

## 空気調速式圧縮点火機関の低速ハンチングに関する研究\*

### (第1報, 原因を探る諸実験)

川 副 嘉 彦\*\*

## Low Speed Hunting of the Pneumatically Governed Compression-Ignition Engine

### (1st Report, Various Experiments to Investigate the Causes)

by Yoshihiko KAWAZOE

The purpose of this study is to clarify the mechanism for the low speed hunting peculiar to the pneumatically governed engine, and to derive its preventive measure. In the present report, it is first shown that the results of the application of the conventional linear theory to the engine-governor system differ from the actualities. Further, it was found based upon the experimental investigation that phase lag of the reduced pressure at the subventuri is an important fact to account for the hunting behavior, and that hunting disappears when the suction pressure is substituted to control the pump rack displacement for the subventuri pressure.

**Key Words:** Vibration, Low Speed Hunting, Pneumatic Governor, Compression-Ignition Engine, Subventuri, Suction Pressure, Fuel Injection Pump, Stability

### 1. 緒 言

圧縮点火機関は重要な動力源であるが、現状ではあらゆる回転速度領域において平滑運転が可能とはいえない欠点をもつ。特に空気調速機つき圧縮点火機関においては、低速の無負荷運転において回転速度を一定にたもつことができず特有の変動騒音を発生することが多い。この調速方式は吸気管のベンチュリ部に発生する負圧を利用して燃料の噴射量を調節するものであり、発生する回転速度の長周期変動を低速ハンチングとよんでいる。

機関の調速に関する研究の歴史は古く<sup>(1)(2)</sup>、機関の失速現象に関する研究<sup>(3)</sup>や機関と発電機などの組合せにおける制御の問題を扱った研究<sup>(4)-(10)</sup>、機関の過渡特性に関する研究<sup>(11)-(14)</sup>、点火周波数の安定性におよぼす影響を調べた研究<sup>(15)-(17)</sup>など多くの報告があり、最近では電子燃料噴射式ガソリン機関のハンチング<sup>(18)(19)</sup>についての報告もある。しかしハンチング現象に関して実機との対応を調べた報告はきわめて少なく<sup>(20)-(23)</sup>、そのいずれも現象の正しい説明を与えてい

るとはいいいにくい。Welbournら<sup>(20)</sup>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、それにもとづいて閉ループ系の挙動を計算し多くの考察を加えている。特に各要素の位相遅れに注目していることが特徴であり、調速機の遅れのほかに噴射量調節棒変位からトルク発生の過程に遅れが存在することを指摘しているが、計算値は現実の系の実測値と一致しない。この不一致の理由は調速機スリーブの非粘性摩擦を考慮していないからだとしているが、十分な取り調べはおこなわれていない。金子<sup>(21)</sup>は遠心調速機の安定限界をフルピッツの安定規範を適用して求めているが、実機における安定限界の定義がめいりょうではなく、系の要素の動特性をすべて実験から求めた時定数でおきかえているので実機の構造や諸定数と理論との対応も明らかでない。藤平<sup>(22)</sup>、石丸<sup>(23)</sup>の研究は、基本的には、空気調速機関のハンチングに関してWebb<sup>(24)</sup>、高橋<sup>(1)(25)(26)</sup>の微小変動理論を実機に適用したものであり、減衰係数の実験的決定を主眼とした貴重な報告であるが、減衰係数の測定方法には疑問が残る<sup>(27)</sup>。しかも平衡点近傍の安定性を示すばかりであり、大振幅の持続振動が発生するかどうかの予測は不可能である。また彼らの微小振動論における振動数は現実のそれと大きく異なる。

\* 昭和59年11月21日 第928回講演会において講演、原稿受付 昭和59年5月28日。

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

本研究は、4シリンダ四行程サイクル機関について、空気調速機関に固有の低速ハンチング現象がどのような理由で生まれるのかを明らかにし、その防止法を導くことが目的であり、第1報では、まず正しく導かれた空気調速機系の動作方程式<sup>(27)</sup>にもとづいて従来の流儀の微小変動線形理論を空気調速機-機関系に適用し、その結果が現実にあてはまらないことを明らかにし、ついで低速ハンチングの原因を探る諸実験について述べる。

