The Japan Society of Mechanical Engineers

日本機械学会論文集(C編)
56巻523号(1990-3)
論文 No. 89-0848 B

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9報, 非線形挙動の考察―その1)

川　副　嘉　彦*1

Low-Speed Hunting of the Pneumatically Governed Compression Ignition Engine
(9th Report, Nonlinear Behavior of a Closed Loop: Part I)

Yoshihiko KAWAZOE

In the author's previous research work it was left unsolved as to whether the linear theory predicts the hunting behavior at lower speeds. The present paper investigates the nonlinear behavior of hunting both on the basis of linearly calculated results and nonlinear computer simulation, (1) the reason why the engine speed fluctuation diminishes at lower speeds where the linear theory gives the instability of an equilibrium state is that a stopper for the maximum value of rack movement constrains the higher frequency component of the control rack caused by the suction stroke of each piston and (2) both the computer simulation and the experiment yield the occurrence of hunting even at extreme lower engine speeds when the maximum stroke of the control rack is increased, and (3) the limit cycle amplitudes can be explained well qualitatively by the linearly calculated logarithmic increment of amplitude even at extreme lower speeds by noting the higher frequency component of the control rack and the nonlinearity of torque characteristics.

Key Words: Vibration, Hunting, Self-Excited Oscillation, Instability, Limit Cycle, Compression Ignition Engine, Pneumatic Governor, Nonlinear Vibration

1. 緒　言

圧縮点火機関において低速ハンチングとよばれる数Hzの遅い回転速度変動が発生する(1)~(10). これは図1に示すようにクランク軸系-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, 自励振動現象として古くから知られている. ハンチング現象の非線形力学は振動学的に興味深いだけでなく, 現実の機関ではその性能を犠牲にしないかぎり閉ループ速度制御系の設計点は低速で不安定になりやすいので, 設計の観点からもハンチング振幅を予測できることが望ましい. しかし, これまで多くの研究がなされてきたにもかかわらず, リミットサイクルの振幅と振動数が何によって決まるかというハンチングの非線形振動論は未解決である. また, 微小振動の不安定に関しても線形理論ではハンチングが予測できないという報告(10)(14)もあり, 現象の見通しのよい説明はないようであり, 最近では電子燃料噴射式のガソリン機関についてもハンチングが問題になっている(11)~(13).

前報までに(9)(15)~(22), 空気調速機関の低速ハンチング現象が燃料噴射量調節用サブベンチュリ負圧の位相遅れによる自励振動であり, 対策として絞り弁・ベンチュリ部に続く吸気管から制御負圧を取り出せば, 位相遅れが小さいので低速ハンチングが発生しないことを明らかにし, 微小振動からリミットサイクルが生まれる過程についても計算機シミュレーションにより定量的に解明した. さらに平衡状態の不安定に関して線形近似計算の適用限界を明らかにした. すなわち, (1) 不安定領域における振動数の線形理論による計算値はハンチング実測値にほぼ等しい. (2) 線形近似計算はハンチング発生をよく予測できるが, ハンチング発生回転速度の下限値を予測することができない. (3) 非線形計算による振幅の成長率の大小はハンチング(リミットサイクル)の振幅の大小とほぼ一致するのにくらべて, 線形理論による不安定振動の対数成長率は最大ハンチング回転速度の近くで極大値を示すが, 低い回転速度域では振幅が小さいのに成長率はそれほど小さくならない.

この報告では, 各シリンダの吸気行程に基づく噴射量調節棒の短周期変動とトルクの非線形特性に特に注目して, 非線形シミュレーションと線形近似計算により閉ループ系の非線形挙動を考察し, ハンチング発生回転速度の下限値に関してもリミットサイクルの振幅

* 平成元年11月11日　機械力学講演会において講演, 原稿受付　平成元年6月5日.
*1 正員, 埼玉工業大学(〒369-02 埼玉県大里郡岡部町普済寺1690).

