ディーゼル車両サージの制御*

(第1報, 機関-車両系調速の考え方と新制御方式の提案)

鎌田 実^{*1}, 酒井 宏^{*2}

Control of Surge Phenomenon in Diesel Vehicles (1st Report, Investigation on the Speed Control of Engine-Vehicle System and Proposal of New Control Scheme)

Minoru KAMATA and Hiroshi SAKAI

Due to the poor control characteristics of the speed governing system, it is sometimes very difficult for diesel vehicles to escape such unfavorable phenomena as 'hunting', 'engine speed skip' and 'surge'. Surge is a fore and aft vibration of the vehicle liable to occur especially during low speed cruising. It stems from a torsional vibration of the power train which appears next to impossible to avoid for big size of trucks and busses with the conventional control system where the fuel delivery is governed according to the engine speed alone. The authors made a theoretical investigation on the surge phenomenon, and proposed that the surge could be suppressed by a control scheme in which wheel speed is duly taken into consideration. The new control scheme is applied to an actual engine-vehicle system with the combination of an efficient microcomputer and electronic control governor equipment, and the successful control of surge is demonstrated.

Key Words: Internal Combustion Engine, Speed Control, Diesel Vehicles, Surge, Governor, Torsional Vibration, Simulation, Experiments

1. 緒 言

一般のディーゼル機関では、運転の安定化のためになんらかガバナ(調速機)を有するのが普通であるが、これは燃料噴射ポンプの噴射量調節棒(以下ラックと記す)の位置を一定としても、回転速度の上昇とともに噴射量が増大するという噴射系の持つ特性を打ち消すためのものである。

しかし多くのガバナの制御性能は理想とかけはなれており、またこれに組合わされる制御方式も、燃料噴射系、機関、車両という複雑な制御対象に対しては多くの場合単純にすぎため、一般のディーゼル車両においては、機関ハンチング、回転とび、車両サージといった機関および車両の速度制御の欠陥に起因する運転上の不具合現象からなかなか逃れることができないのが実情である。

このうち機関ハンチングに関しては、昔から主として自動制御の立場から研究が行われており⁽¹⁾、最近ではガバナ・噴射ポンプの単体試験によりその動特性が明らかになり現象の予測が可能になっている⁽²⁾。また

回転とび(双安定⁽³⁾)については後でふれるように、ポンプ-ガバナ系の静的制御特性によって説明できる比較的簡単な現象である。車両サージに関しては、比較的最近ガソリン自動車に対して盛んに研究がなされたが⁽⁴⁾、駆動系部品パラメータに関する考察に終始しており機関の調速には触れられていない。ディーゼル自動車のサージに対しては、静的発生トルク特性が逆特性($dT_E/dN_E > 0$)になるところでサージが発生し、これを正特性にすることで定常サージは抑えられる⁽⁵⁾と報告されているが、ガバナの制御性能が貧弱であると加速サージ(しゃくり、とも言われている)は持続し、運転性の悪化を招くようである。

従来の一一般的な調速方式では、ガバナが運転者の要求である「アクセル位置」と「機関回転速度」とを検知してラック位置制御を行っているが、これでは自動車、特に大形トラック等においては車両慣性モーメントが機関クランク軸系慣性モーメントに比べて大きく、また駆動軸が比較的柔いため機関発生トルクが車両側に円滑に伝わらないでねじり振動が発生しやすい。

本報では、このような機関-車両系の速度制御システムがどうあるべきかについて述べ、その帰着としてガバナへの入力情報として新たに「車速」を加え、駆動

* 昭和62年3月7日 北海道支部第28期総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年4月25日。

^{*1} 正員、東京大学大学院 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

^{*2} 正員、東京大学工学部。

軸の振動状態を検出しながら制御を行う新制御方式を提案する。さらに性能の優れた電気式ガバナアクチュエータとマイクロプロセッサ制御を組合わせ、この方式の有効性を実証する。

