ディーゼル車両サージの制御*

(第3報, オブザーバによる軸トルクの検出と新しい調速システム)

鎌 田 実^{*1}

Control of Surge Phenomenon in Diesel Vehicles (3rd Report, Detection of the Shaft Torque by an Observer and Proposal of a New Speed Control System)

Minoru KAMATA

In the preceding report was shown the effectiveness of the new control scheme in which wheel speed is detected to suppress the power-train's torsional vibration called 'surge'. However, the time lag compensation method used therewith was a little too poor to confirm its general efficiency. In the present work was contrived a new lag compensation method in which the shaft torque is taken into consideration, and it is shown that the shaft torque could be indirectly detected through an observer based on the state equation of the engine-vehicle system. An analog circuit observer makes the shaft torque measurement quite successful. Finally is proposed a new speed-control system which is particular to the control of torsional vibration and not that of rotation speed. The new system is expected to improve the driveability of a diesel vehicle since the driver's command directly corresponds to the engine output torque. Engine tests demonstrated the validity of the new lag compensation, as well as the effectiveness of the new system.

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

1. 緒 言

ディーゼル機関において、その回転速度が安定せずに変動する現象がよく知られている。このうちいわゆるハンチングに代表される無負荷時の回転速度変動⁽¹⁾⁽²⁾のほかに、自動車の場合には機関に加え駆動系を含めた車両全体の振動現象としてサージ現象⁽³⁾がしばしば問題となる。いずれも機関の調速が的確に行われない状況で起こる現象であるが、サージの場合にはそうした状況下で駆動軸系のねじり固有振動が励起されたものと考えられる。

本研究は、この車両サージを積極的に制御する調速システムの開発に関するものである。

第1報⁽⁴⁾においては、機関-車両系の調速に関して考察し、その帰結として図1に示されるようなガバナの制御入力に「車速」を加え、駆動軸系ねじり振動を抑えるように制御する新しい制御方式を提案し、その簡単な適用例を示した。

続いて第2報⁽⁵⁾では、この新制御方式の理論考察を行ってその有効性を示し、パラメータ変化の影響を実

機実験により確認し、さらに過渡状態へ適用した場合の効果について検討した。

本報では、まず第2報において問題点として取り上げられた制御系の遅れに対する補償（以下遅れ補償と記す）手法について考察し、軸トルク検出による的確な補償が可能であることを示し、そしてオブザーバを構成することによりこの軸トルクが間接的に精度良く検出できることを示す。ついで加速等過渡状態の調速法について再検討し、上記のサージ制御システムの発展として新しい構想に基づくディーゼル自動車の調速システムについて論ずる。

2. 記 号

T_E, T_E^* : 機関発生トルク, 同算出値 $N \cdot m$

T_L, T_L^* : 負荷トルク, 同算出値 $N \cdot m$

図1 機関-車両速度制御系ブロック線図(破線部が新制御方式)

* 昭和63年4月1日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年2月17日。

*1 正員、東京大学大学院 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

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 : 燃料噴射量 mm^3/st
 R : ラック位置 mm
 T_1, T_2 : 時定数 s
 θ_1, θ_2 : 機関側, 車両側角変位 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 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
 K : 駆動軸ねじりばね定数 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
 $T_s, \hat{T}_s$: 駆動軸トルク $= [K(\theta_1 - \theta_2)]$, 同推定値 $\text{N}\cdot\text{m}$
 C, A : 制御ゲイン定数 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rpm}$
 A_c : アクセル位置
 Q_{base} : アクセル位置に対応する燃料噴射量 mm^3
 $\bar{N}_V$: 運転者の設定する車両回転速度 rpm