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

と微小振動の成長率の対応について明らかにする．

供試機関は，前報までと同じく4サイクル，4シリンダ，総行程容積1 986 cm^3，渦室式であり，供試噴射ポンプはボッシュ式列形，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．調速機系の等価減衰係数[16]は負圧導管長さ40 cm，内径8 mm，平衡状態でのダイヤフラム容積50 cm^{3}の場合の値である．

記　号

A_d：ダイアフラム受圧実効面積[16]
C_e：調速機系等価減衰係数[16]
i：噴射時期
I_e：クランク軸系の慣性モーメント
$J_e = 2\pi I_e/60$
k：調速機系復原ばねこわさ
L：調速機系復原ばね自然長
L_0：$X=0$（噴射量零）における復原ばね長
m_e：調速機系の等価質量[16]
N_e：毎分回転数
P：過渡状態における制御負圧
P_π：サイクル内の平均負圧
t：時間
T_e：余剰トルク
T_p：サブベンチュリ負圧の一次遅れ時定数[17][18]
X：噴射量調節棒変位
α：各絞り弁開度における定常状態での負圧感度を表す係数[18]
ω_m：各ピストンの作動に対応する吸気変動角周波数

2. 計 算 法 の 概 要

2·1 非線形シミュレーション[18]　機関クランク軸回転系の運動方程式(1)，噴射時期における調節棒変位と回転速度に依存するトルクを算出するための実測データマップを用いた補間式(2)，負圧変動に対する調節棒変位に関する運動方程式(3)，各絞り弁開度における回転速度の変動に対する負圧応答を表す式(4)，および各シリンダ吸気行程に基づく短周期負圧変動の式(5)を連立し，刻々の挙動をシミュレーション計算する．

$$J_e\frac{dN_e}{dt} = T_e \quad \cdots\cdots(1)$$

$$T_{e_{i-1}} = T_e(X_{i-1}, N_{e_{i-1}}) \quad \cdots\cdots(2)$$

$$m_e\frac{d^2X}{dt^2} + C_e\frac{dX}{dt} + k(X + L_0 - L) = A_dP \quad \cdots\cdots(3)$$

$$T_p\frac{dP_\pi}{dt} + P_\pi = -\alpha N_e \quad \cdots\cdots(4)$$

$$P = P_{\pi_{i-1}}(1 - \cos\omega_{m_{i-1}}t) \quad \cdots\cdots(5)$$

なお，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ている．

2·2 線形近似計算[19]　燃料が噴射されてからトルクが発生する過程の遅れを無視して燃料噴射過程を連続系とし，ピストンの作動に基づく短周期波も無視して，閉ループ系の各要素の運動を動作点近傍で線形化した式をまとめると閉じた系の微分方程式は，式(6)，(7)のようになる．ただし，nは機関毎分回転数変動分$n(t)$を表し，$(\partial T_e/\partial N_e)_0$と$(\partial T_e/\partial X)_0$は各平衡回転速度におけるトルクこう配，$(\partial P/\partial N_e)_0$はサブベンチュリ負圧感度である．

$$A_4\frac{d^4n}{dt^4} + A_3\frac{d^3n}{dt^3} + A_2\frac{d^2n}{dt^2} + A_1\frac{dn}{dt} + A_0n = 0 \quad \cdots\cdots(6)$$

$$A_4 = T_p m_e J_e$$

$$A_3 = T_p\left[-m_e\left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e}\right)_0 + C_eJ_e\right] + m_eJ_e$$

$$A_2 = T_p\left[-C_e\left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e}\right)_0 + kJ_e\right] - m_e\left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e}\right)_0 + C_eJ_e$$

$$A_1 = -T_pk\left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e}\right)_0 + \left[-C_e\left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e}\right)_0 + kJ_e\right]$$