2. 記 号

- T_E, τ : 機関発生トルク, 同設定点からの増分 $N \cdot m$
 N_E, N_V : 機関回転速度, 車両回転速度 (クランク軸換算) rpm
 Q, q : 燃料噴射量, 同設定点からの増分 mm^3/st
 R, r : ラック位置, 同設定点からの増分 mm
 N_0 : 目標回転速度 rpm
 Δn : 回転速度偏差 rpm
 T_L : 負荷トルク $N \cdot m$
 T_D, T_1, T_2 : 時定数 s
 ω_n, ζ : ガバナ部固有角振動数 rad/s, 減衰係数比
 K_G : ガバナ制御特性 $= dR/dN_E$ mm/rpm
 K_{rq} : 噴射ポンプ特性 $= dQ/dR$ mm^3/mm
 K_{nq} : 噴射ポンプ特性 $= dQ/dN_E$ mm^3/rpm
 K_{qt} : 噴射量トルク変換特性
 $= dT_E/dQ$ $N \cdot m/mm^3$
 A_c : アクセル位置
 θ_1, θ_2 : 機関側, 車両側回転角変位 rad
 n_1, n_2 : 機関側, 車両側回転速度 (設定点からの増分) rpm
 I_1, I_2 : 機関側, 車両側慣性モーメント kgm^2
 K : 駆動軸ねじりバネ定数 $N \cdot m/rad$
 T^* : 目標トルク $N \cdot m$
 T_s : 駆動軸トルク $= K(\theta_1 - \theta_2)$ $N \cdot m$
 C, A : 制御ゲイン定数 $N \cdot m/rpm$

3. 現在の調速方式とその問題点

3.1 ガバナの種類 現在ディーゼル機関で用いられているガバナはそのほとんどが遠心式ガバナ (メカニカルガバナ) である。作動形式は大きくわけてオールスピード形とミニマムマキシマム形の二つがあるが, いずれも低速域 (機関回転速度約 1000 rpm 以下) においては, フライウエイトの遠心力とバネ力を釣合わせて燃料噴射ポンプのラックの位置決めをして調速を行うものである。スプリングは制御特性や機構的, 空間的制約条件からバネ定数が決定されるが, 燃料噴射ポンプの特性を含めた燃料噴射系の調速性能は満足のいくものとはいえない。

最近では電磁力によって調速を行う電気式ガバナが, 高価格にもかかわらずその付加機能の利点により

次第にその数を増やしている。マイクロプロセッサ制御の電気式ガバナでは, その制御特性が例えばコンピュータのメモリ上にマップ (二次元配列) として記憶でき, それがメカニカルな機構的制約なしに自由に設定できる利点がある。

3.2 調速に関する不具合現象 ディーゼル機関の速度制御系は図 1 に示されるようになっており, これに関する不具合として機関ハンチング, 回転とび, そして車両サージといった現象がある。

3.2.1 機関ハンチング 機関ハンチングは主としてアイドル (無負荷) 時に問題となる機関回転速度の低周波 (2~3 Hz) 規則的変動であり, 昔から研究が数多くなされ, 最近では非線形性を取り入れたモデル化によりシミュレーションが可能になっている⁽²⁾。ここでは問題の本質的理解を容易にするため電気式ガバナ制御のシステムを対象とし, 線形モデルを用い自動制御理論の面から現象の定性的な説明を試みることにする。

図 1 で無負荷として線形化近似をした速度制御系は図 2 のようになる。ここでデジタル制御部における回転速度データ取り込みから目標ラック位置出力までに存在する遅れは, 簡単に時定数 T_D の 1 次遅れで近似している。この閉ループ系の特性方程式を求めると式 (1) となり, この解が特性解として系の安定度, 応答性を決定づけるものであり, 解が複素平面において虚軸より左側に遠ざかるほど系は安定となり, また同じ実部に対して共役解が実軸に近いほど振動成分の減衰が大きくなる。

$$\begin{aligned} \pi T_D I_1 s^4 + \{ \pi I_1 (1 + 2 T_D \zeta \omega_n) - 30 K_{qt} K_{nq} T_D \} s^3 \\ + \{ \pi I_1 (T_D \omega_n^2 + 2 \zeta \omega_n) - 30 K_{qt} K_{nq} (1 \\ + 2 T_D \zeta \omega_n) \} s^2 + \{ \pi I_1 \omega_n^2 - 30 K_{qt} K_{nq} (T_D \omega_n^2 \\ + 2 \zeta \omega_n) \} s + 30 K_G \omega_n^2 K_{rq} K_{qt} - 30 K_{qt} K_{nq} \omega_n^2 = 0 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

図 1 ディーゼル機関の速度制御系

図 2 無負荷時線形化近似した速度制御系

表1に K_G , T_D , K_{η} を変化させた場合の解の変化を示す。これから K_G を大きく、すなわちガバナの静的制御特性のこう配を大きくすると、また1次遅れの時定数を大きくすると解は不安定な方向に向かうことがわかる (いずれも解の実数部は負であるので安定判別によると安定となる)。噴射系の過渡特性⁽²⁾ (過渡状態において定常に比べて異常な噴射量が噴射される特性) を考えることは K_{η} が過渡的に大きくなったものと近似できるが、 K_{η} を約4割増加させると解が不安定な方向に向かい、振動成分である虚数部の増大が目立つ。

