油圧ブレーカの性能の一解析法(続報)*

——設計指標について——

高橋 義雄¹ 大日方 五郎²
渋谷 嗣³ 荒川 篤志⁴

[UDC 621.926.62-82]

An Analytic Method of Hydraulic Breaker Performance (Continued Report)

—— Design index ——

by Yoshio TAKAHASHI¹, Goro OBINATA², Yotsugi SHIBUYA³ and Atsushi ARAKAWA⁴

Experimental and theoretical studies have been performed for improvement of hydraulic breaker used in the fields of mining and engineering works. In the previous paper, a mathematical model of the hydraulic breaker was constructed to evaluate the performance, and the analytic solution was derived from the state-space equation.

In this paper, a method of design is developed by introducing a design index of the hydraulic breaker, which is closely related to the performance. The design index which can be determined without calculating each performance value corresponds to a coefficient of the forced term in the solution for a piston displacement. Cross-sectional area of the rear chamber and percussion speed of the piston correlate to each other. On each cross-sectional area of the rear chamber of the piston, envelopes with respect to the design index and the percussion speed of the piston are obtained. It is also indicated that the hydraulic breaker should be designed to make the design index as small as possible.

1 ~ 3. Mining College, Akita University.
1. Prof., Dr. 2. Assoc. Prof., Dr. 3. Research Assoc., Dr. 4. Engineer, Fuji Electric Co. LTD.

1. はじめに

近年、鉱山機械、土木建設機械は自動化への道を確実に歩んでおり、その中で小型で強力、かつ制御性の優れた油圧方式がそれらの機械に多く採用されている。

著者らは、これまで実機を用いて、油圧さく岩機および油圧ブレーカの性能向上を目的とした性能試験を行ない、それらを設計するための基礎的資料を得ようと試みてきた。同時に、その性能を理論的に求めるために、それらの性能解析モデルを提案し、数値的ならびに解析的に解く理論解析手法を用いて性能の理論値と実験値とを比較検討した。その結果、理論値は実機の性能を十分評価できることが確かめられた^{1)~3)}。

とくに、油圧ブレーカの非線形な性能解析モデルを数値的に解く代りに、アキュムレータ内のガスの挙動を線形化して解析的に解く手法は、計算による累積誤差がなく、また解が式の形で与えられるため、各設計パラメータの推定に当っては有利であり、かつ性能解析ならびに設計がしやすいと考えられる。

前報では¹⁾、線形化した解析モデルを用いて油圧ブレーカの性能を解析的に求め、その結果は数値的に求めた結果と良く一致するので、十分その性能が評価できることを示した。

一方、油圧さく岩機の場合については、各室への圧油の流入出流量、各部摺動面からのもれ流量およびピストン前、後室受圧面積比などの各設計パラメータのその性能への影響を数値的な感度解析によって求め、検討、考察を加えた⁴⁾。

本報告では、以上の検討結果をふまえ、前報と同様な解析解によって、設計パラメータの1つであるピストン後室受圧面積の変化が油圧ブレーカの各性能値にどのような影響を与えるかについて、まず検討を加え、次にピストン前進行程における解析解の強制項の1つの係数が油圧ブレーカの性能と良好な相関関係にあることより、その係数が油圧ブレーカを設計する場合の1つの指標となることが確かめられたので、その結果について報告する。

2. 記号

本報で用いた主な記号は次の通りである。

- A : 受圧面積
- a : 高圧室1からピストン後室への通路面積
- C : 粘性抵抗係数
- c : 流体力計算のための流量係数
- c_v : 流体力計算のための速度係数

* 1989年6月13日受付 11月21日受理

1. 正会員 工博 秋田大学教授 鉱山学部生産機械工学科
2. 工博 秋田大学助教授 鉱山学部生産機械工学科
3. 正会員 工博 秋田大学助手 鉱山学部生産機械工学科
4. 正会員 富士電機(株)

Fig. 1 Analytic model of hydraulic breaker.

