



Title	内燃機関の吸気音に関する研究
Author(s)	宮本, 登; 米沢, 光彦; 村山, 正
Citation	北海道大學工學部研究報告, 80, 13-20
Issue Date	1976-06-30
Doc URL	<a href="http://hdl.handle.net/2115/41357">http://hdl.handle.net/2115/41357</a>
Type	bulletin (article)
File Information	80_13-20.pdf



[Instructions for use](#)

## 内燃機関の吸気音に関する研究

宮本 登\* 米沢光彦\*\* 村山 正\*

(昭和 50 年 12 月 24 日受理)

### Air Intake Noise Generated by Internal Combustion Engine Intake Systems

Noboru MIYAMOTO Mitsuhiko YONESAWA Tadashi MURAYAMA

(Received December 24, 1975)

#### Abstract

In this paper, an analysis of the air intake noise generated by an internal combustion engine intake system was made by solving the pulsation in the air intake. By applying the energy equation to the gas in cylinder and Riemann variables to the air intake pipe, the air velocity and the noise from the open end of the air intake pipe were obtained.

As the result of experiments, the air intake noise in an over-all range and its frequency components which were calculated in this paper, agreed with the experimental ones to a large extent.

Especially, the calculated frequency components below 100 Hz coincided with the experimental ones.

The charging efficiency which was obtained from the pulsation in the air intake pipe was also treated in this paper.

#### 1. 緒 言

近年、内燃機関においては、従来より重要とされていた熱効率および出力の改善に加えて、有害排気成分ならびに騒音の低減など、総合的な面からの性能向上が強く要求されている。

本論文では、内燃機関における騒音低減の一環として、吸気系の脈動現象に注目し、吸気管の騒音特性に対する一解析を試みたものである。吸気系に関しては、従来より多くの研究がなされて来てはいるが、吸入効率等を改善するための研究がその大部分を占めており、とくに吸気管より発生する騒音の特性についての研究は非常に少ない現状である。

本研究では、吸気行程中のシリンダ内ガス状態を決定する方程式と波動方程式の解であるリーマン変数を用いて吸気管内の脈動を解くことにより、吸気管開放端における空気粒子速度を計算し、これを基礎として吸気管開放端周辺の音場を求めた。この場合、吸気管からの噴出および吸込み等ともなう空力的騒音は考えずに、吸気管を純音響管として取扱った。

計算の結果、吸気管より発生するオーバーオール騒音ならびにその周波数成分については、

\* 機械工学科 熱機関学第二講座

\*\* ディーゼル機器株式会社

計算値と実験値とが比較的良く一致することが明らかとなり、吸気音に対する本解析方法の一応の妥当性を得ることが出来た。なお、吸気管内の脈動を解くことにより必然的に得られるシリンダへの充テン効率についても本論文において言及している。

上述の解析方法は内燃機関の吸気管のみならず、例えば空気圧縮機の吸気音など、各種の脈動管における騒音およびその充テン効率等の計算にも広く応用し得るものと考えられる。

## 2. シリンダ内および吸気管内圧力経過

まず、Fig. 1 に示すような機関吸気系のモデルを考える。ここで、シリンダ内の圧力  $P_c$  は熱力学第一法則ならびに完全ガスの状態方程式より次式で与えられる。

$$\frac{dP_c}{dt} + k \frac{P_c}{V_c} \frac{dV_c}{dt} = \frac{k-1}{A \cdot V_c} \left( \frac{dQ_B}{dt} + \frac{dQ_W}{dt} + C_{pI} T_I \frac{dG_I}{dt} + C_{pE} T_E \frac{dG_E}{dt} \right) \quad (1)$$

ただし、 $P$  は圧力、 $V$  は容積、 $T$  は温度、 $G$  は重量、 $Q_B$  は燃焼で発生した熱量、 $Q_W$  は壁への損失熱量、 $C_p$  は定圧比熱、 $k$  は比熱比、suffix  $c, I, E$  はそれぞれシリンダ内、吸気および排気の状態を示している。なお、この場合、 $k$  は空気過剰率と温度との関数<sup>1)</sup>として取扱った。

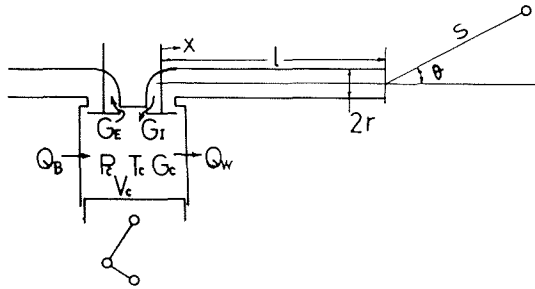


Fig. 1. Model of intake system in internal combustion engine.

