ディーゼル機関用列形燃料噴射装置の
コントロールラック作動に関わる抵抗力について*伊藤 昇平*¹, 川合 静男*², 酒井 宏*³

Study on Rack-Resistance Force of Fuel Injection Pump

Shohei ITOH, Shizuo KAWAI, and Hiroshi SAKAI

It is wellknown that the resistance force of a fuel injection pump affects greatly the cyclic revolutional speed fluctuations of a diesel engine, such as "hunting". However, the resistance itself has not been fully clarified. One of the authors has reported experimental results in which the rack-resistance force could be represented by the n th power ($n=0.25$) of the rack velocity. In this paper, the authors attempt to analyze the rack-resistance force experimentally and theoretically, discuss the background of the above assumption.

Key Words: Internal Combustion Engine, Diesel Engine, Hunting, Revolutional Speed Fluctuation, Fuel Injection Pump, Rack-Resistance Force

1. 緒 言

ディーゼル機関において、いわゆる“ハンチング”に代表される回転速度変動の持続がしばしば問題となる。ハンチングは、機関の調速システムが回転速度制御系として不満足な特性によるものであり、その理論的扱いは過去にいくつか見られたが⁽¹⁾⁽²⁾、いずれも定性的な議論は可能なものの、現象を正確に記述することは不可能であった。

そこで、著者らはアイドルハンチングを例に取り上げ、機関の回転速度制御閉ループ系における、各要素の動的な特性に関して実験による詳細な検討をし、そのモデル化によりシミュレーションを行った。

その結果⁽³⁾として、ガバナ系は、抵抗力の項を非線形化したもので近似でき、また噴射過程は「噴射ポテンシャル」と呼ぶ概念を導入してモデル化することにより、ハンチングシミュレーションの精度が著しく向上することが知られた。特に、そこで初めて導入したガバナの非線形2次振動形運動方程式は、抵抗力の項

を、燃料噴射量をコントロールするラックの変位速度の0.25乗で表したもので、メカニカルガバナの周波数応答特性を精度良く記述できる。

本報は、ガバナ系の支配的な抵抗力であるラック作動抵抗力(ラック作動時噴射ポンプの各部しゅう動部の抵抗力をラック上に換算した力でガバナの抵抗力は除く)について、実験的ならびに理論的に解明することを試みたもので、上記の0.25乗の意味についても論じている。

2. 記 号

- G, f : 作用する振動ベクトルおよび周波数
- X, Y, Z : X はラックの作動方向, Y は X, Z 方向に垂直な方向, Z は鉛直方向
- A, ω_1 : 作用する振動の変位振幅および円振動数
- γ, ϕ : 振動方向の Z 軸からの傾き角および X 軸からの傾き角
- g : 重力加速度
- N_p, R_w : ポンプ回転速度およびラック位置
- R_0, R_0^* : 燃料供給圧 $P_f=0.0, 0.2\text{MPa}$ 時の動摩擦力の X 軸方向の成分(回転速度および振動を与えない場合)
- R_x : 燃料供給圧 $P_f=0.0$ で振動が作用する時の動

* 平成元年4月3日 第66期通常総会講演会において講演。
原稿受付 昭和63年3月16日。

*¹ 正員, 日本電装(株) (〒448 刈谷市昭和町1-1)。

*² 日本電装(株)。

*³ 正員, 東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

摩擦力の X 軸方向の成分

R_f^* : 燃料供給圧 $P_f=0.2$ MPa で回転速度を与えた時の動摩擦力の X 軸方向成分

R_1, R_2 : 振動の影響を受ける抵抗力およびバルブ室圧力がピーク値を示す時に生じる抵抗力

ΔT_i : 燃料噴射間隔

x : ラック変位(釣合い点からの増分)

m : 質量(ガバナ系のラック上往復運動換算)

c : 減衰係数(ラック上換算)

n : 減衰項のべき指数

k : アイドルスプリングばね定数(ラック上換算)

F_0 : 強制力振幅(ラック上換算)