ところで実機 (排気量6.4L, 4サイクル6気筒, 直接噴射式) での実験において、速度のサンプリングを1爆発1回とし、遅れの補償をしない場合、 $K_G=0.004$ mm/rpm では安定であり、 $K_G=0.008$ mm/rpm ではハンチングが発生するという結果が得られており、上記の結果と定性的な対応がとれている。

3・2・2 回転とび 回転とびは回転速度を徐々に変化させていった場合に速度がスキップしてしまい回転速度が設定できない領域がある現象である。この現象はディーゼル機関の直接噴射式化に伴う燃料噴射系の高圧化に伴って多発するようになったもので、燃料噴射の形態がいわゆるBゾーン⁽⁶⁾ からCゾーンに変わる所での N - Q 特性の密集域で、 dR/dN_E のこう配の小さいガバナで制御した場合の N - Q 制御特性の「コブ」から説明される。図3の実線は典型的なボッシュA形列形燃料噴射ポンプのラック位置固定の N - Q

特性である。これをメカニカルガバナで制御した場合のアクセル位置固定の N - Q 特性は同図の破線のようになり、コブが生じている (同図丸部)。このコブ領域では、点線のような負荷トルクの場合に点AとCは安定な釣合い点となるが点Bは不安定な釣合い点となる。このような特性のもとでアクセル位置を徐々に増加させていった場合に図4のa-b間で回転速度がスキップすることが理解される。

回転とびに対しては、燃料噴射系の仕様変更により N - Q 特性の密集域を実用域の外に移動させる手段がとられているが、マイクロプロセッサ制御電気式ガバナにおいてはメモリデータの変更により回転とびが目立たないように計画できる⁽⁷⁾。

3・2・3 車両サージ 車両サージは、機関発生トルクが起振源となり駆動軸系にねじり振動が発生し、その結果車両が前後振動する現象である。サージに関しては特にガソリン自動車において排出ガス規制対策が急がれた昭和50年項に問題となり、盛んに研究が行われた。ガソリン機関の場合は排出ガス対策として、空燃比の上昇、EGR、点火時期の遅延等が行われた結果、燃焼が不ぞろいとなりトルク変動が生じ駆動軸系ねじり振動が励起されたもので、多くの研究において燃焼は制御不能として20Hz以下のランダムトルク変動として扱い、駆動系パラメータ解析が主流であった。そこではねじり振動をアクティブに制御して抑えるというのではなく、パラメータ変更によりねじり振動が発生した場合に車両前後加速度への伝達を減少させたり、変動周波数を人間が不快と感ずる領域からはずしたりするものであった。ディーゼル自動車においては前節で述べた燃料噴射系固有の不安定領域 (コブ領域) においてサージが発生する。ディーゼル機関ではガバナにより調速を行っているが、このコブ領域では制御不能なため駆動軸系のねじり振動が励起される。変動周波数はアクスルシャフトをねじりバネ、機

表1 機関単体特性方程式の解

$K_{\eta}=17.5$ (mm³/mm)	$T_D=0.02$ (sec)	$K_G=0.004$ (mm/rpm)	-39.93, -4.410, -76.93±99.18i
		0.008	-20.56±7.741i, -78.54±98.50i
17.5	0.05	0.004	-8.066±2.291i, -76.03±100.3i
		0.008	-7.449±11.72i, -76.85±100.0i
25.0	0.05	0.004	-7.802±7.875i, -76.30±100.2i
		0.008	-6.916±15.79i, -77.18±99.88i

図3 燃料噴射ポンプ N - Q 特性

図4 回転とびの説明

関と車両をそれぞれ大きな慣性モーメントとした1自由度ねじり振動系で近似した固有振動数に近く、その値は1~5 Hz程度である。一般にコブ領域のサージについては回転とびの場合と同様、燃料噴射系の仕様変更により不安定領域の除去が行われているが、中・大形トラック等ではアクスルシャフトが小形車両に比べて相対的に柔なため、加減速時に急激なトルク変動があると駆動軸系ねじり振動が発生し(加速サージあるいはしゃくりといわれる)、ガバナの貧弱な制御性能によりこれが速やかに減衰せず運転性の悪化となるようである。

4. 機関-車両系調速に 要求される事項について

前章で述べたように機関-車両系は二つの大きな慣性円板が比較的柔な軸で結合された系で近似でき、サージはこの系のねじり固有振動とみることができる。本章ではこの系がガバナによってどのように制御されるべきかについて、定常走行の場合を考察し、簡単なシミュレーションを行い、新制御方式を提案する。

