排気タービン二段過給四サイクルディーゼル機関の性能予測*

崔 在星**, 嶋本 讓***, 金 丸 一 広***

Prediction of Performance for Two-Stage Turbocharged
Four Cycle Diesel Engines

by Jae-sung CHOI, Yuzuru SHIMAMOTO, and Kazuhiro KANAMARU

This paper describes briefly the approach for the matching of turbochargers in two-stage turbocharged four cycle diesel engines. The simulation program has been developed from the program for one-stage turbocharged engines, in which the characteristic method is used as reported in an earlier paper. In this paper, the computing methods for two entry turbines, air coolers and waste-gate valves are described. In comparison with experimental results, it is cleared that overall engine performance may be predicted fairly by the simulation. It is found that the ratio of effective areas of turbines (HP/LP) is an available factor to estimate the engine performance and the inertia charging is effective even for two-stage turbocharging. Then the influence of the pipe systems and the air cooling system to the operating state of two compressors (HP, LP) are numerically investigated.

Key Words: Internal Combustion Engine, Two-Stage Turbocharging, Numerical Analysis, Turbocharging Matching, Intake and Exhaust Systems

1. ま え が き

近年、機関の高出力化の要求から、ディーゼル機関において排気タービン二段過給方式が注目を集めており、これに関する研究も報告されている^{(1)~(4)}。二段過給方式は排気エネルギーの利用率がよく、過給機の機械的負荷を減少させるなどの利点があり、過給率向上の面において有効な一つの手段となるからである。しかし、二段過給機関は高・低圧段過給機の組合せによる多様な過給機特性および給気冷却器など、設計段階で考慮すべきパラメータが増えるので、過給機を含む各パラメータの影響の検討およびそれらの最適化を図るにはシミュレーションによる性能の予測手法がもっとも有効な手段であると思われる。

ここでは、すでに作成されたシミュレーションプログラム⁽⁵⁾を二段過給機関の性能予測にも利用できるように拡張し、本プログラムによる計算結果の妥当性を確かめた上で、高・低圧段過給機特性、給気冷却器の温度効率および給・排気管系の形状が機関の性能に及ぼす影響について検討する。

2. 計 算 方 法

計算方法の詳細について文献(5)、(6)ですでに報告済みであるので、ここでは部分送形タービン、給気冷却器およびウェストゲート弁の取扱いについて述べる。

2.1 部分送形タービンの取扱い 動圧方式を採用する中・小形高速排気タービン過給機関では排気干渉を避けるため、二つのガス入口をもつ排気タービンが多く使われている。このようなタービンの作動はいわゆる、差圧送形状態あるいは部分送形状態にあるので、二つのガス入口孔の状態の相違によってタービン作動点が大きく変わる。しかしながら、入口孔間の流量特性の相互干渉を精度よくマッチング計算に導入できる一般性のある表示法はまだ示されていないようである。したがって、ここでは基本的には定常流試験で得られた作動性線図を準用するが、部分送形による影響を取り入れるため修正を行うことにした。すなわち、入口孔間の干渉はないものと仮定し、二つのタービン入口は完全分離した形でモデル化し、それぞれの入口には独立した二つのタービンが結合されていると考える。このときタービンの流量特性線図における修正流量は同一圧力比に対して等圧送形時の1/2とす

* 昭和60年6月11日 第5回内燃機関合同シンポジウムにおいて講演、原稿受付 昭和60年8月22日。

** 正員、韓国海洋大学(大韓民国釜山市影島区東三洞1)。

*** 正員、京都大学工学部(〒606 京都市左京区吉田本町)。

る。また、このように分けたタービンの回転数は同一とし、タービン効率を求めるときに用いるガスの理論速度 c には各入口における理論速度に流量の重みを掛けた平均値を用いる。すなわち、

