日本機械学会論文集(C編) 51 巻 471 号(昭 60-11)

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3報, 低速ハンチングの計算機シミュレーション)

川 副 嘉 彦**
Yoshihiko KAWAZOE

Key Words: Vibration, low speed hunting, pneumatic governor, compression-ignition engine, computer simulation, stability

1. 緒 言

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 この研究の目的である。

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を第1報(*)で述べた。さらに第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、検出負圧の位相遅れとハンチングの相関を調べた。

ハンチングに関する従来の研究⁽³⁾(一(1)には平衡点近傍の安定性が論じてあるけれども、振動が成長し持続振動にいたる過程を扱った研究はないようである。また平衡点近傍の線形微小変動理論では変動振幅を求めることができないのはもちろんであるが、ハンチング周期も現実と異なる⁽¹⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。この報告では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て、自励的持続振動の発生を示す。

2. シミュレーションの概要

空気調速式機関の閉ループ速度制御系は, 吸気管入口の絞り弁開度によって目標回転速度を設定し, 回転

速度の検出はサブベンチュリ⁽¹⁾を通る空気流によって 生ずる負圧によっておこなう。この負圧の変化が噴射 量調節用負圧室ダイアフラムを介して噴射ポンプの調 節棒を動かし,噴射ポンプカム角によって決まる噴射 時期に噴射が始まり,調節棒変位と回転速度によって 噴射量が決まる。燃料エネルギから変換されたトルク とクランク回転軸系(慣性モーメントおよび摩擦トル ク)によって次の噴射時期までの回転速度が決まる。 この間の調節棒の動きは回転速度の変化にともなう負 圧の変化と空気調速機系の動特性⁽⁶⁾に従う。

絞り弁開度による回転速度の設定原理は以下のようになる。ある平衡状態において絞り弁開度をさらに開くと、回転速度に対するサブベンチュリ負圧が小さくなり、ばねの復原力が負圧による制御力に打ち勝って調節棒を動かし、燃料噴射量を増加させ、トルク増大・回転速度上昇をもたらす。この回転速度の上昇によりサブベンチュリ負圧は大きくなり、したがって燃料噴射量減少の方向に調節棒を動かし、新しい平衡回転速度に落ちつくまでこの一連の動作をくり返す。速度制御系の流れを図1に示す。

ハンチング挙動の観察(1)から以下の点を考慮した。

- (1) 回転速度変動に対してサブベンチュリ負圧応答のおくれがあること.
- (2) 噴射量調節棒変位に対する噴射量あるいはトルクの関係は非線形であり、回転速度にも依存する。
- (3) サブベンチュリ負圧も噴射量調節棒変位も長 周期振動と各シリンダの作動に対応する短周期振動と の重なった波形を示すこと。
- (4) 噴射量調節棒の動きは連続的であるが, 噴射量制御は噴射時期にのみ断続的に行われ, 次の噴射時期までの時間が経過してはじめて次の制御動作が加わる, いわゆる断続制御である.

目標回転速度を設定すると, 平衡状態における各変

^{*} 昭和59年11月24日 東北支部仙台地方講演会において論 文講演として講演,原稿受付 昭和59年7月16日.

^{**} 正員, 埼玉工業大学 (電369-02 埼玉県大里郡岡部町普済寺1690).

2790

数の値が初期値として設定される.このときの絞り弁 開度から絞り弁をさらに微小角だけ瞬時に開いた場合 の系の各要素の刻々の挙動を計算した.

計算により持続振動が発生することを確かめるとと もに吸気管負圧制御の場合の応答も計算した.