4.1 理論的考察 対象とする系は図5に示されるような系で、式(2)、(3)の微分方程式で記述される。

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = T_E - K(\theta_1 - \theta_2) - \alpha_1 \dot{\theta}_1 \quad (2)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = K(\theta_1 - \theta_2) - \alpha_2 \dot{\theta}_2 - T_L \quad (3)$$

簡単化のために負荷トルクは零、機械損失トルクの回転速度変化に伴う変化等は無視する。すなわち式(2)、(3)における損失トルク変化率 $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ (機関回転速度1000 rpm以下の低速での現象を対象としているのでこの仮定は妥当と考えられる)。現実にはサージがいちばん問題となるのはトランスミッション2, 3速の発進、低速走行であるので、以下の計算において慣性モーメント、ねじりバネ定数は実車 (G.V.W.=8000 kg) 3速相当の数値を使用した。

図5の系をブロック線図で表したものを図6に示す。ガバナ制御部での回転速度入力からトルク出力までの遅れは、簡単のため1次遅れで近似した。このブ

ロック線図において特性方程式を求めると式(4)となった。

$$\pi I_1 I_2 T_1 s^4 + \pi I_1 I_2 s^3 + \{\pi(I_1 + I_2) K T_1 + 30 C I_2\} s^2 + \pi(I_1 + I_2) K s + 30 C K = 0 \quad (4)$$

式(4)で安定判別を行うと制御ゲイン C が正(ネガティブフィードバック)であれば安定であるという結果が出た。さらに安定度合を見るため各パラメータの数値を代入して特性方程式の解を求めたところ、表2のようになった。

ガバナにより調速を行うということは、入力トルクを速度偏差に制御ゲインをかけてネガティブフィードバックするという事で、これはねじり振動系においては速度比例減衰項を与えることに相当する。したがって $C=0$ では減衰なしの自由振動であり解は虚軸上に存在し、また C の値が大きくなるにつれて減衰が強くなる。応答遅れの影響については時定数が大きくなるにつれて解は不安定な方向に向かい、かつ虚数部が増大し減衰が弱くなるのがわかる。

そこで遅れの補償として、微分要素を付加して制御部の伝達関数を $C(T_2 s + 1)/(T_1 s + 1)$ とした場合について特性解を求めた。結果を表3に示す。これから遅れが存在していても適当な微分項の付加により補償が可能ながわかる。

4.2 シミュレーション 前項ではパラメータ変化に対する特性解の配置の変化を検討したが、さらに現実のサージねじり振動と制御パラメータの対応を明確にするためシミュレーションを行った。初期条件として、なんらかの外乱によりねじり振動が発生したことを想定し、二つの慣性モーメント間に角速度初期偏差を与え、制御による減衰の度合を見るものである。

図5 機関-車両系等価モデル

図6 機関-車両系速度制御ブロック線図

具体的には回転速度の設定値を 750 rpm, $t=0$ で $N_g = 750 + 100 = 850$ rpm, $N_v = 750 - 100 * I_1/I_2 = 728$ rpm, $T_s=0$ とし, 式(2), (3)をルンゲクッタ法で解いた。実際の系では燃焼は間欠的であり, 爆発1次のトルク変動はかなり大きい, この変動周波数がサージ周波数の約 10 倍とかけはなれているため, この計

算では爆発1次のトルク変動は無視し, トルクは連続的に変化するものとしている。結果を図7~10に示すが, 前項で述べたように C の値が小さいほど, また T_1 の値が大きいほど減衰の度合いが悪くなるのがわかる。

4.3 新制御方式の提案と実際システムへの適用

表 2 機関-車両系特性方程式の解(1)

	$T_1=0(\text{sec})$	0.01	0.05	0.1
$C=0(\text{Nm/rpm})$	$0, \pm 15.22i$			
0.098 (0.01kgf/m/rpm)	-0.1471 $-0.3345 \pm 15.21i$	$-99.19, -0.1473$ $-0.330 \pm 15.26i$	$-19.42, -0.1482$ $-0.2151 \pm 15.38i$	$-9.649, -0.1493$ $-0.1009 \pm 15.37i$
0.49 (0.05)	-0.7432 $-1.669 \pm 15.05i$	$-95.83, -0.7490$ $-1.712 \pm 15.31i$	$-16.95, -0.7738$ $-1.140 \pm 16.08i$	$-8.185, -0.8104$ $-0.5025 \pm 16.02i$
1.96 (0.2)	-3.680 $-6.322 \pm 12.05i$	$-80.23, -3.934$ $-7.916 \pm 12.38i$	$-5.065 \pm 2.513i$ $-4.935 \pm 20.04i$	$-3.187 \pm 3.029i$ $-1.813 \pm 18.69i$
4.9 (0.5)	-35.65 $-2.579 \pm 6.413i$	$-47.51 \pm 39.21i$ $-2.490 \pm 6.220i$	$-7.846 \pm 29.71i$ $-2.154 \pm 5.607i$	$-3.186 \pm 24.03i$ $-1.814 \pm 5.069i$