ω_f : 強制力変動円振動数

3. 噴射装置のラック作動抵抗力

本研究の対象例であるディーゼル機関用列形燃料噴射装置(Bosch 式 P 形 6 気筒ポンプ)の圧送部の断面図を図 1 に示す。プランジャ①の上端部には常に燃料供給圧が約 0.2 MPa 作用し、燃料圧送時には、30~80 MPa の管内圧力が作用するためプランジャ①の下端部は、シート②に常に押付けられている。燃料噴射量は、ガバナ(図示せず)によりラック③を往復動(紙面に対して直角方向)させて、スリーブ④を介してプランジャを回転させ制御される。そのため各作動部の抵抗力をラック上に換算したラック作動抵抗力は、ガバナによるラック作動に対して、支配的な要因として作用すると考えられる。そこで、ラック作動抵抗力の解明のため、燃料を噴射しない場合と同じく噴射する場合に対して、ラック速度一定のラック作動抵抗力の測定を行った。

図 1 列形燃料噴射装置の燃料圧送部

4. 燃料無噴射時のラック作動抵抗力

4.1 実験装置および実験条件 ラック作動抵抗力を測定するため、図 2 に示すような装置を製作した。直流モータ①により増速ギア②を介してスクリュ③が一定回転速度にて回転するため、一方を軸で保持されたスタンド④は一定速度でスクリュ軸上に往復動する。スタンドの上には荷重センサ⑤が設置され、噴射装置⑧のラック⑦とはクリアランスを有して遊合しラック作動抵抗力を検出して増幅器⑨を通じて、デジタルレコーダ⑩に記録する。なお、同時にラック位置もラックの他端に認けたラック位置センサにて検出しレコーダに記録される。スタンドの速度は、直流モータの電流により制御され、0.01~1.5 cm/s まで作動可能である。図 3 に、速度 0.21 cm/s の場合の測定例を示す。横軸は、ラック位置、縦軸はラック作動抵抗力である。

さらに、振動状態におけるラック作動抵抗力の測定を行うための実験装置を図 4 に、加振条件を図 5 に示した。なお、加振条件はポンプテスト上および機関台上における実測結果に近いものとし、また燃料供給圧 $P_f=0$ とした。図 4 の実験装置において、ラック作動抵抗力は、0.1~0.5 ms の周期でサンプリングされ、レコーダに内蔵されたマイコンにて演算処理し、算術

図 2 ラック作動抵抗力測定機の概略図

図 3 ラック作動抵抗力測定例

平均値が求められる。

4.2 実験結果 ポンプ回転速度 $N_p=0$ rpm および図5の加振条件におけるラック作動抵抗力の測定結果を図6に示す。横軸は、ラック速度 $\dot{x}$ を振動速度 $A\omega_1$ で無次元化した摩擦速度比 $V(=\dot{x}/A\omega_1)$ を示し、縦軸は、機関回転速度変動が生じやすい無負荷のラック位置範囲 $R_w=5\sim 6$ mm のラック作動抵抗力 R_x の平均値を振動が作用しない場合の作動抵抗値 R_0 で無次元したラック作動抵抗力比 R_x/R_0 を表す。なお曲線は、横山ら⁽⁴⁾の報告にある次式による計算結果である。

$$R_x/R_0 = -(1/2\pi) \int_0^{2\pi} \{ (1 - \Lambda \cos \gamma \sin \omega_1 t) \times (\sin \gamma \cos \phi \cos \omega_1 t - V) / \sqrt{(\sin \gamma \cos \phi \cos \omega_1 t - V)^2 + (\sin \gamma \sin \phi \cos \omega_1 t)^2} \} d(\omega_1 t) \quad (1)$$

ただし、 $\Lambda = A\omega_1^2/g$, g : 重力加速度

図からわかるように、いずれの周波数においてもラック作動抵抗力比 R_x/R_0 は、摩擦速度比 V が減少すると指数関数的に減少する。したがって、噴射装置のラック作動抵抗力も振動が与えられると、ラック速度に依存して流体摩擦力に類似した挙動を示し、式(1)にて説明できる抵抗力であることがわかった。