一方、吸気管内圧力経過については、以下に示すリーマン変数  $\lambda$  および  $\beta$  を用いて、mesh method<sup>2)</sup> による数値計算を行なった。

すなわち、Fig. 1 に示すように、吸気弁位置より開放端へ向って座標  $x$  をとり、さらに、

$$A \equiv \frac{a}{a_0}, \quad U \equiv \frac{u}{a_0}, \quad X \equiv \frac{x}{l}, \quad Z \equiv \frac{a_0 t}{l}$$

とすれば、等エントロピー条件下において次式<sup>3)</sup>が成立する。

$$\frac{dX}{dZ} = U + A \text{ の条件下では、 } A + \frac{k-1}{2} = \lambda = \text{const.} \quad (2)$$

$$\frac{dX}{dZ} = U - A \text{ の条件下では、 } A - \frac{k-1}{2} = \beta = \text{const.} \quad (3)$$

ここで、 $a$  は音速、 $l$  は吸気管長さ、 $t$  は時間、 $u$  は空気粒子速度、 $x$  は吸気管位置であり、式(2)は前進波、式(3)は後進波に対応するものである。

$\lambda$  および  $\beta$  は、初期条件ならびに  $X=0$ ,  $X=1$  における境界条件により決定され、一方、 $XZ$  座標上の任意の点における  $\lambda = \text{const.}$  および  $\beta = \text{const.}$  なる特性曲線の傾き、すなわち  $\left(\frac{dX}{dZ}\right)_\lambda$  および  $\left(\frac{dX}{dZ}\right)_\beta$  は式(2)および式(3)より次式となる。

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_\lambda = \left\{ \frac{k+1}{2(k-1)} \right\} \lambda - \left\{ \frac{3-k}{2(k-1)} \right\} \beta \quad (4)$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_\beta = \left\{\frac{3-k}{2(k-1)}\right\} \lambda - \left\{\frac{k+1}{2(k-1)}\right\} \beta \quad (5)$$

なお、任意の点における  $\lambda$  および  $\beta$  に対して、空気粒子速度  $u$  および圧力  $p$  は次式で求められる。すなわち、

$$u = \frac{a_0(\lambda - \beta)}{k-1}, \quad p = p_0 \left(\frac{\lambda + \beta}{2}\right)^{\frac{2k}{k-1}} \quad (6)$$

吸気弁の位置 ( $X=0$ ) においては、次式が成立する。

$$\frac{dG_f}{dt} = \gamma F u_{X=0}$$

$$\left(\frac{dG_f}{dt}\right)^2 = (\gamma \mu f)^2 \left\{ \frac{2g}{\gamma} (P_{X=0} - P_C) + u_{X=0}^2 \right\}$$

したがって、上式より  $X=0$  における境界条件が次式で得られる。

$$\left. \begin{aligned} f > 0, & \quad \left\{ 1 - \left(\frac{\mu f}{F}\right)^2 \right\} \left\{ \frac{a_0(\lambda - \beta)}{k-1} \right\}^2 = \frac{2g}{\gamma} \left\{ p_0 \left(\frac{\lambda + \beta}{2}\right)^{\frac{2k}{k-1}} - p_C \right\} \\ f = 0, & \quad \lambda = \beta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここで、 $\mu$  は吸気弁の流量係数、 $f$  は吸気弁開放時のガス流入面積、 $F$  は吸気管断面積、 $\gamma$  は空気の比重量である。

一方、 $X=1$  での境界条件は次の実験式<sup>4)</sup>を用いた。

$$\beta = \frac{4Y - 1 + \sqrt{1 + 20Y - 20Y^2}}{3} - 1 \quad (8)$$

ただし、

$$Y = \frac{\lambda + 1}{2}$$

初期条件は、 $Z=0$ 、 $\lambda=1$ 、 $\beta=1$  であり、式(4)~式(8)を用い、直線補間による mesh method で吸気管内の状態を逐次計算した。

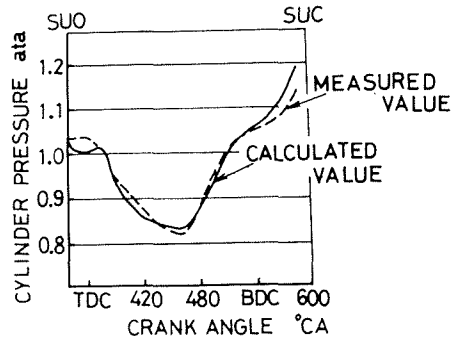


Fig. 2. Comparison between calculated cylinder pressure and measured one.