表 3 機関-車両系特性方程式の解(2)

	$T_1=0.05(\text{sec})$ $T_2=0.04(\text{sec})$	$T_1=0.05$ $T_2=0.06$	$T_1=0.05$ $T_2=0.1$	$T_1=0.1$ $T_2=0.11$
$C=0.098(\text{Nm/rpm})$ (0.01kgf/m/rpm)	$-19.88, -0.1473$ $-0.3114 \pm 15.25i$	$-20.12, -0.1469$ $-0.3573 \pm 15.18i$	$-20.60, -0.146$ $-0.4448 \pm 15.04i$	$-10.04, -0.1469$ $-0.3573 \pm 15.20i$
0.49 (0.05)	$-19.34, -0.7491$ $-1.585 \pm 15.25i$	$-20.67, -0.7374$ $-1.742 \pm 14.84i$	$-23.28, -0.7445$ $-2.068 \pm 13.87i$	$-10.21, -0.7372$ $-1.769 \pm 14.93i$
1.96 (0.2)	$-14.78, -3.992$ $-7.143 \pm 13.41i$	$-25.16, -3.443$ $-5.492 \pm 11.27i$	$-42.69, -2.830$ $-3.565 \pm 10.00i$	$-12.50, -3.390$ $-6.033 \pm 11.15i$
4.9 (0.5)	$-23.78 \pm 13.99i$ $-2.539 \pm 6.187i$	$-50.61, -13.24$ $-2.560 \pm 6.654i$	$-91.03, 6.493$ $-2.046 \pm 7.310i$	$-41.73, -8.179$ $-2.489 \pm 6.610i$

図 7 シミュレーション(1)
($T_1=0$ s, C の変化に対する応答の変化)

図 9 シミュレーション(3)
($C=4.9$ N·m/rpm, T_1 の変化に対する応答の変化)

図 8 シミュレーション(2)
($C=0.49$ N·m/rpm, T_1 の変化に対する応答の変化)

図 10 シミュレーション(4)
($C=0.49$ N·m/rpm, 微分補償の効果)

従来の調速方式ではフィードバックの制御ゲイン C の値は、アイドル回転速度領域で $0.392 \sim 0.784 \text{ N} \cdot \text{m/rpm}$ ($0.04 \sim 0.08 \text{ kgf m/rpm}$) 程度、サージが発生する $N-Q$ 特性の密集域では $0 \sim 0.2$ あるいは負の値にもなりうる。 $C=0.49 \text{ N} \cdot \text{m/rpm}$ (0.05 kgf m/rpm) で遅れなしの制御においても、前項のような初期条件を与えた場合に振動が収束するまで約2秒もかかり、実車においては運転性の悪化は免れない。ちなみに $C=0.49 \text{ N} \cdot \text{m/rpm}$ の場合この系における減衰係数比を求めてみると $\zeta=0.0157$ となり、減衰力がはなはだしく不足している。そこで C の絶対値を大きくすることにより減衰を早めることが可能であるが、実際の系においては次のような問題点がある。メカニカルガバナでは、与えられたリンク機構において $|dR/dN_E|$ を大きくするにはスプリングのバネ定数を低下させなければならず、これでは固有振動数が低下し応答遅れが増大し、機関の安定性をかえって損ねる。応答性を確保しながら $|dR/dN_E|$ の値を大きくするには、リンク機構のレバー比変更、あるいは推力増大のためにフライウェイトの大形化が必要となるが限られたスペースなどの制約がある。噴射ポンプのプランジャのリードの変更も、他とのマッチングの点で必ずしも実用的な対策とはならない。電気式ガバナでは、 $|dR/dN_E|$ の値はメモリ上のデータを変更することにより変えられるが、速度の取り込みから演算・目標ラック位置出力そしてラックの応答までに有限時間の遅れが存在するため、この値を大きくすると機関の回転速度安定性が悪くなりハンチングしやすくなる。

