用する。

ワッシヤ交換の際はノズル ホルダを分解して行なう。

一般に、噴射開始圧力は100~120kg/cm²位である。前ページ図の右の型式のものはロック ナットをゆるめ、アジャステイング スクリュを加減して行ない、ノズル ホルダを分解しなくても調整できるのが特徴である。

噴射ノズルに必要な条件

ディーゼル エンジンは、高温、高圧の燃焼室内に燃料が噴射されてから燃焼を終わるまでの時間は非常に短いため、燃料を完全に燃焼させるためには、短時間のうちに最適な混合ガスをつくる必要がある。

そのために、燃料を噴射するノズルには、燃料の霧化、貫通度、分布、分散、噴射率等の条件が最適であることが望まれる。

① 霧 化

燃料油粒が小さいほど気化、燃焼が速やかに行なわれるため、油粒を細かくすることが必要で、全体の油粒直径の平均（平均粒径）を比較することでその良否を比較する。

しかし、油粒があまりに小さすぎると次に説明する貫通度に支障をきたすことになり、良いとは言えない。

この平均粒径はノズルの 直径および形状、噴射圧力、燃焼室内の温度、空気の渦流等によつて左右される。

② 貫通度（到達距離）

燃料油粒が静止したままでいると、油粒自身の燃焼ガスによつて周囲を包まれてしまい、燃焼

できなくなってしまう。

油粒の周囲に常に空気があれば完全に燃焼するから、噴射された燃焼油粒の燃焼が完了するまで、高圧空气中を突き進む力を持つ必要がある。その力を貫通度または到達距離で表わす。

貫通度は使用する燃料の粘度、油粒の大きさ、噴射圧等によつて左右され、油粒は大きいほど到達距離は長くなるが、あまり大きすぎると飛びすぎて燃焼室壁に衝突し、液化して燃焼状態が悪くなる。

したがつて、そのエンジンに最も適切な貫通度または到達距離が必要となる。

③ 分布度および粒度分布

シリンダ内のある任意の場所における単位容積中に含まれる噴霧の重量と、噴射された総燃料の重量比を噴霧の分布度と言う。

また、噴霧は大小無数の油粒から成り立っているが、噴霧中における油粒の大粒群、小粒群の分布状態を示すため、粒度分布が用いられる。ディーゼル エンジンでは、吸入した空気を燃焼のためにむだなく使用することが、熱効率を高くするうえで大切なことである。

ガソリン エンジンでは、すでに燃料と空気が十分混合された後燃焼室に入り燃焼するため、空気は完全に利用されるが、ディーゼル エンジンの場合は、燃料の噴霧が到達しないところの空気は全く利用されず、逆に燃料油粒が密集した部分では空気不足のため、不完全燃焼を起こす傾向を持っている。

したがつて、噴霧による燃料油粒は燃焼室全体に、均等に分布することが要求される。

④ 噴霧の分散度

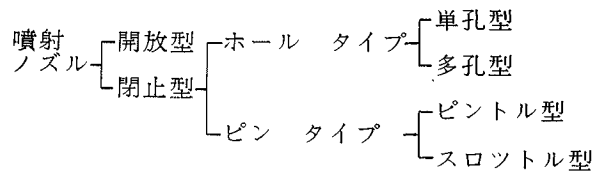
噴霧の分散度とは、噴霧中の各場所における燃料の重量分布で、簡単に分散角度によつて示す場合もある。

⑤ 噴射率

噴射率は噴射ノズルから刻々噴射される燃料の割合をいい、着火遅れ、燃焼の円滑さに影響する。

噴射ノズルの種類

噴射ノズルを大別すると、下記のようになる。



噴射ノズルは主として燃焼室の形状、燃焼過程等によつて選択、決定されるといわれ、一般に直接噴射式エンジンにはホールタイプ、予燃焼室式および渦流室式エンジンにはピンタイプ、空気室式エンジンにはホールタイプまたはピンタイプが使用されている。

