高速電磁弁の試作〔Ⅰ〕^{*}

平 野 恵 一（阪大工）^{**}

（1963年12月18日受理）

Abstract

In the previous paper, mechanical characteristics of the valve were reported. In this paper, the characteristics of gas flow in the valve are described. Introducing a certain linear relationship between valve lift and flow rate of gas, perfect agreement is obtained between theoretical and experimental profile.

Based on the theoretical profile, optimum design formula is established.

* The Construction of Magnetically Driven Fast Acting Valve 〔Ⅰ〕

** Keiichi Hirano (Faculty of Engineering, Osaka Univ.)

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

まえがき

前論文に於てはバルブの機械的特性について報告したが今回はガスの流れについて報告する。
バルブのリフトと流量は比例するものと仮定すると、実験結果は充分説明される。
この結果からこの種の弁の設計法をのべる。

(I) 高速弁の理論的特性

これまでに種々のプラズマ実験用高速弁が開発されて来たが、以下の考察を進めるのに便利
ように開閉機構及び弁の駆動方式について分類する。開閉機構については下図のような図式が考
えられる。

又駆動方式については電磁ハンマー、機械ハンマー、或は空気ハンマー等が可能であるが最
近のものは電磁ハンマー式のものが多い。

(1) 瞬間開閉型の特徴

Fig. 1のようにバルブのノズル径を d 、バルブのリフトを Δx 、
バルブの有効質量を m 、バルブを閉じる力を F とする。

F はこの場合、バネで閉じるようにしたものでは kx_1 で k はバ
ネ定数、 x_1 はバネの縮みしろである。又背圧で閉じるものであ
れば $\frac{\pi}{4} d^2 p$ で p は高圧側圧力である。解析が簡単で見透しをよ
くする為に F は Δx には殆んど関係がないものとする。即ちバ

ネを用いるものでは、バネの縮みしろ x_1 にくらべて Δx は無視出来る程小さいものとする。こ
の場合 Δx は放物線になる。(Fig. 1)に於いて流物 G はノズルの最小断面積

$\pi d \Delta x$ ($\Delta x \leq d/4$) 及び高圧側力 p に比例するものと考えたと

$$G = G^* p \pi d \Delta x \dots \dots \dots (1)$$

で表わされ G^* は比例定数で速度の元を持つ。

さて瞬間開閉型の一開閉あたりの流入量は

$$Q = 2 \int_0^{\frac{T}{2}} G d t = G^* p \pi d \left(-\frac{2 \Delta x_m}{3} \right) \cdot T \dots \dots \dots (2)$$

で与えられる。 Δx_m ($\Delta x_m \leq \frac{d}{\pi}$) は最大リフト、 T は弁開閉時間である。 Δx_m 及び T は駆動力が衝激的な場合エネルギー及び運動量の保存から

$$\Delta x_m = \frac{p^2}{2mF} \dots \dots \dots (3)$$

$$T = \frac{2P}{F} \dots \dots \dots (4)$$

(5) で与えられる。 P は前述した弁駆動実効力積であるが、前論文では P の意味が必ずしも明確でなかったのでここで明らかにしておく。今弁を自由な状態で駆動する場合を考える。その場合弁に与えられる力積を P_0 とする。次に弁が F なる力で弁座に押えつけられている場合を考える。この場合も駆動時間 Δt が非常に短いならやはり P_0 だけ上向きの力積が与えられる。しかしこの場合は弁座でパッキング等が圧縮されているために弁に力が作用してから直ちに弁は弁座から離れることが出来ないで、ある時間 τ が必要である。故に弁が弁座を離れる瞬間に持つ力積は、

$$P = P_0 - r F \tau \dots \dots \dots (6)$$

で与えられ、この P を弁駆動実効力積、 P_0 を弁駆動力積、 τ を弁開始時間と定義する。

r はパッキングの材質により定まる係数である。

($r \leq 1$)

今パッキングの変形量を δ (F により定まる) とすると弁開始時間は弁速度 v 或は弁駆動力積を用いて

$$\tau = \frac{\delta}{v} = \frac{m \delta}{P_0} \dots \dots \dots (7)$$

と表わせる。

又 P_0 は電磁駆動の場合コンデンサーの充電電圧 V と

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

$$P_0 = \alpha V^2 \dots\dots\dots (8)$$

なる関係があるから（ α は比例定数）

実効力積は(7)，(8)を用いて

$$P = P_0 - r \tau F = \alpha \left(V^2 - \frac{m \delta \tau}{\alpha^2 V^2} F \right) \dots\dots\dots (9)$$