サージを抑制するということは、機関側の速度を安定化させるということよりもむしろ駆動軸のねじり振動を速やかに減衰させるということ、すなわち駆動軸トルクを一定値に収束させるということである。したがって定常状態においては駆動軸トルクの時間微分値を零にするような制御が考えられる。この時間微分値は機関回転速度 N_E と車両側回転速度 N_V (トランスミッションで減速時クラック軸換算値) の差に比例しており、これらを検出して $N_E - N_V$ を求め制御入力とするものである。(図6において破線部を付加する) サージが発生している時には、機関回転速度と車両側回転速度とは平均値は等しいものの、両者はそのまわりに逆相で変動している。したがって $N_E - N_V$ (図6においては $n_1 - n_2$) は N_E の設定点からの増分 n_1 を増幅させたものになり、制御部の $C(n_1 + A(n_1 - n_2))$ は、従来の制御方式で制御ゲインが大きくなったことに相当する。この車速を取り入れた制御方式を新制御方式と呼ぶことにする。この方式においては、 $|dR/dN_E|$ の

値を大きくすると機関がハンチングしやすくなるので、これは小さめの値として機関を安定させるように制御ゲイン C 設定し、サージに対しては N_E, N_V を検出して $-A(N_E - N_V)$ の項を目標噴射量 (あるいはラック位置) に付加してやり、 A の値を大きくすることにより速やかに振動を減衰させることが可能である。振動がおさまれば $N_E - N_V = 0$ となりこの項はなくなり、従来の制御方式と同等になる。

5. 実 験

前章に述べた車速を検出する新制御方式の有効性を実証するため実験を行った。

5.1 実験装置 実験に際して、図11に示すような実車を模擬できるサージベンチを作製した。サージの振動に関しては、既述のように1自由度ねじり振動系で近似できるため、機関と慣性円板との間を細い軸でつないだ構成とした。このベンチにおいてメカニカルガバナ付き噴射ポンプを搭載した場合のサージの発生状況を実車での状況と比較したものを表4に示す。これから本ベンチで実車を十分模擬できることがわかる。

ガバナアクチュエータには、DCリニアモータを用いた応答性のよいアクチュエータ [ディーゼル機器(株)製RED 3形] を、制御演算には市販のパーソナルコンピュータ (CPUは8086) を用いた。回転速度の検出は、電磁ピックアップでパルス拾い、F/V変換しさらに

表4 サージ発生状況の比較

Gear Pos.	Vehicle Test		Bench Test	
	Frequency Fluctuation (Hz)	Range of N_E (rpm)	Frequency Fluctuation (Hz)	Range of N_E (rpm)
2	1.5	550~700	1.4	650~750
3	2.0	600~750	2.0	600~750
4	3.2	650~750	3.0	630~750
5	3.7	750~850	3.5	700~800

図11 実験装置概要

図 12 実験結果の例

A/D 変換してコンピュータに取り込む方式とした。

5・2 実験方法および結果 実験はトランスミッション3速で定常サージを起こした状態において、モードスイッチ切り換えにより車両側回転速度を用いた制御を始め、回転速度変動の減衰の度合を見るものとした。まず速度の取り込みは1爆発1回とし遅れの補償をせずに、制御開始後の制御ゲイン $CA=0.49 \text{ N}\cdot\text{m/rpm}$ (0.05 kgf m/rpm) 相当についての実験を行った。図12に結果を示すが、制御開始後変動が減衰していくのがわかる。さらに適正なゲインの選択および遅れの補償により減衰を早めることが可能と思われる。

6. 結 論

本報で得られたことを要約すると以下のようになる。

ディーゼル機関の調速に関する問題点について考察した。機関ハンチングに対してはガバナの静的制御特性のこう配を小さくしたほうが安定であるが、回転とび、車両サージに対しては逆の効果となる。

続いて機関-車両系の調速に関して、系を簡単なモデルに置き換え理論解析を行った。その結果上記ガバナの静的制御特性は、サージのような駆動系ねじり振動において速度比例減衰係数に相当しこれとかなり大きくしなければ減衰力はなほだしく不足した振動系になることがわかった。

そこで機関ハンチングと車両サージを同時に抑制す

る手法として、ガバナの制御入力に車速を取り入れる新制御方式を考案した。

さらに上記方式を実機に適用したところ、定常サージ抑制に対しその効果が確認された。

第2報では新しい制御方式の理論的検討及び加速等過渡状態への適用について述べる。

本研究を行うにあたり、ディーゼル機器(株)、日本電装(株)、日野自動車工業(株)の各位に実験装置の提供、有益な助言をいただいたことに感謝申し上げる。

付 録

本論文に用いた数値の説明

K_G : 標準的な仕様 $N_e 100 \text{ rpm}$ あたり $R 0.5 \text{ mm} \rightarrow 0.005 \text{ mm/rpm}$