2. 空気調速機構および低速ハンチング概説

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。空気調速機関では吸気管入口に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の一端にダイヤフラムと復原ばねを取付けて、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。

図1は4シリンダ、総行程容積1986 cm<sup>3</sup>の空気調速式の四行程サイクルうず室式機関の無負荷運転におけるハンチング例であり、クランク角パルス、サブベンチュリ負圧  $P_v$ 、噴射量調節用負圧室圧力  $P_a$ 、調節棒変位  $X$  を並べて記録したものである。約0.5 sの周期で大きく変動している。調節棒は可動域8.5 mmに近く変動し、長周期の波に重なっている短周期の波は各シリンダの作動に対応する吸気変動にもとづく。調節棒系の固有振動数(約4.5 Hz)<sup>(27)</sup>が吸気変動の振動数にくらべて低いので、その短周期波の位相は負圧と逆相になっている。クランク角180°平均回転速度は

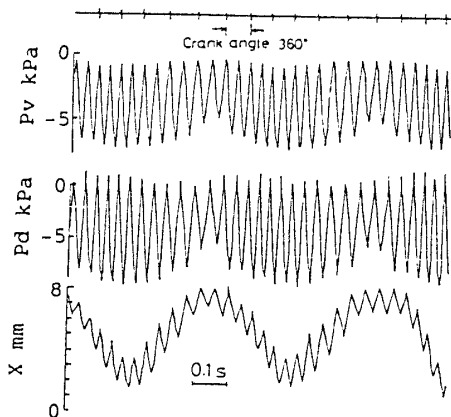


図1 ハンチング記録例(800 rpm)

650~990 rpm まで変動しており、回転速度が上昇すると、サブベンチュリ負圧、負圧室圧力とも大きくなり、調節棒は噴射量減少方向に大きく動いている。とくに負圧室圧力は大気圧を超えて変動しており、負圧導管・負圧室系の動特性の影響があることを示している。対象機関は設定目標650~850 rpmの運転で回転速度の長周期変動、いわゆる低速ハンチングを起こし、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。平均回転速度に対する回転速度変動幅を測定した例を図2に示す。

3. 従来の低速ハンチング理論と現実の相違

従来、ハンチング発生の有無の判定法として系の各要素の動作点近傍での線形微分方程式から求めた特性方程式にRouth-Hurwitzの安定規範が適用されている<sup>(1)(22)~(26)</sup>。機関クランク軸系の運動、燃料からトルクへの変成、噴射量調節棒の運動、負圧特性についての式をまとめると閉じた系の微分方程式は式(1)のようになる。

$$m_e J \frac{d^3 n}{dt^3} + \left[ -m_e \left( \frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + C_e J \right] \frac{d^2 n}{dt^2} + \left[ -C_e \left( \frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + k J \right] \frac{dn}{dt} + \left[ -k \left( \frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 - A_a \left( \frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left( \frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 \right] n = 0 \dots\dots\dots (1)$$

ただし、

$$J = 2\pi I / 60$$

$I$ : 機関クランク軸まわりの慣性モーメント

$N_e, n$ : 機関毎分回転数, 変動分

$T_e, \tau$ : 余剰トルク, 変動分

$m_e$ : 空気調速機系等価質量

$C_e$ : 空気調速機系等価粘性減衰係数

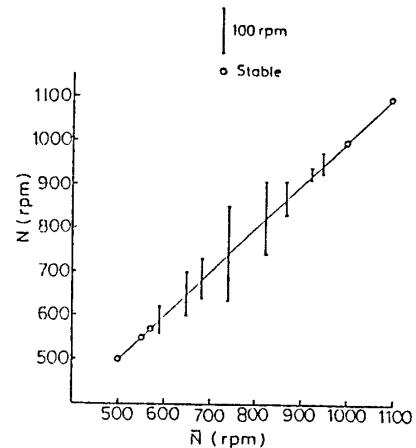


図2 回転速度変動幅

- $k$ : 負圧室復原ばねこわさ
- $A_d$ : ダイアフラム受圧実効面積
- $P, p$ : サブベンチュリ負圧, 変動分
- $X, x$ : 噴射量調節棒変位, 変動分
- 添字