3. 遅れ補償手法の再検討

対象とするデジタル制御電気式ガバナを用いる速度制御系では, 離散値化と間欠的な機関のトルク発生に基づく遅れとガバナアクチュエータの応答遅れが存在する。

図2 単純な微分予測による予測誤差

在する。前者は機関に固有のものであるが, 後者については性能の良いアクチュエータを採用することにより改善可能である。供試機関の場合, 4サイクル直列6気筒なのでクランク軸1回転に3回の燃焼, すなわち機関回転速度 600 rpm では約 33 ms ほどのトルク発生となる。前報までは, 系を連続系として扱い, このような遅れを一次遅れで近似して極配置を議論し, 適当な微分要素の付加により遅れ補償が充分可能なことを示し, 実機実験においては時系列における過去の速度データ [サンプリングは1爆発2回 (クランク角 60° ごと) とし, それらの平均をとったもの] から回転速度の微係数を算出し, 次回の噴射時における値を算出して1爆発1回の制御演算に用いていた。ところがこの方式では図2に示すように回転速度変動一周期中のサンプリング個数が少なくなると, 変動の極大 (小) 付近で特に予測値が実際の値とかけはなれ, ラック変動を不用意に増大させることになり, 結果としてサージは抑制されるものの, サージ固有の変動周期よりも周期の短い回転速度変動が持続するようになった。

速度サンプリングの間隔を短くすればよさそうにも思われるが, 前述のように機関における噴射-爆発によるトルク発生は間欠的であり, またそのトルク変動によるトルク発生ごとのより細かい機関回転速度変動が無視できるほどには小さくないため, そのような方法ではかえって不安定の原因となる。そこで系の運動方程式に今一度立ち戻って次回の噴射時の機関回転速度を精度良く求めることを考える。対象とする系は第1, 2報で扱ったものと同じで, 機関および車両をそれぞれ一つの慣性体とし, その間を駆動軸で結合した一自由度の機関-車両系等価モデルで, その運動方程式は式(1), (2)となる。ここで速度に比例する減衰項は小さいので無視している。

図3 加速シミュレーション結果

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = T_E - T_S \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = T_S - T_L \quad \dots\dots\dots (2)$$

式(1), (2)を離散化して i 時点(現時点)から $i+1$ 時点(次の噴射時, 供試機関ではクランク角 120° 後)までの間を考えると式(3), (4)となる。

$$N_{Ei+1} = N_{Ei} + (30/\pi I_1)(T_E - T_S)\Delta t \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$N_{Vi+1} = N_{Vi} + (30/\pi I_2)(T_S - T_L)\Delta t \quad \dots\dots\dots (4)$$

T_S は θ_1, θ_2 の関数であるが, これを Δt 間一定と近似すると, 現時点の軸トルクが検出できれば次の噴射時の回転速度は式(3), (4)により計算で求められる。実際には T_S の変化による誤差が存在するが, それでも前報の方式に比べると予測精度は相当向上すると考えられる。図3は前報の加速実験と同様な条件を与えた場合のシミュレーション結果であるが, 軸トルクを用いたこの遅れ補償手法を採用するとラックの不用意な変動が除かれ, 滑らかな加速が得られるのがわかる。

ところでこの T_S を実際に検出する方法を考えると, ねじれ角を計測する方法, 軸にひずみゲージをはってスリップリングあるいはテレメータで計測する方法などがあげられるが, いずれも装置などが大がかりとなるため, このような直接検出法は特に実用を見越して実車に適用するのは不相当と考えられる。

ついでねじれ角を間接的に検出する方法を考える。ねじれ角は軸の両端の角速度差の積分値であるので, 新制御方式により機関側および車両側回転速度双方を検出していれば容易に積分でき, 軸トルクを求めることができそうであるが, 積分開始時の初期条件設定に問題があって簡単ではない。

この点を解決するために, 現代制御理論の考え方を導入することにする。すなわち系全体を状態方程式で表し, オブザーバにより検出不能状態変数として軸トルクを推定することとし, これを4章で扱うことにする。

4. オブザーバによる軸トルクの検出

機関-車両系を一自由度等価モデルで考えた場合, 系の運動方程式は先の式(1), (2)で表される。この式を状態方程式化することを考え, 状態変数として $x = (x_1, x_2, x_3)^T = (\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \theta_1 - \theta_2)^T$ を選び, そして系への入力 $u = (T_E, T_L)^T$, 出力 $y = (x_1, x_2)^T$ とすると, 状態方程式, 出力方程式は式(5), (6)となる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + Bu \quad \dots\dots\dots (5)$$

