

船用ディーゼル発電設備において始動空気圧力が 原動機の始動特性に及ぼす影響

安成幹男・前田和幸・今 義英・三好佳廣

Effect of Starting Air Pressure on Starting Characteristics
of Marine Diesel Generating System

Mikio Yasunari, Kazuyuki Maeda, Yoshihide Kon,
and Yoshihiro Miyoshi

To clarify how starting air pressure has an effect on the starting characteristics of marine diesel generating system, the present paper examined the transient starting state of engine speed and cylinder pressure history by using a supercharged diesel engine with 6 cylinders and 740PS output. The engine speed was measured by a signal that shows a crank angle, and the acceleration of engine speed (rev/s^2) was calculated by the measurement. The cylinder pressure history per cycle was indicated by a analyzer with 8 Mbytes memories and 4 channels. From these experiments the following results were obtained: (1) a relationship between the starting air pressure and the settling time of the engine speed; (2) the effect of the starting air pressure on the compression air pressure, maximum pressure and indicated mean effective pressure at the starting state of the supercharged diesel engine; (3) 2.0~2.5MPa was a starting air pressure that was the most suitable for the marine diesel generating system.

1 緒 言

大型船舶の主電源は通常2組以上の発電設備により構成され、運転中の発電設備が故障し電力の供給が停止した場合、自動的に他の発電設備を始動して主配電盤に接続し、かつ推進に関係のある補機を再始動できるようになっている。この自動的に始動される発電設備は、電力の供給停止後45秒以内に給電できること¹⁾とされているが、電源の消失は大きな事故に直結するのでできるだけ早く回復させることが望ましい。このため、航海中、停泊中を問わず予備

発電設備が始動後できるだけ早く規定回転数に達し、電力負荷が投入可能な状態になるようにしておくことが大切である。この有効な方法の1つに始動空気圧力を高く保つことが挙げられる。しかし、あまり立ち上がり時間を短くすると始動直後の原動機に与える熱負荷が過大となり、各部の損傷を誘発し信頼性を損なうことになるものと考えられる。また、始動空気圧力の設定値は空気圧縮機の運転条件にも関係し、この適正値を知ることは機関の運転管理上非常に重要である。

ディーゼル機関の始動特性に関する研究は、無過給ディー

ゼル機関の高圧空気始動に対する始動特性を計算し、実機の結果と比較した緒方らの研究²⁾や、低温始動特性に関する石谷ら³⁾⁻⁷⁾や、長江ら⁸⁾の実験があるが、いずれも小型・無過給機関であり、始動時にシリンダ内に流入した高圧始動空気が過給機に回転力を与える過給機付ディーゼル機関の場合、これらとは異なった特性を示すものと考えられる。

本研究では発電設備の原動機である過給機付ディーゼル機関の始動空気圧力を、使用最大圧力である 3.0 MP_a から、始動可能な 1.0 MP_a までの間を5段階に分け、それぞれの始動空気圧力において始動から45秒後までの1サイクル毎の回転数とシリンダ内圧力との過渡状態を測定し、多チャンネル大容量メモリの解析装置（小野測器、CB-566）を用いてこれを解析した。その結果、始動空気圧力が機関回転数の変化率・整定時間、最高圧力および図示平均有効圧力に及ぼす影響を明らかにするとともに、予備発電設備の始動時における信頼性向上策についても考察を行ったので、以下に報告する。

2 実験装置と方法

本実験は水産大学の練習船耕洋丸の発電設備（始動可能な状態にある予備機）を用いて行った。Fig. 1に実験装置の概要を示す。供試発電設備（620 KVA, 450 V, 900 rpm）の原動機は4サイクル直接噴射式過給機付ディーゼル機関（ヤンマー6 UAL-UT）で、Table 1にその主要諸元を示す。また、始動空気槽は主機関用を2基並列にして使用し、始動時に空気槽内の圧力変化が少なくなるようにした。燃料油はA重油（JIS 1種2号）を使用した。