0: 動作点

この式から求めた特性方程式に上記安定規範を適用すると動的安定条件は式(2)となり, これがハンチングの発生しない条件とされている。

$$\begin{aligned} & \left[ -m_e \left( \frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + C_e J \right] \left[ -C_e \left( \frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + k J \right] \\ & > m_e J \left[ -k \left( \frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 - A_d \left( \frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left( \frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 \right] \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2)$$

負圧導管長さ 40 cm, 内径 8 mm の場合に, 復原ばねを数種変えて運転した場合のハンチング領域実測値と安定判別の結果を図 3 に示す。空気調速機系の諸数値は, 等価質量  $m_e = 0.273$  kg, 正規復原ばねこわさ  $k_0 = 204$  N/m, 等価減衰係数  $C_e = 24.9$  N·s/m, ダイアフラム受圧実効面積  $A_d = 21.0$  cm<sup>2</sup> であり<sup>(27)</sup>, 機関クランク軸系の慣性モーメント  $I$  は  $0.261$  kg·m<sup>2</sup> である。表 1 に各設定回転速度における無負荷運転近傍のトルクこう配特性  $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ ,  $(\partial T_e / \partial X)_0$  およびサブベンチュリ負圧感度  $(\partial P / \partial N_e)_0$  の値を示す。実測結果と計算結果は一致しているとはいえない。図 4 は復原ばねのこわさ  $k$  を正規ばねこわさ  $k_0$  より大きく与えた場合のハンチング周波数の実測値と, 設定目標回転速度近傍の微小変動を仮定した式(1)による機関全系の固有振動数計算値, ならびに空気調速機系の固有振動数計算値を示す。線形系の固有振動数はむしろ空気調速機系の計算値に近く, 実測値にくらべて高い。設定回転速度 800 rpm, 正規復原ばねこわさ  $k_0$  の場合について線形系の過渡挙動を計算した結果を図 5 に示す。動作点において初期回転速度偏差 10 rpm を与

えた場合の挙動は, 約 4.1 Hz で振動しながらわずかに振幅が増大してゆく。しかし現実の系の発振は図 6 のように生まれる。すなわち, 低速より絞り弁を次第に開くと 650 rpm 付近でハンチングが起ころしはじめ, サブベンチュリ負圧  $P_v$ , 負圧室圧力  $P_d$ , 噴射量調節棒変位  $R_e$ , 回転速度  $N_e$  とともに次第に変動が大きくなる。周波数は 2 Hz に近い。

4. 低速ハンチングの原因を探る諸実験

4.1 原因を探る諸実験(1) ハンチング時にクランク軸からはずみ車に加わる瞬時トルクと瞬時回転速度, 調節棒変位の記録波形より, 噴射時期における調節棒変位がほぼ等しい時, 回転速度の高いほうが低いほうよりトルク振幅が大きいことを確かめた。さらに噴射時期における調節棒変位を調べるために 4 シリンダのうちの一つから噴射ノズルをとりはずして, 大気中に噴射させ, そのモーメントを圧力インジケータで受け, クランク角, 調節棒変位, 回転速度と並べて記録した。3 シリンダの燃焼によってハンチングは依然としておこり, 平均回転速度 850 rpm のときクラ

表 1 計算に使用した諸数値

$N_e$ rpm	$-(\partial T_e / \partial N_e)_0$ N·m·s	$(\partial T_e / \partial X)_0$ (N·m) / cm	$-(\partial P / \partial N_e)_0$ (N/cm <sup>2</sup> ) / rpm
500	-3.48	161	$6.67 \times 10^{-4}$
600	-1.47	166	$6.63 \times 10^{-4}$
700	-2.65	304	$6.21 \times 10^{-4}$
800	-1.76	265	$5.58 \times 10^{-4}$
900	0.78	294	$4.85 \times 10^{-4}$
1000	0.59	88	$3.59 \times 10^{-4}$
1100	0.59	113	$3.41 \times 10^{-4}$