と書ける。Pがちょうど0になる電圧を V_0 とすると，

$$V_0^4 = \frac{m \delta \tau}{\alpha^2} F \dots\dots\dots (10)$$

でありこの V_0 を用いると(9)式は

$$P = \alpha (V^2 - \beta V_0^2) \dots\dots\dots (11)$$

$$\beta = \left(\frac{V_0}{V} \right)^2 \dots\dots\dots (12)$$

と表わすことが出来る。

瞬間開閉型の弁開閉時間及び流入量は(2)(3)(4)(11)を用いると

$$Q = \frac{2}{3} \pi d G^* p \cdot \frac{F^3}{m F^2} = \frac{2}{3} \pi d G^* p \cdot \frac{\alpha^3 (V^2 - \beta V_0^2)^3}{m F^2} \dots\dots\dots (13)$$

$$T = \frac{2P}{F} = \frac{2\alpha(V^2 - \beta V_0^2)}{F} \dots\dots\dots (14)$$

となりコンデンサー充電電圧との関係が明らかになる。

瞬間開閉型で高圧側にリフトを持つ場合Fは一般的にはバネの力 $k x_1$ と背圧による力 $\frac{\pi}{4} d^2 p$ との和であるから

$$F = k x_1 + \frac{\pi}{4} d^2 p \dots\dots\dots (15)$$

と表わせる。このFについて次の三つの場合に分類して考える。

$$1) \quad k x_1 \gg \frac{\pi}{4} d^2 p$$

この場合は(13)式によると高圧側圧力に比例して流入量が増えることが解る。

$$\text{ii) } kx_1 \ll \frac{\pi}{4} d^2 p$$

$F \cong \frac{\pi}{4} d^2 p$ であるから (13) より

$$Q = \frac{2}{3} \pi G^* \alpha^3 (V^2 - \beta V_0^2)^3 \bigg/ \frac{\pi^2}{8} d^3 p \dots \dots \dots (16)$$

となり圧力が増すと Q は減少する。

$$\text{iii) } kx_1 \approx \frac{\pi}{4} d^2 p$$

(13) 式により

$$Q = \frac{2}{3} \pi d G^* p \cdot \alpha^3 (V^2 - \beta V_0^2)^3 \bigg/ m \left(kx_1 + \frac{\pi}{4} d^2 p \right)^2 \dots \dots \dots (17)$$

β, V_0 が F の函数であるからこの場合 Q は p に対し複雑な依存のしかたをするがある p に対して Q は最大値を示すことは明かである。 $V \gg V_0$ の場合は $kx_1 = \frac{\pi}{4} d^2 p$ の時 Q は最大値を示す。

2) 高速全開型の特性

この型は通常小さなガス溜めを持ち、そこに溜っているガスだけを真空側に流れ込むようにしたものであるから、一開閉あたりの流入量はガス溜の容積と圧力により定まって来る。この型で問題になるのは流量の立ち上り $\frac{dG}{dt}$ 及び最大流量 G_m 等である。

最大リフトを Δx_m ($\Delta x_m \leq \frac{d}{4}$) とすると最大流量は

$$G_m = G^* p d \Delta x_m \dots \dots \dots (18)$$

で与えられる。

又流量の立ち上りは

$$\frac{dG}{dt} = G^* \pi d v p \dots \dots \dots (19)$$

であり v は弁の速度で駆動実効力積とは

$$v = \frac{P}{m} \dots \dots \dots (20)$$

で結びついている。

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

いずれにしてもこの型は瞬間開閉型より特性はずっと明瞭なものになる。

〔Ⅱ〕瞬間開閉型の特性の測定

特性を測定したバルブは前論文で⁽⁵⁾のべたものであるからこゝで詳細は省略するが多少改良を加えたので改良点と諸元を再びのべる。

改良点：

- 1) コイルの巻き直し（ハーメチックソールが壊れたから）
- 2) コイルとバルブを出来るだけ近づけるため Fig. 2 のようにバルブにひざを作った。

Fig. 2

- 3) リークをなくすためとサージングの影響を少なくするためにバネを強くし巻数を減したバネの元は

材質 swp. 平均径 17ϕ mm 線径 2.5ϕ mm 自由長 25 mm 有効巻数 $3 \cdot \frac{1}{4}$ 圧縮長 10.25 mm
荷重 25.7 kg 重量 10.1 g