5. 燃料噴射時のラック作動抵抗力

本章では本研究で対象とするディーゼル機関にてハンチングが生じやすいポンプ回転速度 $N_p=275$ rpm におけるラック作動抵抗力の挙動について、測定した。なお、燃料供給圧は、実機同様 $P_f=0.2$ MPa である。

5.1 実験結果 図7にラック速度 $\dot{x}=0.35$ cm/s のラック作動抵抗力の測定例を示す。横軸はラック位置で、縦軸は上からラック作動抵抗力および第1気筒のバルブ室側管内圧力である。これからわかるように、噴射圧力が上昇し始めると、燃料圧送時に生じる燃料噴射装置の振動により作動抵抗力は急激に減少してゆく。またラック位置 $R_w=9\sim 10$ mm の範囲を拡大すると、管内圧力がピーク値を示すとき、作動抵抗値も同期しており、3章で説明した管内圧力によるプランジャ下端部の摩擦抵抗力の影響が大きいことがわかる。

さらに、ラック位置 $R_w=4\sim 5, 5\sim 6, 6\sim 7$ mm の範囲におけるラック作動抵抗力の算術平均値を求めたのが図8である。図において、ラック位置 R_w が増加す

図4 加振状態におけるラック作動抵抗力測定装置図

図5 加振条件

図6 実験結果(1)
摩擦速度比とラック作動抵抗力比との関係

図7 ラック作動抵抗力測定例 $\dot{x}=0.35$ cm/s

る方向のラック速度 $\dot{x}$ 、およびその時生じる抵抗力の値を正とした。図からわかるように、ラック作動抵抗力 R_x とラック速度 $\dot{x}$ の関係は、ほぼ対称な関係になっている。

なお、ラック速度 $\dot{x}=0$ において、抵抗値が零とならない理由は、噴射装置の機構によるもので、燃料圧送終わりに噴射管内の高圧燃料が、いつ流(スピル)する際、プランジャに設けた切欠きに流体圧力が作用しコントロールラックを $\dot{x}>0$ の方向へ動かすためである。本研究に用いた噴射装置では $R_w=5.5$ mm でのいつ流荷重はラック上で 5gf 前後であり、 $\dot{x}>0$ の方向へ動く速度は約 0.03 cm/s である。

5.2 考察 前章および本章の実験結果をもとにして、図 9 に示した計算モデルを考えた。つまり、ラック作動抵抗力 R_x^* は、振動の影響を受ける抵抗力 R_1 とバルブ室圧力がピーク値を示すときに生じる抵抗力 R_2 の総和として次式で与えられるとする。なお、燃料のいつ流による荷重は、ラック速度の小さい範囲でしか影響を受けないためモデルには考慮していない。また、振動測定結果から $\omega_1=\omega_2$ とした。

$$\left. \begin{aligned} R_x^* &= R_1 + R_2 \\ R_1 &= -\frac{(1 - A \cos \gamma \sin \omega_1 t) \times (\sin \gamma \cos \phi \cos \omega_1 t - V)}{\sqrt{(\sin \gamma \cos \phi \cos \omega_1 t - V)^2 + (\sin \gamma \sin \phi \cos \omega_1 t)^2}} \\ R_2 &= \Delta R_0 (1 - \cos \omega_2 t) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

図 8 実験結果(2)
ラック速度とラック作動抵抗力との関係

ただし、 $\omega_2=2\pi/\Delta T_i$

さらに、燃料の噴射間隔 ΔT_i 当たりの平均的なラック作動抵抗力比 R_x^*/R_0^* は次式で表される。

$$\begin{aligned} \frac{R_x^*}{R_0^*} &= \frac{1}{\Delta T_i} \int_0^{\Delta T_i} \frac{R_x^*}{R_0^*} dt \\ &= \frac{1}{\Delta T_i} \int_0^{\Delta T_i} \frac{R_1}{R_0^*} dt + \frac{1}{\Delta T_i} \int_0^{\Delta T_i} \frac{R_2}{R_0^*} dt \end{aligned} \dots\dots\dots (3)$$