G: 管路の流量定数

g: 環状すきまのめれ流量定数

m: 質量

N: 打撃数

n: ポリトロップ指数

P: 圧力

Q: 管路の流量

Qo: 低圧室からタンクへの流量

Qs: ポンプから高圧室1への流量

Qs: 平均供給流量

q: 環状すきまのめれ流量

Rp: 設計指標

t: 時間

Vp: ピストン打撃速度

v: アキュムレータ内ガス容積

x: 変位

ẋ: 時間tの1階微分

δva: アキュムレータ内ガス容積の微小変動

η: 効率

λj: 状態方程式の固有値

φ: 流体力計算のための流入角

以上の記号につけたサフィックスのaは高圧アキュムレータを, fは前室を, hは高圧室を, lは低圧室を, pはピストンを, rは後室を, sは供給側を, uはバルブのピストン後室側を, vはバルブを, vrはバルブ後方室を, oは基準値(供試油圧ブレーカの寸法または $P_s = 9.81 \text{ MPa}$ 時の計算値)を, 1, 2は2つの高圧室と高圧アキュムレータをそれぞれ表す。またΛ印はピストンとバルブの位置によって変化する量である。

3. 理論解析

本解析で用いる油圧ブレーカの性能解析モデルは図1に示す実際の内部構造を考慮して求めたものであり, またこのモデルより導出した理論式は前報¹⁾で報告したものと同様である。

本解析モデルの状態方程式を(1)式に, 出力方程式を(2)式に示す。

$$\dot{x}^* = E^* x^* + J^* P^* \quad (1)$$

$$w^* = M^* x^* + U^* P^* \quad (2)$$

ここで,

$$x^{*T} = [x_p \ x_v \ \dot{x}_p \ \dot{x}_v : \delta_{va1} \ \delta_{va2}]$$

$$P^{*T} = [P_s \ P_o : P_{a1} \ P_{a2}]$$

$$w^{*T} = [P_{h1} \ P_{h2} \ P_l : P_f \ P_r \ P_{vr}]$$

$$E^* = [I - B^* S^*]^{-1} [A^* + B^* R^*]$$

$$J^* = [I - B^* S^*]^{-1} [C^* : D^*]$$

$$M^* = [I - B^* S^*]^{-1} [R^* + S^* A^*]$$

$$U^* = [I - B^* S^*]^{-1} [S^* D^* : T]$$

$$A^* = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & F \end{bmatrix}, \quad B^* = \begin{bmatrix} D & B \\ G & 0 \end{bmatrix}, \quad D^* = \begin{bmatrix} 0 \\ H \end{bmatrix}$$

$$C^* = B^* T, \quad S^* = [0 : S], \quad R^* = [R : 0]$$

$$F = \begin{bmatrix} -G_{a1} \cdot n \frac{P_{a10}}{v_{a10}} & 0 \\ 0 & -G_{a2} \cdot n \frac{P_{a20}}{v_{a20}} \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} -G_{a1} & 0 & 0 \\ 0 & -G_{a2} & 0 \\ G_{a1} & 0 & 0 \\ 0 & G_{a2} & 0 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -C_p/m_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_v/m_v \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{2cc_v a \cos \phi}{m_v} & 0 & \frac{A_{vl}}{m_v} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ A_f/m_p & -A_r/m_p & 0 \\ A_{vf}/m_v & \frac{A_u + 2c c_v a \cos \phi}{m_v} & -A_{vr}/m_v \end{pmatrix}$$

$$R = \tilde{G}^{-1} \tilde{R}, \quad S = \tilde{G}^{-1} \tilde{S}, \quad T = \tilde{G}^{-1} \tilde{T}$$

$$\dot{x}^* = dx^*/dt$$

$$\tilde{G} = \begin{pmatrix} G_s + G_{h12} + \hat{G}_{hr} + \hat{G}_{hvr} & & & & & \\ -G_{h12} & G_{h12} + G_{hr} & & & & \\ 0 & 0 & G_0 + \hat{G}_{rl} + \hat{G}_{vrl} + g_{fl} & & & \\ 0 & -G_{hf} & -g_{fl} & G_{hf} + g_{fl} + g_{vf} & & \\ -\hat{G}_{hr} & 0 & -\hat{G}_{rl} & -g_{vf} & \hat{G}_{hr} + g_{vf} + \hat{G}_{rl} + g_{rvr} & \\ -G_{hvr} & 0 & -G_{vrl} & 0 & -g_{rvr} & \hat{G}_{hvr} + g_{rvr} + \hat{G}_{vrl} \end{pmatrix} \quad \text{Symmetric}$$

$$\tilde{T}^T = \begin{pmatrix} G_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\tilde{S}^T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\tilde{R} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -A_{vl} \\ 0 & 0 & -A_f & -A_{vf} \\ 0 & 0 & A_r & -A_u \\ 0 & 0 & 0 & A_{vr} \end{pmatrix}$$

(1)式と(2)式が本解析モデルの状態モデルを構成する。本解析の場合、 E^* の次数は6となり、各々の部分システムの数値行列 E^* の固有値の組合わせにより、4通りの型の解析解が求まる¹⁾。その中でピストン前進行程における部分システムの解析解は、次の2通りの場合であるが、式中の係数が設計指標に関連するので以下に示す。