図4 機関-車両系オブザーバ

図5 低次元オブザーバ

図6 オブザーバアナログ回路

図7 実験装置全体構成

$$y = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (6)$$

ただし

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -k/I_1 \\ 0 & 0 & k/I_2 \\ 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1/I_1 & 0 \\ 0 & -1/I_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

このように系を状態方程式で表したときに、図4に示すようなオブザーバを構成すれば、内部変数で検出できない x_3 が推定でき、これから軸トルクが間接的に求められる。現在の場合、状態変数のうち二つ (x_1 , x_2) は実系から直接検出できるので、それを利用すればこのオブザーバは図5に示すような比較的単純な低次元オブザーバとすることができる⁽⁶⁾。このオブザーバはマイクロプロセッサで構成することも可能であるが、演算時間の問題を考慮しここでは図6に示すオペアンプ (演算増幅器) 5個のアナログ回路によって構成した。またフィードバックゲイン K_R は0.5 s以内に推定値が真値に収束するようにした。

図7はオブザーバを含んだ実験装置の全体構成である。 T_E は燃料噴射量のコンピュータ内部データから算出し、 T_L は式(3)、(4)から T_S を消去したものから算出し、零次ホールドとしてD-A変換した後オブザーバ回路に入力される。

図8にオブザーバの動作確認実験の結果を示す。これは新制御方式において制御ゲイン A , C を小さな値として定常サージ、加速サージを意図的に起こさせた

場合であって、オブザーバの出力を制御には用いていない。図8中の T_S の欄がオブザーバ出力であるが、その波形を見ると、細かい変動分を除き、サージに伴う駆動軸トルク変動を的確に表しているものと判断される。なおこの細かい変動分は、機関の爆発トルク変動による機関側回転速度変動の影響が回路内の可変抵抗調整誤差により拡大されて信号に現れてきたものと考えられ、特定クランク角でサンプリングすることにより除去できる成分である。

5章において、こうして検出された軸トルクを制御に用いた実験について述べる。

5. 新しい調速システム

5.1 制御ゲイン C , A の組合せの再考 サージを抑制し、優れた運転性を示す調速システムを開発するに当たっては次の2点を考える必要がある。

(1) サージねじり振動が発生した場合にこれを速やかに減衰させる特性。

(2) サージねじり振動の発生を抑える特性。

この2点のうち(1)に対しては新制御方式の導入によりねじり振動を速やかに減衰させられることは、前報の定常サージ抑制の項で示したとおりである。また(2)に対しては前報の加速サージ抑制の項で述べたように、制御ゲイン C を増大させると加速始めに発生トルクが大きくなってねじり振動が発生しやすくなり、加速がきこえないものとなりやすい。これらのことを考慮しながら、本節では加速状況を想定して制御ゲイン C , A の値の組合せの見直しを行う。

まず制御ゲイン C の大きさによる加速時の機関発生トルクの時間経過形状の差が、ねじり振動の発生に

(a) 定常サージ

(b) 加速サージ

図8 オブザーバの動作確認実験結果

どのような影響を及ぼすかについてシミュレーションを行い考察する。シミュレーションは機関-車両系等価一自由度モデルを用い、回転速度が 500 rpm 定常状態から 2 s で約 900 rpm へ加速することを想定した。比較を容易にするために、すべて連続系として扱い、機関発生トルクは機関回転速度に依存する項を無視し、その時間経過を制御ゲイン C による制御に相当するようにした。また応答遅れはないものとし ($T_1=0$)、機関発生トルクの時間経過と制御ゲイン A による加速状況の違いを見るものとした。

図 9 にそのシミュレーション結果を示す。図 9 a は機関発生トルクの時間形状が $C=1.0 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rpm}$ (従来制御方式において実用的な値よりやや大きめ) に相当するものであるが、加速始めに機関回転速度のかなり大きな変動が見られる。図に示したような制御系に回答遅れがない場合には、制御ゲイン A を大きめに設定してやることによりねじり振動を速やかに減衰させることが可能である。図 9 b はトルクの時間経過こう配を多少緩やかにしたもの ($C=0.5 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rpm}$ 相当) であるが、加速始めの発生トルクが小さいねじり振動の発生が抑えられており、さらに図 9 c の $C=0$ に相当する場合はよりいっそう過渡振動の発生を抑制できることがわかる。