そこで、ラック位置 $R_w=4.5\sim 6.5$ mm において実測した振動速度 $A\omega_1$ 、抵抗力 R_0^* でそれぞれ無次元化した $V, R_x^*/R_0^*$ の実験結果とその時の振動方向 $\gamma=65$ deg, $\phi=55$ deg の式(3)による計算結果と比較したのが図 10 である。計算条件として、実験結果から抵抗力 R_2 の変動幅を $\Delta R_0=40$ とした。ここで、抵抗値は同一絶対ラック速度に対する算術平均値である。さらに、作動抵抗力比 R_x^*/R_0^* のこう配をべき指数 $n=0.25$ にて直線近似した結果も合わせて示した。

図からわかるように、摩擦速度比 V に対する作動

図 9 ラック作動抵抗力の計算モデル

図 10 ラック作動抵抗力のモデル計算結果と実験結果との比較

図 11 メカニカルガバナの周波数特性 シミュレーション結果と実験結果との比較

抵抗力比 R_x^*/R_0 の減少割合は、 $V=0.01\sim0.1$ においてほぼ同一で、作動抵抗比は指数関数的に減少する。著者らが研究対象にしている摩擦速度比 V の範囲は、最大でも 0.10 であり、これから考えると、式(3)による計算結果、直線近似結果の両者ともに実測値に良く対応している。したがって、ガバナ系の抵抗力を記述するのに適用したべき指数 $n=0.25$ は、その抵抗力の支配的な要因であるラック作動抵抗力のラック速度に対する減少こう配であることがわかる。

なお、摩擦速度比 V が 0.01 以下にて、作動抵抗力比の減少こう配が大きくなるのは、前述の燃料いつ流荷重によるものである。したがって、摩擦速度比 V が小さくなると、べき指数 $n=0.25$ による近似は、正確さを損なうことになる。たとえば、図 11 にポンプ回転速度変動を $N_p=275\pm20, 30, 40$ rpm としたメカニカルガバナの周波数特性例を示す。●、○、●印は、それぞれ実験結果を示し曲線は次に示す非線形方程式による計算結果である。

$$m\ddot{x} + c|\dot{x}|^n \operatorname{sgn}(\dot{x}) + kx = F_0 \sin(\omega_f t) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 $n=0.25$

図からわかるように、 $\Delta N_p=30, 40$ rpm では式(4)によるシミュレーション精度は高いが、 $\Delta N_p=20$ rpm ではラック速度に対する抵抗力のこう配を大きくした $n=0.4$ の計算結果(破線)のほうが、ゲインの計算精度が高い。

さらに、減少こう配は、振動の方向、管内圧力等に

図 12 ラック作動抵抗力のモデル計算結果

影響され、例えば、図 12 に示すように、振動方向を変えると、 $V=0.01\sim0.1$ における減少こう配は、図 10 の直線近似結果からわかるように $n=0.2\sim0.4$ となる。したがって、直線近似する際には、振動状態を測定し、取扱うラック速度を考慮することが重要である。

ただし、著者らが研究対象としているディーゼル機関のハンチング等のシミュレーションモデルとしては、 $n=0.25$ にて十分な精度が得られることをいくつかの機関にて既に確認している⁽³⁾。

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。

(1) ディーゼル機関用列形燃料噴射装置において、噴射量を制御するコントロールラックの作動抵抗

力を調査した結果、以下のことがわかった。

(i) ポンプを回転させずに振動を与えた場合、ラック作動抵抗力比は、摩擦速度比が減少すれば指数関数的に小さくなり、流体摩擦力に類似した挙動を示す。

(ii) ポンプを回転させると、各筒のバルブ室圧力が燃料圧送時にピークを示すとき、ラック作動抵抗力も同期してピークを示す。その時のラック作動抵抗比の減少こう配は(i)の場合よりも緩やかである。

(2) (1)の結果を考慮して、ラック作動抵抗力のモデル計算を行ったところ、実測値に良く対応することが知られた。さらにべき指数 $n=0.25$ にて直線近似できることを示した。