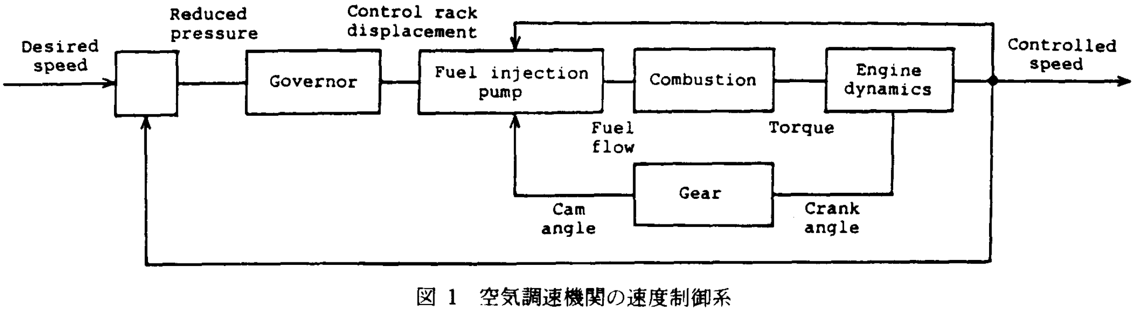

図 1　空気調速機関の速度制御系

NII-Electronic Library Service

$$A_0=-k\left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e}\right)_0-A_d\left(\frac{\partial P}{\partial N_e}\right)_0\left(\frac{\partial T_e}{\partial X}\right)_0 \quad \cdots\cdots(7)$$

対象機関の場合，式(6)の特性方程式は二つの負の実根と供役な複素根をもち，この代表複素根$s=\sigma+j\omega(j=\sqrt{-1})$が安定性に関与する．虚部$\omega$が角振動数を表し，$\delta=2\pi\sigma/\omega$が振幅の対数成長率あるいは減衰率に相当する．

3. 非線形シミュレーションと線形近似計算による閉ループ系の非線形挙動の考察

3・1 非線形シミュレーションによるリミットサイクルの振幅と線形近似計算による振幅の対数成長率

図2は，調速機系の復原ばね定数$k=221$ N/m{0.225 kgf/cm}，ばね自然長$L=6.2$ cmの場合の長周期の回転速度変動全振幅の実測値と非線形シミュレーション計算値であり，横軸は平均回転速度である．計算値は，平衡状態において絞り弁開度をさらに2％急開したときの過渡挙動が定常的ハンチングに至ったときの振幅である．□印が実測値を表し，丸印が計算値を表す．ただし，ハンチング時に噴射量調節棒がその可動域8.5 mmに近く変動すると，長周期の波に重なっている各シリンダの吸気変動に基づく短周期波が極大のところで8.5 mmの位置にあるストッパに当たり，調節棒の短周期波がストッパに当たっている場合を●印で示し，当たっていない場合を○印で示している．数値積分における計算きざみ[18]はクランク軸半回転の時間を180分割しており，刻々の計算において調節棒変位が8.5 mmを超えるときは変位を8.5 mm，速度を零(反発を考えないで)に強制的においている．非線形シミュレーション計算値と実測値はよく一致している．

同じ運転条件のもとでの線形近似計算による平衡状態近傍の微小振動振幅の対数成長率を図3に示す．正の対数成長率は平衡状態の動的（振動的）不安定を意味し，負の成長率は動的安定を意味する．

図2の振幅が大きい回転数では図3の対数成長率が正(不安定)となっている．ただし，回転速度500 rpm近傍では，図2の回転速度変動振幅は小さいのに図3の微小振動振幅の対数成長率は大きい．これは，調節棒の長周期ハンチング波に重なっている短周期波の極大値がストッパに当たっている（図2の●印）ためである．調節棒の可動域を大きく与えて計算すると変動が大きくなるが，これについては3・2節に考察する．また，平均回転数832 rpmにおいて，非線形シミュレーションの回転速度変動振幅が大きい(264 rpm)のに対して，線形近似計算は小さい対数成長率0.17を与える．この理由は以下のように考えることができる．