諸元：

弁駆用コンデンサー	(20 μ H)
コイルインダクタンス	(0.52 μ H)
回路全インダクタンス	(1.23 μ H)
減衰定数 ($\frac{2L}{R}$)	(40 μ sec)
バルブ重量	(8.3 g)
ノズル径	(14 ϕ mm)

1) 弁駆動力積 P_0 の測定

前論文と同じ方法で行い

$$P_0 = 1.5 \times 10^{-3} V^2 (kg-m/sec) V : (KV)$$

を得た。

2) 弁開閉時間の測定

前論文と同じ方法で行い

(Fig. 3)を得た。

こゝで理論点は04式で上にのべた諸元を入れたもので

$$T = 1.15 \times 10^{-5} (V^2 - 35/V^2)_{\text{sec}} \text{ を用いた。}$$

$$\left[\begin{array}{l} \alpha = 1.5 \times 10^{-3} \frac{\text{kg-m}}{\text{sec (KV)}^2} \\ F = 25.7 \text{ kg} \\ = 262 \frac{\text{kg-m}}{\text{sec}^2} \\ V_0 = 2.42 \text{ (KV)} \end{array} \right]$$

理論値と実測値がよく一致していることからバネにあまり大きなサージングがないことが推察出来る。

(Fig. 3)

3) 一開閉あたりの流入量の測定

バルブを9.2 literの真空容器に取り付け、マックレオードゲージで校正されたピラニーゲージで圧力上昇を測定し流入量を得た。(Fig. 4)はコンデンサー充電電圧を変えた時の特性であり、(Fig. 5)は高圧測圧力を変えた時の特性である。この場合ガスは空気を使用した。

(Fig. 4)及び(Fig. 5)の理論曲線は(17)式に諸パラメータを代入して算出したものである。ここで問題のあるパラメータは V_0 , m , G^* であるがこれらは次のようにして定めた。

1) V_0 : 直接測定はむづかしいから高圧側が1気圧でコンデンサー充電電圧を変えた時、

$$Q / (V^2 - \beta V_0^2) \text{ が一定になる様に } V_0 \text{ を決定した。}$$

高速電磁弁の試作〔Ⅰ〕

(Fig-4)

(Fig-5)

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

しかし高圧側圧力を変えると(10)式に示したとおり V_0 は変化する。そこでパッキングの変形が Hook の法則に従うものとする、変形量 δ は F に比例するから(10)式より $V_0^4 \propto F^2$ 即ち $V_0^2 \propto F$ なる関係が得られる。(15)式より

$$F = kx_1 + \frac{\pi}{4} d^2 p \dots\dots\dots (15)$$

であるから 1 気圧に対する V_0 が既知であれば任意の圧力での V_0 が算出出来る。

2) m : バルブの質量を m_v バネの質量を m_s , 線密度を ρ , 長さを ℓ , 弁速度を v , としバネは一樣にちぢまり (サージングがない) ピッチが等間隔なら, 運動量の保存から

$$\begin{aligned} P_0 &= m_v v + \int_0^\ell \left(\rho v \cdot \frac{x}{\ell} \right) dx \\ &= \left(m_v + \frac{1}{2} m_s \right) v \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

故に弁速度 v は(20)より

$$v = P_0 / \left(m_v + \frac{1}{2} m_s \right) \dots\dots\dots (21)$$

を得る。弁速度が v のとき, 弁及びバネの持つ運動エネルギーは

$$\frac{1}{2} m_v v^2 + \frac{1}{2} \int_0^\ell \left(\rho v^2 \cdot \frac{x^2}{\ell^2} \right) dx = \frac{1}{2} \left(m_v + \frac{1}{3} m_s \right) v^2 \dots\dots\dots (22)$$

に等しく, これを $\frac{P_0^2}{2m}$ とし(21)を代入すると

$$\frac{P_0^2}{2m} = \frac{P_0^2}{2} \cdot \frac{\left(m_v + \frac{1}{2} m_s \right)^2}{m_v + \frac{1}{3} m_s}$$

