

エンジンの吸気特性に関する簡易計算法

A Simple Method of Numerical Analysis on Intake Air Flow of Reciprocating Engines

周 維 敏*・吉 識 晴 夫**・西 村 勝 彦**・

高 間 信 行**・裴 元 燮***

Wei-Min ZHOU, Haruo YOSHIKI, Katsuhiko NISHIMURA, Nobuyuki TAKAMA and Wonsup BAE

1. は じ め に

吸気行程でシリンダ内に供給される空気量は、エンジンの出力を決める基本となる。吸気システムは、新気導入に重要な役割を持つため、その設計はエンジン性能を左右する。また、吸気弁の開閉時期、開口面積、エンジン回転数なども吸気特性に大きい影響を与える。

総合的にエンジン性能を予測する数値計算方法には、特性曲線法がある。この方法は大型コンピューターを必要とし、繰り返し計算を行うため、計算時間がかかる。したがって、設計の初期段階における適用は経済性と便利さから不利となる。

本研究では、圧力波の伝播特性を用いたエンジン内のガス流れに関する簡易計算法を構築し、複合過給ディゼル機関の吸気特性について計算を行った。

2. 複合過給について

車両用ターボ過給機関には低速トルクの不足という欠点がある。これを解消する手段の一つとして複合過給方

式がある。複合過給方式は図1に示すように吸気系に共鳴管と共鳴体積を用い、吸気系内の圧力振動を利用し、目標とする回転数での吸気性能を向上させる。この方式では気筒を群で取り扱うため通常の慣性過給に比べてコンパクトにしやすく、また、低速域にマッチングさせやすいという利点がある。複合過給方式では共鳴吸気系のパラメータの組み合わせが多数あり、それらの中でどれが最適かについて不明な点もある。また、吸気系内の圧力変動と体積効率の関係なども明らかでない。

3. 数 値 計 算

吸排気管路系内の流れおよびシリンダ内の状態の計算にあたり、次のような仮定をした。

- ①管路内の非定常一次元流れとする。
 - ②管路内の圧力波は音速で伝播する。
 - ③伝熱は無視する。
 - ④シリンダおよび共鳴体積は容積とし、その内部で流速は零とする。
 - ⑤各境界においては準定常の関係が成立する。
- ここで、一次元座標を x 、時間を t とすると、音速 a で伝播する圧力 P の波動方程式は次のようになる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} \quad (1)$$

波動方程式(1)の一般解は次のように表される。

$$P(x, t) = f(t - x/a) + g(t + x/a) \quad (2)$$

$$M(x, t) = Y[f(t - x/a) - g(t + x/a)] \quad (3)$$

ただし、 $Y = A/a$

ここで、 A は管の断面積、 M は質量流量である。

関数 $f(t - x/a)$ 、 $g(t + x/a)$ は伝播性を持つ任意関数である。横軸を x 、時間を t とすると、 f 、 g は図2のよう

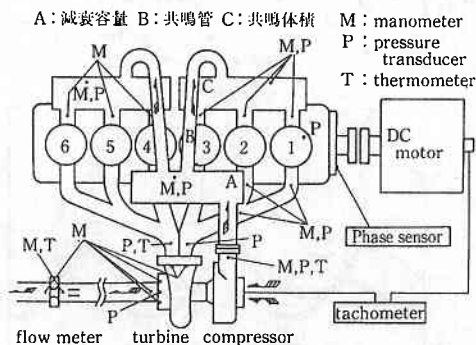


図1 実験装置概要

*富士重工(株)