供試発電設備の過渡状態における機関回転数を測定するために、クランク軸端にクランク角度検出装置（小野測器PA-500）を取り付け、No. 6シリンダ上死点位置と1度毎のクランク角度が検出できるようにした。また、No. 4, 5, 6シリンダのインジケータコックに圧力変換器（共和電業PE-200 KT）を取り付けシリンダ内圧力が計測できるようにした。

実験に際しては、大型船舶の予備発電機の待機状態に近づけるため始動前の冷却水温度を約 30°C とした。この状態で、まず、始動空気（空気槽）圧力を 3.0 MP_a として発電設備を始動し、始動時から45秒までの間のクランク角1度を示す信号とNo. 4, 5, 6シリンダ内圧力をデータレコーダに記録した後、機関を停止した。その後冷却水温度が 30°C に戻るのを待って（約5時間）、始動空気圧力を順次 $2.6, 2.0, 1.5$ および 1.0 MP_a として、始動空気圧力 3.0 MP_a の場合と同様の測定を行った。また、始動時の過渡状態と定常運転

状態の最高圧力と図示平均有効圧力とを比較するために、無負荷、 $1/4$ 、 $1/2$ 、 $3/4$ 、 $4/4$ 負荷の定常運転を行い同様の測定を行なった。

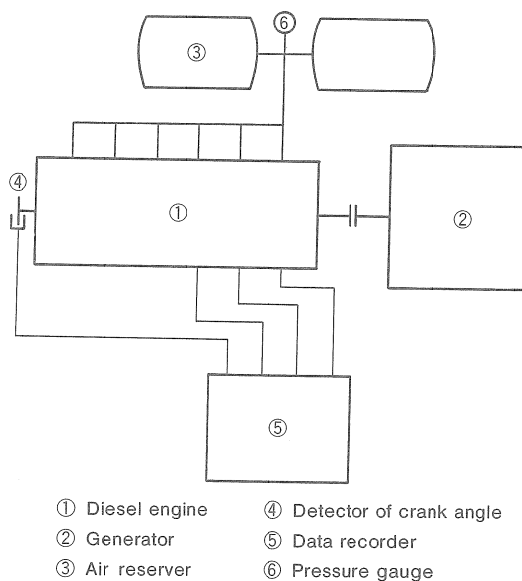


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

Table 1. Engine specifications

Number of Cylinder	6
Cylinder Bore and Stroke(mm)	200×240
Continuous Rated Output (PS)	740
Rated Speed(rpm)	900
Starting System	By Compressed Air
Firing Order	1-5-3-6-2-4
Rotation	Clock Wise Seen from the Flywheel
Super-Charger System	By Exhaust Gas Turbo-Charger

3 実験結果と考察

3.1 機関回転数の整定時間

発電設備が始動して給電可能な状態になるには、まず機関回転数が規定回転数に達していることが必要である。本実験では過渡状態における正確な機関回転数を求めるために、クランク角度検出装置のパルスを用いた。すなわち、クランク角1度毎のパルスの最初の立ち上がり位置を機関始動とし、このパルス幅からクランク角1度を基準にした瞬時の機関回転数を求めた。また、機関回転数が250 rpm以上ではクランク角1度毎のパルス幅が小さくなるため、No. 6 シリンダの上死点位置を示すパルスを用いて1サイクルを基準にした瞬時の機関回転数を求めた。この2つの方法を用いて求めた機関回転数と機関始動後の経過時間との関係を Fig. 2 に示す。また、始動空気圧力と過渡応答の特性値である立ち上がり時間、遅れ時間、行き過ぎ時間および整定時間との関係を求め Fig. 3 に示す。

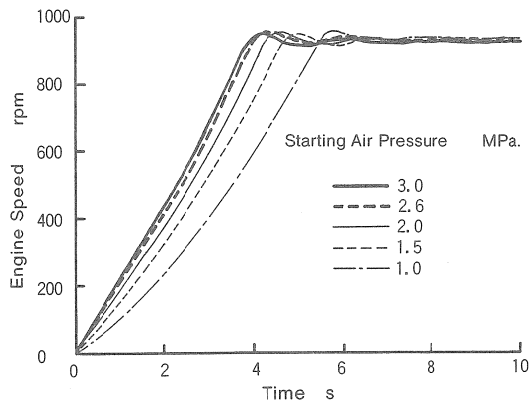


Fig. 2. Change in engine speed with starting air pressure.