であるからリフトを計算する場合の弁, バネ系の有効質量は

$$m = \left(m_v + \frac{1}{2} m_s \right)^2 / m_v + \frac{1}{3} m_s \dots\dots\dots (24)$$

で表わされる。これに対して弁速度を求める場合の有効質量は(24)式より

$$m = m_v + \frac{1}{2} m_s \dots\dots\dots (25)$$

であり、有効質量は求めるものによって異^平て来^野ることは注意する必要がある。

3) G^* (10式)の左右が一致するように定めた。

$$G^* \cong 44 \text{ liter} / \text{sec cm}^2 = 440 \text{ m/sec}$$

を得た。空気^{*}の平均粒子速度 (25℃) は 470 m/sec であるから、 G^* の 10% 程度の誤差を考えると G^* はほとんど空気^{*}の平均粒子速度に一致している。真空容器の中ではガスパルスは平均粒子速度で進行するという測定は多くあり、実際我々も高速イオンゲージで測定したが G^* が平均粒子速度になっていると云うことは、ガスはすでにバルブのネックの所で平均粒子速度の流れになっていることを意味している。

(Ⅲ) 高速弁の設計

(I), (II) 章では弁の理論的特性及びその実験的検証についてのべたが、ここでは逆の考察即ち、高速全開型に於ては G_m 及び $\frac{dG}{dt}$ 、瞬間開閉型に於ては、 Q, T を与えた場合他のパラメーターをいかに決定すべきかを論ずる。

1) 高速全開型の設計

流量の立ち上り $\frac{dG}{dt}$ は (19) 式より

$$\frac{dG}{dt} = G^* \pi d P / m \dots\dots\dots (20)$$

で与えられる。ここで m は (20) 式で与えられる弁——パネ系の有効質量であるが見透しをよくするために、パネ質量を無視し、バルブ径 D を $2d$ に設計したとすると、

$$m = \pi d^2 \theta \rho \dots\dots\dots (21)$$

ここで θ はバルブの厚さ、 ρ はバルブ材質の比重である。さて電磁駆動を行う場合 後章で論ずるが、駆動力はコイルの巻線の平均径付近に集中しやすい。しかし問題を簡単にするために、最悪の事態を考え、電磁力はバルブの周辺に集中するものとする。実際この条件はバルブ半径が巻線の平均径より小さい時は正しい^{*}ので我々の実験では駆動電圧を高くするとバルブは直径を軸にして塑性変形してしまうことから以上のモデルは妥当なものであろう。駆動力の周辺集中を仮定すると、問題は、等分布荷重、周辺支持の円板の問題と等価になるから

$$\sigma = c \cdot \frac{\phi}{\pi d^2} \cdot \left(\frac{d}{\theta}\right)^2 \dots\dots\dots (22)$$

* 後日報告の予定

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

なる関係を満足するようにしなければならない。ここで θ は材質の比例限度， φ は駆動力， c は係数で 1.25 ぐらいの値をとる。

式より

$$P \cong \varphi \Delta t = \left(\frac{\pi}{c} \right) \cdot \sigma \theta^2 \cdot \Delta t \dots\dots\dots (29)$$

が得られるからこれを式に代入すると

$$\frac{dG}{dt} = \pi G^* \sigma \theta \Delta t / c \rho d \dots\dots\dots (30)$$

となり d が小さいほど $\frac{dG}{dt}$ が大きくなる（バルブが小さくなり軽くなるから）から、ノズル径 d は出来るだけ小さくとる方がよい即ち、リフトは出来るだけ大きく $(\Delta x_m \geq \frac{d}{4})$ とる方が望ましいことが解るから、最大流量は

$$G_m = G^* p \left(\frac{\pi}{4} \right) d^2 \dots\dots\dots (31)$$

で与えられる。故にノズル径は式を用いて

$$d = \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{G_m}{G^* p} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (32)$$

と定まって来る。又式を用いることにより必要駆動実効力積は

$$P = \frac{\varphi}{\pi^2} \cdot c \cdot \frac{1}{\Delta t} \cdot \left(\frac{P^2}{\sigma} \right) \cdot \left(\frac{1}{G_p} \right)^3 \cdot G_m \cdot \frac{dG}{dt} \dots\dots\dots (33)$$