**東京大学生産技術研究所 第2部

***韓国大宥工業専門学校

研 究 速 報

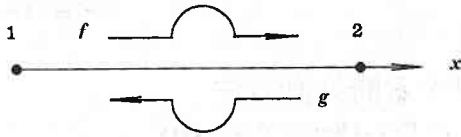


図2 進行波の伝播

圧力の伝播を式で表すと、

$$f_2(t) = f_1(t - T) \quad (4)$$

$$g_1(t) = g_2(t - T) \quad (5)$$

ここで、 T は1から2までに伝わる時間で、音速 a で伝わる時、 $T = (x_2 - x_1)/a$ となる。

3.1 管モデルおよび管路抵抗の扱い

管の中では圧力波は抵抗なしで伝わるとする。管の壁面摩擦損失は管の端部抵抗と同様に管の端部で計算する。管の端部における圧力降下を ΔP とすると

$$\Delta P = R_f \times M^2 \quad (6)$$

ここで、 R_f は管端部の抵抗と管路壁面の抵抗を含んだものである。数値計算上は式(6)を次のように準線形化する。すなわち、 $R = R_f \times M^{t-\Delta t}$ 、 $M^{t-\Delta t}$ は Δt 時間前の流量とすると、

$$\Delta P = R \times M \quad (7)$$

となる。

3.2 管路の接合部の伝達マトリックス

各管端部の圧力式と接合部の流量の式から各管端部の f_i 、 g_i をマトリックス式で表すと次のようになる。

$$\begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ \vdots \\ g_n \end{bmatrix} = [S]_{n \times n} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\text{ここで、} S_{ii} = 1 + \frac{2K_i}{Y_i} \left[\frac{K_i}{\sum K} - 1 \right]$$

$$S_{ij} = \frac{2K_i K_j}{Y_i \sum K}, \quad K_i = \frac{Y_i}{1 + Y_i R_i}$$

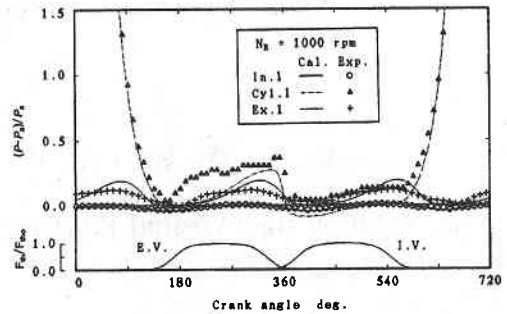
$$\sum K = K_1 + K_2 + \dots + K_n$$

3.3 シリンダおよびバルブモデル

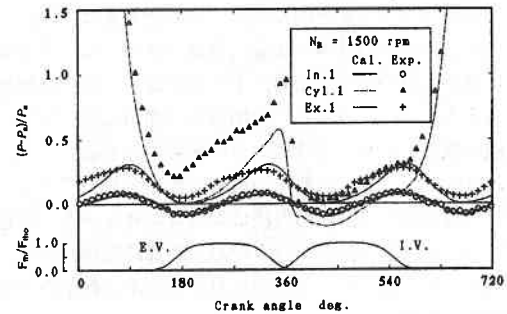
シリンダ内に流入したガスは瞬間的にシリンダ内のガスと混合し新しい状態になると仮定する。また、ガスの流動損失、外部との熱の授受を無視し、熱力学の第一法則を適用する。吸、排気バルブは断面積の変化するオリフィスとする。

4. 計算結果および考察

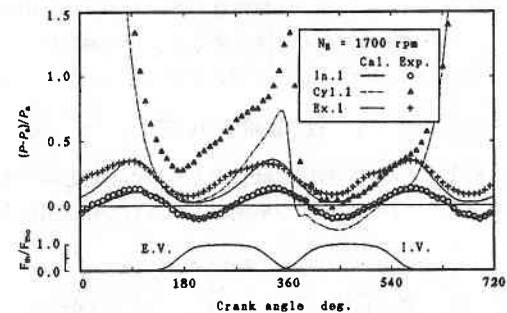
本研究では計算結果と図1に示した直列6気筒ディー



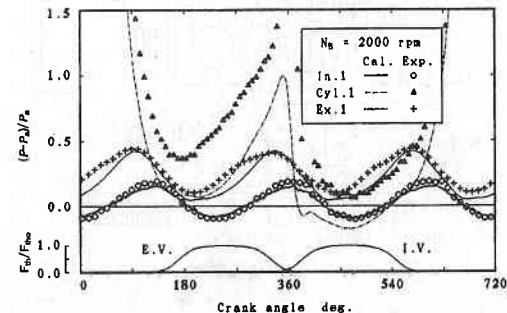
①エンジン回転数1000rpm



②エンジン回転数1500rpm



③エンジン回転数1700rpm



④エンジン回転数2000rpm

図3 シリンダ前後の圧力波形と筒内圧

ゼル機関（排気量5785cc，圧縮比15.9）のモータリングによる実験結果¹⁾を比較した。実験は複合過給吸気系（減衰容量3.15l，共鳴管直径 ϕ 53mm，長さ600mm，共鳴体積3.15l）を取り付けて行い，エンジンの流量および吸排気系内の圧力を測定した。