3. 計 算 方 法

3・1 クランク軸回転系 いまQ を機関の角速度 とすると、無負荷運転のときの角速度の変動は式(1) にしたがう

$$I_e \frac{d\Omega}{dt} = M_f - M_R = M_e \cdots (1)$$

ここで、 I_e : クランク軸回転系の慣性モーメント、 M_f : 図示トルク(燃焼トルク), M_R : 損失トルク, M_e : 余剰トルクである。トルクはサイクル内で変動するが,目的は平均回転速度の制御だから,サイクル内の角速度変動は問題にしないで,4 シリンダ機関の場合各シリンダの燃焼サイクル(クランク角 180°)の間の平均トルクを考える。Q に対応する毎分回転数を N_e とし, J_e = $(2\pi I_e)/60$ とすれば式(1)は式(2)のように書ける。

$$J_e \frac{dN_e}{dt} = M_e \cdots (2)$$

一般に図示トルク M_f は噴射量調節棒変位と回転速度の関数であり、損失トルクは回転速度の関数だから、余剰トルク M_e は調節棒変位と回転速度の関数になる。各シリンダのクランク角が上死点にあるときの調節棒変位とそのときの回転速度により毎回の噴射量が決まるとして、噴射から次の噴射までの期間は一定の平均トルクが作用すると考える。噴射時期 t_{i-1} , t_i における回転速度を N_{ei-1} , N_{ei} とし、 t_{i-1} と t_i の間の平均トルクを M_{ei-1} , N_{ei-1} から N_{ei} まで変化する時間を T_{i-1} とすると、

$$N_{ei} = N_{ei-1} + \frac{M_{ei-1}}{J_e} T_{i-1}$$
(3)

$$T_{i-1} = \frac{60}{N_{ei-1} + N_{ei}} \dots (4)$$

が成り立つ、式(3), (4)より, N_{ei-1} において M_{ei-1} が作用したとき T_{i-1} 後の回転速度 N_{ei} は,

$$N_{ei} = \sqrt{N_{ei-1}^2 + 60 \frac{M_{ei-1}}{J_e}}$$
(5)

3・2 制御負圧波形の近似 定常状態では各絞り 弁開度における負圧は回転速度 N_e の変化に対してほ ぼ直線的に変化し、非定常では式(6)が広い範囲で実 測値をよくあらわす。ただし α は各絞り弁開度におけ る定常状態での負圧感度をあらわす係数、 T_P は負圧 発生の一次おくれ時定数である。

噴射時期 i-1 と i の間の負圧平均値を $P_{\pi i-1}$ として,式(6)を近似的に式(7)のようにあらわし, $P_{\pi i-2}$ から $P_{\pi i-1}$ まで変化する時間 ΔT_{i-1} を式(8)とあらわすと $P_{\pi i-1}$ は式(9)のようになる.

$$T_{P} \frac{P_{\pi i-1} - P_{\pi i-2}}{\Delta T_{i-1}} + P_{\pi i-1} = -\alpha N_{e} \cdots (7)$$

$$\Delta T_{i-1} = \frac{30}{N_{\sigma(i-1)}} \cdots (8)$$

$$P_{\pi i-1} = \left[P_{\pi i-2} \frac{T_P}{\Delta T_{i-1}} - \alpha N_e \right] / \left[\frac{T_P}{\Delta T_{i-1}} + 1 \right]$$
.....(9)

ここで N_e は N_{ei-1} と N_{ei} の平均値 N_{mi-1} をとり,式(10)のようにあらわす.

$$N_{mi-1} = (N_{ei-1} + N_{ei})/2 \cdots (10)$$

各シリンダの作動に対応する制御負圧の短周期振動 も噴射量制御に影響するから i-1, i 区間の負圧波形 P を平均負圧 $P_{\pi i-1}$ と $N_{\pi i-1}$ を用いて式(11)のよう に近似する。

$$P = P_{\pi i-1}(1-\cos \omega_{\pi i-1}t)$$
(11)

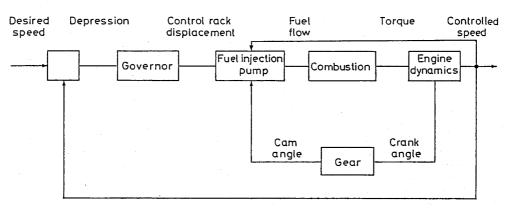


図 1 空気調速式機関の速度制御系の流れ

ただし,

$$\omega_{mi-1} = \frac{2\pi N_{mi-1}}{60} \times 2$$
(12)