$$c = \frac{c_1 m_1 + c_2 m_2}{m_1 + m_2}$$

ここで、 c 、 m ：ガスの理論速度、質量流量、添字 1、2：入口孔 1、2。

2.2 給気冷却器およびウェストゲート弁 過給機関では圧縮機の出口における給気温度が高くなるので、給気温度を下げ給気密度を高めるために圧縮機と機関入口との間に給気冷却器を採用してある。給気冷却器には空冷式および水冷式があるが、ここでは冷却方式に関係なく、給気冷却器を容器としてモデル化し、冷却器の容積、伝熱面積および熱伝達係数を用いて冷却効果(温度効率)の影響を検討できるようにした。温度効率はつぎの式で定義する。

$$\eta_{\text{cool}} = \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{T_{\text{in}} - T_w}$$

ここで、 T_{in} 、 T_{out} ：冷却器入・出口における給気温度、 T_w ：冷却器の壁温。

3. 実験結果との比較

計算の対象とした機関は 6 シリンダ四サイクルディーゼル機関(シリンダ径：120 mm、行程：130 mm、圧縮比：15.5)で、機関および過給機の構成図を図 1 に示す。図中の・印 1～7 は測定点であり、後で述べる計算結果の添字と対応する。高圧段タービンの入口近くにはウェストゲート(W/G)弁が設置されており、W/G 弁は機関の回転数によって作動し、全開または全閉のみである。図 1 は給・排気管系を簡略化して表しているが、実際の給気管系は慣性過給を利用する形状をしており、計算に当たっては管系の形状による影

図 1 機関と過給機の構成図

響が検討できるように実機装着の系を、断面積が変化する管および絞りからなる系に、また給気冷却器は容器に置き換えモデル化した。高・低圧段圧縮機間およびタービン間の流路は容器に置き換えモデル化し、圧力波の伝ば影響は無視した。タービンと圧縮機における境界条件は定常流試験で得られた作動特性線図を準用する。

実験結果と計算結果との比較を機関の回転数に対して図 2 に示す。計算に用いた熱発生率曲線には各回転数における実測シリンダ内圧力上昇率から求まる熱発生率曲線と同一のパターンをもち、その大きさを燃料供給量から求まる熱発生量に等しくなるよう比例的に修正したものを用いた。したがって、燃焼による実際の熱発生率パターンとの間にはシリンダ内壁への熱損失の部分を無視したために生じる誤差が含まれている。給気冷却器で生じる圧力損失の影響は前後に絞りを設けて考慮し、絞り面積は実験結果から得られた差圧を用いて求めた。

高圧段タービンは二つの入口をもつ部分送形タービンであり、その取扱い方法についてはすでに述べたとおりであるが、この計算方法でも部分送形タービンの現象を十分表現していないと思われるので、実験結果との比較においては高圧段過給機の機械効率を修

図 2 実験結果と計算結果との比較

正しており、図2に示した計算結果は高圧段過給機の機械効率を1.0とした場合である。低圧段過給機の機械効率は高・低圧段タービン間の流路を容器に置きかえていることを考慮し、0.8とした。

図2において計算結果はシリンダ内最大圧力 $P_{\max}$ を除いては高・低圧段過給機の回転数 N_H と N_L 、空気量 G および給気圧 p_4 、各部の圧力 p 、温度 T など、全体的には実験結果と比較的よい一致を示しており、計算結果の信頼性は十分であろう。 $P_{\max}$ に見られる差異は熱発生率曲線の簡略化処理に起因すると思われる。実験結果における P_{mi} は正味平均有効圧と各回転数におけるまっつ損失平均有効圧 P_{mf} との和であり、 P_{mf} の測定はモータリング法で行った。したがって、本シミュレーションプログラムは二段過給機関の場合にも実際機関の性能予測および機関と過給機とのマッチング計算に利用できるものと思われる。

4. 機関と過給機とのマッチング

過給機特性の基本的なパターンは過給機が変わっても大きな違いがないことから、対象機関に用いている過給機の特性を中心に、過給機特性の変化が機関とのマッチングに及ぼす影響について検討した。