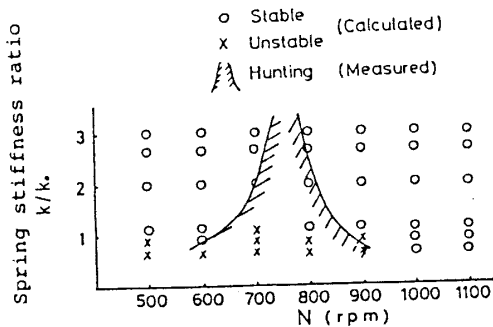


図 3 ハンチング発生領域の実測値と計算値(従来の理論)

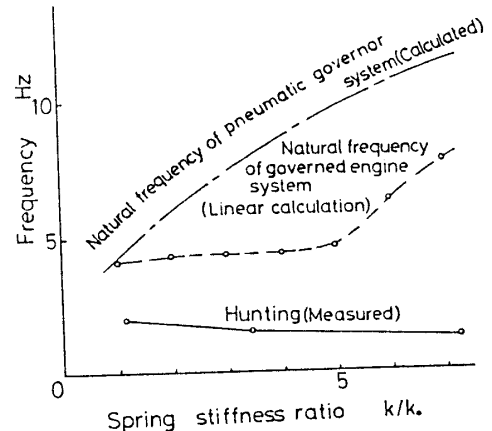


図 4 ハンチング周波数実測値と閉ループ系の固有振動数計算値および空気調速機系の固有振動数計算値

ンク角  $180^\circ$  平均回転速度で  $730 \sim 1030$  rpm の間を周期約  $0.5$  s で変動する。噴射モーメントは調節棒変位だけでなく回転速度が増大している時に大きくなっており、調節棒変位の短周期波の極小あたりで噴射していることがわかった。

クランク軸と噴射ポンプカム軸の位相差を調べてみたが  $1200$  rpm 以下では差がなく、オートタイマ機構の影響はない。

つぎに噴射量調節棒の約  $25$  Hz (ハンチング最大の時の平均回転速度に相当) の短周期波が消えるように、減衰の小さなダイナミックダンパを調節棒に取りつけて運転を試みた。ダイナミックダンパの固有振動数に相応する回転速度ではハンチングが消えるが、その上下に近接する回転速度域それぞれに原系と同程度のハンチングが生じた。なお平均流量と長周期、短周期の変動流量をたがいに独立に与えることができるようにして、ハンチング時の吸気系の状態を模擬した装置において、短周期変動流量を零にしてみたところ、噴射

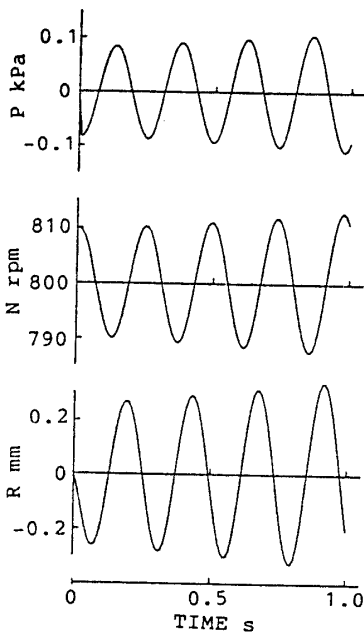


図5 平衡点において微小外乱を与えた場合の過渡挙動線形計算 (800 rpm)

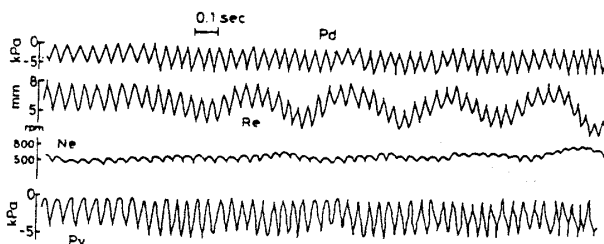


図6 ハンチング発生経過 (実測値)

量調節棒の減衰が増大して動かなくなることがわかった。このことは、上記の狭領域ハンチング消滅の原因として挙げることができよう。すなわち、ダイナミックダンパによって調節棒の短周期運動が減少すると長周期変動に対する減衰が増大して低速ハンチングが消えるものと推測する。