図4は，回転速度850 rpmにおける実測値に基づいた非線形シミュレーション計算用トルク特性データであり，変動回転数が850±25 rpmの範囲内ではトルクの回転数依存性がない[20]として計算に使用している．線形近似計算における調節棒変位に関するトルクこう配$(\partial T_e/\partial X)_0$の値は，832 rpmの場合，図4に示した直線のこう配19.4 N・m/mm{1.975 kgf・m/mm}を使っている．図5は，平均回転速度832 rpmの非線形計算波形であり，上から負圧，回転速度，トルク，調節棒変位を示す．変動の最初の周期では噴射時期における調節棒変位（短周期波の極小値に近い）はおおよそ

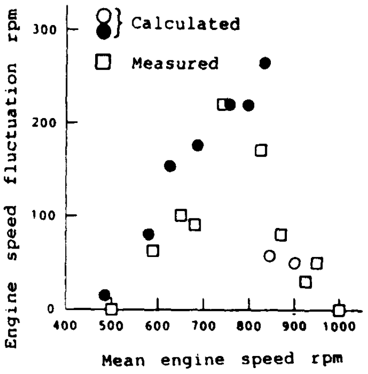

図2 回転速度変動全振幅
($k=221$ N/m, $L=62$ mm)

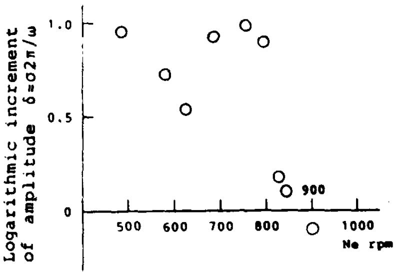

図3 線形近似計算による対数成長率
($k=221$ N/m, $L=62$ mm)

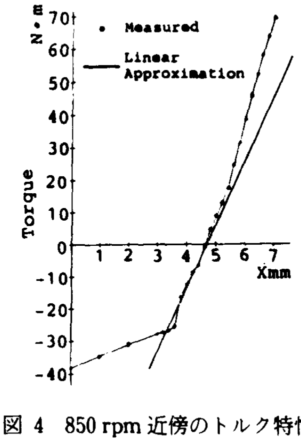

図4 850 rpm近傍のトルク特性

The Japan Society of Mechanical Engineers

4.0 mm と 5.0 mm の間にあり，回転速度は 800 rpm 近傍にある．図 6 は回転数 800 rpm 近傍の（800±25 rpm の範囲内で計算に使用する）トルク特性であり，調節棒変位が 4.0 mm と 5.0 mm の間にあるとき，トルクこう配 $\partial T_e/\partial X[(\partial T_e/\partial X)_0$ の値は 27.0 N･m/mm] は図 4 の 850 rpm の直線のこう配より大きいから，トルクの回転数依存性を無視すると，微小振動は線形計算による成長率より大きい割合で成長する．回転速度 850 rpm 近傍（図 4）においても，調節棒変位がおおよそ 3.8 mm と 4.6 mm の間では直線トルクをよく近似しているが，4.6 mm 以上ではトルクこう配 $\partial T_e/\partial X$ が $(\partial T_e/\partial X)_0$ より大きく，約 3.6 mm 以下では非常に小さくなる．線形近似計算によると，850 rpm 近傍ではトルクこう配 $(\partial T_e/\partial X)_0$ がおおよそ 18 N･m/mm 以上で不安定になる．長周期の変動が大振幅に成長すると，噴射時期における調節棒変位の最小値は 2 mm 近くになり，非常に小さいトルクこう配を含むようになるので振幅は無限に発散しないで一定になる．