Fig. 2 に示すように、いずれの始動空気圧力においても、時間の経過とともに機関回転数は加速度的に上昇し、950 rpm 付近でピーク値を示す。その後何回か増減を繰り返した後、定格回転数である900 rpm に近づくが、始動空気圧力が高いほど機関回転数の上昇割合は大きい。

また、Fig. 3 に示すように、始動空気圧力が1.0 MPa から3.0 MPa へと上昇するに従い、立ち上がり時間、遅れ時間、行き過ぎ時間および整定時間もともに減少し、その変化割合

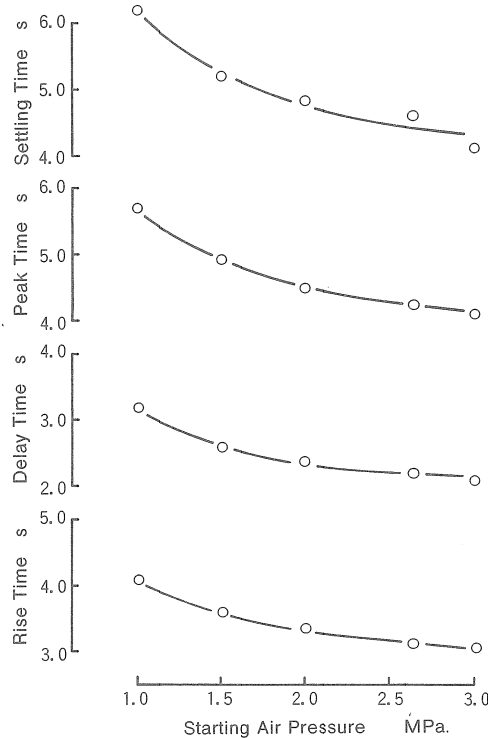


Fig. 3. Characteristic coefficients in transient condition.

も減少している。また、特性値の変化について見てみると、立ち上がり時間の差は約1秒であるが、遅れ時間は1.3秒、行き過ぎ時間は1.7秒、整定時間は約2秒と、始動後の時間の経過とともにその差が大きくなっている。この現象をさらに明らかにするために、Fig. 2 の各始動空気圧力における、始動から900 rpm に達するまでの機関回転数の変化率 (rev/s²; 以後これを回転加速度と呼ぶ) を求める。まず、各始動空気圧力における機関回転数と始動後の経過時間との関係を求めるために、始動から t 秒後の機関回転数(rps)を、最小二乗法による近似式で表すと次のようになる。

$$\text{rps}(1.0 \text{ MPa}) = 0.2182 t^2 + 1.713 t - 0.3583$$

(相関係数: 0.997)

$$\text{rps}(1.5 \text{ MPa}) = 0.2685 t^2 + 1.997 t - 0.3911$$

(相関係数: 0.998)

$$\text{rps}(2.0 \text{ MPa}) = 0.3307 t^2 + 2.066 t + 0.7719$$

(相関係数: 0.997)

$$\text{rps}(2.6 \text{ MPa}) = 0.3396 t^2 + 2.352 t + 0.7592$$

(相関係数:0.997)

$$\text{rps}(3.0 \text{ MPa}) = 0.3479 t^2 + 2.503 t + 0.7671$$

(相関係数:0.997)