式(11)は短周期負圧変動の極大値がほぼ大気圧に等しいという実測結果を考慮したもので、tはクランクの上死点位置からの時刻である。

3・3 噴射量調節棒の運動 噴射量零の位置からの調節棒変位をXとすると、制御負圧Pに対する応答は次式であらわせる $^{(8)}$ 。

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

....(13)

ここで、 m_e :等価質量、 C_e :等価減衰係数、k:復原ばねこわさ、 L_0 :噴射量零 (X=0) における復原ばね長、L:復原ばね自然長、 A_d :ダイアフラム受圧実効面積である、負圧導管・負圧室の影響は等価減衰係

数の中に含ませてある(8)。式(11),(13)を使って,

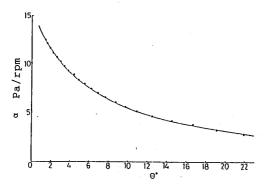


図 2 絞り弁開度と負圧係数 α (サブベンチュリ負圧制御)

Runge-Kutta 法を用い,噴射時期 t_{i-1} における X と dX/dt の値を初期条件として負圧 P の変化に対する X および dX/dt の値を数値積分し, t_i ($=t_{i-1}+30/N_{m_{i-1}}$) における調節棒変位 X_i を求める.

3・4 噴射時期における調節棒変位とトルク 調節棒変位と回転速度に対するトルクの実測値をマップデータとして与えておき,噴射時期 t_i における調節棒変位 X_i と回転速度 N_{ei} に対応するトルク M_{ei} を補間によって求める。

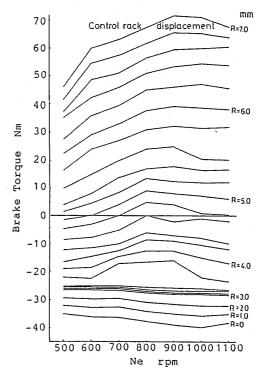


図 3 軸トルク-回転速度曲線

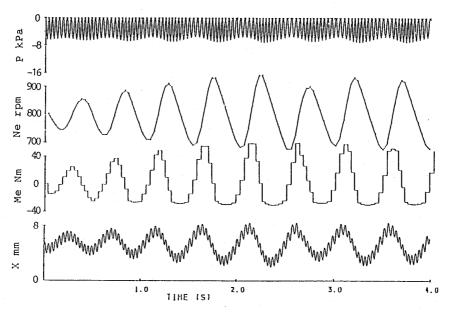


図 4 ハンチング計算例 (800 rpm)

低速ハンチング (持続振動) の シミュレーション

4・1 計算に使用した数値 計算に使用した諸数値を以下に示す⁽¹⁾⁽⁸⁾.

機関クランク軸回転系の慣性モーメント I_e =0.261 kg·m², J_e =2 πI_e /60, 空気調速機系の等価質量 m_e =0.273 kg, 復原ばねこわさ k=221 N/m, 等価減衰係数 C_e =(負圧導管長 40 cm のとき) 2.49 N·s/m, L=6.2 cm, L_0 =2.59 cm, A_d =21.0 cm².

供試機関は、4シリンダ、総行程容積 1986 cm^3 の 四行程サイクルうず室であり、噴射ポンプはボッシュ式列形ポンプで、プランジャ径6.5 mm、カム揚程8 mm、ダイヤフラム外径60 mm である。

制御負圧発生の時定数 T_P は前報 $^{(2)}$ の周波数応答の結果を使用して式(14) により求めた。

$$T_P = \frac{\tan \varphi}{2\pi f} \quad \dots \tag{14}$$

すなわち、サブベンチュリ負圧制御の場合、回転速度変動の周波数 f が 2 Hz のとき負圧のおくれ φ は

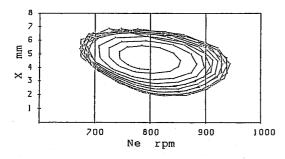


図 5 位相平面でのリミットサイクル (800 rpm)