3･2　噴射量調節棒の可動域を大きくした場合の低速域における閉ループ挙動　図 2 に示した復原ばね定数 k=221 N/m の場合の計算結果のうち，低速域における計算波形例を図 7 に示す．また，噴射量調節棒の可動域の最大値（ストッパの位置）8.5 mm のみを 9.5 mm に変えて計算した結果が図 8 である．可動域を 9.5 mm（図 8）にすると低速における回転速度変動が大きくなり，リミットサイクル振幅は線形近似計算による振幅の成長率 δ（図 3）と対応するようになる．

平均回転速度 600 rpm 近傍の変動振幅が大きいのに線形近似計算による振幅の成長率 δ（図 3）がやや小さいのは，図 9 に示す 600 rpm 近傍のトルク特性にお

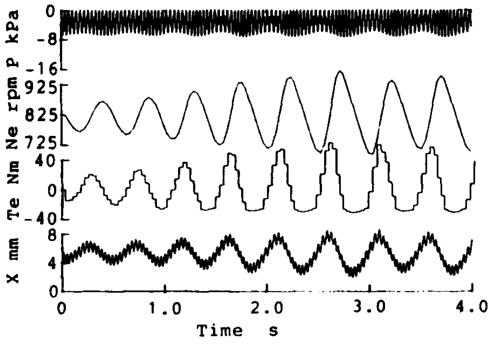

図 5　シミュレーション計算波形
（平均回転速度 832 rpm）

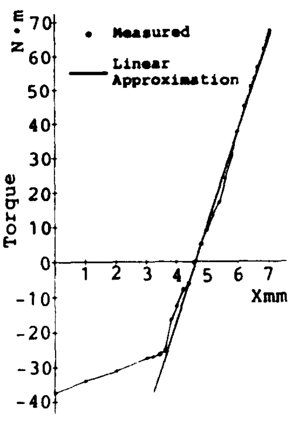

図 6　800 rpm 近傍のトルク特性

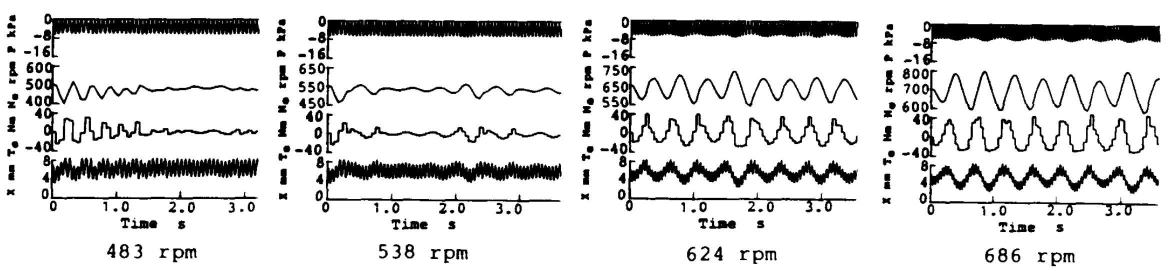

図 7　低速域における計算波形例（k=221 N/m, L=62 mm）

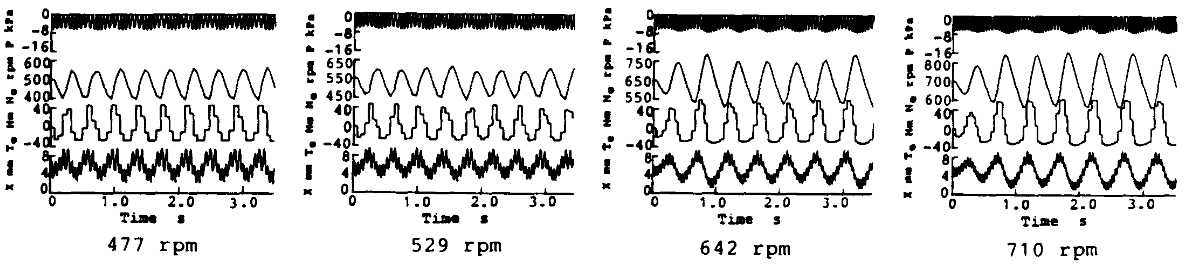

図 8　噴射量調節棒可動域 9.5 mm の場合の計算波形例（k=221 N/m, L=62 mm）

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

いて5.2 mm以上の調節棒変位のときトルクこう配が $(\partial T_e/\partial X)_0=17.6$ N•m/mmより大きく，初期外乱による調節棒の変動が大きいために大振幅になるからである．線形近似計算による600 rpm近傍の $(\partial T_e/\partial X)_0$ に関する安定・不安定限界はおおよそ13 N•m/mmである．

可動域の最大値（ストッパの位置）が8.5 mmの場合は，平均回転数約830 rpmで最大の変動振幅264 rpmを示し，可動域が9.5 mmの場合は平均回転数760 rpmで最大振幅289 rpmを示す．845 rpmでは調節棒はストッパに当たらず，振幅は56 rpmである．