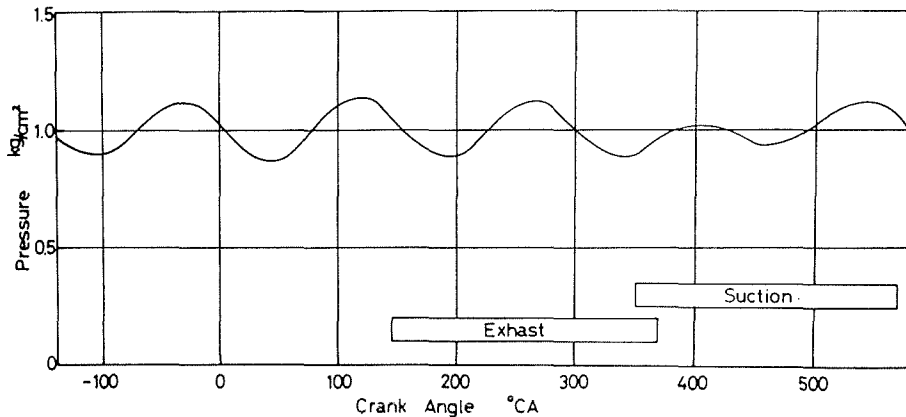


Fig. 3. Calculated pressure in air intake pipe.  
( $l=3.5$  m,  $N=600$  rpm)

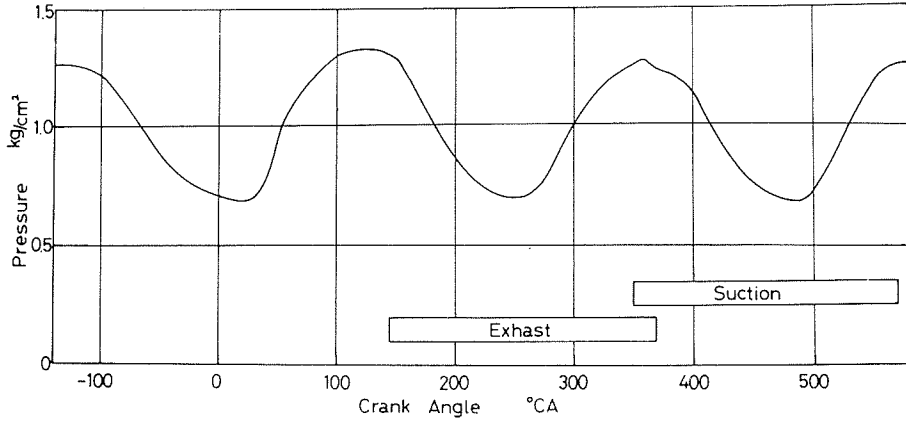


Fig. 4. Calculated pressure in air intake pipe.  
( $l=5.0$  m,  $N=600$  rpm)

なお、吸気行程中におけるシリンダ内圧力  $P_C$  の計算値と実験値とを Fig. 2 に比較して示すが、両者の間にはかなり良好な一致が認められる。また、吸気管内圧力の計算例を Fig. 3 および Fig. 4 に示す。図にみられるように、単一シリンダの場合にはその脈動波は正弦波に比較的類似しており、乱れは少ない。さらに、回転速度が同一のさい、吸気管が長くなるにしたがって脈動の圧力振幅も増大している。

### 3. 吸気管開放端からの音圧

本計算では、吸気管を純音響管とし、また吸気管開放端における空気粒子速度変動を平面波として取扱う。

$X=1$  における空気粒子速度  $u_{X=1}$  は、次式のようにフーリエ級数に展開出来る。

$$u_{X=1}(t) = \sum_n C_n e^{j\omega_n t}$$

この場合、 $X=1$  における  $n$  次の空気粒子速度の成分  $C_n e^{j\omega_n t}$  に対して、吸気管開放端における軸線上より角度  $\theta$ 、距離  $S$  離れた位置における音圧  $P_n(t, S)$  は次式<sup>5)</sup>となる。

$$\left. \begin{aligned} P_n(t, S) &= 2j\rho a_0 \cdot \sin \frac{k^*(\sqrt{S^2+r^2}+S)}{2} \cdot \frac{2J_1(rk^* \sin \theta)}{rk^* \sin \theta} \cdot e^{-j \frac{k^*(\sqrt{S^2+r^2}+S)}{2}} \cdot C_n e^{j\omega_n t} \\ &\doteq j \frac{\rho a_0 k^* r^2}{2S} \left\{ 1 - \left( \frac{r}{2S} \right)^2 \right\} \cdot \frac{2J_1(rk^* \sin \theta)}{rk^* \sin \theta} \cdot C_n e^{j(\omega_n t - k^* S)} \end{aligned} \right\} (10)$$