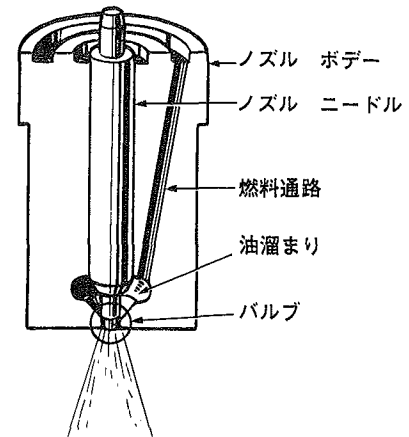


図4-228 閉止型噴射ノズルの構造 N2826

自動車用高速ディーゼルエンジンには、上図のような油圧による自動弁式が最も多く使用されている。

なお、閉止型噴射ノズルにはホールタイプとピンタイプがあり、下図のような構造になっている。

トヨタ車は全てピンタイプを使用している。

開放型と閉止型噴射ノズル

① 開放型

ノズル先端は常に開放されている型式で、下図のような構造である。

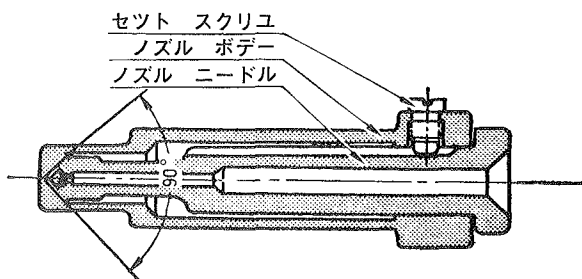
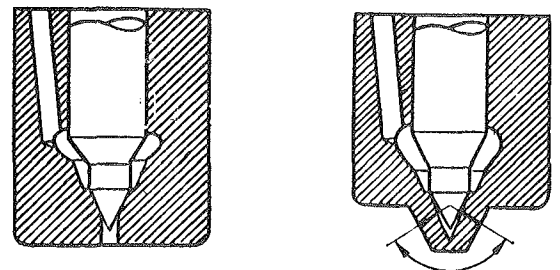


図4-227 開放型噴射ノズルの構造 N2825

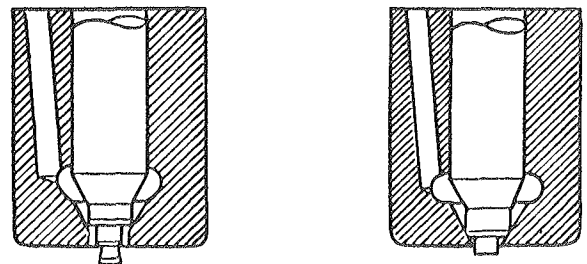
② 閉止型

閉止型噴射ノズルは、ノズルボデー先端の通路をノズルニードルによつて開閉するバルブ機構を設け、必要時にのみバルブを開いて燃料噴射を行なうようにしたものである。

バルブの開閉は機械的に行なうものと、油圧によつて自動的に行なうものとがある。



ホールタイプ



ピンタイプ

図4-229 閉止型噴射ノズルの種類 N2827

ホール タイプ噴射ノズル

ホール型ノズルと呼ばれるものは、下図のようにその噴孔の数と形状によつて3種類に分けられる。すなわち、噴孔が1個のものを単孔型、2個以上、複数の噴孔を持つものを多孔型と呼ぶが、一般に多孔型では3～6個の噴孔があり、噴孔の内径は0.13～0.25mmとされている。

また、エンジンの構造上図のようなロング ステム型と呼ばれるノズルを使用する場合もある。

一般にホール型ノズルは噴射圧力が高い直接噴射式ディーゼル エンジンに使用される。

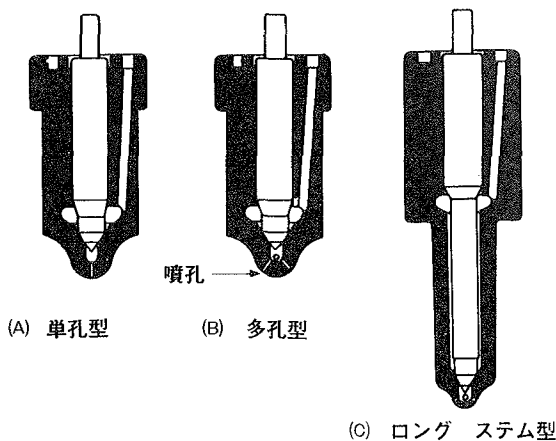


図4-230 ホール タイプ噴射ノズルの構造

N2828

ピン タイプ噴射ノズル

① ピントル型

ピントル型ノズルは、予燃焼室式または渦流室式の副燃焼室を有するエンジンに広く使用されている。

ノズル噴孔は一般に1～2mmの比較的大きな孔径で、ニードル先端に噴孔よりわずかに細い特別な噴孔軸があり、ノズル ボデーの噴孔よりわずかに突き出ているのが特徴である。