で与えられる。

ここで Δt は駆動方式により定まるもので Δt が大きいものほどよい。駆動方式については後章で考察を行う。

次に $\frac{\rho^2}{\sigma}$ は材質により定まるパラメーターで、これが小さいものほど優秀な材質であることがわかる。種々の材質の $\frac{\rho^2}{\sigma}$ を下に掲げる。

材 質	$\frac{\rho^2}{\sigma} \left(\frac{(\text{gr/cm}^2)^2}{\text{kg/mm}^2} \right)$
Ti	0.276
木銹鋼 (13cr)	0.74
超ジュラルミン (24sT)	0.27
超々ジュラルミン (75sT)	0.154
Mg 合金 (AZ 31)	0.142

(表 1)

上の表から高速弁の材質としては(Az 31)(75 sT)が最も優秀なものであることがわかる。
次にガス溜めの大きさは弁が開ききってしまわないうちに、ガス溜圧力を大きく低下させない、
という条件から定まって来る。

今弁が開ききるまでガス溜圧力の大きな低下がないものとすれば、弁が開ききるまでの流入量は

$$G^* \pi d \left(\frac{d}{4} \right) \times \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{4v} p \dots\dots\dots (34)$$

であるから、ガス溜容積Vは

$$V \gg \frac{G^* \pi d^3}{32v} \dots\dots\dots (35)$$

を満足するように設計しなければならない。

2) 瞬間開閉型の設計

高速全開型で行ったと同じような解析を行えば、この型でもリフトは出来るだけ大きく

($\Delta x_m = \frac{d}{4}$) とるべきことがわかる。

Fの一般的な場合は複雑になるので $kx_1 \gg \frac{\pi}{4} d^2 p$ 及び $kx_1 \ll \frac{\pi}{4} d^2 p$ の場合のみ解析を行った。

$$i) \quad kx_1 \gg \frac{\pi}{4} d^2 p$$

弁はバネによってのみもどされる型のものであるから、問題はQ, T, を与えて他のパラメータP, kx_1 , d等を定めることにある。高速全開型を同様の計算を行うことにより

$$P = 5.5 \left(\frac{1}{\Delta t} \right) c \cdot \left(\frac{\rho^2}{\sigma} \right) \cdot \left(\frac{Q}{G^* p} \right)^3 T^{-5} \dots\dots\dots (36)$$

$$kx_1 = 11 \left(\frac{1}{\Delta t} \right) c \cdot \left(\frac{\rho^2}{\sigma} \right) \cdot \left(\frac{Q}{G^* p} \right)^3 T^{-6} \dots\dots\dots (37)$$

$$d = \left(\frac{6}{\pi} \cdot \frac{Q}{G^* p T} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (38)$$

のように与えられることが解る。

$$ii) \quad kx_1 \ll \frac{\pi}{4} d^2 p$$

バネを有しないで弁を背でしめるタイプのものであるから、T, Qを与えて、p, P, d等を決定する問題である。

$$P = \omega \cdot \left(\frac{3Q}{4G^*} \right) \dots\dots\dots (39)$$

$$p = \frac{1}{10} \left(\frac{\omega Q}{G^*} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot T^{\frac{5}{3}} \cdot \left(\frac{\rho^2}{\sigma} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{1}{d_t} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot c^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (40)$$

$$d = \left(\frac{6\omega Q}{\pi G^* p T} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (41)$$

で与えられる。但しこの場合 ω は単位換算係数で p 、 Q の単位のとりに方により定まるものである。この場合に特徴的なことは、 P 、 p 、 d 等は弁駆動方式及び弁の材質に対して無関係或は非常に鈍感なことで、設計上有利に作用するものである。

〔Ⅳ〕 駆動方式（電磁的）に対する考察

前章でのべたとおり、弁の特徴的なパラメーターを与えると、必要駆動実効力積は算出出来るが、ではいかに P を与えるかと言う問題は残っている。これは実際には $V \gg V_0$ で使うかぎり P_0 の設計、即ち α の設計の問題に帰することが出来るが、これは前論文、或は国枝の報告にあるとおり正確な算出は難しく実験的に求める方が得策であろう。又実際にほしいのは、ある配置のコイルバルブ系での最大駆動力積であるから、弁が変形しないように設計したとすれば、最大駆動力積はコイルの破壊点できまって来る。だから問題はいかに頑丈なコイルを作るかによって定まって来るので、あまり複雑な α の設計式を導びいても実用性は薄い。