ここで、 $\rho$  は空気密度、 $r$  は吸気管半径、 $\omega_n$  は  $n$  次波の角速度、 $S$  は開放端からの距離、 $J_1$  は第一種ベッセル関数、 $k^* = \frac{\omega_n}{a_0}$  である。

したがって、全音圧  $P_c$  (実効値) は、

$$p_c = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_n |P_n|^2}$$

となり、オーバーオールの音圧レベル (SPL) は次式となる。

$$\text{SPL} = 20 \log_{10} \frac{p_c}{p_R} \quad (11)$$

ただし、

$$p_R = 2 \times 10^{-4} \text{ dyne/cm}^2$$

#### 4. 実験装置および方法

実験に用いた機関は、立型、水冷、単シリンダ、圧縮比 19、内径×行程  $95^{\phi}$  mm×110 mm の四サイクル予燃焼室式ディーゼル機関である。吸気管からの騒音測定は、供試機関の吸気系に直径  $48^{\phi}$  mm の任意の長さのパイプを取付け、吸気管開放端から任意の角で、ある距離だけ離れた点を選んで測定点とした。

吸気管開放端部では、厚さ 50 mm の発泡スチロール壁を取付け、機関本体より騒音が吸気音に直接加わらないように配慮すると同時に、吸気音に対する半無限壁として使用した。また、床面から吸気管開放端までの高さは 1 m とした。

オーバーオール吸気音は指示騒音計 (B & K 2203/1613) で計測し、周波数分析にあたっては、コンデンサーマイクロフォン (B & K 4133) と周波数分析器 (B & K 2170) とを使用した。

吸気音ならびに充テン効率の測定にあたっては機関をモータリング状態で運転した。

#### 5. 計算ならびに実験結果

まず、種々の機関回転速度における吸気音周波数成分について、実験結果と本計算で得られた結果との比較を Fig. 5, 6 および 7 に示す。

これらの結果は、いずれも管長 3 m の吸気管開放端において、管軸線上より  $30^{\circ}$  方向 ( $\theta=30^{\circ}$ ) に 2 m 離れた位置におけるものであり、図中実線は計算結果を示し、点線は実験結果である。

図より、約 100 Hz 以下の帯域においては計算結果と計算結果とが良く一致していることがみられるが、100 Hz 以上の帯域では回転速度が上昇するほど差異が大きくなっている。なお、100 Hz 以上の帯域における計算値は、数値計算にもとづく誤差も含んではいるが、この帯域における実際の音圧成分は吸気管開放端での渦等による影響を受けているものと思われ、純音響的な考え方のみでは現象を十分説明し得ないものと考えられる。

一方、100 Hz 以下の音を支配している成分の中心周波数  $f_m$  は、吸気管長  $l$  によってほぼ決

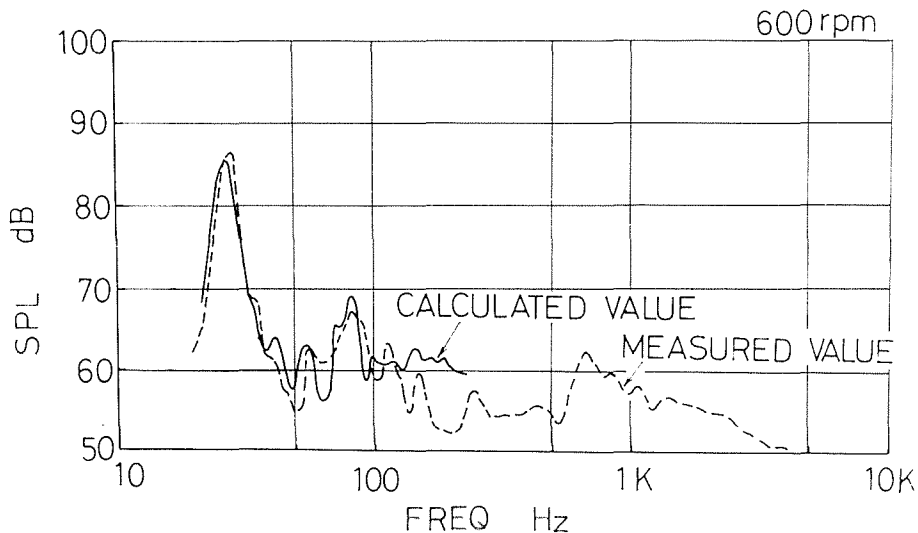


Fig. 5. Comparison between calculated sound pressure spectrum and measured one.  
( $l=3.0$  m,  $N=6000$  rpm)