(3) 著者らが既に提案しているラックの動きに対する減衰力項のべき指数 $n=0.25$ は、噴射装置の燃料圧送時に生じる抵抗力および振動により変化したラッ

ク作動抵抗力のラック速度に対する変化を直線で近似したものであることが明確になり、著者らが扱っている燃料噴射装置とその範囲では十分な精度を持つことも立証できた。

最後に、埼玉工業大学川副嘉彦氏のご指摘により、2927 ページ右 8 行めの $A\omega_1$ の表現および 2928 ページの図 11 中の記号の誤記について、訂正した。ご指摘に深く謝意を表す。また、本研究を行うにあたり、実験装置の製作並びに測定において、日本電装(株)の星野雅夫氏、浦田末夫氏、山下悟司氏にご援助いただき謝意を表す。

文 献

- (1) 藤平, 内燃機関, 37 (1965), 23.
- (2) 石丸, 自動車技術, 19-11 (1965), 845.
- (3) Itoh, S., ほか 3 名, SAE Paper, 851586 (1985).
- (4) 横山・ほか 2 名, 機論, 36-286 (1970), 915.

討 論

〔質問〕 川 副 嘉 彦〔埼玉工業大学〕

ラック系における動的抵抗力の詳細な測定を興味深く拝見した。以下の点についてご教示願いたい。

(1) ラック速度について、

(i) $\dot{x}$ は、2~3 Hz 程度のハンチング時を想定しておられるのか。例えば変動時の最大ラック速度が 0.21 cm/s(図 3)の場合、変位振幅は 0.1~0.2 mm 程度ということであろうか。

(ii) 研究対象の場合、摩擦速度比 V が 0.1 以下とのことだが、例えば図 6 において 27.5 Hz の場合、 $\dot{x}$ はどの程度になるのでしょうか。

(iii) 図 6 の R_0 は、 $\dot{x}$ に依存しない一定値であろうか。値を示していただきたい。もし一定でなければ、横軸の V はどうとるのであろうか。

(iv) 図 6 において、 $\dot{x}$ と R_x との関係を示していただけると有難い。

(2) 図 5 および図 6 の加振条件について、

(i) 周波数は何を想定しておられるのか。27.5 Hz は 6 気筒、 $N_p=275$ rpm に対応するのであろうか。

(ii) $|G|$ は力か、それとも加速度か。重力の加速度の記号は g を使うほうがまぎらわしくないと思う。

(3) 2927 ページ左欄 5 行めの記述および図 8 に関連して、 $\dot{x}=0$ において、抵抗値 R_x^* が零に近くなる理由をご説明願いたい。 $\dot{x}$ が非常に小さい場合、 R_x は大きくなるのであろうか。

(4) R_1, R_2 が図 9 のような曲線を示す理由を物理的にご説明いただけると有難い。 R_2 の実測値は $R_0=40$ gf の正弦曲線に近いのであろうか。

(5) 図 10 に関連して、

(i) R_x^* は $\dot{x}$ に依存しない一定値であろうか。値を示していただきたい。

(ii) $A\omega_1$ 一定のもとで、 $\dot{x}$ を変えて実験された結果であろうか。 $V=0.01\sim0.1$ は、範囲を $\dot{x}$ で示すとどうなるか。

(6) 式(4)と図 11 に関連して、式(4)右辺の ω_r はハンチング周波数を想定しているとすれば、2~3 Hz の周波数に対して粘性減衰近似はできないか。

(7) 機関を制御する場合、爆発サイクルごとの回転数変動による制御力変動がラックに作用する影響は、噴射ポンプ全体の振動の影響にくらべて小さいのであろうか。ご見解を示していただければ有難い。

〔回答〕 (1) ご指摘のラック速度について回答させていただきます。

(i) 本論文で取扱った P 形ポンプ装着の大形機関におけるハンチングでは発生周波数が 1~2 Hz と 中形機関のそれよりも低く、最大ラック速度も 0.6~1.0 cm/s、ラック変位は 0.05~0.15 cm 程度の現象である。

