

日本機械学会論文集(B編)
51巻466号(昭60-6)

空気調速式圧縮点火機関噴射量調節系の 動特性と等価減衰係数*

川 副 嘉 彦**
Yoshihiko KAWAZOE

Key Words: Vibration, Compression-Ignition Engine, Pneumatic Governor' Fuel Control System, Damping

1. はじめに

圧縮点火機関の列形燃料噴射ポンプは、高回転速度域以外では、噴射量調節棒変位一定のとき回転速度の増加に伴って噴射量が増す特性をもつ。したがってトルクも回転速度とともに上昇し、無負荷運転特性が低速域で静的不安定なので、その防除のために調速機を加えている。しかし空気調速機つき圧縮点火機関の無負荷運転において回転速度の定常的長周期変動、いわゆる低速ハンチングが発生する^{(1)~(5)}。

機関の調速に関する研究の歴史は古いが、低速ハンチングに関して実機との対応を調べた研究はきわめて少なく、その発生機構はまだ解明されていない。

Welbourn ら⁽⁶⁾は遠心調速機および流体調速機について周波数特性を調べ、それに基づいて機関-調速機系閉ループの挙動を計算し多くの考察を加えている。しかしその結果は現実の系の実測値と異なっており、その理由は調速機スリーブの非粘性摩擦とそれによるスティックスリップを考慮していないからであるとしているが、十分な取り調べはおこなわれていない。

藤平⁽⁴⁾、石丸⁽⁵⁾の研究は空気調速式機関のハンチングに関して減衰係数の実験的決定を主眼とした貴重な研究であり、6シリンダ機関用の調速機の減衰係数を測定している。この測定方法は、真空ポンプで噴射量調節用負圧室に負圧を与え、調節棒変位を運転のつりあい状態での位置に保っておいて、自由振動を与えその減衰曲線から減衰係数を求めている。しかしこの方法には疑問が残る。現実の噴射量調節棒の挙動は各シリンダの作動に対応する周期で常に振動しており、通

常、この振動数は、調速機系の固有振動数よりずっと高い。調節棒が短周期で振動している場合と振動していない場合では噴射ポンプのカム軸が回転している状態でも減衰の性質が大きく異なり、固有振動数の近くで測定しても正しい値を求めることができないはずである。遠心調速式機関に関する従来の研究においても同様の方法が用いられたり⁽⁶⁾、調速機系の減衰が質量による慣性力にくらべてきわめて大きくて固有振動数の測定ができないため減衰係数の測定をやめて、インディシャル応答により一次おくれ時定数を求める方法⁽⁷⁾がとられている。

低速ハンチングはクランク軸系-調速機-燃料噴射ポンプ-燃焼トルクという閉じた回路の制御の問題であり、その解明のためには各要素の動特性を求め、それらを接続して全体の系の挙動を解析する必要がある。これまで空気調速式機関の噴射量調節系の動作方程式、とくに減衰係数や等価質量、ダイアフラム受圧実効面積が明らかにされていない。

本研究では無段変速機つき電動機により機関を駆動し(燃料噴射は大気中におこなう)、そのとき発生するサブベンチュリ負圧を強制力とする方法および振動発生機を用いた調節棒加振による方法の二つの方法により、噴射量調節系を一質点系とみなした場合の等価減衰係数を測定し、両者が一致することを示す。また負圧導管・負圧室の影響を除いた場合の減衰係数を振動発生機を用いた調節棒加振実験により求め、その値を用いて噴射量調節系の動作方程式を導き、実測値と比較する。供試噴射ポンプはボッシュ式、4シリンダ2L機関用列形ポンプで、プランジャ径6.5mm、カム揚程8mm、ダイアフラム外径60mmである。

2. 空気調速式機関の噴射量調節系

空気調速式機関では図1に示すように吸気管入口に

* 昭和56年10月1日 北陸信越支部信越地方講演会において講演、原稿受付 昭和58年9月30日。

** 正員、埼玉工業大学 (〒369-02 埼玉県大里郡岡部町普濟寺1690)。

絞り弁つき流路と細い直管のサブベンチュリを並列におき、燃料噴射ポンプの噴射量調節棒 D の一端にダイヤフラム C と復原ばね B を取付けて、回転速度上昇によるサブベンチュリ負圧増大が調節棒を変位させ噴射量をへらす機構になっており、絞り弁開度によって回転速度を設定する。ハンチング時の噴射量調節棒の変動波形は、ハンチングによる長周期波と各シリンダの作動による負圧変動に対応する短周期波を含んでおり、噴射時期における調節棒変位が噴射量を決定する。サブベンチュリ負圧から負圧室・ダイヤフラムを介して噴射量調節棒変位までの系を噴射量調節系とよぶことにする。

3. 動作方程式 (理論解析)

負圧導管の流れを一次元とし、時間を t 、流れの方向を x 、導管断面積を A_p (一定)、平衡状態での空気の密度および流速を ρ_0, u_0 、その変動分を ρ, u とし、 $u_0=0$ とおいて変動分の二次以上の微小項を省略すれば、連続の式はつぎのようにあらわされる。

$$\frac{\partial \rho(x, t)}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