故にここでは α の設計のことにふれないでどんな回路定数、どんなコイルとバルブの配置が望ましいかを考察する。

それは前章の解析からも明らかなようにいかに弁駆動力が時間的、空間的に集中しない様に配置するかを考察するのに等しい。こういう努力は前章の解析の仮定（駆動力は衝激的、集中的）を否定することであるが平均値を採用すれば前章の解析はやはり設計の大きな目やすであることにはちがいない。

Ⅰ）時間的集中を防ぐ考察

複雑なモデルは見透しを悪くするので、弁駆動の問題をFig. 6のような二つの円形線輪の反換の問題に置きかえて考える。ここで C^{cap} は駆動コンデンサーの容量 L_1 L_2 は夫々一次回路及びバルブの自己インダクタンス、 M はコイルバルブ間の相互インダクタンスで、 a はバルブ及びコイルの半径である。

二線輪間距離 x が線輪半径 a にくらべて非常に小さい時二線輪の反撥力 ψ は

$$\psi = \mu_0 a I_1 I_2 / x \dots\dots\dots (42)$$

で与えられる。但 μ_0 は真空の透磁率， $I_1 I_2$ は夫々，コイル及びバルブを流れる電流である。

(Fig-6) の回路に於いて

$$M I_1 = L_2 I_2 \dots\dots\dots (43)$$

$$L_1 I_1 - (M I_2) + \frac{1}{c} I_1 = 0 \dots\dots\dots (44)$$

なる関係が存在する。今 $t=0$ の時 s なるスイッチを入れると M の時間的变化を無視すれば，
(43)，(44) 式より

$$I_1 = V \cdot \sqrt{\frac{c}{L}} \sin t / \sqrt{LC} \dots\dots\dots (45)$$

を得る。こゝで V はコンデンサー充電電圧， L は一次側等価インダクタンスで

$$L = L_1 - \frac{M^2}{L_2} \dots\dots\dots (46)$$

である。

さて，最大駆動力 $\psi_{\text{md}x}$ は当然(45)式の最初の $1/4$ 半周期で現れるから，そこに注目して(45)式を

$$I_1 = V \cdot \sqrt{\frac{c}{L}} \cdot \frac{t}{\tau} \dots\dots\dots (47)$$

と近似する，ここで

$$\tau = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{LC} \dots\dots\dots (48)$$

で(45)式の $1/4$ 半周期である。そこで(43)，(47)式を用いると(42)式は

$$\psi = m \ddot{x} = \left(\eta \frac{\text{cap}}{\tau^2} \right) \cdot \frac{t^2}{x} \dots\dots\dots (49)$$

と書ける。ここで η ， cap は夫々

$$\eta = \frac{2\mu_0 a M}{L L_2} \dots\dots\dots (50)$$

$$\text{cap} = \frac{1}{2} c V^2 \dots\dots\dots (51)$$

で m はバルブの有効質量である。

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

(49)式は非線形で一般解を求めるのは困難であるが

$$x = \sqrt{\frac{\eta w}{2m\tau^2}} \cdot t^2 \dots\dots\dots (52)$$

なる特解が存在することは注目してよい。

(52) 式は $t = 0$ の時、 $x = 0$ となるので、一般的には実際の初期条件 $t = 0$ の時 $x = x_0$ を満足しないが $t = \tau$ の時の変位が初期値 x_0 より充分大きい、即ち

$$x_{t=\tau} = \sqrt{\frac{\eta w}{2m}} \cdot \tau \gg x_0 \dots\dots\dots (53)$$

であれば非常によい近似解になるであろう。(52) 式の解のもとでは実際

$$\psi = \sqrt{2m\eta w} / \tau \dots\dots\dots (54)$$

となり、 ψ は時間に無関係であるから、駆動力の時間的な均一化を示すに外ならない。

言いかえると、パルブリフトを最初の弁とコイル間距離より非常に大きくとり、弁が最大リフトに達した時電流も最大値をとるようにすればよいと言うことで、コイル電流と弁の運動の同期の条件に外ならない。今弁が開ききる時間を T_0 とすれば