次に、この式を時間で微分することにより回転加速度を求めた。この方法で各始動空気圧力における始動後の経過時間と回転加速度との関係を求め、Fig. 4 に示す。

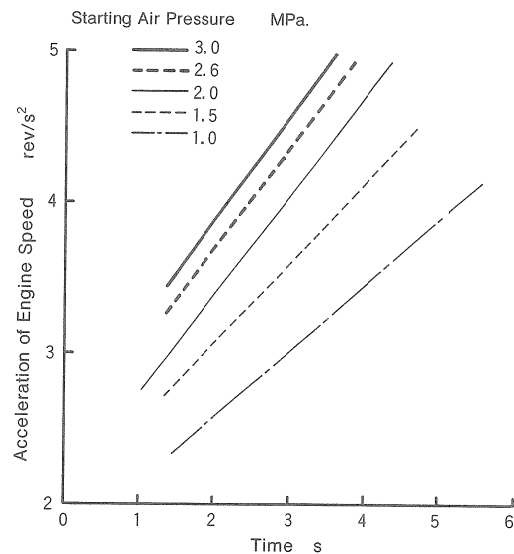


Fig. 4. Change in acceleration of engine speed with starting air pressure.

この図より明らかなように、各始動空気圧力において回転加速度は直線的に増大し、始動空気圧力が高くなるほど大きく、その増加割合も大きい。2.0 MPa以上の領域では始動空気圧力の増加割合に対する回転加速度の増加割合は小さくなる。

以上のことにより、始動空気圧力が高いほど回転加速度が大きいため早く定格回転数に達し、整定時間も短くなるが、始動空気圧力を2.0 MPa以上にしてもその効果は小さいことがわかる。

3.2 始動時のシリンダ内圧力の変化

3.1において、過給機関では始動後、時間の経過とともに回転数の上昇割合が大きくなることを示したが、この理由について検討するために、まず各機関回転数におけるシリンダ内圧力の変化について考える。始動空気圧力2.0 MPaにおいて機関回転数が上昇途中の50, 350および900 rpmの

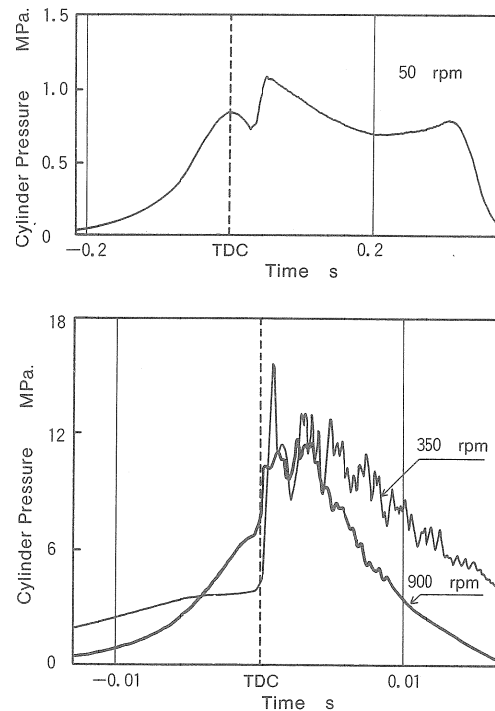


Fig. 5. Cylinder pressure history.

各回転数における上死点付近のシリンダ内圧力の変化をFig. 5に示す。

Fig. 5(a)に示すように、50 rpmでは圧縮圧力が低いため着火は起こらず、上死点を過ぎてもシリンダ内圧力が始動空気圧力より低いため始動空気が流入している。これは始動初期の機関回転数が低いときはシリンダ壁面の温度は冷却水温度にほぼ等しく、潤滑油も十分に行き渡っていないため、圧縮空気の冷却損失、漏洩損失等が大きくなり、燃料が噴射されても混合気は自発火温度に達しないためと考えられる。また、燃料噴射ポンプの特性から、燃料カムの速度が小さいと燃料噴射管内の圧力が低く、燃料は噴射されないか、噴射されても噴霧条件が悪いため、機関回転数がある程度上昇するまでは、着火・燃焼は起こらない。

Fig. 5(b)に示すように、350 rpmの場合は着火・燃焼が起こり、最高圧力は高く、その期間も長い。これに対し、900 rpmでは最高圧力は300 rpmの場合より低くなっており、圧力の高い期間も短い。これは機関回転数の上昇とともに燃料の噴霧条件がよくなり、圧縮時の燃焼室温度も上昇するので着火・燃焼が起こるが、機関回転数が低いときは着