したがって制御ゲイン C を小さくするにつれて、上記 (2) の特性の点で有利となる。その極限としての $C=0$ の場合については、5・2 節において検討することにする。

一方制御ゲイン A に関しては、図 9 の結果が示すごとく、制御系の遅れがないかあるいはその補償が充分行われている場合にはこの値は大きいほうが望ましいのであるが、遅れが存在する場合には、これを大きくすると多かれ少なかれラックの動きが大きくなりや

すく、その結果として噴射系の過渡特性⁽²⁾の影響が出やすくなる。したがって過渡時の燃料噴射量特性が定常時に比べて大きく異なると、オブザーバによる予測値の誤差が大きくなり、振動がおさまりにくくなる。したがって制御ゲイン A もあまり大きくすることは困難で、供試機関の構成の場合 $1.0\sim 1.5 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rpm}$ 程度が適当であった。

5・2 新しい調速システムの提案 従来からの調速の概念には、(1)発生トルク特性と負荷トルク特性の平衡点を安定化させる、(2)負荷変動が与えられても特定の速度を維持するように制御する、の 2 点がある。前者は特にディーゼル機関で無負荷のアイドルリングを安定なものにするうえで重要で、後者は発電機負荷等で重要である。自動車が走行中の場合を考えると、坂道、カーブといった道路状況に応じて運転者がアクセルペダルの踏み込み量で機関に指令を与えて発生トルクが決まっており、一般の走行時には上の二つの意味での調速は不要である。実際ミニマム・マキシマムタイプのメカニカルガバナの中速域では調速を行っておらず、ラックはアクセルペダルに直接連動している。低速域では、ハンチング、サージが発生しないように N_E-Q 特性が右下がりとなるように調速がなされているが、こうした制御の下での機関低速域からの加速時には、図 9 に見られるように加速サージが発生しやすい。加速時には、運転者は加速度を体感で、あるいは速度の上昇率から感じてアクセルの踏み込み量を定めると考えられ、「アクセル踏み込み量により調速を行う」よりも「アクセル踏み込み量により機関発生トルクを調節する」ほうが運転しやすいと考えられる。したがって無負荷時にはアイドル速度を安定化させるために N_E-Q 特性を右下がりとする必要があるが、走行時にはこれを平たんな特性とし (制御ゲイン $C=0$)、サー

図 9 トルク発生 の時間経過による加速状況の違い (1)

ジが起きないようにするため新制御方式によるフィードバック制御を行うといった、新たな自動車の調速概念が考えられる。これによれば全体の速度が特定の値になるように制御する従来の調速概念はなく、機関-車両間の速度差をなくすように、すなわちねじり振動を減衰するように制御を行い、速度の絶対値は運転者が調節するというものである。

この調速システムでは、従来の概念の調速に固有の、「あらかじめ決められた特性線上で制御する」のではなく、「走行時のその場その場に応じて駆動軸のねじり振動を減衰させるように制御する」のであり、運転者は必要な燃料噴射量の絶対量(トルク)を決定し、これをアクセルペダルを介して機関に指令するのである。

5.3 新しい調速システムの特徴 新しい調速システムの利点としては、

(1) 従来全く制御対象とされていなかった駆動軸系のねじり振動を検出し、それを抑制するように制御がなされるので、不快な車両前後振動(サージ)が抑え

られる。

(2) 運転者の操作対象であるアクセル位置が直接燃料噴射量すなわち機関発生トルクに対応するため、運転状況、道路状況に応じて運転しやすい。

(3) 従来のガバナによる制御での加速時の急激な機関発生トルクの変化を抑制するため、発煙が少ない。

欠点としては、一定速度で走行がやや困難という点が考えられるが、一般の走行にはあまり差支えないものの特に要求があれば、いわゆるオートクルーズ装置を付加すれば良いであろう。

