The Japan Society of Mechanical Engineers

1216 斜板式可変容量コンプレッサの動的挙動 —ピストン反力の解析—

Dynamic Behavior of Variable Displacement Swash Plate Compressors — Analytical Model of Reaction Forces of Pistons —

○ 臼井 啓悟（カルソニックカンセイ）　青戸 憲一（カルソニックカンセイ）
飯川 敬太（カルソニックカンセイ）　門田聡一郎（カルソニックカンセイ）
平林 悠一（カルソニックカンセイ）　正 吉田 勝俊（宇都宮大学）

Keigo Usui, Calsonic Kansei Corporation, 2-1917 Nisshin-cho, Kita-ku, Saitama-city, Saitama 331-0823
Kenichi Aoto, Calsonic Kansei Corporation, Keita Iikawa, Calsonic Kansei Corporation
Soichiro Monda, Calsonic Kansei Corporation, Yuichi Hirabayashi, Calsonic Kansei Corporation
Katsutoshi Yoshida, Utsunomiya University, 7-1-2 Yoto, Utsunomiya, Tochigi 321-8585

Key Words: Swash Plate, Compressor, Piston, Generalized force.

1．はじめに

前報[1]では，可変ストローク斜板カム機構が持つ運動学的な非線形性を表現するため，斜板角度θに関する1自由度の非線形力学モデルを導いた．そして斜板角度の動的安定性を無次元パラメータによって特徴付け，可変ストローク斜板カム機構における非線形運動解析の重要性を確認した．本報では、斜板式の可変容量圧縮機の解析を念頭に、前報[1]のモデル化で無視したピストンの効果を考慮する．そのために，各ピストンが受けるガス圧の解析モデルを構成し，斜板角方向の一般化力を導出する．

2．運動学

斜板の力学モデルをFig.1に示す．斜板の姿勢角(ϕ, θ, ψ)をとる．ϕはシャフトの回転角度，θは斜板角，ψは斜板のスピン角度を示す．ピストンPの運動軸は，z軸に平行でxy平面上の点(r, α)を通るとする．Pの高さは，運動軸と円盤の交点とする．x, y, z方向の単位ベクトルをそれぞれi, j, kとし，x, z軸まわりの回転変換を$Rx(\cdot), Rz(\cdot)$とする．以下の4つの仮定を置き，文献(1)に従いθに関する運動方程式(1)を得る．

ピストンの運動を次のように仮定する．

(H1) 回転軸(z軸)とピストンの軸の距離はrに一致する．

(H2) ピストンの軸がA点を通過するとき，ピストンは下死点にある．

機構への入力角ϕは可変機構の他の状態に依存しないとして，以下の仮定を追加する．

(H3) 主軸の角速度ϕは，既知の時間関数$\phi = \omega(t)$として与えられる．

(H4) 斜板はスイングアームに固定されているとして，斜板のスピン角ψは$\dot{\psi} = 0$とする．

線形粘性減衰c姿勢保持用の線形ばね特性k_Dを考慮する

$$M_2(\theta)\ddot{\theta} + 6\dot{\theta}^2 M_p(\theta)\tan\theta + \omega^2 H(\theta)\sin\theta = F_\theta - c\dot{\theta} - k_D(\theta - \bar{\theta}) \tag{1}$$

ここに$\bar{\theta}$は線形ばねの自然長である．ただし，

$$A = \rho + m_G l^2,\ A^* = A + \rho,\ B = m_G r l,\ M_p(\theta) = n(m_p r^2/2)\sec^4\theta,\ M_1(\theta) = m_G r^2 - 2B\cos\theta + J_1\sin^2\theta + (A^* + M_p(\theta)\sin^2\theta)\cos^2\theta,\ M_2(\theta) = A + 3M_p(\theta),\ H(\theta) = (A - M_p(\theta))\cos\theta - B$$

3．ピストンに働く力

ここでF_θの式においてi番目のピストンが軸方向の力を受けるときの力$F(\gamma_i)$をFig.2のように考える．$F(\gamma_i)$これは圧縮機における圧縮反力F_{gas}と抗するクランク室内圧の反力（以下，クランク室反力）F_cの力の釣合い差であることから，

$$F(\gamma_i) = F_{gas} - F_c = F_s + \varepsilon(\gamma_i)\frac{F_d - F_s}{PSL}\cdot\Delta Z - F_c = F_s + \frac{\varepsilon(\gamma_i)}{2}(F_d - F_s)(\cos\gamma_i + 1) - F_c$$

したがってθ方向の一般化力F_θは，次式で表される．

$$F_\theta = \sum_{i=1}^{n}\frac{\partial P_{iz}}{\partial\theta}F(\gamma_i) = \sum_{i=1}^{n}\frac{\partial}{\partial\theta}(1-\cos\gamma_i)r\tan\theta\cdot F(\gamma_i) = \sum_{i=1}^{n}(\cos\gamma_i + 1)r\sec^2\theta\cdot F(\gamma_i)$$