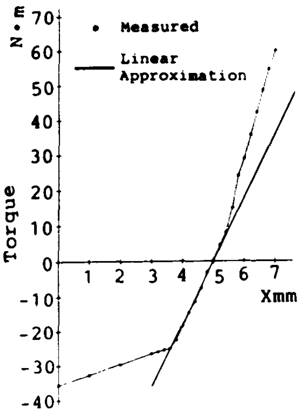

図 9　600 rpm近傍のトルク特性

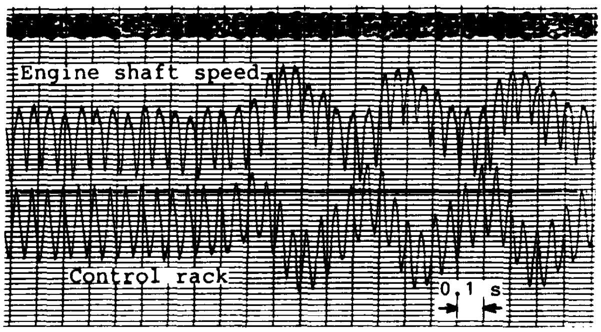

図 10　500 rpmの運転において調節棒の可動域を大きくした場合の測定記録例（k=196 N/m, L=66 mm）

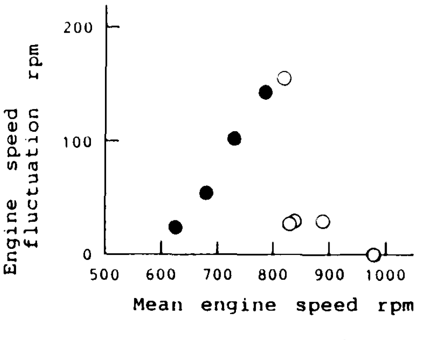

図 11　回転速度変動全振幅計算値（k=294 N/m, L=62 mm）

図10は，ほとんど変動のない約500 rpmの実機運転中に手でストッパの位置を噴射量増大方向に動かし

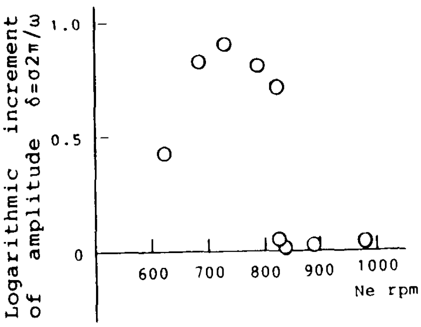

図 12　線形近似計算による対数成長率（k=294 N/m, L=62 mm）

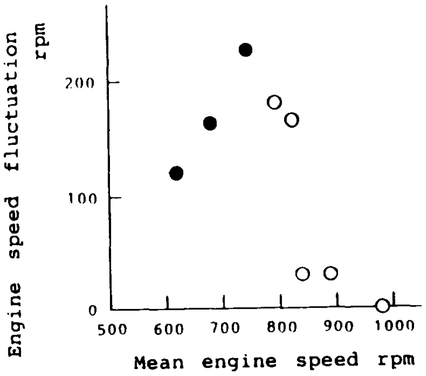

図 13　調節棒可動域9.5 mmの場合の回転速度変動全振幅（k=294 N/m, L=62 mm）

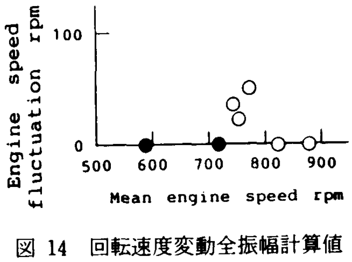

図 14　回転速度変動全振幅計算値（k=392 N/m, L=62 mm）

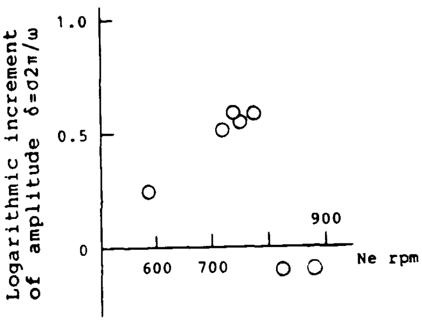

図 15　線形近似計算による対数成長率（k=392 N/m, L=62 mm）