つぎに負圧導管中の空気についてエネルギー式より運動方程式を求めると式(2)のようになる。

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} - Ru \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 p は圧力であり、 R は負圧導管単位長さ・単位速度あたりの圧力損失をあらわす。非圧縮性と考えられる場合は、サブベンチュリ負圧を p_v 、負圧室圧力を p_a 、負圧導管長を l_e とすれば式(2)を積分して式(3)を得る。

$$\rho_0 \cdot l_e \frac{du}{dt} + R \cdot l_e \cdot u = p_v - p_a \dots\dots\dots (3)$$

負圧導管断面積を A_p 、平衡状態での負圧室容積を V_0 、その変動分を V として変動分の二次以上の微小項を省略すれば、負圧導管と負圧室の連結部での流量に関する境界条件は式(4)のようになる。

$$\rho_0 \frac{dV}{dt} + V_0 \frac{dp}{dt} = C_s \cdot A_p \cdot \rho_0 \cdot u \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 C_s は連結部の絞りに関する流量係数である。式(4)において、負圧室内の流速を無視し、圧力変化を断熱的と仮定し、平衡状態での圧力を P_0 、比熱比を n 、ダイヤフラム受圧実効面積を A_a 、平衡位置から噴射量増大方向への調節棒変位を x_a とすれば、つぎのようになる。

$$\rho_0 \cdot A_a \frac{dx_a}{dt} + V_0 \frac{\rho_0}{nP_0} \frac{dp_a}{dt} = C_s \cdot A_p \cdot \rho_0 \cdot u \dots\dots\dots (5)$$

つぎに噴射量調節系の等価質量を m_e 、復原ばね定数を k 、負圧導管・負圧室を考慮しない場合の粘性減衰係数 (負圧室のかわりに大気に開放した復原ばね取付け装置をつけて測定した減衰係数) を C_{e0} とすれば、噴射量調節棒の運動方程式は式(6)のようになる。

$$m_e \frac{d^2 x_a}{dt^2} + C_{e0} \frac{dx_a}{dt} + k \cdot x_a = A_a \cdot p_a \dots\dots\dots (6)$$

したがって、式(1)、(2)、(5)、(6)により噴射量調節系の運動が記述できる。負圧導管を非圧縮性と考えられる場合は、式(3)、(5)、(6)から式(7)を得る。

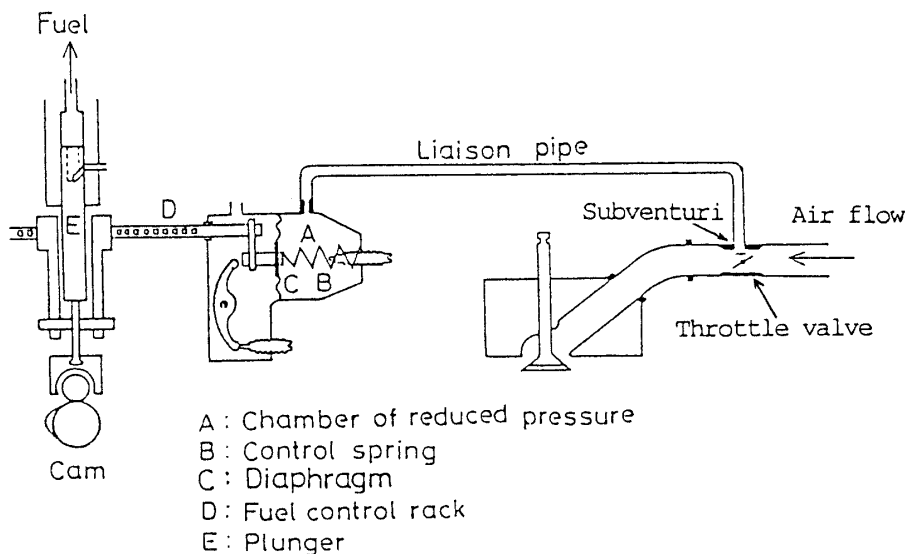


図 1 空気調速式機関の噴射量調節系

$$\frac{l_e V_0 \rho_0 m_e}{C_s A_p n P_0} \frac{d^4 x_d}{dt^4} + \frac{l_e V_0 \rho_0 C_{e0}}{C_s A_p n P_0} \frac{d^3 x_d}{dt^3} + \left(\frac{l_e A_d^2 \rho_0}{C_s A_p} + \frac{l_e V_0 \rho_0 k}{C_s A_p n P_0} + \frac{l_e V_0 R C_{e0}}{C_s A_p n P_0} + m_e \right) \frac{d^2 x_d}{dt^2} + \left(\frac{l_e A_d^2 R}{C_s A_p} + \frac{l_e V_0 R k}{C_s A_p n P_0} + C_{e0} \right) \frac{dx_d}{dt} + k x_d = A_d p_v \dots (7)$$