火遅れが長いに加え、クランク軸の角速度は小さくピストン速度も小さい。このため、上死点付近では定容燃焼に近い燃焼となり最高圧力は高く、その期間も長いと考えられる。一方、機関回転数が上昇すると着火遅れが短くなるとともに、クランク軸の角速度が大きくなり、着火・燃焼過程における燃焼室容積の増大とともに、シリンダ内圧力は低下するため最高圧力は過大とならず、圧力が低下するものも早くなるものと考えられる。

3.3 最高圧力と図示平均有効圧力

始動時と定常時の運転状態における最高圧力および図示平均有効圧力を比較するため、No. 6 シリンダの負荷率と最高圧力および図示平均有効圧力との関係を Fig. 6 に示す。

また、始動空気圧力 3.0 MP_a における始動時の No. 4, 5, 6 シリンダ内圧力と機関回転数の関係を Fig. 7 に示す。

Fig. 7 に示すように、No. 5 シリンダに始動空気が流入するとピストンが押し下げられ、クランク軸が回転を始め、始動から0.5秒後には着火・燃焼が始まっている。No. 6 シリンダにおいて、始動後、最初の着火・燃焼が起こったサイクルから連続して始動10秒後までの、毎サイクルの最高圧力と図示平均有効圧力を求め、これを Fig. 8 に示す。

これと同様な方法で、各始動空気圧力における No. 6 シリンダの最高圧力、図示平均有効圧力および圧縮圧力（上死点前に着火が起こった場合は着火点の圧力）を求め、Fig. 9, 10および11に示す。ただし、Fig. 9(b)は、機関回転数と最高圧力との関係を示したものである。

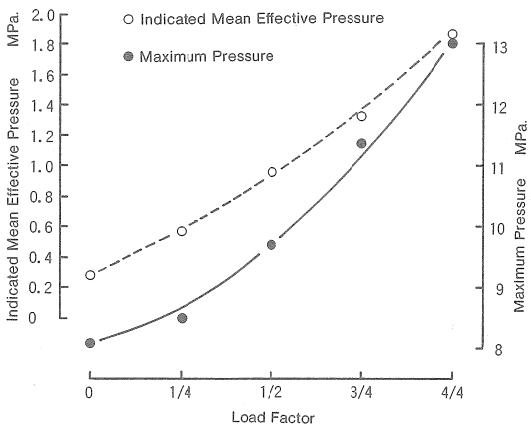


Fig. 6. Change in maximum pressure and indicated mean effective pressure with load factor.

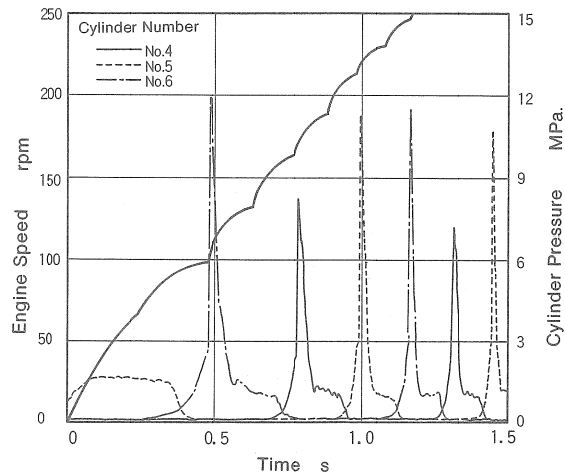


Fig. 7. Engine speed and cylinder pressure history.

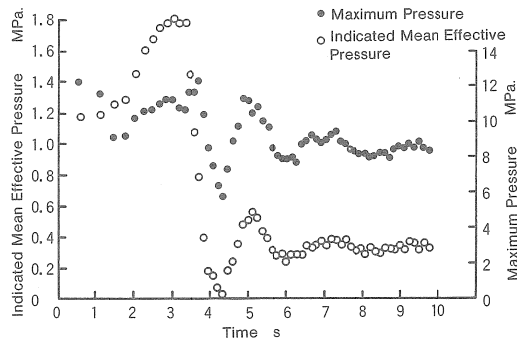


Fig. 8. Maximum pressure and indicated mean effective pressure history.