図3に吸排気系内の圧力波形の計算結果と実験結果を示す。圧力変化について，シリンダ内の圧力の実験値が温度の影響によりドリフトした点を除き，計算値はほぼ全体的な傾向を表現できた。

図4に体積効率の計算結果と実験結果を示す。体積効率の計算結果は実験結果の傾向をよく表しているが流量の計算値は実験結果より大きくなっている。それは管路壁面抵抗等の流れ損失の近似計算に原因があると考えられる。抵抗は流速の2乗に比例したモデルで考えているためエンジン回転数が高くなるに従って，計算値と実験値の相対誤差が大きくなる傾向が見える。

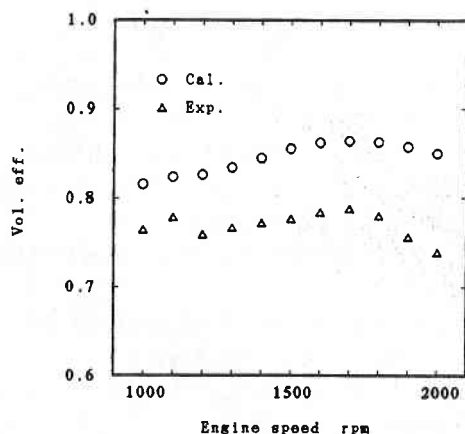


図4 体積効率

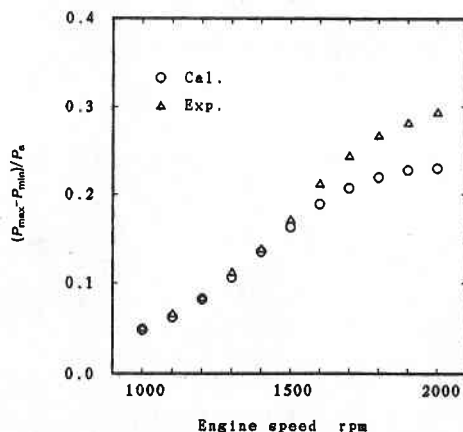


図5 共鳴体積内圧力振幅

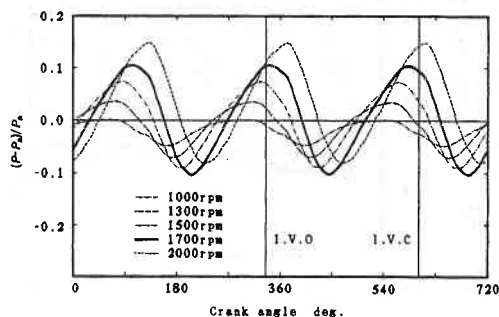


図6 共鳴体積内圧力

図5に共鳴体積内の圧力振幅の計算結果と実験結果を示す。図4と比べて見ると，体積効率はエンジン回転数1700rpmで最大となる。そのとき共鳴体積内の圧力振幅が最大値に達していないことから，最大体積効率は最大圧力振幅より低いエンジン回転数にある。つまり，最大体積効率と吸気系の共鳴点は異なるエンジン回転数にあることがわかった。

エンジン回転数1000rpmから2000rpmまでの共鳴体積内の圧力の計算結果を図6に示す。太い線は最大体積効率を与える圧力波形である。その圧力は，吸気バルブが開き始めるときと閉じる直前に，最大になっている。そのとき吸気が効率的に押し込まれ，体積効率が最も大きくなる。つまり，エンジンの体積効率は共鳴体積内の圧力の位相と密接な関係があると考えられる。