仮定したタービンの流量特性は、タービンの修正流量を相似的に減少させ、同一圧力比における修正流量の基準の場合との比 MR を用いて表す。タービン効率の特性は対象としたタービンの特性をそのまま用いた。また、計算条件としては基準となる給・排気管系および計算条件を用い、W/G弁の作動は1700 rpmを境として全閉または全開の条件で計算した。基準の給気管系は実験時の管系において慣性過給用の長い管を取り除いて給気冷却器から給気弁端までの給気管系長さを0.75 mとした。サイクル当たりの熱発生率パターン[燃料供給量 108 mg/L·cyl]を一定とし、タービン流量特性 MR を変化させた場合の計算結果を図3に示す。図3(a)は低圧段タービンの MR_L を一定とし高圧段タービンの MR_H を変化させた場合であるが、低回転速度側においては、 MR_H が小さくなるほどタービン入口圧力 p_5 が上昇するため、高圧段過給機の回転数 N_H と給気圧 p_4 が上昇し空気過剰率 λ は増加する。しかし、高回転速度側では p_5 は上昇するが、W/G弁の作動により利用可能な排気エネルギーの増加が少なくなるので、タービンの理論仕事の増加が少なくなる。また、 p_5 の上昇により理論速度が大きくなるため速度比が小さくなるので、高圧段タービンの効率が低下し総合効率 $\eta(T/C)_H$ が低下する。したがって、 N_H と p_4 の変化が少なくなり、空気過剰率 λ はほ

んど変化しない。また、 MR_H が小さくなるとシリンダ前後の差圧 ($p_4 - p_5$) が小さくなるためポンプ損失が増加し、図示平均有効圧 P_{mi} の低下が著しくなる。図3(b)は MR_H を一定とし MR_L を変化させた場合であるが、 MR_L が小さくなるほど低圧段タービンの入口圧力 p_6 が上昇するので N_L は増加するが、相対的に高圧段タービンの膨張比が小さくなるので N_H は減少する。また、 p_6 の上昇により p_5 が上昇するため、 P_{mi} は低下するが、高圧段タービンの場合よりその影響は小さくなっている。

図4は図3の計算結果から求めた高・低圧段タービンの等価絞り面積の比 $FR(=F_H/F_L)$ を横軸にとり、 P_{mi} と過給機全体の総合効率 $\eta(T/C)_{H+L}$ との関係を示す。 F_H と F_L は次の式で定義する。

$$p_r > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \text{ のときは}$$

$$F_{H,L} = m_T / \left\{ \frac{2\kappa}{\kappa-1} p_{in} \rho_{in} (p_r^{2/\kappa} - p_r^{(\kappa+1)/\kappa}) \right\}^{1/2}$$

$$p_r \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \text{ のときは}$$

$$F_{H,L} = m_T / \left\{ \kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)} p_{in} \rho_{in} \right\}^{1/2}$$

ここで、 $p_r: p_{out}/p_{in}$, p, m, ρ : ガスの絶対圧力、質量流量、密度、 κ : 比熱比、添字 out, in: タービン出・入口状態の時間平均、 T : タービン。

図3 タービン流量特性の影響

図4において実線は低圧段タービンの MR_L を一定とし高圧段タービンの MR_H を変化させた場合であり、点線はその逆の場合である。 MR_H を変化させた実線の場合1000 rpmにおいては FR の変化に対し $\eta(T/C)_{H+L}$ の変化が小さいので P_{mi} の変化も小さい。高回転速度側においては FR が大きくなるにつれて $\eta(T/C)_{H+L}$ が増加するので P_{mi} は増加するが、 FR の増加につれ $\eta(T/C)_{H+L}$ の増加は少なくなるので P_{mi} の増加も少なくなる。すなわち、 P_{mi} はポンプ損失の変化によって変わるが、ポンプ損失は過給機効率の影響を大きく受けるので、 P_{mi} の変化は全体的に $\eta(T/C)_{H+L}$ の変化と同様の傾向を示すことになる。また、図4を見ると FR の変化により $\eta(T/C)_{H+L}$ は極大値をもつようになるので、各回転数において P_{mi} が最大になる FR が存在し、その値は回転数の増加につれ大きくなっている。しかし、 MR_L を変化させた点線の場合、最適の FR はあまり変化しないことがわかる。