式(7)を用いると、角周波数 ω で正弦的に変動するサブベンチュリ負圧に対する調節棒変位の無次元化振幅比および位相遅れは次のようになる。

$$\text{無次元化振幅比} : \left| \frac{x_d}{p_v} \right| \frac{k}{A_d} = 1 / \left[\sqrt{\left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\}^2 + \left\{ 2 \frac{C_{e0} \omega}{C_c \omega_0} \right\}^2} \sqrt{H_1^2 + H_2^2} \right] \dots (8)$$

$$\text{位相遅れ} : \phi = \angle \left(\frac{x_d}{p_v} \right) = \tan^{-1} \left[2 \frac{C_{e0} \omega}{C_c \omega_0} \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\}^{-1} \right] + \tan^{-1} (H_2 / H_1) \dots (9)$$

ただし、

$$H_1 = 1 + \frac{l_e}{C_s A_p} \left[\left\{ \frac{n P_0 A_d^2}{k} \frac{1 - (\omega/\omega_0)^2}{\{1 - (\omega/\omega_0)^2\}^2 + \{2 C_{e0} \omega / (C_c \omega_0)\}^2} + V_0 \right\} \left\{ - \frac{\rho_0 \omega^2}{n P_0} \right\} + \frac{2 C_{e0} \omega / (C_c \omega_0)}{\{1 - (\omega/\omega_0)^2\}^2 + \{2 C_{e0} \omega / (C_c \omega_0)\}^2} \frac{A_d^2 R \omega}{k} \right]$$

$$H_2 = \frac{l_e}{C_s A_p} \left[\frac{A_d^2 \rho_0 \omega^2}{k} \frac{2 C_{e0} \omega / (C_c \omega_0)}{\{1 - (\omega/\omega_0)^2\}^2 + \{2 C_{e0} \omega / (C_c \omega_0)\}^2} + \frac{R \omega}{n P_0} \left\{ \frac{n P_0 A_d^2}{k} \frac{1 - (\omega/\omega_0)^2}{\{1 - (\omega/\omega_0)^2\}^2 + \{2 C_{e0} \omega / (C_c \omega_0)\}^2} + V_0 \right\} \right]$$

$$\omega_0 = \sqrt{k/m_e}, \quad C_c = 2\sqrt{m_e k}$$

また、噴射量零の位置から噴射量増大の方向の調節棒変位を X として、そのときの負圧を P 、噴射量零 ($X=0$) のときの復原ばね取付け長さを L_0 、復原ばね自然長さを L とし、噴射量調節系等価質量を復原ばねに結んだ系を考え、その等価粘性減衰係数を C_e とすればサブベンチュリ負圧変動に対する調節棒の応答をあらわす動作方程式はつぎのようになる。

$$m_e \frac{d^2 X}{dt^2} + C_e \frac{dX}{dt} + k(X + L_0 - L) = A_d P \dots (10)$$

4. 等価質量およびダイアフラム実効面積

噴射量調節系等価質量 m_e の値は、噴射ポンプの4筒分のプランジャ、ピニオン、スリーブの回転運動を直線運動に置き換えて算出した値に噴射量調節棒の質量 m_R 、ダイアフラム可動部質量 m_D を加える。プランジャ、ピニオン、スリーブの回転軸まわりの慣性モーメントをそれぞれ I_{PL} 、 I_{PN} 、 I_S 、調節棒とかみあうピニオンのピッチ円半径を r_p 、ピニオンの中心軸まわりの回転角を θ 、これに対応する調節棒変位を x とし、プランジャ、ピニオン、スリーブの回転運動エネルギーを等価質量 m_{er} の直線運動のエネルギーに等しくおくと

$$1/2(I_{PL} + I_{PN} + I_S)\dot{\theta}^2 = 1/2 m_{er} \dot{x}^2 \dots (11)$$

ただし、 $\dot{x} = r_p \cdot \dot{\theta}$

となり、等価質量 m_{er} は以下のようになる。

$$m_{er} = (I_{PL} + I_{PN} + I_S) / r_p^2 \dots (12)$$

したがって噴射量調節系の等価質量 m_e は、4筒の噴射ポンプの場合、次のようになる。

$$m_e = m_R + m_D + m_c + 4(I_{PL} + I_{PN} + I_S) / r_p^2 \dots (13)$$

ただし、 m_c は変位測定用コアの質量である。実機での各質量および慣性モーメントは $m_R = 117 \text{ g}$ 、 $m_D = 48.0 \text{ g}$ 、 $m_c = 22 \text{ g}$ 、 $I_{PL} = 1.31 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$ 、 $I_{PN} = 12.32 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$ 、 $I_S = 12.25 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$ であり、等価質量 m_e は 0.273 kg になる。

ダイアフラム受圧実効面積 A_d の値は、負圧室部を機関から取りはずし、十分大きなタンクおよび負圧導管を介し、真空ポンプを使って負圧室に負圧を与え、ダイアフラムと調節棒の連結部につるしたおもりと負圧のつりあいより求めた。真空ポンプとタンクの間弁の開きを調節することにより負圧とおもりをつりあわせ、そのときの負圧室圧はマンメータで読んだ。つりあい位置が調節棒変位の噴射量増大の方向(負圧室容積が増大する方向)にあるほど実効面積はわずか大きくなるが、図2に示す正規ダイアフラムの場合、 $20.2 \sim 21.4 \text{ cm}^2$ である。ダイアフラム部分の外径 58.8 mm と内径 42 mm の平均を直径とする円の面積として計算すると 20.0 cm^2 となり、実測したダイアフラム実効面積とほぼ一致する。