 $25\sim30^\circ$ である。式 (14) に f=2 Hz, $\varphi=30^\circ$ を代入すると T_P の値は約 0.05 s となる。各絞り弁開度における負圧係数 α を図 2 ,噴射量調節棒変位と回転速度に対する軸トルク特性は図 3 に示すものを使用した。数値積分における計算きざみはクランク軸半回転の時間を180 分割すればすべての回転速度において計算精度は十分であった。

4・2 シミュレーション結果 図4は初期設定回転速度800 rpmの平衡状態において絞り弁をさらに微小角だけ瞬時に開いた場合の過渡挙動計算結果であり、初期の約±55 rpmの振動振幅が周期約0.49 sで次第に成長し、約4周期で持続振動、いわゆるハンチングに発達する。図5はこれを噴射時期における調節棒変位と回転速度を両軸とする位相面で描いたもので右まわりのリミットサイクルになる。回転速度変動振幅は約±125 rpm、噴射量調節棒変位の極大・極小の差は約4 mmである。

図 6 は安定な場合 (約 1 000 rpm) の計算結果であり、 初期の約 ± 40 rpm の回転速度変動振幅は約 7 周期で ± 5 rpm に収束してしまう。

図7は平均回転速度に対する回転速度変動幅の計算結果であり、図8に示した実測結果とよく一致している。ハンチング周期の計算値も実測値約0.5 s⁽¹⁾とよく合っている。

800 rpm において負圧発生のおくれを考慮しない場合の計算結果は図9および図10のようになる。約±35 rpm の初期回転速度変動振幅は約2s後には約±10 rpm 程度に減少し、ハンチングは発生しない。

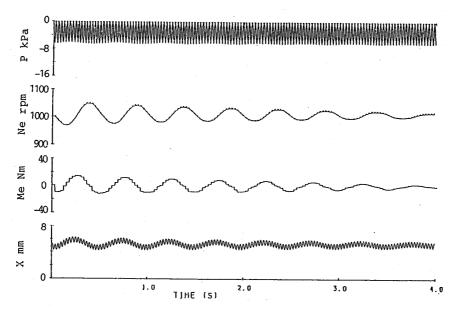


図 6 安定な場合の計算例 (1000 rpm)

5. 吸気管負圧制御による運転のシミュレーション

吸気管負圧制御の場合は負圧発生のおくれが小さい

のでこれを無視し、時定数 $T_P=0$ として計算する。計算に使用する数値は負圧感度 α 以外はすべてサブベンチュリ負圧制御の場合と同じである。使用した α を

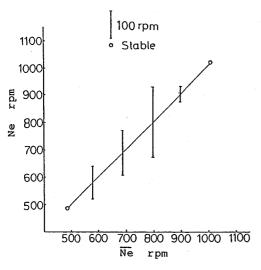


図 7 回転速度変動幅 (計算値)

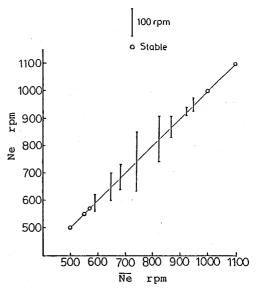


図 8 回転速度変動幅 (実測値)

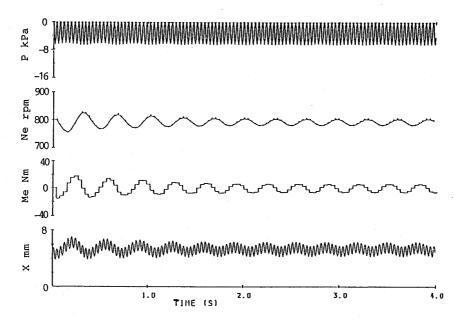


図 9 負圧発生のおくれを考慮しない場合の計算 (800 rpm)

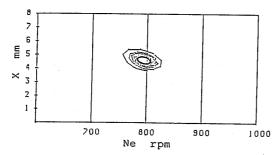


図 10 負圧発生のおくれを考慮しない場合の計算 (800 rpm)