5. 共鳴吸気系の形状について

図7に共鳴管の直径の D_1 の大きさによる体積効率の

Resonance pipe diameter $D_0 = 53$ mm
Resonance pipe length $L_0 = 600$ mm
Resonance volume $V_0 = 3.15$ l

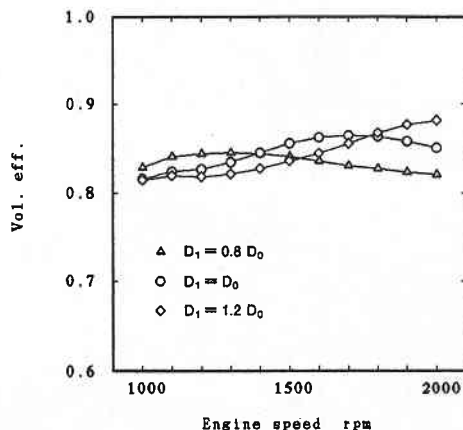


図7 形状変化①

研 究 速 報

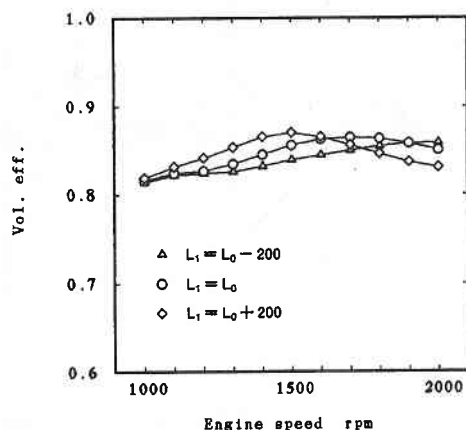


図 8 形状変化②

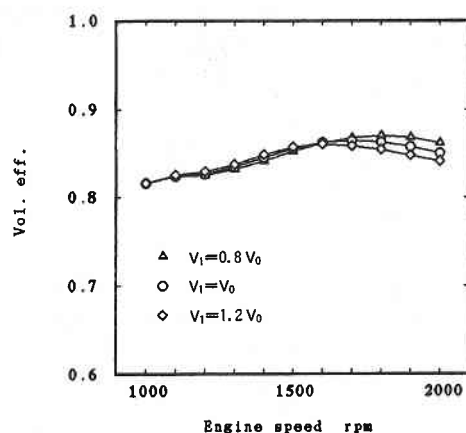


図 9 形状変化③

変化を示す。共鳴管を太くすることにより最大体積効率を与えるエンジン回転数は高いほうに移動する。それと共に、最大体積効率の値もだんだん大きくなる。

図 8 に共鳴管 L_1 の長さによる体積効率の変化を示す。共鳴管が長くなるに従って、最大体積効率を与えるエンジン回転数は低い方に移動する。体積効率の最大値は、少し大きくなる。

図 9 に共鳴体積 V_1 の大きさと体積効率の関係を示す。共鳴体積を大きくすることによって、最大体積効率を与えるエンジン回転数は低い方に移る。体積効率の最大値は、小さくなる傾向がある。

吸気系の形状と体積効率の関係のもとに、適当な共鳴吸気系の形状を選び、目標とするエンジン回転数で最大体積効率を得ることが可能となる。吸気系形状の中で吸気性能に最も影響を及ぼすものは共鳴管の断面積である。共鳴管の長さの調整により、最大体積効率を与えるエンジン回転数が決められる。

6. 結 論

- 1) 圧力波の伝播性を用いたエンジン吸排気系の数値計算モデルを検証した。
- 2) 本計算法は従来の計算法と比べると計算時間が大幅に短縮できる。また、配列が少ないためパーソナルコンピュータで計算できる利点がある。
- 3) 複合過給吸気系の形状とエンジン体積効率の関係を定性的に求めた。
- 4) 複合過給吸気系の共鳴点と最大体積効率点が異なるエンジン回転数にあることがわかった。
- 5) 本計算法は従来の計算法より簡化され、エンジン設計の初期段階において有効である。

(1993年 4 月 13 日受理)

参 考 文 献

- 1) 岡林：東京大学修士論文 (1989)