5. 減衰係数

5.1 負圧導管・負圧室系の影響を除いた場合の減衰係数 負圧室のかわりに大気に開放した復原ばね取付装置(図3)を取付けて、図4に示すように噴射量調節棒端を加振力測定用に製作したリングばねを介して振動発生機に結び、調節棒に加わる力と変位の関係を調べた。リン青銅のリングばねの上下2点にひずみゲ

ージをはり、ブリッジに組み、ひずみ増幅器に導いた。実験には幅 30 mm, 径 110 mm で板厚 0.6 mm のもの(ばねこわさ測定値 25.28 N/cm)と板厚 0.7 mm のもの(ばねこわさ測定値 46.65 N/cm)を使用した。ばねの固有振動数はそれぞれ 57, 67 Hz であった。調節棒変位測定には、差動トランスを使用した。復原ばねの取付け長さは取付け荷重調整ボルトで実機の場合に等しく調整し、調節棒変位のつりあい位置および振幅が機関運転状態のそれにできるだけ近くなるように調整した。図 5 が測定した周波数応答曲線であり、 ΔF , ΔX はそれぞれ強制力振幅および調節棒変位振幅をあらわし、縦座標は無次元化振幅比である。4 シリンダ機関の 300 rpm に相当する 10 Hz 以下では実測値がばらついている。これは減衰特性が複雑であることを示しており固体摩擦と粘性減衰の和としても説明がつかないが、運転範囲の 10 Hz 以上では、この系を等価質量 m_e と復原ばね定数 k および粘性減衰係数 C_{e0} からなる振動系

$$m_e \frac{d^2 x_a}{dt^2} + C_{e0} \frac{dx_a}{dt} + kx_a = \Delta F \sin \omega t \dots (14)$$

と考えれば、負圧導管・負圧室の影響を除いた場合の

粘性減衰係数 C_{e0} は 12.4 N·s/m に近い。対象機関ではハンチングは 650~850 rpm で発生し、その周波数は約 2 Hz であるが、常に各シリンダの作動に対応する振動を含むから C_{e0} として上記の数値を使うことにする。

5.2 等価粘性減衰 噴射量調節系の周波数特性を調べるために機関を電動機駆動し、サブベンチュリ負圧を強制力として周波数応答実験をおこない、サブベンチュリ負圧振幅 ΔP_v に対する調節棒変位振幅 ΔX の比を求めたのが図 6 である。絞り弁開度 θ をパラメータとしているが、その影響は小さく、等価粘性減衰係数を C_e として等価質量を復原ばねに結んだ系を考え、振動系を式(15)のようにあらわすと、 $k=2.21$ N/cm, 導管長 $l_e=40$ cm, 導管断面積 $A_p=0.5$ cm² の場合、 C_e の値は 24.9 N·s/m に近くなる。

$$m_e \frac{d^2 x_a}{dt^2} + C_e \frac{dx_a}{dt} + kx_a = A_d \Delta P_v \sin \omega t \dots (15)$$