- (1) $k=3$, λ_j ($j=1 \sim k: 0$ の3重根, $j=k+1 \sim 6: 3$ つの単根)

Fig. 2 Flow chart of calculation procedure.

$$e^{E^*t} = \sum_{j=1}^k R_j t^{j-1} + \sum_{j=k+1}^6 R_j e^{\lambda_j t}$$

$$x^*(t) = e^{E^*t} x^*(0) + \left\{ \sum_{j=1}^k R_j \cdot \frac{t^j}{j} + \sum_{j=k+1}^6 \frac{R_j}{\lambda_j} (e^{\lambda_j t} - 1) \right\} J^* P^* \quad (3)$$

- (2) $k=3$, λ_j ($j=1 \sim k: 0$ の3重根, $j=k+1 \sim 4: 1$ つの単根, $j=5, 6: \alpha \pm i\beta$ の共役複素根)

$$e^{E^*t} = \sum_{j=1}^3 R_j t^{j-1} + R_4 e^{\lambda_4 t} + R_5 e^{\alpha t \cos \beta t} + R_6 e^{\alpha t \sin \beta t}$$

$$x^*(t) = e^{E^*t} x^*(0) + \left\{ \sum_{j=1}^3 R_j \frac{t^j}{j} + \frac{R_4}{\lambda_4} (e^{\lambda_4 t} - 1) - R_5 \frac{\alpha}{\alpha^2 + \beta^2} \left\{ 1 - e^{\alpha t} \left(\cos \beta t + \frac{\beta}{\alpha} \sin \beta t \right) \right\} + R_6 \frac{\beta}{\alpha^2 + \beta^2} \left\{ 1 - e^{\alpha t} \left(\cos \beta t - \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta t \right) \right\} \right\} J^* P^* \quad (4)$$

ここで、 R_j ($j=1, \sim, 6$)は定数係数行列であり、 $x^*(0)$ は $x^*(t)$ の $t=0$ における初期値である。

図2は計算手順であり、前述の状態式より油圧ブレーカの各性能値が算出できる。

4. 考 察

著者らは、油圧さく岩機の場合、数値的な感度解析によって、設計パラメータの中で、とくに、ポンプから高压室への圧油の流量定数、ピストン後室から低压室への流れ流量定数およびピストン前、後室受圧面積比などが主にその性能に大きな影響を与えることを指摘した⁴⁾。

油圧さく岩機とほぼ同様の構造と考えられる油圧ブレーカの場合について、本手法の解析解によって前述の各設計パラメータの性能への影響を求め、考察した。

4.1 ピストン後室受圧面積の影響

図3は、供試油圧ブレーカの寸法諸元を用いて、ピストン前室受圧面積を一定にしてピストン後室のそれのみを増減させたとき (A_r/A_{r0})の各性能値への影響、すなわちピストン打撃速度

Fig. 3 Effect of cross-sectional area of the rear chamber of the piston on efficiency, supply flow rate and percussion speed.

(V_p/V_{p0}), 平均供給流量 ($\bar{Q}_s/\bar{Q}_{s0}$) および効率 (η/η_0) の供試油圧ブレーカの計算で求めた性能値からの変化率を示したもので、一例として供給圧力が 9.81 MPa, 油圧が 60°C の場合である。図中の●印は供試油圧ブレーカを用いて実験的に求めた性能値を示しており、また実線は図 2 の計算手順にしたがって定常状態に達したときの周期における各部分システムの解析解より求めた計算結果である。本計算範囲では、ピストン後室受圧面積の増大とともにいずれの性能値も増加の傾向を示す。平均供給流量が増大する傾向にあるが、ピストン打撃速度の増加率が大きいいため、結果として効率は増大する。

油圧さく岩機の場合と同様に、ピストン打撃速度、効率を向上させるためには平均供給流量を多く必要とするが、油圧発生装置の吐出量を考慮して、できる限りピストン後室受圧面積を大きくするようにすると、その条件における最良の油圧ブレーカが設計できる。

4・2 設計指標について

前節では、図 2 の計算手順にしたがってピストン後室受圧面積の変化が油圧ブレーカの性能にどのような影響を与えるかを求めた。しかしながら、解析解においては、各部分システムごとに固有値を算出して計算を進めるわけであり、各設計パラメータの性能への影響を図 2 の手順で算出するのでは、油圧ブレーカを設計する場合、かなりの時間が費いやされる上に、解析解の手法の利点が生かせないように思われる。