図5は高・低圧段タービンの流量特性 MR をパラメータとし、シリンダ内最大圧力が15 MPaを超えない範囲($P_{max} \leq 15$ MPa)で空気過剰率 λ が機関回転数ごとに基準の場合と同一になるように燃料供給量を変化させた場合の計算結果を示す。 MR が同一であっても各回転数における FR は変化するが、その変化量は少ないので、 FR の平均値 FR_m を用いて表すことにする。図5(a)は MR_L を一定とし MR_H を変化させた場合であり図5(b)はその逆の場合である。両方とも FR_m が小さいほど P_{mi} が最大となる回転数は低回転

速度側に移り、図示燃料消費率 b_i は高回転速度側で悪化する結果となる。その傾向は図5(a)の場合のほうが強く現れている。

以上のことから、高・低圧段タービンの等価絞り面積の比 FR は機関とのマッチングにおいて有効な一つのパラメータとなり、 FR が小さいほど低回転速度側にマッチングさせた出力性能が得られることがわかった。

5. 給気冷却器の温度効率の影響

給気冷却器の伝熱面積の異なる二つの冷却器(壁温

図5 高・低圧段タービンの FR_m の影響
(λ = 一定の場合)

図4 高・低圧段タービンの FR の影響

図6 給気冷却器の影響

図 7 作動特性線図

と熱伝達係数は同一)を取り上げ、冷却効果の影響について検討した。それぞれの伝熱面積は1.0, 3.4 m²であり、計算結果から得られた温度効率 η_{cool} は約0.65, 0.85であった。図6はそれぞれの冷却器を高・低圧段圧縮機間に(以下I/Cと呼ぶ)、また高圧段圧縮機と機関の間に(以下A/Cと呼ぶ)設置して利用した場合を想定し、1300 rpmにおいて低圧段タービンの MR_L を変化させた場合の計算結果を示す。A/Cの温度効率が大きくなるとA/Cの出口平均温度 T_4 が低下し給気密度が高められるので λ が増加する。またI/Cを利用することによって高圧段圧縮機入口温度 T_2' が低下するので出口温度 T_3 が低下し、 T_4 はさらに低下する。A/Cのみを利用した実線の場合は低圧段タービンの MR_L を小さくするほど T_3 および T_4 は高くなるが、I/Cを併用した場合、 T_3 は低下する。この影響はI/Cの温度効率が高いほど、またA/Cの温度効率が高いほど大きくなっている。これは高・低圧段圧縮機の圧力比の比 π_{cl}/π_{ch} が大きくなるほどI/C入口温度が増加するためI/Cによる T_2' の低下が大きくなることと、A/Cの温度効率が高いほど相対的にI/Cの影響が大きくなるからであると思われる。すなわち、図6からわかるように π_{cl}/π_{ch} が小さいほど低圧段圧縮機出口の給気温度は低くなるので、I/Cの効果が小さくなり、高圧段圧縮機の入口温度を十分低下させるためには大容量の給気冷却器が必要となる。したがって、I/Cの利用は高・低圧段圧縮機の圧力比の比 π_{cl}/π_{ch} が大きいほど有利であろう。