実測値の C_e と C_{e0} との比は約 2 であり、この差が負圧導管・負圧室系による減衰である。図 7 は測定記録

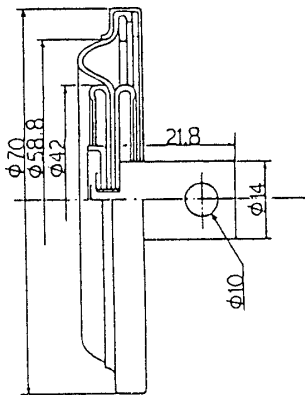


図 2 ダイアフラムの構造

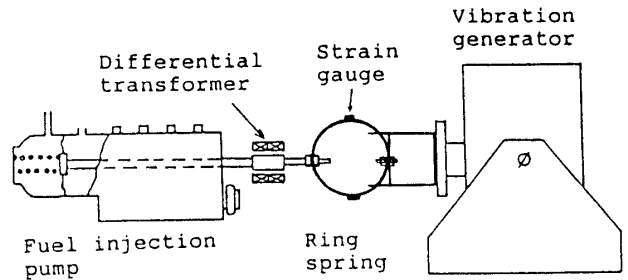


図 4 調節棒加振実験装置略図

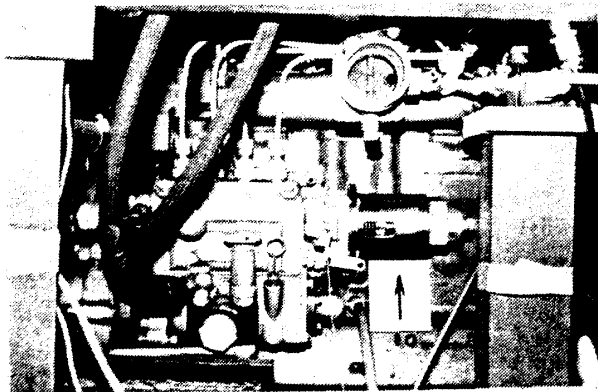


図 3 復原ばね取付け装置外観

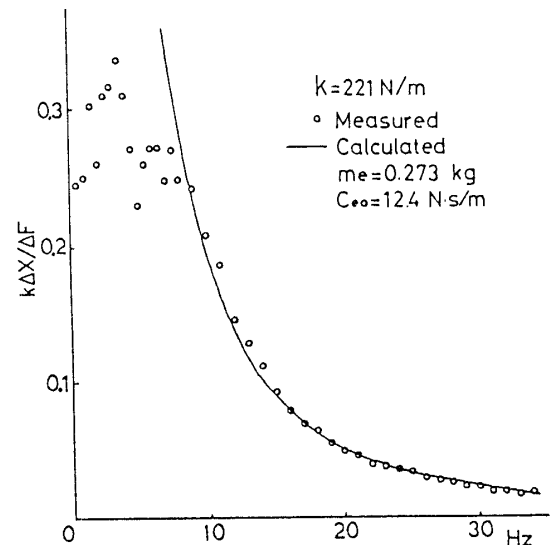


図 5 負圧導管・負圧室の影響を除いた場合の振幅特性

波形の例を示しており、上よりクランク角度パルス、サブベンチュリ負圧 P_v 、負圧室圧力 P_d 、調節棒変位 X_d の波形を並べて記録している。負圧と調節棒変位は逆相になっている。

一方、サブベンチュリ負圧取出し口側の負圧導管端を取りはずし、振動発生機とリングばねを使って、5・1節と同様の方法で噴射量調節棒を加振して周波数応答実験をおこなった。このとき噴射ポンプ・カム軸の回転によるプランジャの上下運動が噴射量調節棒の摩

擦に影響を与えるかどうかを調べるために、機関を電動機駆動してカム軸が回転している場合と機関全体が静止している場合の両方について測定した。図8がその結果であり、縦座標は無次元化振幅比である。10 Hz 以上では機関回転の有無は振幅比にほとんど影響せず、等価粘性減衰係数 C_e は図6のサブベンチュリ負圧強制による実測値に等しく $24.9 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ に近い。図8の復原ばねのばねこわさ k は $14.2 \text{ N}/\text{cm}$ (正規のばね定数の6.4倍) であるが、減衰係数の測定値は正規のばね定数の場合も同じであった。

正規復原ばねの場合の固有振動数は10 Hz 以下にあり、この範囲の周波数応答実験における力と調節棒変位記録波形は大きな摩擦のためになかなかゆがんでおり、正確な固有振動数を測定することは難しいが、位相の変わり具合から等価質量と復原ばねのこわさを用いた計算値 4.5 Hz の近傍にあるとみてよい。

6. 数値計算結果と考察

負圧導管長 l_e が 40 cm と 110 cm の場合に、サブベンチュリ負圧振幅 ΔP_v による噴射量調節棒変位振幅 ΔX の比を式(8)により計算した結果を図9に示す。負圧導管内を Poiseuille 流れとし、圧力損失として $R = 8\pi\mu/A_p$ (μ : 空気の粘性係数, A_p : 負圧導管断面積) を用い、以下の諸数値を使用した。

$$m_e = 0.273 \text{ kg}, k = 221 \text{ N}/\text{m}, C_{e0} = 12.4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}, A_p = 0.503 \text{ cm}^2, A_d = 21.0 \text{ cm}^2, V_0 = 50 \text{ cm}^3, \mu = 19$$