$$T_0 = \tau = \frac{\pi}{2} \sqrt{LC} \dots\dots\dots (55)$$

とすればよいのであるが、 L と C は任意に選ぶのは賢明でなく、駆動効率を上げるためには次の基準にしたがうべきである。

さて、 $t = \tau$ の時弁の持つ運動エネルギーは

$$\frac{1}{2} m \dot{x}_{t=\tau}^2 = \eta w \dots\dots\dots (56)$$

となるので (50) 式で与えられる η は弁駆動効率を表わしている。 L_1 はコイルのインダクタンス L_c 及び寄生インダクタンス L_p の和になるから

$$L_1 = L_c + L_p \dots\dots\dots (57)$$

と表せる。今一次側コイルが n ターンでありその一巻あたりの自己インダクタンスを ℓ_c 、相互インダクタンスを m とすると

$$L_c \cong n^2 \ell_c \dots\dots\dots (58)$$

$$M \cong nm \dots\dots\dots (59)$$

であるから (50) 式は

$$\begin{aligned} \eta &= 2\mu_o a n^2 m / (n^2 \ell_c + L_p - \frac{n^2 m^2}{L_2}) \\ &= 2\mu_o a m / (\ell_c - \frac{m^2}{L_2} + \frac{L_p}{n^2}) \dots\dots\dots (60) \end{aligned}$$

と表わせるから、一次側コイルの巻数が多いほど、見かけは η が大きくなるのが、巻数を増すとコイルとバルブの G.M. D が増大し m が低下するので、かえって η は減少する。故に $L_c \cong 10L_p$ 程度に L_c を設計するのがよいであろう。これで L は決定出来るから、 C は (35) 式を満足するように選ばばよい。

以上にのべたのは $x_0 \ll \Delta x_m$ の場合であるが、コンデンサーの奇生インダクタンスが小さくなくったり、フィーダーを長く引っぱらなければならない時、充分な弁駆動磁束を作るためにコイルの巻数を多くしなければならないので、 x_0 は小さくならないから、上述の条件は満足してくる。この場合国枝の提案する方法、即ち駆動回路の L/R を出来るだけ大きくする方法がよい。 L/R を出来るだけ大きくした方がバルブには一様な力がかかるが、あまり大きく取りすぎると駆動効率が落ちるので L/R を弁全開時間 T_0 程度に設計するのがよいであろう。但しこの方式は高速駆動を目指す場合 c を小さくし V を高くしなければいけないから、コイルの絶縁に注意する必要が生じて来る。

2) 空間的集中を防ぐ考察

(Fig. 7)

高速駆動を行う際弁の変形を防ぐために駆動力 ψ の空間的な均一化は最も重要な問題であるので後日詳細に報告する予定であるのでここでは簡単にふれておく。微少 magnetic probe (コイル径 1ϕ mm 100 ターン) での測定によると Fig. 7 の様なこれまでに作られて来た単純な配置では極度の空間的集中が避けられないことが判明した。Fig. 7 の様な配置を救う唯一の方法は、直径を軸とする Bending moment を消すようにバルブ半径 R を設計することである。

高速電磁弁の試作〔Ⅱ〕

実際これは駆動力の集中半径を r とすると

$$R = \frac{3}{2} r \dots\dots\dots (61)$$

とすれば可能である。

結論

G^* の測定が出来たので、流量を与えるとノズル径 d が設計出来るようになった。しかし逆に言うと optimum な流量を与えない optimum なノズル径は設計出来ないことになる。故に、例えばプラズマガンに高速弁を使う場合バルブだけを切りはなして高性能なものを設計することは難しく、プラズマガン - Valve の有機的な研究が必要となるであろう。

謝辞

いろいろ有益な議論していただいた伊藤教授、石村助教授を始めとする超高温研究室の諸氏特にデーターを採取していただいた溶接科四年次学生奥井君に、又バルブ製作、改修を快よく引き受けて下さった甲南電機、中島技術部長、河島設計課員に厚く感謝致します。

参考文献

1. B. Gorowitz et al R.S.I. 31, 146, '60
2. D.M. Wetstone R.S.I. 32, 1209, '61
3. G. Marshall, Proceeding of the second International Conference on the peaceful Uses of Atomic Energy (United Nations, Geneva, 1958 vol 31, p341)
4. H.H. Heitland R.S.I. 32, 1203, '61
5. 平野 核融合研究第11巻2号 P 179
(1963年8月号)
6. 国枝 核融合研究第11巻3号 P 263
(1963年9月号)