ω_n : 125.7 rad/s ガバナ単体周波数応答実験による

ζ : 0.6 ガバナ単体周波数応答実験による

K_{rq} : $17.5 \text{ mm}^3/\text{mm}$ 供試噴射ポンプ仕様 (アイドル域)

K_{nq} : $0.03 \text{ mm}^3/\text{rpm}$ 供試噴射ポンプ仕様 (アイドル域)

K_{qt} : $8.043 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{mm}^3$ ($0.8202 \text{ kgf m}/\text{mm}^3$) 供試機関仕様 (アイドル域)

I_1 : 0.8716 kgm^2 (0.08888 kgf ms^2) (機関単体), 1.147 (0.117) (機関+トランスミッション)

I_2 : 5.221 kgm^2 (0.5324 kgf ms^2) (実験ベンチ仕様, 実車3速相当)

K : $217.9 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ($22.22 \text{ kgf m}/\text{rad}$) (実験ベンチ仕様, 実車3速相当)

C : 標準的な仕様 ($K_G K_{rq} - K_{nq}$) $K_{qt} = 0.49 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rpm}$ ($0.05 \text{ kgf m}/\text{rpm}$)

文 献

- (1) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭40), 845.
- (2) 鎌田・ほか3名, 自技論, 32 (昭61), 53.
- (3) 葛岡・酒井, 機講論, No. 800-13 (昭55-8), 207.
- (4) 今泉・黒田・田坂, 自技講論, 781 (昭53), 141.
- (5) Yonekawa, T., ほか3名, SAE paper, 840257, (1984).
- (6) 鈴木・ほか3名, 機論, 47-424, B (昭56), 2358.
- (7) Nishizawa, K., ほか2名, SAE paper, 860144, (1986).

討 論

〔質問〕 渡 部 陽 (いすゞ自動車(株))

図 11 では電気ガバナ装着となっているが、メカニカルガバナを用いて DC リニアモータで制御したのか。電気ガバナをベースにしたのか伺いたい。

メカニカルガバナにフィードバックをかけてサージを抑えられれば興味深い。遅いアクチュエータを仮定し計算した場合どのようなになるか。

また電子ガバナまで使えば Q 特性の制御のみで車両のサージは対応可能である。車速まで入力する制御を行うにはサージ防止以外にも新たな付加価値が欲しい。

〔回答〕 サージの制御の実験は、2655 ページ左欄 2 行め、2659 ページ左欄下 4 行めに記した通りディーゼル機器(株)製 RED III 形電気ガバナのアクチュエータと駆動回路を使用している。ただしサージベンチの有効性を確認する実験のみ、実車データと比較する必要性から、メカニカルガバナ付きの噴射ポンプを用いた。誤解を招きやすい表現であったことをおわびする。

メカニカルガバナに車速のフィードバックをかけることも不可能ではないが、相当の困難が予想される。(例えば車速で回転するフライウエイトをガバナに付け、遠心力の釣合いでラックを制御することが考えられるが、機関部に車速すなわち車輪の回転速度を伝えるのは難しい)。電子制御を用いれば、容易に実施できる。

電気式ガバナの採用だけではサージ抑制は容易でなく、燃料噴射系の改良 (いわゆるこぶ領域の除去)、制御ソフトの改良 (応答遅れの補償など) などを伴って定常サージは目立たない程度に抑えられている。ここでは特に燃料噴射系の仕様変更を行わずに、新しい制御ロジックを導入することによって、有効なサージ抑制を考えた。また電子ガバナシステムを用いた車両でも、急発進など過渡状態ではねじり振動の発生は免れず、その速やかな減衰が望まれる。そのような状況での新制御方式の有効性については、第 2 報で述べる予定である。さらに「サージ防止以外の新たな付加価値」としては、調速概念の見直しによる運転性の向上を狙ったシステムを紹介する予定である。

〔質問〕 川 副 嘉 彦 (埼玉工業大学)

機関ハンチングと車両サージを同時に抑制する新制御法を提案し、実験によりその有効性を実証されたことに敬意を表するとともに大変興味深く拝見した。ハンチングとサージに関して以下の点についてご教示願

いたい。

(1) 実機 ($K_G=0.008$ mm/rpm) においてはハンチングが発生するのに対して、表 1 の線形計算結果によると K_G , T_D , K_{η} を大きくしてもハンチングに対応する複素数解の実部は正にならず、初期外乱は平衡点に収束することになる。実験と計算結果の差異が定性的にも大きいように思うが、その理由あるいは著者のお考えをお示し願いたい。