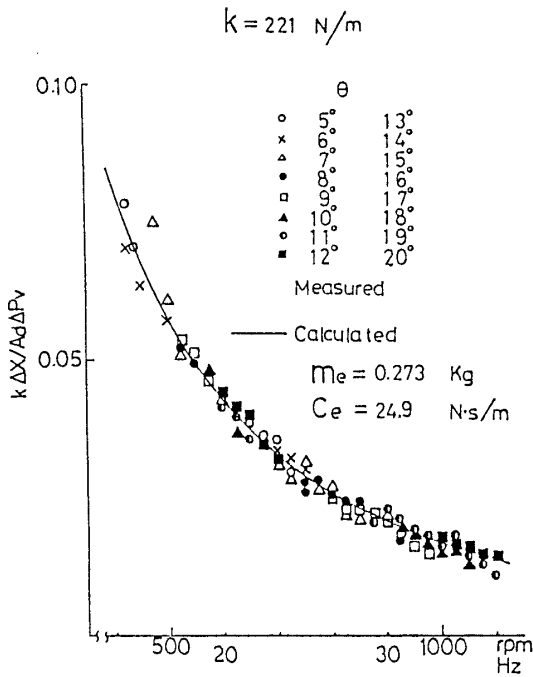


図6 サブベンチュリ負圧強制による振幅特性

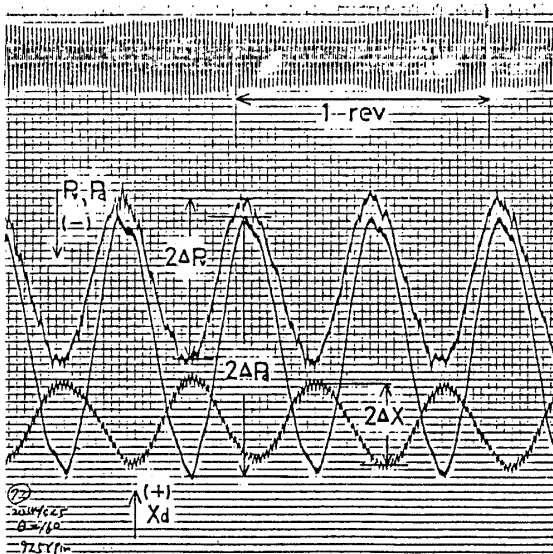


図7 サブベンチュリ負圧強制振動波形記録例 ($\theta = 16^\circ, 925 \text{ rpm}$)

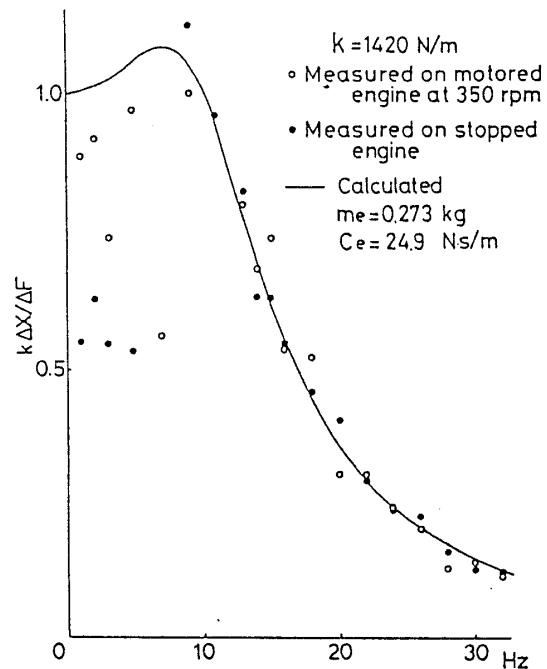


図8 噴射量調節棒加振による振幅特性

$\mu P_a \cdot s(40^\circ C)$, $P_0 = 99.3 \text{ kPa}$, $\rho_0 = 1.11 \text{ kg/m}^3(40^\circ C)$, $C_s = 0.8$, $n = 1.40$. 計算値(実線)は両者とも実測値とよく一致しており, 約 960 rpm (33 Hz) 以下では, $l_e = 110 \text{ cm}$ のほうが $l_e = 40 \text{ cm}$ の場合より振幅比が小さく(減衰が大きく), それ以上の回転速度では逆に大きくなっている。

つぎに $l_e = 110, 40 \text{ cm}$ の場合の負圧導管・負圧室系の固有振動数を求めてみた。調節棒端に取りつけてあるダイヤフラムおよび負圧室部を機関から取りはずし, 図 10 に示すようにダイヤフラムの調節棒端との連結部を振動発生機に直接とりつけて加振実験をおこない, ダイヤフラム固体部変位振幅 \bar{X} に対する圧力振幅 \bar{P} の比およびその位相差を測定すると図 11 と図 12 のようになり, 固有振動数は $l_e = 110 \text{ cm}$ のとき約

42 Hz, $l_e = 40 \text{ cm}$ のとき 55 Hz である。

低速ハンチングの解析においては等価減衰係数を用いて簡略化した式(10)を用いればよい。

一般に回転速度が低い範囲では, 負圧導管断面積 A_p が小さく導管長 l_e が大きいほど減衰は大きくなる。

7. む す び

4 シリンダの空気調速式圧縮点火機関の噴射量調節系について動作方程式を導き, 実験と対照した。噴射量調節棒の復原ばね取付け装置をつくり, 振動発生機を用いて調節棒の他端を加振することにより負圧室系