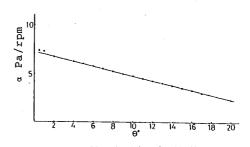


図 11 絞り弁開度と負圧係数 α (吸気管負圧制御)

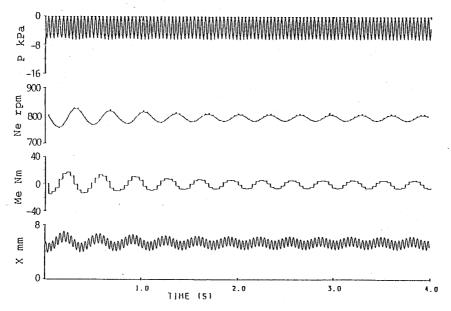


図 12 吸気管負圧制御計算例 (800 rpm)

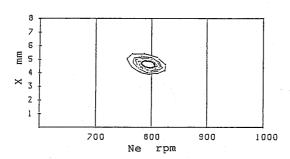


図 13 吸気管負圧制御計算例 (800 rpm)

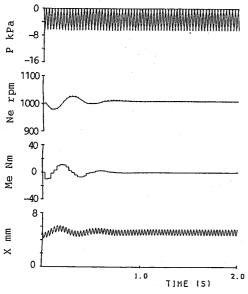


図 14 吸気管負圧制御計算例 (1000 rpm)

図 11 に示す。図 12 と図 13 は 800 rpm の計算結果であり、約 ± 35 rpm の初期回転速度変動振幅は 2 s 後には約 ± 10 rpm に減少してハンチングは発生しな

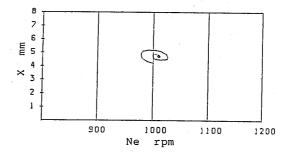


図 15 吸気管負圧制御計算例 (1000 rpm)

い. 変動振幅の減衰率も周期もサブベンチュリ負圧制御において負圧発生のおくれを考慮しなかった(図 2 の α を使用し、 $T_P=0.0$ とした)場合の計算結果(図 9 と図 10)と似た挙動を示している。両者は絞り弁開度 θ が異なるだけで α の値はほぼ等しくなっている。

図 14 と図 15 は 1 000 rpm の場合ですみやかに安定 になる. 吸気管負圧制御の場合,全回転速度域でほぼ 安定であり,実測結果と一致している.

6. 結 論

以上の内容を要約すると以下のようになる。

(1) クランク軸系,空気調速機,燃料噴射ポンプ,燃焼トルクの動作を接続して速度制御系の刻々の挙動を計算した.計算では(i)空気調速機系の動作方程式,(ii) 調節棒変位の短周期変動成分および噴射時期における調節棒変位,(iii)負圧発生のおくれ,を特に考慮し,(iv)調節棒変位,回転速度とトルクの関係は実測値をマップの形でデータとして与えておき,噴射時期における調節棒変位と回転速度に対応するトルクは補間により求めた.

- (2) サブベンチュリ負圧制御の場合の計算結果は,ハンチング発生領域,ハンチング時の変動周期,変動幅とも現実とよく一致しており,平衡状態から変動が成長し持続振動に至る経過を図示できた。
- (3) 吸気管負圧制御の場合の計算ではハンチングは発生せず、これも現実と一致している。

したがって、おくれのあるサブベンチュリ負圧制御では自励的持続振動が発生すること、おくれのほとんどない吸気管負圧制御では発振しないことをシミュレーション計算により確認した。第4報では、ハンチング時の吸気系の状態を摸擬した装置を使って、検出負圧の位相おくれとサブベンチュリ径との相関を調べる。

本研究を進めるにあたり、横浜国立大学工学部 津田公一教授および東京大学工学部 酒井宏教授、大竹祐輔助手にご指導あるいはご援助をいただいた。厚くお礼申しあげる。

文 献

- (1) 川副, 機論, 51-461, B (昭 60), 404.
- (2) 川副, 機論, 51-462, B (昭 60), 721.
- (3) 高橋, 機誌, 62-483 (昭 34), 565.
- (4) Webb, C. R., Automob. Eng., 47-4 (1957), 146.
- (5) 高橋(八田・浅沼編),内燃機関ハンドブック,(昭34),75, 朝倉書店.
- (6) 藤平, 内燃機関, 4-37 (昭 40), 23.
- (7) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭 40), 845.
- (8) 川副, 機論, 51-466, B (昭 60), 1925.