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

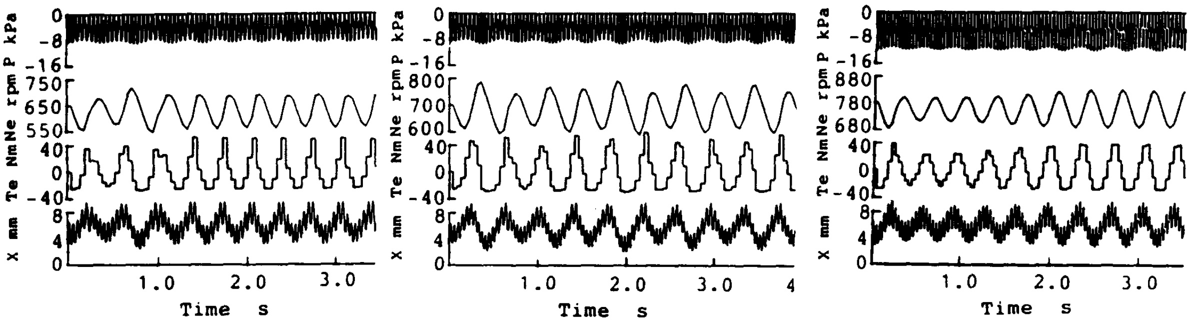

図 16 噴射量調節棒可動域 9.5 mm の場合の計算波形例（k=392 N/m, L=62 mm）

て調節棒の可動域を大きくした場合の測定記録例であり，上からクランク角パルス，瞬時回転速度，調節棒変位である．可動域を大きくするとハンチングがおこる．調節棒復原ばねは，公称ばね定数 196 N/m {0.20 kgf/cm}，ばね自然長 66 mm である．

3・3 調速機系のばね定数を大きくした場合の閉ループ挙動 調速機系の調節棒復原ばね k=294 N/m {0.3 kgf/cm}（ばね自然長 L=62 mm，調節棒可動域 8.5 mm）の場合のシミュレーション計算による回転速度変動振幅を図 11 に示す．平均回転数約 830 rpm で最大振幅 166 rpm を示し，約 840 rpm では小さい振幅 31 rpm を示す．線形計算による対数成長率 δ を図 12 に示す．図 11 の振幅が大きい回転数では図 12 の δ が正（不安定）になっている．平均回転数 600，700 rpm 近傍で回転速度変動振幅が δ の大きさにくらべて小さいのは，調節棒が短周期変動によりストッパに当たっている（図 11 の●印）ためである．調節棒可動域を 9.5 mm にすると振幅計算値は図 13 のようになり，約 750 rpm で最大振幅 228 rpm を示す．