図10はこの新しい調速システムの概要である。図10中制御ゲイン k_2 のかかるフィードバックが新制御方式によるねじり振動抑制の部分であり、 k_3 のかかるフィードバックがオブザーバを用いた遅れ補償の部分である(後者は一部簡略化のために厳密には3章で述べたものと異なる)。また図10は情報のつながりを表すもので、本来離散値系の部分も簡略化してあり、一

図10 新しい調速システムの概要

図11 新しい調速システム実験結果(1): オブザーバを用いた遅れ補償の効果

方複雑な人間の感覚部分も単純な比例要素のみで記述し、二重線で表している。

5・4 新しい調速システムの効果 新しい調速システムの効果を実機実験で確認することにした。実験は先の図7に示した実験装置により、低速定常状態からアクセル位置を変化させて加速状況を見るものとした。制御は式(7)によって目標噴射量を求め、コンピュータのメモリに配した変換テーブルで目標ラック位置を算出し出力するものとし、また機関発生トルクは式(8)のように燃料噴射量と比例関係として与え、このため T_s , T_L は機関の機械損失トルク分だけ大きな値で扱うようにした。

$$Q_{ti} = k_1 A_{ci} - k_2 (N_{Ei} - N_{Vi}) - k_3 (T_{Ei} - T_{Si}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$T_{Ei} = k_4 Q_{ti-1} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで $k_1 \sim k_4$ は定数。

実験では、制御ゲイン A が $1.0 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rpm}$ 相当になるように k_2 の値を定めた。また本来なら $k_3 = 30 k_2 \Delta t / \pi I_1$ とすべきであるが、 T_s の測定精度、目標噴射量と実噴射量の誤差などを考え、回転速度のある幅内で一定値と近似した。

実験結果を図11, 12に示す。図11はオブザーバを用いた遅れ補償の効果を示すものである。いずれも制御ゲイン $A=1.0$, $C=0 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rpm}$ で低速定常時からアクセル位置をステップ的に変化させた場合の加速状況であるが、遅れ補償なしの図11(a)ではサージによる回転速度変動がなかなか減衰せずに回転速度は上昇していくのに対し、オブザーバを用いた遅れ補償を行った図11(b)では機関側の回転速度の変動がすぐに減衰してスムーズな加速が得られているのがわかる。機関側回転速度の短周期の変動としては燃料噴射量の気筒間の不均一によると思われる数rpm程度のもの以外は全く現れず、遅れ補償は充分になされていると考えられ、オブザーバによる駆動軸トルクの検出およびそれを用いた遅れ補償手法の効果が実証された。一方機関発生トルクの時間経過を見ると、この例は図9cに相当するものであるが、制御ゲイン $C=0$ とした調速システムの採用により加速始めの発生トルクを抑えてあることからねじり振動の発生が抑制されていること、アクセル位置一定では基本となる燃料噴射量が一定のため加速度が一定の加速が得られるのが特徴的である。図12はごく緩やかな加速をさせた場合であるが、供試機関の場合の燃料噴射系の特性で定常サージが発生しやすい750rpm付近もスムーズに通過している。

5・5 より円滑な運転を実現するための方策 新

しい調速システムでは5・1節で述べた二つの要求特性に関して、(1)に対しては新制御方式によりねじり振動を速やかに減衰させる特性になっており、(2)に対しては制御ゲイン C を零とすることによりねじり振動の発生を抑制している。ここで(2)の特性をさらに生かす要素をこの調速システムに取り入れることを考える。

システムへの入力であるアクセル位置情報は、これまでアクセルペダルと直結していたが、ここ(図10におけるP点)にサージの発生を抑制する作用を行う要素を付加すれば運転者の技量によらず(アクセルペダルの操作が少々荒々しくても)、さらに円滑な運転が実現できるのではないかと考えられる。

前報の加速実験の箇所でもふれたように、アクセル

図12 新しい調速システム実験結果(2): 緩加速

図13 トルク発生時間経過による加速状況の違い(2)