討

〔質問〕 箱守 京次郎〔東北大学工学部〕

ハンチングの生成過程の定量的解明にとり組まれ, 興味深い結果を得られていることに敬意を表す。

図5のリミットサイクルに関連して,

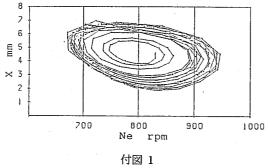
- (1) リミットサイクル (±125 rpm, 4 mm) の内部 の他の任意の一点から出発してもこのリミットサイク ルに巻きつくと考えてよいか.
- (2) リミットサイクルが定常的なハンチングに結びつくためには、このリミットサイクルが外側からも安定であることが必要と考えられる。1000 rpm での結果とどう関連しているのか、ご教示願いたい(位相

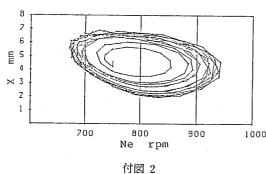
論

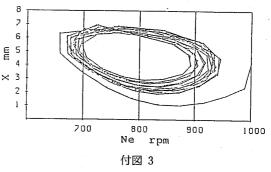
面の構造).

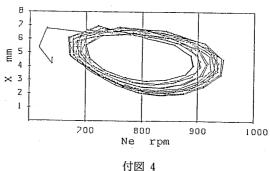
(3) 全体として二次系ではないので、図5のリミットサイクルは一義的には定まらないようにも思うが、この点についてご説明願いたい。

[回答] (1) 図5は,2章および4・2節に記述したように,目標回転速度800rpmの平衡状態(したがって回転速度も噴射量調節棒変位も出発点は平衡値である)において絞り弁を微小角(2%)だけさらに開いた場合の過渡挙動を計算したものである。ご質問の趣旨に沿うように過渡挙動計算における回転速度と調節棒変位の出発値を任意に設定できるようにプログラ









2796

ムを変更して、図5の場合に等しい絞り弁開度においてリミットサイクルの内部の他の任意の点から出発して計算した結果が付図1 (830 rpm を出発値とした場合)と付図2 (750 rpm を出発値とした場合)であり、両者とも図5の場合と同じリミットサイクルに巻きつく、

(2) 図5(目標回転速度800 rpm)のリミットサイクルの外側の任意の点を出発値として計算した結果を付図3(1000 rpmを出発値とした場合)と付図4(640 rpmを出発値とした場合)に示す。両者とも図5の場合と同じリミットサイクルに外側から巻きつく。したがってリミットサイクルの近傍を通る軌道が内外から巻きつくので、このリミットサイクルは安定である。

また 1000 rpm での結果との関連については, 目標 回転速度が 800 rpm の場合は大振幅の長周期振動, い わゆるハンチング(リミットサイクル)が存在し、目標回転速度が1000 rpm の場合は存在しない(安定な平衡点に落ち着く)ということである。両者は絞り弁開度が異なる。

(3) 本報は、ハンチング(自励的持続振動)の生成過程を計算機シミュレーションにより定量的に図示したものであり、その結果によると図5(目標回転速度800 rpm)のリミットサイクルは、振幅、周期とも多少変動するが(図4)、一義的に定まると考えてよい。目標回転速度が650~850 rpmの領域では大振幅のリミットサイクルが連続的に存在し、現実に適合する。

非線形のままで高次系のリミットサイクルを論じる ことは難しいと考えるが,今後,検討を進めたいと思 っている.