そこで、新しい設計の指標となるような性能の評価値の存在について検討、考察した。

理論解析の章で示したように、各設計パラメータを与えて図 2 の手順で計算を進める過程において、各部分システムの特性方程式から固有値 λ_j が求められる。この場合すべての部分システムに対して共通に同じ程度の大きさの負の実根が存在する。本報では、ピストン前進行程中の部分システムで、その固有値に対応する(3), (4)式に示す解析解の強制応答項における項の係数ベクトル、 $-R_j J^* P^*/\lambda_j$ のピストンストロークに関係する値を R_p と記し、設計指標として表した。ここで、 $J^* P^*$ は(1)式の右辺の第 2 項であり、 λ_j は状態方程式の固有値、 R_j は(3), (4)式中にある $e^{\lambda_j t}$ を $\alpha_i(t)$ の各成分項、すなわち、 t^{j-1} , $e^{\lambda_j t}$, $e^{\alpha t} \sin \beta t$, $e^{\alpha t} \cos \beta t$ で表したときの各成分項の係数行列である。この設計指標を用いると、ピストン打撃速度や打撃数などの各性能値と設

計指標とは良い相関が認められた。なお、ピストン前進行程における部分システムに注目したのは、油圧ブレーカの構造上、その部分システムが性能の 1 つであるピストン打撃速度に最も関連すると思ったからである。

また、油圧ブレーカの性能としては、圧油の有するエネルギーをピストン打撃エネルギーに有効に変換すべきであることから効率が重要な性能値の 1 つである。一方、油圧ブレーカは岩石、ノロ、スラグなどを破碎する機械であることより、被打撃体を破碎するに十分なピストン打撃エネルギー ($m_p V_p^2/2$)、すなわち打撃力を持った油圧ブレーカを選定すべきである点からすれば、ピストン打撃速度と打撃数の積である破碎能率にも関連するが、ピストン打撃速度は、その 2 乗に比例する打撃力を最も左右する性能値の 1 つであると考えられる。

したがって、打撃数についても示すが、主にピストン打撃速度に注目して考察する。

油圧さく岩機の場合の数値的感度解析結果⁴⁾を考慮して、その性能に大きく影響をおよぼすポンプから高圧室への流量定数 (G_s) とピストン後室から低圧室への流れ流量定数 (g_{ri}) を変化させたときのピストン打撃速度と設計指標との関係を示したのが図 4 である。これは、供給圧力が 9.81 MPa の場合の一例であるが、他の供給圧力の場合も同様の傾向を示す。図中の $V_p/V_{p0}=1.0$ の●印は、図 3 と同様に、供試油圧ブレーカの場合の計算値 (V_{p0}) であり、この値を基準値とし、ピストン打撃速度を無次元量として比較したものである。また、この場合のもれ流量定数の基準値 (g_{r10}) は、供試油圧ブレーカの寸法諸元から算出した値であり、基準値の 10 倍ともれ流量が増大した場合と 1/10 倍と減少した場合における値を用いている。その他は、ポンプから高圧室への流量定数を変化させただけであり、供試油圧ブレーカと同一条件、すなわち同一の設計パラメータを用いて算出した計算結果である。

ピストン後室から低圧室への流れ流量定数の増減のいずれの場合も、ポンプから高圧室への流量定数の増大とともに設計指標は負の値に向って減少し、同時にピストン打撃速度は増加する傾向を示す。すなわち、本計算範囲においては 1 点鎖線で示す包絡線上を、いずれのもれ流量の場合もポンプから高圧室への流量定数の増大とともに上方へ移動し、ある設計指標に達すると飽和する傾向を示している。

図 5 は、図 4 と同一の条件における打撃数と設計指標との関係

Fig. 4 Relation between percussion speed and design index.

Fig. 5 Relation between number of blow and design index.

Fig. 6 Relation between percussion speed and design index for various values of cross-sectional area of rear chamber.

である。図示のように、打撃数はピストン打撃速度と同様の傾向を持つ。すなわち、ピストン後室からのもれ流量を少なくし、かつ高圧室への圧油の供給流量を多くするほど、1点鎖線の包絡線にそって、設計指標の減少とともに打撃数は増大する。

図4、5のいずれの場合も、もれ流量が10倍増加したとき、ピストン打撃速度と打撃数はともにかなり低下し、かつ設計指標の値が正の領域に入る。逆にもれ流量を1/10と減少させたときの両性能値は、供試油圧ブレーカの寸法諸元を用いて算出した値とほとんど変わらず、その差はわずかである。すなわち、供試油圧ブレーカより大幅に公差をきびしくしてもれ流量を少なくしても、摺動面の潤滑が十分でなくなることも考えられるので、図中の1点鎖線が設計指標の変化による両性能値の上限と思われる。したがって、図2において、前節に示したように計算手順のすべてを計算せずに、1点鎖線でかこまれた部分のみを計算して設計指標を求めれば、各設計パラメータの最適値が定まるものと考えられる。このことは、設計指標をできるだけ負の大きな値をとるように各設計パラメータを選定すれば、より性能の優れた油圧ブレーカが設計できることを示唆している。