位置の入力変化をステップ状にしないで立上りをランプ状にすると、加速はいくら遅くなるが加速始めの機関側回転速度の大きな変動は抑制できる。そこで立上り部分は抑えるが、その後の機関への指令を多少過大に与えるようにし、加速度を維持しつつサージを抑制することを狙う。そこでアクセルペダルと機関の間に付加する要素には、急激なアクセル変化入力に対してはある程度の遅延とオーバーシュートを出し、また緩やかなアクセル変化に対しては遅れなしで追従するような特性を持たせることにする。この部分での遅延とオーバーシュートの量は、運転者に違和感のないように設定しなければならず、その最適値についての議論は人間工学の面からの研究に期待するとして、ここではこのような要素を含む系での加速状況がどのようになるかについてシミュレーション結果を示すにとどめる。

シミュレーションは5・1節で行ったものに機関発生トルクの時間経過に遅延とオーバーシュートを組み込んだもので、図13に結果を示す。図13a, bは、発生トルクの立上りをステップ変化させずに遅延時間だけランプ変化とし、2s間に系に入力されるエネルギーが同一になるように遅延時間後のトルクをオーバーシュートさせたものである。加速始めの発生トルクを抑えるため加速の立上りが遅くなるが、機関側回転速度変動を小さくすることができる。その後トルクをオーバーシュートさせることにより加速中期の加速度が増大し、2s後の到達速度は同一になる。図13c, dはさらに発生トルクの時間経過を緩やかに正弦波状としたもので、特に制御を加えなくても回転速度は滑らかに上昇する。

以上のように、5・2節で提起された新しい調速システムにさらに適切な実効アクセル踏み量制御装置とでもいうべき要素を付加することにより、サージねじり振動の発生の積極的な抑制が可能で、しかも運転者の技量によらず優れた運転性を示すシステムが実現できることが示された。

6. 結 論

本報で得られた結果は以下のように要約される。

(1) 駆動軸トルクが検出できれば次の噴射時の回転速度が精度良く予測でき、制御系の遅れに対して十分な補償が可能となる。

(2) オブザーバを利用して軸トルクの推定値が正しく検出可能で、上記の補償に適用できる。

(3) 速度の制御は行わず、もっぱら新制御方式によるねじり振動抑制のみをするという、新たな概念の調速システムを提唱した。

(4) 上記のオブザーバを用いた遅れ補償を実機に適用し、上記の新しい調速システムの優れた効果を実証した。

既報とあわせ3報にわたって報告した本研究の成果(新制御方式とそれを組み込んだ新しい調速システム)の実用化により、飛躍的に運転性が向上したディーゼル自動車の出現が期待される。

本研究を行うにあたり、終始懇切なご指導を賜った東京大学工学部 酒井宏教授に深く感謝申しあげる。

また同学 染谷常雄教授、葉山真治教授、大野進一教授、吉本堅一教授からは貴重なご助言をいただいた。厚くお礼申し上げる。

さらに本研究の一部は当時大学院学生 パンヤラック・セーガン君と学部学生宮井計人君と共同で行ったものであり、両君の尽力に感謝する。

最後に実験に関して多大なご援助、ご協力をいただいた日野自動車工業(株)、ディーゼル機器(株)の関係各位に厚くお礼申し上げます。

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) 鎌田・伊藤・酒井, 第6回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, (昭62), 185.
- (4) 鎌田・酒井, 機論53-492, B (昭62), 2654.
- (5) 鎌田, 文献(4)の2663ページ.
- (6) 金井, 制御システム設計, (昭57), 123, 横書店.

討 論

〔質問〕 川 副 嘉 彦 [埼玉工業大学]

オブザーバを構成して駆動軸トルクを推定することにより加速サージをうまく制御する方法を示し、シミュレーションおよび実験により確認されたことに敬意を表するとともに、走行時において速度の制御は行わ

ずに駆動軸のねじり振動のみを制御するという提案を大変興味深く拝見した。図7に示されている全体の制御系に関連して以下の点についてご教示願いたい。

(1) 図7の output torque とは負荷トルク T_L のことか。

(2) i 時点 (現時点) での状態変数 N_{Ei} , N_{Vi} が測定でき、入力トルク T_{Ei} は算出できるとして、 T_{Li} はどのように算出されるのか。つまり、 T_{Ei} は T_{Li} が与えられないと推定できないとし、 T_{Li} は式(3)、(4)から算出するとすれば、 $i+1$ 時点の N_E , N_V の測定値が必要になるように思われる。 T_L の算出法と関連して全体の制御の流れをわかりやすく説明願えば有難い。