さらにばね定数を大きく与えると（k=392 N/m{0.4 kgf/cm}，L=62 mm，調節棒可動域 8.5 mm）計算結果は図 14 と図 15 のようになる．長周期変動がおこる回転数では δ が正（不安定）になっている．平均回転数 600，700 rpm 近傍で δ が不安定を示している（図 15）のに回転速度変動振幅が小さい（図 14 の●印）のは，調節棒が短周期変動によりストッパに当たっているためである．調節棒可動域を 9.5 mm にすると，低速域における計算波形は図 16 のようになる．平均回転数約 750 rpm において，可動域 8.5 mm の場合は，調節棒の初期変動がストッパのために小さく抑えられたため定常状態ではストッパに当たっていないのに変動がほとんどない．しかし，9.5 mm の場合は調節棒の初期変動が大きく大振幅の振動が持続する．この理由は，トルクの非線形特性により調節棒変位の大きいところでトルクこう配が大きくなるからである．詳細は続報に述べる．

4. 結　論

各シリンダの吸気行程に基づく噴射量調節棒の短周期振動とトルクの非線形特性に注目して，シミュレーション計算と線形近似計算により閉ループ系の挙動を考察した．その内容を要約すると以下のようになる．

（1） 低い回転数において，線形近似計算は不安定を示すのに実験およびシミュレーションではほとんど変動を示さない理由は，調節棒の長周期ハンチング波に重なっている短周期波の極大値が調節棒可動域の最大値を決めるストッパに当たるからである．

（2） 調節棒可動域を広げると上記低速域においてもハンチングがおこることをシミュレーション計算および実験で示した．

（3） 従来，線形理論ではハンチング発生回転速度の下限値を予測できなかったが，調節棒の短周期振動とトルクの非線形特性を考慮すると，線形近似計算による振幅の成長率は低速域においてもリミットサイクル振幅とよく対応する．

（4） 調速機系のばね定数が大きい場合，トルクの非線形特性のために調節棒の初期変動が大きいと大振幅のリミットサイクルに至り，初期変動が小さいと収束して安定を示す場合がある．

文　献

（1） Webb, C. R., *Autom. Eng.*, 47-4(1957), 146.
（2） 高橋，機誌，62-483(1959)，565.
（3） 高橋，機誌，62-484(1959)，755.
（4） 高橋(八田・浅沼編)，内燃機関ハンドブック，(1960)，236，朝倉書店.
（5） 金子，新三菱重工技報，5-3(1963)，27.
（6） 藤平，内燃機関，4-37(1965)，23.
（7） 石丸，自動車技術，19-11(1965)，845.
（8） Welbourn, D. B., ほか2名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*,

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

173-22(1959), 575.
(9) 川副, 機論, **51**-461, B(1985), 404.
(10) 鎌田・ほか3名, 自動車技術論文集, **32**(1986), 53.
(11) 西村・ほか3名, 自動車技術論文集, **27**(1983), 70.
(12) 長谷川, 自動車技術, **37**-9(1983), 986.
(13) 鷲野・西山, 自動車技術論文集, **33**(1986), 41.
(14) 桜井・徳永・高橋, 機論, **53**-492, B(1987), 2672.
(15) 川副, 機論, **51**-462, B(1985), 721.
(16) 川副, 機論, **51**-466, B(1985), 1925.
(17) 川副, 機論, **51**-468, C(1985), 2135.
(18) 川副, 機論, **51**-471, C(1985), 2789.
(19) 川副, 機論, **53**-495, C(1987), 2249.
(20) 川副, 機論, **54**-506, C(1988), 2248.
(21) 川副, 機論, **54**-507, C(1988), 2675.
(22) 川副, 機論, **55**-515, C(1989), 1628.

NII-Electronic Library Service