Fig. 9 に示すように、始動空気圧力が 1.0 MP_a および 1.5 MP_a において、最高圧力は始動初期には Fig. 6 に示す無負荷の定常運転状態に近いが、始動後2秒過ぎ、 350 rpm 付近で全負荷の定常状態よりも高い値を示している。これは始動直後は燃料の噴射圧力が低いので、燃料の噴射量は少なく微粒化も悪いため最高圧力は低い、機関回転数の上昇に伴い燃料の噴射初期の噴射率は増大し微粒化も良くなるため、着火時の可燃性混合気量が増え、圧力は急激に上昇するものと考えられる。最高圧力が全負荷の運転状態よりも高くなると機関損傷の原因となるので、 1.5 MP_a 以下の始動空気圧力での始動は好ましくない。機関回転数が 350

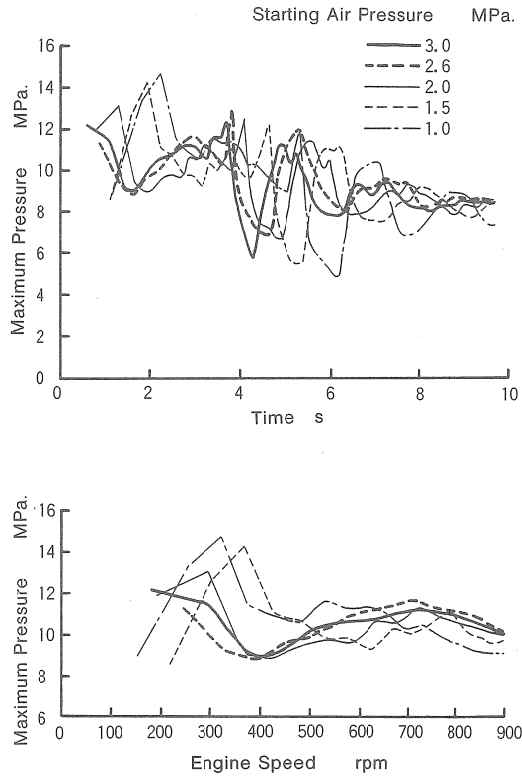


Fig. 9. Change in maximum pressure with starting air pressure.

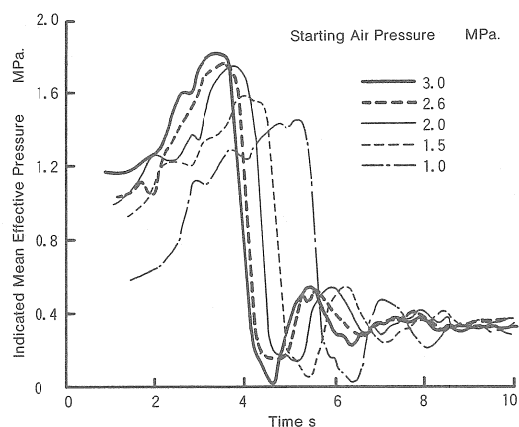


Fig. 10. Change in indicated mean effective pressure with starting air pressure.

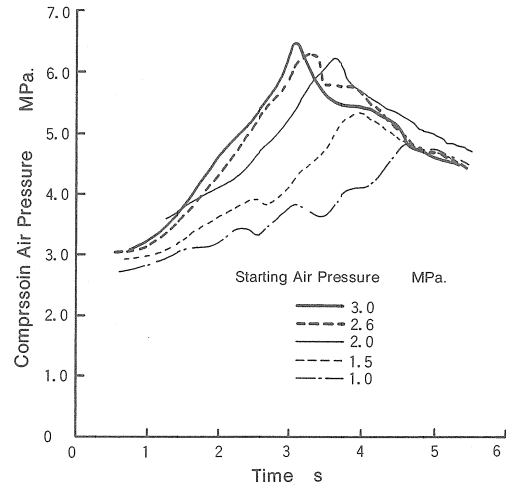


Fig. 11. Change in compressor with starting air pressure.