吸気管系の共振が関係しているかどうか調べるために内径  $47.6$  mm、長さ  $565$  mm の直管をベンチュリ部と吸気マニホールドとの間に挿入して運転してみたが現象の本質は変わらなかった。

#### 4.2 原因を探る諸実験(2)

##### 4.2.1 吸気管負圧制御によるハンチング消滅

噴射ポンプの噴射量調節棒変位を制御する負圧をサブベンチュリから取り出すかわりに、内径  $\phi 48$  mm、長さ  $101$  mm の直管を図7に示すようにベンチュリ管と吸気マニホールド端との間に挿入し、この挿入吸気管にとりつけた取り出し口IIから制御負圧を取り出したところ、ハンチングが消えた。図7の取出し口Iを噴射量調節用負圧室に結ぶ場合をサブベンチュリ負圧制御(原制御法)、取出し口IIをそれに結ぶ場合を吸気管負圧制御(新制御法)となづける。サブベンチュリ負圧制御の場合は、すでに述べたように回転速度  $N_e$  は目標値(平均回転速度)  $800$  rpm の時その上下におおよそ  $\pm 150$  rpm の幅で約  $2$  Hz の長周期変動を示す。吸気管負圧制御の場合の目標回転速度  $800$  rpm における回転速度と調節棒変位の記録例が図8で、長周期の変動はなく安定な運転を示している。短周期波は各シリンダの作動に対応する変動である。また吸気管負圧制御状態において図7の取出し口Iからの負圧を配管したダミー噴射ポンプ(機関付属の噴射ポンプと同形のポンプを機関架台に取付けてポンプ軸は回さずに、負圧室に配管)の調節棒変位にも長周期変動はみられなかった。したがって空気調速機系の振動特性は安定であり、ハンチングは閉じた回路に発生する自動振動である。

##### 4.2.2 サブベンチュリ負圧制御と吸気管負圧制御による運転の比較

図9はクランク角  $180^\circ$  平均回

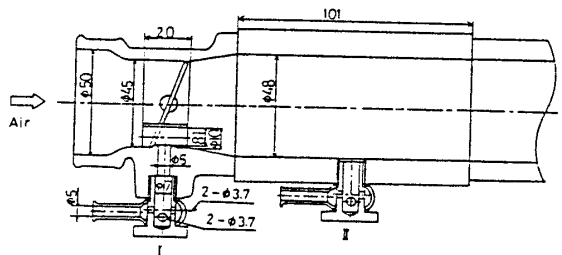


図7 制御負圧取出し部構造

転速度  $N_r$  と噴射時期における調節棒変位を両軸とする位相面で、各設定回転速度について、吸気管負圧制御における変動を示したものである。長周期変動はほとんどみられない。サブベンチュリ負圧制御の場合を図10に示す。吸気管負圧制御において絞り弁開度を800 rpm 目標の値に設定して運転し、運転中に手で調節棒を噴射量減少の方向に動かし、約600 rpm 近くまで減速させた後に手を離れた時の応答を図11に示す。かなり大きな外乱を与えた場合もすみやかにもとの回転速度800 rpm に収束し、安定であることがわかる。

**4・2・3 サブベンチュリ負圧変動と吸気管負圧変動の比較** サブベンチュリ負圧と吸気管負圧の制御特性の差がどのような理由で生まれるのかを探るために両負圧の比較をおこなった。ダミーポンプに図7の取出口IIより負圧導管を結び、回転速度の長周期変動状態での両負圧室圧力を同時記録したものが図12で

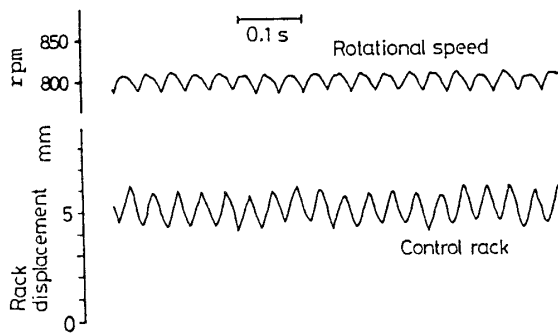


図8 吸気管負圧制御運転例(800 rpm)