(ii) 図 6 では、ラック作動抵抗力も一般の乾性摩擦力と同様、振動を与えると速度依存性をもつことを示すものである。ご参考のために、図 6 の測定時、ラッ

ク速度の大きいもので 1 cm/s である。

(iii) R_0 は, $R_w=5\sim 6\text{ mm}$ における算術平均値で, $R_0=73\text{ gf}$ と一定値である。

(iv) 本論文中の式(1)が R_x と $\dot{X}$ との関係式である。

(2) (i) 鎌田氏の回答(2)を参照されたい。

(ii) $|G|$ は振動加速度であり, 単位の g と区別した。

(3) 本論文にも明記したように, $R_w=5\sim 6\text{ mm}$ の範囲では, ラックは平均的に燃料増量方向へ燃料いっ流荷重を受けているため, 抵抗力が平均的に -5 gf 前後の値になったと考える。

(4) R_1 については, モデル図というよりも式(1)の計算結果例を示した。 R_2 については, 実測結果を基にして正弦曲線にてモデル化した。

(5) (i) R^* の値は一定値であり, $R_w=4\sim 5, 5\sim 6, 6\sim 7\text{ mm}$ において, それぞれ $290, 280, 270\text{ gf}$ である。

(ii) 「振動速度 $A\omega_1$ 」は一定であり, $\dot{X}$ の値は図8に示す範囲のものである。

(6) ハンチングなどの周波数が既知であったとしても, 粘性減衰抵抗力では, 速度が低い範囲にて抵抗力が式(4)よりも小さく, ラックの挙動を正確に記述できないと考える。

(7) 爆発サイクルごとの回転変動周波数は, ハンチング, サージを取扱う場合, 20 Hz 以上であり, 例えば図11からもわかるように, ラックはほとんど追従しておらず, したがって上記回転変動の影響度は小さいと考える。

〔質問〕 鎌田 実〔(財)日本海事協会〕

複雑なラックしゅう動抵抗をうまくまとめられたことに敬意を表す。以下の点についてお聞きしたい。

(1) 図3の 10 gf 程度のギザギザは何か意味があるのか。 $R_w=0$ 付近で抵抗が大きくなるのはどう解釈したらよいのか。

(2) 図5の加振条件のそれぞれは何を想定しているのか。

(3) 2927 ページ左欄 20 行め, 「振動測定結果から $\omega_1=\omega_2$ とした」はどういう意味か。それ以外の振動周波数成分の影響はあまり支配的でないということか。

(4) 2928 ページ左欄 1 行め, 「減少割合」などの「減少」は, 右上がりの線だから「増加」と書くべきではないのか。もし減少と書くなら「 $V=0.1\rightarrow 0.01$ 」とすべきだと思うがいかがか。

(5) 図11の c の単位は何か。また $n=0.40$ にしたとき, 同時に c も変えているが, その根拠は何か。

〔回答〕 (1) ご指摘の「ギザギザ」は, 単に乾性摩擦力を測定したときのスティックスリップ現象であり, 特に意味はない。また, $R_w=0$ において抵抗力が大きくなるのは, 乾性摩擦力と動摩擦力の現象と同一であると考え。

(2) 2926 ページ左欄 9 行めにも明記したように, ハンチングの生じやすいポンプの回転速度 $N_p=275\text{ rpm}$ において, ハンチング発生時, 噴射ポンプのコントロールラック付近の振動加速度は, 機関回転速度の一次の周波数が支配的であり, この場合 27.5 Hz となる。さらに, 噴射ポンプ本体の固有振動数は, この場合, 870 Hz であった。そこで, 加振条件として $27.5, 870\text{ Hz}$ を選定した。なお, 290 Hz はポンプ固有振動数測定時, 第2番めに大きな成分であった $1/3$ 次の振動数成分を追加選定したものである。

(3) 上記(2)に示したように, 機関回転速度の一次の周波数成分が支配的であったため, $\omega_1=\omega_2$ とした。

(4) 燃料圧送時に発生する振動により, 乾性摩擦力である作動抵抗力が減少するため, 「減少」という言葉を用いた。また, $V=0.01\sim 0.1$ は範囲を示すもので, 方向を示していない。

(5) 図11の c の単位は, $(\text{cm/s})^{-0.25}\cdot\text{gf}$ である。また, $n=0.25\rightarrow 0.40$ に変えた場合, 同じ抵抗力をシミュレートするとき, ラック速度が 1 cm/s より小さい範囲では係数 c を大きくしなければならないからである。