この噴孔軸は、噴孔に付着するカーボン等を突き落とすと同時に、先端の形状および寸法を変えることにより、噴霧角を要求に応じて変えるこ

とができる。

噴射開始圧力は一般に80～140kg/cm²程度で使用されている。

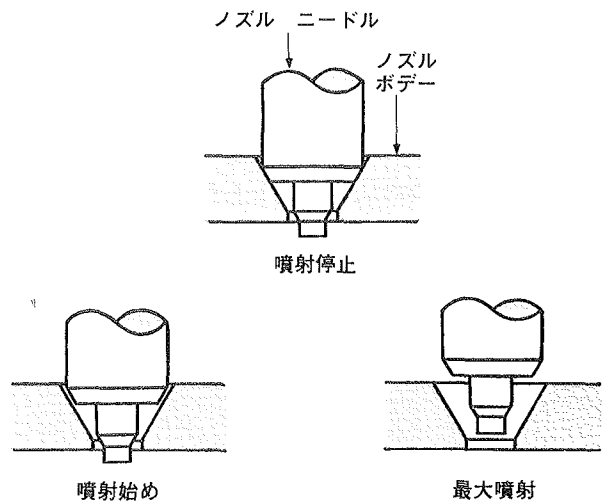


図4-231 ピントル型噴射ノズルの作用 N2829

長 所

- (イ) 噴孔の直径が比較的大きく、作動中にニードル先端の噴孔軸によつて掃除されるため、詰まることが少ない。
- (ロ) 噴射圧力を低くできる。
- (ハ) 燃料噴射が環状の孔から行なわれるため、霧化状態が比較的良好である。
- (ニ) 構造が比較的簡単で、故障が少ない。

短 所

- (イ) 多孔式ホール型ノズルに比べると噴霧状態がやや劣る。
- (ロ) 燃料消費量が多孔式ホール型ノズルに比べてやや多い。

② スロットル型

スロットル型ノズルはピントル型ノズルのニードル先端、噴孔軸形状を特殊な形に改良したもので、噴射始めにおける燃料噴射量を少なくし、着火遅れ期間に蓄積される燃料を少なくしてディーゼル ノックを防止するのが目的である。したがつて、スロットル型ノズルはエンジンの静粛な運転を可能にし、燃料消費量も少ないのが長所とされ、その他の特徴はピントル型ノズ

ルと同じである。

スロットル型ノズルの構造は、右図のように噴孔部①と噴孔軸②が長くなっているのと同時に、噴孔軸先端部がテーパ加工されていて、噴射始めの噴射量絞り作用は、噴射開始からしばらくの間、噴孔と噴孔軸で形成される環状すき間が狭いことによつて行なわれる。

また、一般的にスロットル型ノズルでは、噴射始めにおける燃料の噴射量を絞る期間を長くするため、ピントル型より強いプレツシャ スプリングを用いている。

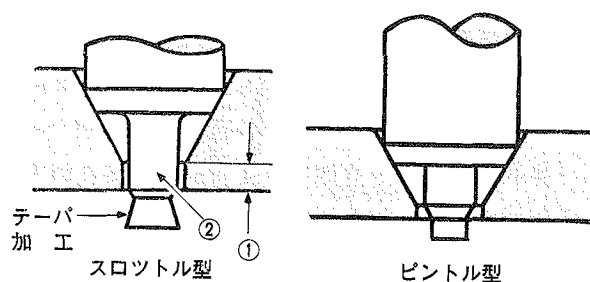


図4-232 スロットル型とピントル型の形状比較 N2830 N2829

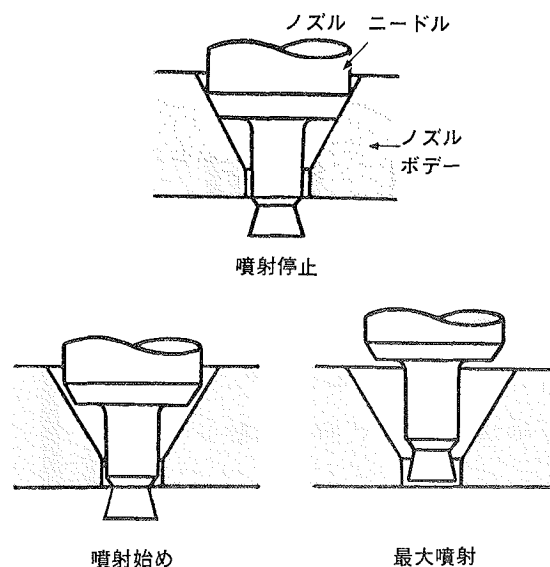


図4-233 スロットル型噴射ノズルの作用 N2830

ピントル型ノズルの環状噴孔の面積はだいたいノズル ニードルのリフト量に比例して増加するのに対し、スロットル型ノズルではノズルニードルがあるリフト量に達するまでは変化がなく、その後、急激に増加する。この状態を比較したのが右図である。

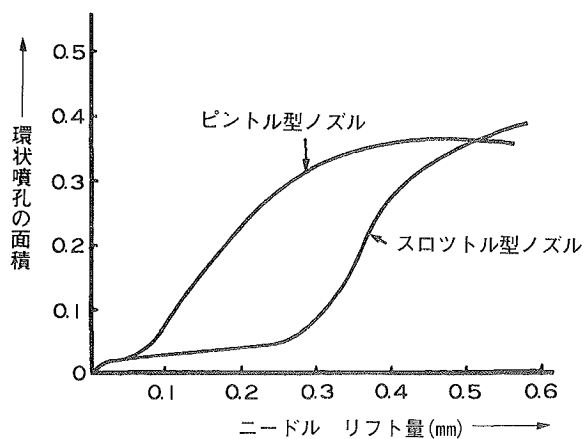


図4-234 スロットル型とピントル型の噴孔比較 N2831