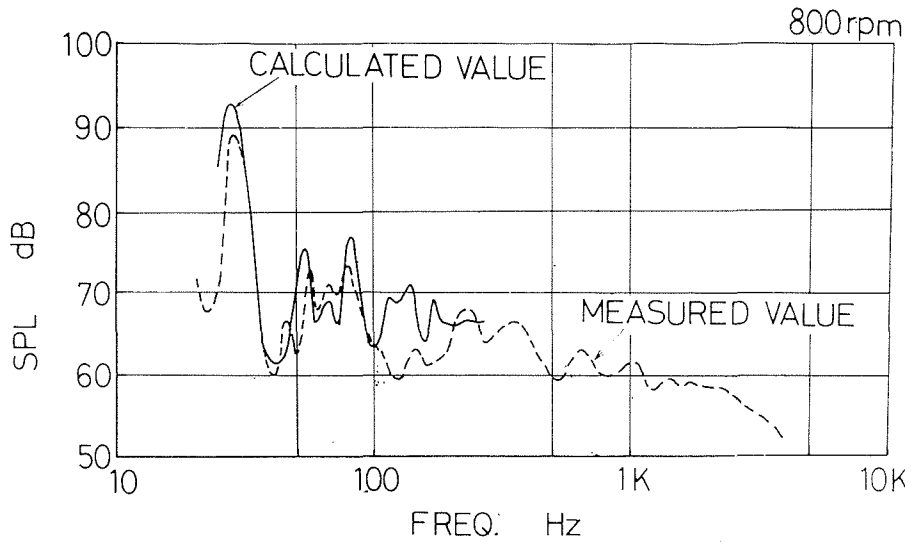


Fig. 6. Comparison between calculated sound pressure spectrum and measured one.  
( $l=3.0$  m,  $N=800$  rpm)

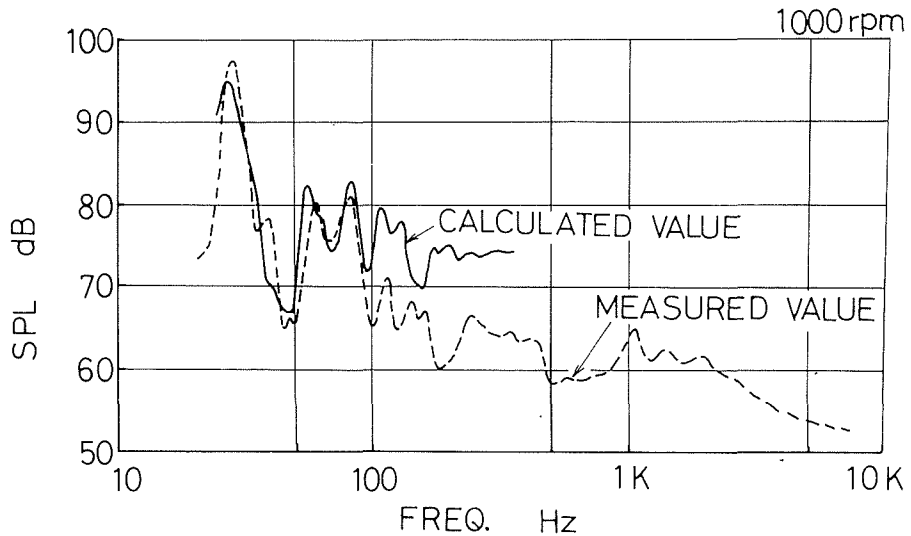


Fig. 7. Comparison between calculated sound pressure spectrum and measured one.  
( $l=3.0$  m,  $N=1000$  rpm)

定される。すなわち、次の関係が成立する。

$$f_m = \frac{a_0}{4 \cdot l^*} m, \quad (m=1, 2, 3, \dots)$$

ただし、 $l^*$ は管端補正をした管長である。

上式にみられるように、低周波数域を支配している音圧成分は吸気管の固有周波数の波もしくはその高調波であり、それらいずれの成分も、機関回転速度の増加にともなって増大している