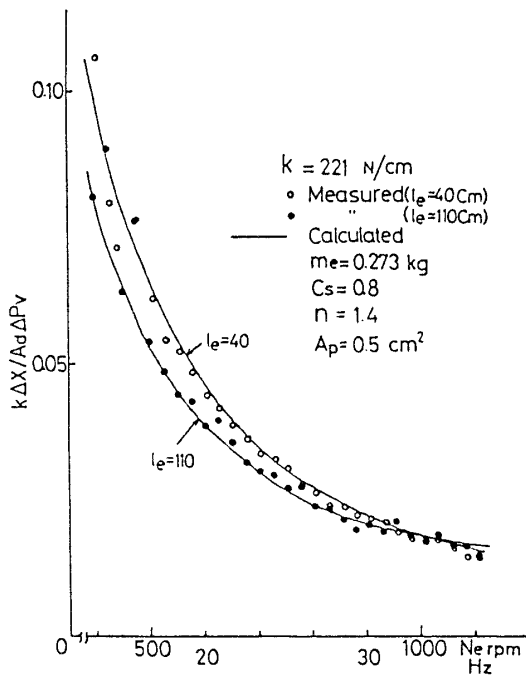


図 9 サブベンチュリ負圧強制による振幅比

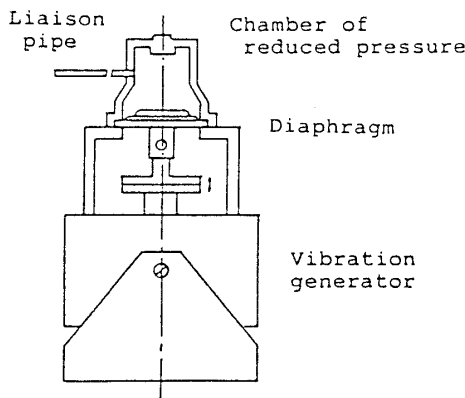


図 10 負圧導管・負圧室系の固有振動数測定装置

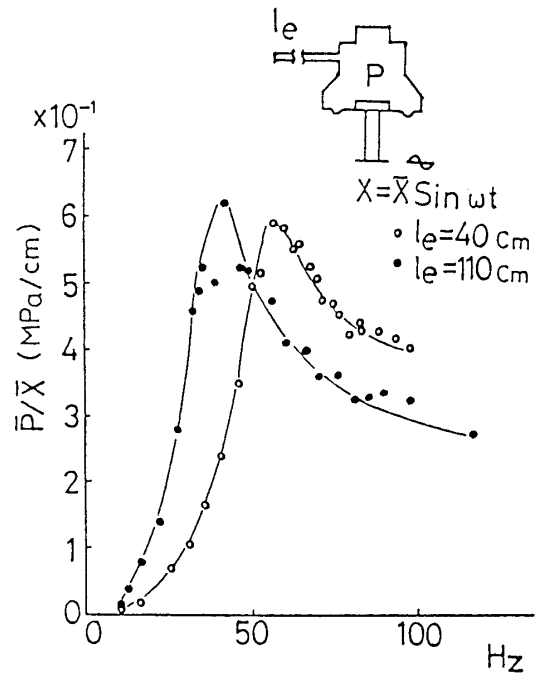


図 11 ダイヤフラム変位に対する負圧室圧力振幅比(実測値)

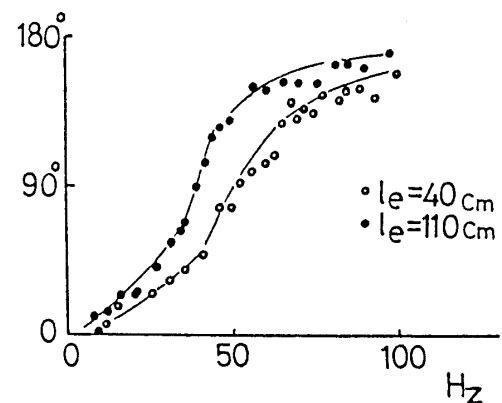


図 12 ダイヤフラム変位に対する負圧室圧力位相差(実測値)

を除いた場合の減衰係数を測定し、その値を用いてサブベンチュリ負圧から噴射量調節棒変位までの系の応答を計算した結果は、サブベンチュリ負圧強制および振動発生機を用いた調節棒加振による実測結果に近い値を示した。

従来不明確であった噴射量調節系の動特性、とくに減衰係数、等価質量、ダイヤフラム実効面積を明らかにし、ハンチングが問題となる低速域では等価減衰係数を使って簡略化した動作方程式が適用できることを示した。

負圧導管・負圧室系の減衰係数におよぼす影響も明らかにし、4シリンダ四行程サイクルうず室式の対象機関において正規の負圧室を使い、負圧導管をできるだけ短くした場合(約40 cm)には、減衰係数は負圧室系のない場合の約2倍であることを示した。また機関

回転にもとづく燃料噴射ポンプ全体の振動は減衰にほとんど影響しないことも確かめた。

最後に、本研究を進めるにあたりご援助を頂いた横浜国立大学工学部 津田公一教授ならびに東京大学工学部 酒井宏教授、小泉登男助手、大竹祐輔助手、染谷武助手に感謝の意を表します。

文 献

- (1) 川副・津田, 機講論, No. 744-4 (昭49), 4.
- (2) 川副・ほか2名, 機講論, No. 814-6 (昭56), 122.
- (3) 川副・ほか2名, 機講論, No. 795-1 (昭54), 64.
- (4) 藤平, 内燃機関, 4-37 (昭40), 23.
- (5) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭40), 845.
- (6) Welbourn, D. B., ほか2名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 173-22 (1959), 575.
- (7) 金子, 三菱重工技報, 5-3 (昭38), 27.