図 8 給気管系の影響

図7は温度効率が0.85の給気冷却器をI/CおよびA/Cとして併用した場合(△印)と基準の場合(・印)における高・低圧段圧縮機の作動点を示す。I/Cの利用により全回転速度域で空気量が増加するので、低圧段の場合は修正流量が大きい側へ移動するが、高圧段の場合は T_2' が低下するので修正流量の変化が少なく π_{ch} が大きい側へ移動し、移動量は高・低圧段ともに回転数が高くなるほど大きくなる。

6. 給・排気管系の影響

図8は給気管系の動的効果による影響を調べるために同調回転数が950 rpmの給気管系(給気冷却器から給気弁端までの給気管系の長さ; 2.5 m)を利用した場合と基準の場合との計算結果を示す。体積効果 η_v は外気状態を基準にしてある。図8からわかるように1000 rpmのときは給気管系の動的効果により体積効

図9 給気管系の影響 (P-V線図)

率 η_v は増加する。

図9は基準の給気管系と動的効果を利用する給気管系を利用した場合において1700 rpm時の第6シリンダのP-V線図を示すが、この図からわかるように、同調回転数より高速になるにつれ吸入損失が基準の場合と比べ少なくなるので、高回転速度域において P_{mi} は増加する。低回転速度域においては吸入損失が増加するので P_{mi} は低下すると思われるが、体積効率の増加により圧縮機の作動点が修正流量の大きい方へ移動するので、過給機効率が改善され結果的に P_{mi} はほとんど変化しないことがわかる。計算では燃料供給量を一定としており、空気過剰率 λ が一定の場合を考えると低回転速度域において P_{mi} の増加が期待できるので、給気圧の高い二段過給機関の場合においても慣性過給の効果が認められる。

図7にこの場合の高・低圧段圧縮機の作動点(○印)をも併記してあるが、基準の場合と比べ作動点が高・低圧段ともに圧縮機効率の高い領域へ移動しており給気管系の動的効果の利用は過給機とのマッチングの面でも有利であるといえる。

排気管系においては高・低圧段タービン間の容器に着目し、その容積 V_e の影響について検討した。図10は1300 rpmにおいて容積 V_e を変化した場合の計算結果を示す。横軸には V_e と行程容積 V_h との比を用いている。同図からわかるように、 V_e を大きくすると空気過剰率 λ は減少する。また、圧縮機の全理論仕事に占める低圧段の理論仕事の割合 WR が減少することにより高・低圧段圧縮機の仕事の割合が変わることがわかる。 V_e が大きくなると、容器内の平均圧力 p_6 と $\Delta p_6/p_6 (= \Delta p_6 : p_6 \text{ の振動振幅})$ がともに低下するが、高圧段タービン入口の平均圧力はほとんど変化しないので、高圧段タービンの仕事は増加する。しかし、低圧段タービンの仕事の減少の方が著しいので全体の仕事は減少する。また、低圧段タービンは静圧過給に近い状態となり $\eta(T/C)_L$ は高くなるが、 p_6 の低下が大きいので、低圧段圧縮機に与えられる仕事は減

図10 高・低圧段タービン間の容器の容積 V_e の影響

少する。したがって、 V_e を大きくしても、 P_{mi} はほとんど変化せず λ が低下することから、低圧段タービンにおいて静圧方式の利用は有利でないと思われる。

7. ま と め

排気ターボ二段過給機関の性能予測およびマッチング計算に利用できるシミュレーションプログラムを作成し、実験結果との比較検討より本プログラムの信頼性を確かめた。また、このプログラムを利用し、機関と過給機系とのマッチングに関して検討した結果つぎのことがわかった。

(1) 高・低圧段タービンの等価絞り面積比 FR は機関とのマッチングにおいて有効な一つのパラメータである。すなわち、 FR が小さいほど低回転速度側にマッチングさせた機関性能が得られる。