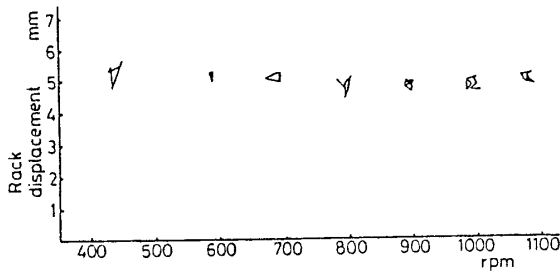


図9 吸気管負圧制御の場合の噴射時期における調節棒変位と回転速度の変動

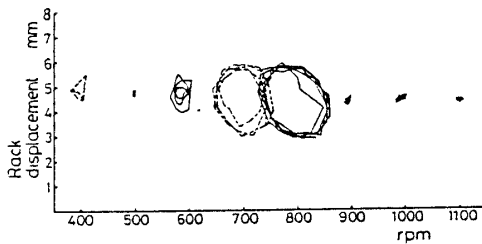


図10 サブベンチュリ負圧制御の場合の噴射時期における調節棒変位と回転速度の変動

ある。設定回転速度800 rpm、変動振幅と周期が約±120 rpm、0.5 s のとき、回転速度  $N_r$  の極大値948 rpm に対してダミーポンプの負圧室圧力  $P_{3d}$  の極小値はほとんど遅れがないのに制御用噴射ポンプの負圧室圧力  $P_{3e}$  の極小値は遅れている。図13は設定回転速度750 rpm において周期約0.5 s の回転速度変動がある場合の噴射量調節棒変位  $R_e$  とダミーポンプの調節棒変位  $R_d$  を同時記録したもので、回転速度変動  $N_r$  の極大値に対して  $R_e$  の極小値のほうが  $R_d$  の極小値より遅れている。

$P_3$  は噴射量調節用負圧室への配管を施さない場合の吸気管負圧であり、ほとんど遅れはない。調節棒変位測定用の差動トランス出力の位相遅れは微小であり、両負圧室圧力を等しく与えた時調節棒変位に差がないことを確かめてある。

サブベンチュリ負圧と吸気管負圧の対比がハンチング原因解明の手がかりと考えて、回転速度の長周期変動状態における両負圧の位相差を調べた。ハンチングの消えた吸気管負圧制御状態において、噴射量調節棒