討 論

〔質問〕 立石 又二

〔三菱重工業(株)長崎研究所〕

(1) 等価粘性減衰係数 C_e を用いた動作方程式(10)を低速ハンチングの解析に適用した場合、本論文中の数値で低速ハンチング発生の有無を説明できることをお教え願いたい。

(2) その解析の際に C_e の精度ある評価が必要となり、本論文では C_e と負圧導管、負圧室を考慮しない場合の粘性減衰係数 C_{e0} との差違として、論文中の1ケースについてはその比が約2とあるが、負圧導管の長さ、断面積、負圧室の容積等の変化に対して C_e/C_{e0} の評価はどのようになるのか。

(3) 低速ハンチングの防止という観点から言えば、動作方程式(10)中の定数 m_e , C_e , k , A_d の内のどの項目の改善が最も有効なのか。また、調速機-噴射ポンプ-燃焼-機関という閉ループ制御系として見た場合の改善法としてはどうか。

〔回答〕 (1) 4シリンダ、総行程容積1986 cm³の四行程サイクルうず室式の対象機関では設定目標650~850 rpmの運転で低速ハンチングが発生し、変動が大きい場合の振幅と周期は、おおよそ±150 rpm, 0.5 s である(付1)(付2)。閉ループ系の各要素の動作方程式を接続し、刻々の挙動をシミュレーション計算した結果は、ハンチング発生領域、変動周期、変動幅とも現実とよく一致した(付3)。

(2) ハンチングが問題となる低速域においては、負圧導管・負圧室系の共振振動数が各シリンダの作動

に対応する振動数から離れている場合は、負圧導管長が長く、導管断面積および負圧室の容積が小さいほど C_e/C_{e0} の値は大きい。たとえば $l_e=110$ cm の場合 C_e/C_{e0} の値は2.7, $A_p=0.28$ cm² (内径6 mm) の場合2.2, $V_0=25$ cm³ の場合2.1となる(標準条件は $l_e=40$ cm, $A_p=0.503$ cm², $V_0=50$ cm³ である)。

(3) 低速ハンチングは閉ループ制御系として考えなければならないが、一般に m_e を小さく、 k , C_e を大きくするのがよさそうである。しかしこれらの変更は難しい場合が多い。 A_d はあまり効かない。一方、対象機関の検出負圧に位相おくれがあり、この位相おくれを小さくするとハンチングが消える(付1)~(付5)という事実を見出している。閉ループ各要素の位相おくれを小さくすることが効果があると思われる。

〔質問〕 箱守京次郎〔東北大学工学部〕

(1) 研究の主目的として低速ハンチングの解明をあげておられる一方、実験との照合において10 Hz以上の高周波域での特性の解明に重点をおられるが、閉ループ特性の把握という面から両者の関連をどう考えておられるのかご教示いただきたい。また部分的に非線形現象について言及されているが、解析的にはあくまで線形的な取扱いをなされておられる。最終

(付1) 川副, 機講論, No. 845-1 (昭59-3), 109.

(付2) 川副, 機論, 51-461, B (昭60), 404.

(付3) 川副, 機講論, No. 841-2 (昭59), 67.

(付4) 川副, 機講論, No. 844-7 (昭59-3), 89.

(付5) 川副, 機論, 51-462, B (昭60), 721.

目的をふまえて非線形性についてどう考えておられるか。

(2) 5章の実験に関して

(i) 定位性のある加振装置を用いる場合、追加の復原ばねはどのような意味をもつのか。

(ii) 同ばねの取付け調整にあたり想定された機関運転状態、ラックの動きとは具体的にどのようなものか。

(iii) また図5の実験での力もしくは変位の振幅は周波数によりどのように変わっているか。

(iv) 図5の直流域(周波数零)で0.25程度の値を示しているが、式(14)とどのように関連して理解できるか。

〔回答〕 (1) 低速ハンチングは数 Hz のおそい回転速度変動であるが、2章と5・1節の末尾に記述してあるようにハンチング時の噴射量調節棒変動波形は、常に各シリンダの作動に対応する振動(対象機関の場合、最大ハンチング時約 25 Hz)を含む。しかし、1章に記述したように、従来の研究は調節棒系の固有振動数(10 Hz 以下)の近くで測定しているために、機関運転時の正しい減衰値を求めているとは言いがたい。低速ハンチングは数 Hz の現象であるが、減衰値

は上記短周期振動数の領域での測定値を使用すべきであると考えられる。したがって、10 Hz 以下の調節棒系の非線形挙動の解析もおこなっていない。ただし、ハンチングの解析においては機関トルク特性などの非線形性は考慮する必要がある。

(2) (i) 追加のリングばねは加振力測定のためであり、リングばねは調節棒復原ばねにくらべて10倍以上こわくしてあり、低速域では調節棒系の振動特性におよぼす追加ばねの影響は小さい。このことは負圧強制と調節棒加振の両方法による等価減衰係数の測定値が一致していることから言える。

(ii) 無負荷運転時の調節棒平均変位と各シリンダの作動に対応する短周期振動振幅を想定している。

(iii) 5・1節に記述してあるように、調節棒変位振幅ができるだけ実機のそれに近くなるように振動発生機の駆動電流を調整した。力の振幅は、たとえば 15, 20, 25, 30 Hz においてそれぞれ 6.01, 7.42, 10.6, 12.2 N である。

(iv) 式(14)は、5・1節に記述したように、運転範囲の 10 Hz 以上において実測値をよくあらわすものであり、それ以下の周波数域は本論文では解析していない。