図4、5は、供試油圧ブレーカのピストン後室受圧面積の値を用いて計算した例であるが、図3に示したように、ピストン後室受圧面積の変化が各性能値、すなわちピストン打撃速度、平均供給流量および効率に影響を与えることを指摘した。

岩石などを破碎する油圧ブレーカの場合、圧油の有するエネルギーを有効に打撃力、すなわち打撃エネルギー^{a)}に変換する必要がある。したがって、硬い岩石などを破碎するためには、打撃エネルギーを、換言すればピストン打撃速度を増大させなければならない。

図3に示したように、ピストン打撃速度はピストン後室受圧面

a) 打撃エネルギー = $\frac{1}{2} m_p \cdot V_p^2$

積の増大とともに増加する。一方、図4に示したように、ピストン打撃速度は、設計指標が負の大きな値をとるほど増加する。

そこで、供給圧力が9.81 MPaの場合を一例として、ピストン後室受圧面積とピストン後室から低圧室へのもれ流量定数をパラメータにとり、それらの各条件でポンプから高圧室への流量定数を変化させたときのピストン打撃速度と設計指標との関係を示したのが図6である。同一の設計指標の値でピストン後室受圧面積が異なるとピストン打撃速度の値に相違が認められるが、いずれのピストン後室受圧面積に対しても、図4と同様に、包絡線が存在すると考えられる。ピストン後室受圧面積の増大とともに、ピストン打撃速度および設計指標のとり得る範囲が増大し、かつ、設計指標の負の値が大きくなる。したがって、油圧ブレーカを設計する場合、岩石などの被打撃体の破碎強度を考慮してピストン後室受圧面積を決め、次に設計指標は負で大きな値をとるように、圧油をできるだけ多く油圧ブレーカ内に流入させるよう流量定数を定め、さらにピストン後室からのもれ流量、すなわちその摺動面の公差を選定すべきであると考えられる。

以上の結果より、この設計指標は正の値よりも負の大きな値をとるように各寸法諸元、すなわち各設計パラメータを決定することにより、油圧ブレーカの性能の向上が望める上、より性能の優れた油圧ブレーカが設計できるものと考えられる。

5. おわりに

油圧ブレーカの性能を解析するために、従来の数値的解析法と異なる線形状態方程式を解く解析的方法を提案した。そして、供給圧力が9.81 MPaの場合を一例にとり、実験結果をもふまえて各設計パラメータの性能への影響を算出した。同時に油圧ブレーカを設計する場合の指標となる評価値について検討、考察した結果、主に次のことが明らかになった。

- (1) 性能に関する実験結果を良く表現できる本解析結果より、ピストン打撃速度、平均供給流量および効率などの主な各性能値は、ピストン後室受圧面積の増大とともに増加する。
- (2) 数値的解析法と異なり、本解析的手法を用いると、各設計パラメータの性能への影響を評価できる設計指標が、図2の計算手順の全サイクルを計算することなしに簡単に算出できる。
- (3) 被打撃体の破碎特性を考察してピストン後室受圧面積が決定すれば、ポンプから高圧室への圧油の流入量、ピストン後室からのもれ流量に関する設計パラメータに無関係に、それぞれのピストン後室受圧面積に対して、設計指標とピストン打撃速度の間には良好な相関関係、すなわち性能の上限を与える包絡線が存在する。そしてより性能の優れた油圧ブレーカを設計する場合には、設計指標が負で可能な限り大きな値をとるように各設計パラメータを選定すべきである。

謝辞 図面を作成していただいた秋田大学鉱山学部生産機械工学科永作清技官に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 高橋義雄・大日方五郎・渋谷 嗣・荒川篤志：日本鉱業会誌，104 [1204]，371～376，(1988)
- 2) 高橋義雄・渋谷 嗣・大日方五郎・永田晴久・洪国俊・永作清：日本鉱業会誌，101 [1170]，465～470，(1985)
- 3) 高橋義雄・李治才・渋谷 嗣：日本鉱業会誌，104 [1199]，23～28，(1988)
- 4) 高橋義雄・渋谷 嗣・大日方五郎・永田晴久・永作清：日本鉱業会誌，103 [1192]，377～381，(1987)