が、これは回転速度の上昇による吸気管内圧力変動の増加によるものである。

なお、機関吸入の基本周波数  $f_N$  は、機関回転速度を  $N$  とすれば一般に  $f_N = \frac{N}{120}$  で与えられるが、今回の実験の場合これに相当する音は周波が非常に低く、超低域音となるため可聴域での周波数分析結果の中には認められない。

吸気音のオーバーオール値は、とくに  $m=1$  の成分に支配されているものと考えられるが、その実験値と計算値との比較を Fig. 8 に示す。

図にみられるように、オーバーオール騒音の実験値と計算値とは比較的良好な一致を示しており、機関回転速度によっては両者の間に若干の差異はみられるものの、本計算方法による値で吸気音の推定がある程度可能なことがわかる。

なお、これまでに用いた実験結果は、吸気管軸線上より  $30^\circ$  の点で計測したものであるが、開放端からの音の指向性は式(10)の  $\theta$  のはいた項で決定され、100Hz以下の成分の計算値および実験値について指向性は問題にならなかった。

以上述べて来たように、本計算では吸気管内脈動現象の解析を軸として吸気音の推定を行なったが、このほか脈動現象にとまらうシリンダ内の充テン効率  $\eta_d$  に対しても計算を試みた。

Fig. 9 は、吸気特性値(脈動次数)  $q$  と充テン効率  $\eta_d$  との関係に対する実験値と計算値との比較を示すものである。なお、この場合の  $q$  は、

$$q = \frac{30 \cdot a_0}{l^* \cdot N}$$

である。

図にみられるように、とくにある吸気管長における  $\eta_d$  が最大となる  $1/q$  の値等において、実験値と計算値との間に比較的良好な一致がみられるため、本方法により吸気音のみならず充テン効率の推定も十分可能になるものと考えられる。

## 6. 結 言

本論文では、内燃機関における吸気管を純音響管として取扱うことにより管内の脈動を解き、吸気管開放端からの音圧を計算し、実験値との対比を行なった。その結果、本解析方法によって、実際の吸気音に対する一応の説明が可能となり、とくに低周波域を支配している吸気管の固有周波数成分のレベルならびに比較的低回転速度におけるオーバーオールの吸気音等を定量的に求め得た。

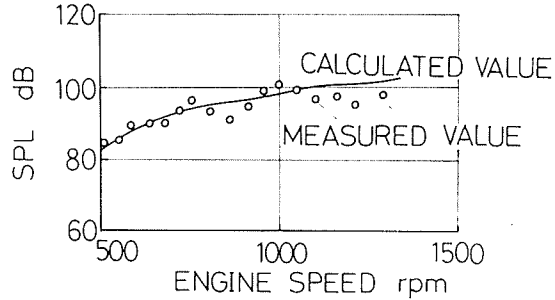


Fig. 8. Over all sound pressure level of air intake noise.

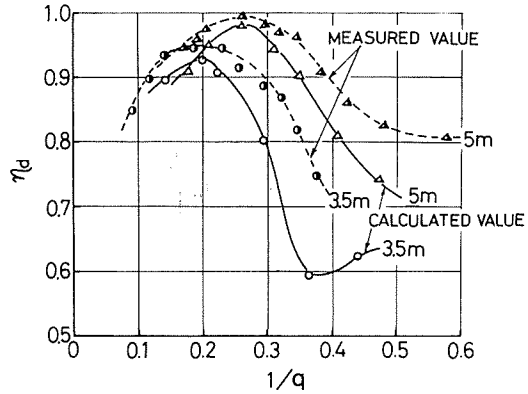


Fig. 9. Relation between  $1/q$  and charging efficiency.



なお、今回の解析方法は、高周波域の音ならびに高速回転時の吸気音に対して若干不十分な点があり、この点に関しては空力的な音も考慮した解析が必要となろう。

#### 考 参 文 献

- 1) J. Reisacher: MTZ, 29/10 (1966), p. 411.
- 2) R. S. Benson *et al.*: Int J. Mech. Sci., Vol. 6 (1964), p. 117.
- 3) G. Rudinger: Wave Diagrams for Nonsteady Flow in Ducts, Von Nostrand.
- 4) G. P. Blair: SAE paper 700443 (1970).
- 5) 早坂ほか: 音響工学概論 (昭和 48), p. 164.