(2) インタークーラが圧縮機の作動点に及ぼす影響は、低圧段の場合には修正流量の運転領域が広がるが、高圧段の場合はほとんど変化しない。

(3) 給気慣性過給は二段過給機関のような給気圧が高い場合にも効果がありかつ機関と過給機とのマッチングの面でも有利である。

(4) 高速機関の場合は低圧段過給にも動圧方式が有利であると思われる。

本プログラムは二段過給機関以外に、コンパウンド機関などにも容易に拡張できる汎用性のあるものと思われる。

終わりに、この研究に対して文部省科学研究費(一般研究C)を受けたことを記し、謝意を表す。

文 献

- (1) Benson, R. S. and Svetnicka, F. V., *SAE Trans.*, 83 (1974), 2749.
- (2) Wallace, F. J. and Cave, P. R., *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 187-48/73 (1973), 535.

- (3) 泉・ほか2名, 機論, 44-377 (昭53), 239.
- (4) 兼坂 弘, 内燃機関23-298 (昭59), 25.
- (5) 嶋本・ほか2名, 機論, 52-480, B (昭61), 3107.
- (6) 嶋本・ほか3名, 機講論, No.824-7 (昭57-3), 31.

討 論

〔質問〕 土 佐 陽 三〔三菱重工業(株)〕

(1) 本研究の対象である二段過給エンジンは、過給圧 p_4 が 200 kPa 程度と必ずしも高くなく、一段で十分実用されている領域であるが、ウェーラストゲートによる高速でのエネルギー損失を前提としてまで二段過給とするのはエンジンとしてどういうねらいを考えておられるのか。

(2) 計算法において、部分送込形タービンの取扱いに對し、相互干渉を考慮した表示法として松尾ら(付1)の研究があるが、その影響は大きく、考慮の要あると考えるがどうか。また、本計算にてその影響を機械効率で修正されているが、部分送込の影響は文献(付1)にもあるように効率悪化の方向にあるがこれを1.0と高くされた理由は何か。

(3) 高低圧タービン間の容積増大により、全体のタービン仕事は低下すると述べられているが、高圧タービン入口圧力が変化しなければ、排気の理論膨張仕事は変化しないはずで、通常の動圧方式では高圧段の排気管を小さくして、ブローダウンロスの低減によりタービン仕事が増大するが、貴論文の結果における損失の内訳を示されたい。

〔回答〕 (1) シミュレーションプログラムの開発を目的としており、過給圧が 200 kPa と必ずしも高くないのは、比較する実験データとの関係で定まったもので、過給圧の制限はない。二段過給のみならず複

合機関への適用を考えている。また、変速の高速ディーゼル機関を直接的な対象と考えているので、600 rpm より 2 000 rpm 以上での運転を考えると、ウェーラストゲートの使用も必要ではないか。

(2) 部分送込形タービンの取扱いについては、一つの試みであり検討を続けていく必要がある。松尾氏の論文にあるとおり、部分送込は効率低下の方向にあるが、ここでは、理論速度に重み付平均値を用いてみた。この値は、松尾氏の論文にある理論速度より、小さな値になっていると思う。タービン効率線図には、等圧送込時の速度比と効率との測定値を用い、速度比を前述の値に置き換えて使った。計算結果より、効率が低く出ていると判断したので、機械効率で修正し、1.0の値を試用した。

(3) 燃料供給量一定の計算であり、高圧タービン入口平均圧力がほとんど変化しないことより、排気ガスの理論膨張仕事には大きな変化はないと考えている。容器容積 V_e を大きくすると、排気ガスのもつ動的エネルギーが、容器内で失われるので、高・低圧タービン全体としての利用の対象となるエネルギーは、上述の理論仕事より小さくなると思う。高・低圧段過給機の作動点における効率に関係するが、結果として、圧縮機に供給されるタービン仕事の合計が減少し、 λ の減少となって現れたと解釈している。損失の内訳は算出していないので、 λ , WR より推察願いたい。

(付1) 松尾・ほか3名, ラジアルタービンの部分送込特性の実験的研究, ターボ機械, 10-7 (昭57), 388.