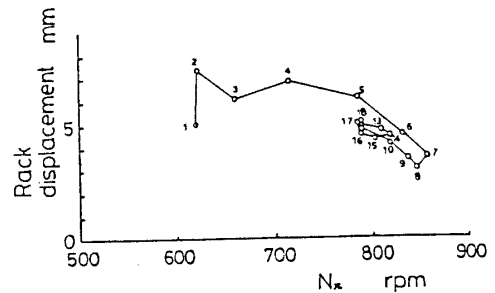


図11 吸気管負圧制御における過渡挙動軌跡

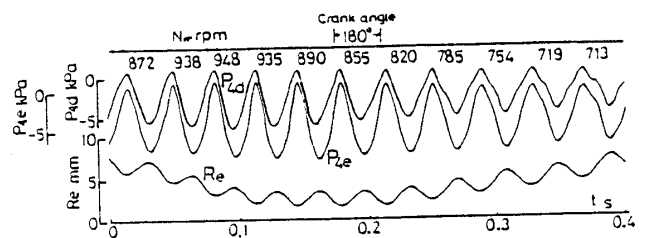


図12 制御負圧の違いによる負圧室圧力の比較

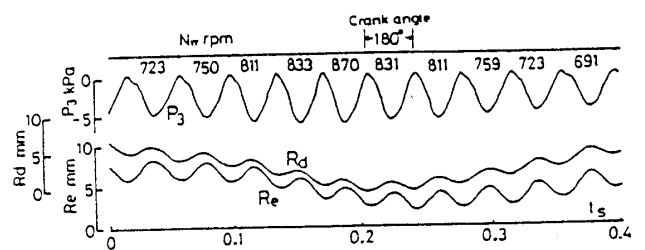


図13 制御負圧の違いによる噴射量調節棒変位の比較

復原ばねの固定端を振動発生機に結んで可動とし、ハンチング相当の長周期変位を調節棒に与えたときのサブベンチュリ負圧および吸気管負圧を記録し、回転速度の長周期変動に対する位相差をデジタル解析機によって求めた。両者を比べると、負圧検出部から噴射量調節用負圧室への配管を施さない場合に差がなく、施すとサブベンチュリ負圧の長周期変動の位相が吸気管負圧のそれより $20^{\circ}\sim 25^{\circ}$ おくれる。ただし、配管先はダミーポンプである。

## 5. 結 論

以上の内容を要約すると、

(1) 平衡点近傍の安定性を論じる従来の理論による計算結果は、現実のハンチング発生域およびハンチング周波数と一致しない。

(2) ハンチング時の制御負圧波形と噴射量調節棒変位波形は、ともに長周期振動と各シリンダの作動に対応する短周期振動との重なった形を示す。

(3) 燃料噴射ポンプの調節棒変位を制御する負圧を従来のサブベンチュリから取り出すかわりに、絞り弁とサブベンチュリに続く吸気管部分から取り出す方法がハンチング防除に有効であり、約2 Hzの回転速度の長周期変動状態においてサブベンチュリ負圧の長周期変動の位相が吸気管負圧のそれより遅れることがわかった。

第2報では、ハンチング相当振幅を与えた場合の開ループ周波数応答実験により空気調速機-機関閉ループの安定判別をおこない、ハンチングが非線形のリミットサイクルとして存在することを示し、検出負圧の位相おくれとハンチングの相関を述べる。

最後に、本研究を進めるにあたりご指導およびご援

助をいただいた、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、大竹祐輔助手、名古屋工業大学 長野靖尚助教授に厚くお礼申しあげる。

## 文 献

- (1) 高橋, 機誌, 62-483 (昭34), 565.
- (2) ポントリヤギン(木村・千葉訳), 常微分方程式, (昭38), 210, 共立出版.
- (3) Schweitzer, P. H., *Automot. Eng.*, 44-7 (1954), 285.
- (4) Eckert, K., *Motortech. Z.*, 22-9 (1961), 349.
- (5) Eckert, K. and Gauger, R., *Motortech. Z.*, 26-7 (1965), 293.
- (6) Benz, W., *Motortech. Z.*, 22-8 (1961), 313.
- (7) Benz, W., *Motortech., Z.*, 25-10 (1964), 383.
- (8) Müller, H. W., 文献(6)の319ページ.
- (9) 川瀬, 計測と制御, 3-1 (昭39), 41.
- (10) 橋詰, 機論, 43-367 (昭52), 956.
- (11) 金子, 新三菱重工技報, 2-3 (昭35), 35.
- (12) 葉山・小泉, 内燃機関, 9-100 (昭45), 11.
- (13) 沢・ほか2名, 機論, 40-333 (昭49), 1446.
- (14) 沢・ほか2名, 機論, 43-371 (昭52), 2738.
- (15) Bowns, D. E., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 185-16 (1970-1971), 185.
- (16) Hazell, P. A. and Flower, J. O., *Int. J. Control*, 13-3 (1971), 549.
- (17) Flower, J. O. and Hazell, P. A., *Int. J. Control*, 13-4 (1971), 609.
- (18) 西村・ほか3名, 自動車技術会論文集, 27 (昭58), 70.
- (19) 長谷川, 自動車技術, 37-9 (昭58), 986.
- (20) Welbourn, D. B., ほか2名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 173-22 (1959), 575.
- (21) 金子, 新三菱重工技報, 5-3 (昭38), 27.
- (22) 藤平, 内燃機関, 4-37 (昭40), 23.
- (23) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭40), 845.
- (24) Webb, C. R., *Automot. Eng.*, 47-4 (1957), 146.
- (25) 高橋, 機誌, 62-484 (昭34), 755.
- (26) 高橋(八田・浅沼編), 内燃機関ハンドブック, (昭35), 236, 朝倉書店.
- (27) 川副, 機講論, No. 817-1 (昭56-10), 70.