〔回答〕 (1) *output torque* は、計算機で算出した負荷トルク T_L^* のことである。

(2) 厳密には、ご指摘のとおり現時点 (i 時点) の負荷トルク計算には $i+1$ 時点の N_E , N_V の測定値が必要になるが、 T_L の性質上その変化は機関爆発間隔 (すなわちサンプリング間隔) に比較して非常に緩やかである。したがって1サンプリング前の T_L の値を現時点で使用しても問題ないと考えられた。実際の制御プログラムでは、気筒間の噴射量のばらつきなどによる T_L の算出誤差を防ぐために、 T_L は過去4回分を移動平均してD/A変換器へ出力している。全体の制御の流れは、次の爆発時点の N_E , N_V を予測してその差に制御ゲインを乗じたものを発生トルクにフィードバックするのが根幹である。その予測のために駆動軸の振動状態を知ることが必要となり、オブザーバにより間接的にそれを検出しているわけである。

〔質問〕 近藤 英二・田村 英之
〔九州大学工学部〕

(1) 式(1)、(2)の次元は計四次なのに、状態方程式の状態変数はどうして三次なのか。

(2) 式(5)、(6)と軸トルク $\hat{T}_s$ はどのような式から導出されるのか、その過程を詳しくご教示願いたい。

(3) 図6のオブザーバ回路の入力として必要な T_E , T_L , (とくに実車における T_L) はどのように構成するのか。 T_s を直接実測することも (オブザーバによらなくても) 容易ではないのか。

(4) 図8中の T_s の細かい変動分は、“可変抵抗調整誤差…特定クランク角でサンプリングすると除去できる…”の意味を具体的に説明していただきたい。

(5) 速度の制御を行わない“調速”というのは用語の矛盾のように思う。単に振動制御か“調加速”のような気がするが、いかがか。

〔回答〕 (1) 対象系は二自由度系であるが、剛体モードを除外してねじり振動系として考えると一自由度系として表現できる。角速度については、それぞれの検出精度、誤差の集積などの点を考慮し別個に扱ったほうが良いと考えられたため、状態変数は三次となった。

(2) 式(5)、(6)は式(1)、(2)の T_s に $K(\theta_1 - \theta_2)$ を代入し、状態変数、入力、出力を2696ページ右欄15~17行めのように定義し、状態方程式 $\dot{x} = Ax + Bu$, 出力方程式 $y = Cx$ の形に行列表現すると導ける。軸トルクの推定値は $\hat{T}_s = K(\theta_1 - \theta_2) = K\hat{x}_3$ より求められる。

(3) T_E は機械損失トルク分を含めると燃料噴射量にほぼ比例するので、コンピュータで算出した目標噴射量に係数を乗じたものをオブザーバ回路への入力とした。 T_L については川副氏への回答(2)を参照されたい。 T_s の直接実測については、本文中でもふれたようにいくつかの方法が考えられたが、 T_s の絶対レベルのみならず変動成分まで精度よく検出しなければならないこと、設置部の環境条件による制約、コストなどを考慮して断念した。適当な方法があるのであればご教示下されれば幸いである。

(4) T_s の細かい変動分は、波形を時間方向に拡大してみるとその周期は機関の爆発周期に一致している。したがって機関の特定クランク角 (ここでは各気筒の上死点のタイミング) でサンプリングすることにより、この変動分の影響を受けずに済む。変動分の大きさについては、オブザーバ回路を微分方程式で表し、数値積分するシミュレーション計算を行ったところ、やや大きめに出ていた。同計算で、抵抗値の誤差により変動分が大きくなること、その状態でも T_s の絶対レベルの誤差はわずかであることを確認している。

(5) 制御系としては角速度の絶対レベル (DC成分) がある値になるようにする速度制御は行わないで、角速度変動をなくすように制御するので、調速というのは無理であるが、図10のように運転者を含めたシステム全体では N_V のフィードバックが存在し、調速機構が入っている。この点で従来の調速あるいは調速機概念と異なっているため“新しい調速システム”と名付けている。