(2) 定常サージについて

(i) ガバナ・機関・車両系の平衡点が動的に不安定なために微小変動がリミットサイクルに成長し、周期的な変動が持続する状態を定常サージと考えてよいのか。

(ii) その場合、線形理論では初期外乱は発散するはずであるが、4.1 節の理論および表 2 の計算結果によると C および T_1 の値を大きくとっても外乱は減衰し、定常サージは発生しないことになるように思う。理論と現実の差異の原因についてお考えがあればお示し願いたい。また実験においてサージが発生する場合の諸定数の値を示してほしい。

(3) 2657 ページ右欄 15~18 行めの記述と表 2 に関連して

(i) 表 2 によると $C=1.96$ の場合が動的には最も安定であり、 C の値がそれ以上大きくなると ($C=4.9$) 不安定化の傾向を示すように思う。 C の値が大きいことは必ずしもねじり振動系の減衰項が大きいことにはならないのではないか。

(ii) 時定数 T_1 が増大しても虚数部の値は必ずしも増大しないように思う。むしろ周波数は下がるように思うがどうか。

〔回答〕 (1) ディーゼル機関の速度制御系を単純な線形式で記述し、現象の発生予測をしたものは過去になく、文献(2)にあるような複雑な非線形モデルを用いて初めて予測が可能になっている。ここにおける検討は、このように複雑な系においてガバナの静的制御特性および応答性能が、系の特性にどのように作用するかをみるため系を単純化して扱ったものであり、理論考察の結果が直接現象に結びつくものではない。現象の発生限界などをみるには、あくまでも特性を正確に記述したモデルを作成することが必要であると考え。

(2) (i) 定常サージは文献(付1)にあるようにいくつかの場合に分けられるが、常用域でいちばん問

題となるのは燃料噴射ポンプの特性による「こぶ」領域 (本文 3・2・2 項参照) におけるものである。この領域では平衡点が不安定で、機関発生トルクが駆動軸ねじり振動に対し負性抵抗として作用し、定常サージが発生する。

(ii) 上記領域で定常サージが発生するが、この不安定領域は部分的なものであり、その外の領域では機関発生トルクは静的には減衰トルクとして作用するため、振動は発散せずにリミットサイクルを構成する。このように実系では制御ゲイン C の値が場所によって変化しており (場合によっては負にもなる)。またガバナの応答性能によっても発生トルクが変化し、非線形性が強い。このため理論考察ではいくつかの場合について計算を行った。本文中には記載していないが、 C が負の値のときには正の特性解が存在し、実系の状況と通じる。なおサージが発生する場合の諸定数については、付録の値と図 3 の破線 (ガバナ制御 N - Q 特性線) から理解できるので、それらを参照されたい。

(3) (i) ご指摘のとおり従来からの制御方式においては機関回転速度のみをフィードバックするもので、厳密にはねじり振動における減衰項ではない。ただし定常サージにおいて二つの慣性体が逆相で振動していれば、 $n_1 \propto -n_2$ となるので減衰項と近似できるため、本文中では「減衰項に相当する」と述べた。しかし制御ゲインが大きくなるとこの近似はできなくなり、 C の値の増加が必ずしも減衰項の増加に結びつかなくなる。

(ii) 時定数が増大するにつれて虚数部の値はある所を境に小さくなるが、実数部と虚数部の値の比は T_1 の増大につれて大きくなり、減衰の度合は悪化する。

る。

〔質問〕 伊藤 昇 平 [日本電装(株)]

(1) 2657 ページにおいて、機関-車両系のモデルを一自由度系として取扱っておられるが、実際のサージ現象における検証を行っておられるか。

(2) 図 11 のサージベンチでは、走行抵抗等の負荷はどのように与えているのか具体的にお教え願いたい。

〔回答〕 (1) サージは本質的に駆動軸のねじり一節振動であり、一自由度ねじり振動系として車両を扱った例は多い。本文中文献(4)、(5)はそれぞれガソリン乗用車、小形ディーゼルトラックを対象とした研究であり、いずれも一自由度モデルを用いている。サージによる運転席の振動を考えるには、懸架系の特性なども考慮する必要があるが、ここでは機関の調速特性とサージの発生、振動の減衰の関係を対象としているので、このようなモデルで近似して構わないと考えられる。表 4 の結果もこの考えの裏付けとなる。なお、実車による実験とサージの解析は、文献(付1)を参照されたい。

(2) 今回のサージベンチは負荷を積極的に与える構造になっておらず、2 個の変速機の歯車部、慣性円板の軸受部での損失 (負荷) がある程度存在するぐらいである。これはサージ現象が比較的低負荷で発生することによる。登坂時などを想定する場合には、慣性円板のところに動力計を付け、負荷を吸収する必要がある。

(付1) 鎌田・ほか 2 名, 第 6 回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, (昭 62), 185.