rpm 付近を過ぎると、機関回転数の上昇に伴う着火・燃焼時の燃焼室容積の増加割合は増大し、Fig.11に示すように圧縮圧力も増加するため圧縮温度も高くなり、着火遅れも短縮し、最高圧力は低下するものと考えられる。

これに対し始動空気圧力が 2.0 MPa 以上では、始動初期の最高圧力は 1.5 MPa 以下の場合より高いが、始動後2秒、 400 rpm までは低下し、その時点での最高圧力は 1.5 MPa 以下の場合より低くなる。これは着火・燃焼が始まる機関回転数が 1.5 MPa 以下の場合よりも高いため、着火時の可燃性混合気量が多く、最高圧力は高くなる。一方、始動空気圧力が高いほど、Fig.11に示すように機関回転数の上昇とともに圧縮圧力は急上昇し、圧縮温度が高くなるため着火遅れが短くなり、着火時の可燃性混合気量が減少し、最高圧力は低下するものと考えられる。しかし機関回転数が 400 rpm を越えると燃料の噴射量、圧縮圧力ともに増大し、噴霧の状態もよくなるため着火後の燃焼量が増大し、ガバナが作動して燃料噴射量を制限するまで、最高圧力は再び上昇するものと考えられる。

次に、図示平均有効圧力の変化について考察する。

Fig.10に示すように、各始動空気圧力における図示平均有効圧力において、着火・燃焼が始まる最初のサイクルで、始動空気圧力が 3.0 MPa では図示平均有効圧力が 1.2 MPa であり、 1.0 MPa では約 0.6 MPa である。また、ピーク値は始動空気圧力が 3 MPa の場合約 1.8 MPa で、これは Fig.

5に示す全負荷の定常運転状態に近いが、 1.0 MP_a の場合は約 1.4 MP_a であり、両始動空気圧力で約 0.4 MP_a の差がある。この理由として、噴射された燃料の状態とシリンダ内への供給空気量の影響が考えられる。

まず、噴射された燃料の状態について考えると、始動後機関回転数が定格回転数に近づいてガバナが作動するまで、燃料ポンプのラック位置は最大位置にあるので、有効行程は等しく、噴射された燃料の状態は噴射圧力に影響を受けると考えられる。すなわち、機関回転数が低いと噴射圧力も低く、噴霧の状態は悪いので、噴射された燃料はピストン頂面やシリンダ壁に付着したり、未燃のまま排出されるが、機関回転数の上昇とともに噴霧の状態はよくなる。

次に、シリンダ内への供給空気量について考える。

Fig. 5に示すように、始動時に膨張行程にあるシリンダの始動弁が開くと始動空気圧力に比例した重量の空気がシリンダ内に流入する。過給機関では排気弁が開くとこの空気は直ちに過給機に達し、その回転数を上昇させる。すなわち、始動空気圧力が高いほど過給機の回転数上昇割合も大きくなるので給気圧力は高くなり、シリンダへの供給空気量も増加する。これはFig. 11に示すように、圧縮圧力の増加割合が大きくなることから明らかである。

以上のことより、機関回転数が同じであれば噴射された燃料の状態はほぼ等しいが、始動空気圧力が高いと過給機の働きによって供給空気量が増し、可燃性混合気量が増加したため図示平均有効圧力が増加したと思われる。また、始動空気圧力が 1.5 MP_a 以下の場合、過給機回転数の上昇割合が小さいため、機関が定格回転数に近づき多量の燃料が噴射されても、可燃性混合気となる割合が少なく、多量の未燃燃料が存在するものと思われる。この未燃燃料は炭化してリング溝やピストン頂面に堆積したり、黒煙や未燃炭化水素となって排気とともに排出され大気汚染の原因となるので、始動空気圧力は 1.5 MP_a 以下としないことが好ましい。

3.4 始動空気圧力の最適値と今後改善すべき点

船舶において給電が停止した場合、1秒でも早く予備機を始動し、発電機の切り替えが行える状態にすることが望ましい。本実験の場合、始動空気圧力を 3.0 MP_a にすると、始動から4秒秒らずで定格回転数に達するが、最高圧力、図示平均有効圧力とともにほぼ全負荷の定常運転状態に近くなった。予備機の始動前の状態は冷却水温度、潤滑油温度および機関各部の温度は機関室温度にほぼ等しく、潤滑状態も良好とはいえない。このような状態においていきな

り全負荷の運転状態に近い最高圧力と図示平均有効圧力が機関に加わると、燃焼室に亀裂が発生したりピストン・シリンダライナの異常摩耗の原因になるものと考えられる。また、高い始動空気圧力を保持するためには空気圧縮機の駆動動力が増大し、圧縮効率も低下する。一方、始動空気圧力が低いと回転加速度が小さいため、定格回転数に達する時間が長いのに加え、始動時の最高圧力が高く燃焼状態も悪い。これらのことを考慮すると、本実験機関の場合、始動空気圧力は $2.0 \sim 2.5 \text{ MP}_a$ が適当である。

予備機の始動時の各部の損傷を未然に防ぎ、かつ整定時間を短縮するには、最高圧力と図示平均有効圧力が過大になるのを抑え、さらにすばやく機関回転数を上昇させなくてはならない。始動初期において最高圧力が高くなるのは、燃料噴射量は少ないにもかかわらず着火遅れ期間が長いいため、着火時の可燃性混合気量が多く、これが一度に燃えるためと考えられる。これを改善するためには、運転中の発電設備の冷却水を予備機に循環させ、冷却水温度を高く保つとともに、始動時に予備機の給気加熱を行い、着火遅れ期間を短縮することが有効である。なお、この給気加熱は排気タービンへの熱エネルギー増加となり、過給機の回転数増大にも役立つものと考えられる。

機関回転数が上昇すると着火遅れ期間は短くなるが、燃料噴射量が増加するためFig. 9および10に示すように、最高圧力、図示平均有効圧力ともに高い値を示すようになる。これを改善するには、始動時に機関回転数が定格回転数に達する前に、燃料噴射量を順次減少させるようなガバナ特性にするか、または、始動時の燃料噴射量制限装置を調整することにより、機関回転数が定格回転数に近づくに近づいて回転加速度を抑制することができれば、Fig. 3に示す行き過ぎ時間、整定時間を小さくすることが可能であると考えられる。また、これとあわせて、始動空気の供給を停止する時期も検討する必要があると考えられる。

4 結 論

船用ディーゼル発電設備において、始動空気圧力が原動機の始動特性に与える影響を明らかにするために始動時の過渡状態を解析し、次のような結論を得た。

- (1)機関回転数の整定時間は始動空気圧力の上昇とともに短くなるが、 2.0 MP_a 以上ではその変化は小さい。
- (2)最高圧力は始動初期に高く、特に始動空気圧力が 1.5 MP_a 以下では著しい。
- (3)図示平均有効圧力は始動初期に急激に増大し、始動空気圧力が 2.0 MP_a 以上の場合では全負荷時に近くなる。

(4)始動空気圧力は機関回転数の整定時間，始動初期の機関に与える熱負荷，空気圧縮機の設定圧力などを考慮すると2.0~2.5 MP_aが適当である。

文 献

- 1) 船舶設備規程，第183条の2.
- 2) 緒方一彦・南 正己：舶機誌，13-7，520-527(1978).
- 3) 石谷博美・常本秀幸・山田貴延：機論，52-481，3413-3416(1986).
- 4) 石谷博美・常本秀幸・山田貴延：機論，52-484，4079-4083(1986).
- 5) 石谷博美・常本秀幸・山田貴延：機論，53-496，3827-3834(1987).
- 6) 石谷博美・常本秀幸・山田貴延：機論，54-507，3295-3300(1988).
- 7) 石谷博美・常本秀幸・山田貴延：機論，56-524，1206-1211(1990).
- 8) 長江正浩・麻生喜昭・鶴谷和司・千田二郎・藤本 元：機論，56-523，880-886(1990).