ここで，以下の関係を使って式を簡素化し、式(2)を得る．

$$\sum_{i=1}^{n}\cos\frac{2\cdot\pi(i-1)}{n} = 0 \qquad \sum_{i=1}^{n}\sin\frac{2\cdot\pi(i-1)}{n} = 0$$

$$\therefore F_\theta = r\sec^2\theta\left\{F_s - F_c + \frac{F_d - F_s}{2}\sum_{i=1}^{n}\varepsilon(\gamma_i)\sin^2\gamma_i\right\} \tag{2}$$

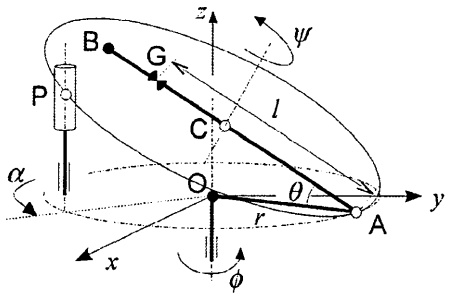

Fig.1 Free-body diagram of the swash plate

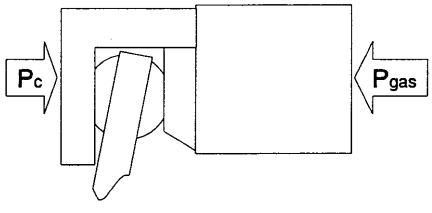

Fig.2 Pressures applied to a piston

NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

さらに $\varepsilon(\gamma)$ はコンプレッサの弁の動作を表現する係数である．吸入行程では常に吸入圧であり，圧縮行程では圧力が上昇して，上死点で吐出弁が開くと仮定するため，下記の場合分けを行う．

$$\varepsilon(\gamma)=\begin{cases}0 & if \quad 0\le(\gamma \mod 2\pi)<\pi\\ 1 & if \quad \pi\le(\gamma \mod 2\pi)<2\pi\end{cases}$$

であり，$\varepsilon(\gamma)$ のグラフを Fig. 3 に示す．

ここで，式(2)における

$$Q_n(\phi)=\sum_{i=1}^{n}\varepsilon(\gamma_i)\sin^2\gamma_i \tag{3}$$

について考える．式(3)のように整理し $Q_n(\phi)$ をグラフ化すると Fig. 4 のようになり，$Q_n(\phi)$ は，気筒数 n の奇数・偶数違いで特性が分かれる．Fig. 4 の結果をヒントに，本研究では $Q_n(\phi)$ を式(4)のように近似する．

$$\tilde{Q}_n(\phi):=\begin{cases}\dfrac{n}{4}+\dfrac{\sin(n\phi)}{(n-1)^2} & n=3,5,7,\cdots\\ \dfrac{n}{4} & n=4,6,8,\cdots\end{cases} \tag{4}$$

また，近似式(4)の妥当性を検証するため，$Q_n(\phi)$ と $\tilde{Q}_n(\phi)$ の誤差：$\Delta Q_n := \max\left|Q_n(\phi)-\tilde{Q}_n(\phi)\right|$ の計算結果を Fig. 5 に示す．通常の斜板式容量可変コンプレッサのピストン数 n=5～8 において誤差は 0.004 未満となり，近似式(4)の妥当性が示された．以上を踏まえて本研究では，次のような F_θ の近似表現を導入する．

$$F_\theta \approx r\sec^2\theta\left(F_s-F_c+\frac{F_d-F_s}{2}\tilde{Q}_n(\phi)\right) \tag{5}$$

4．クランク室反力 F_c の検討

クランク室反力の原理を考える．クランク室圧力 P_c はコントロールバルブによって制御されている．コントロールバルブは吸入圧力 P_s を感知して，目標値 $\overline{P_s}$ になるように吐出圧力 P_d をクランク室に導入する．我々の実験によれば，P_c，P_s，P_d の関係は次の実験式でよく近似される．

$$P_c=\alpha P_d+\beta P_s+\gamma \tag{6}$$

容量 125cc の圧縮機に対して，例えば (α, β, γ) = (-8.218 $\times10^{-2}$, -7.295$\times10^{-3}$, -3.499$\times10^{-1}$) である．さらに，P_d が P_s の一価関数であるという仮定を追加すると，さらに簡潔に，

$$P_c := \alpha' P_s+\beta' \tag{7}$$

と表せる．上述の圧縮機については (α', β')=(2.225, -1.601 $\times10^{-1}$) となる．

5．まとめ

カーエアコン用斜板式可変容量コンプレッサの 1 自由度モデル[1]において，ピストンが受けるガス圧の効果を検討し，次の結果を得た．

(1) ピストンに働く力によって生じる，斜板方向の一般化力 F_θ の解析モデルを得た．

(2) 近似式 $Q_n(\phi)$ を導入し，F_θ の解析モデルを簡略化した．

(3) クランク室内圧の反力を表わす実験式を提案し，実測値の一例を紹介した．

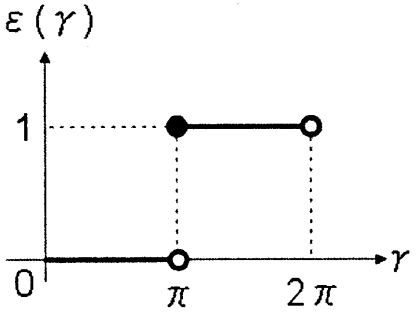

Fig.3 The periodic binary function $\varepsilon(\gamma)$

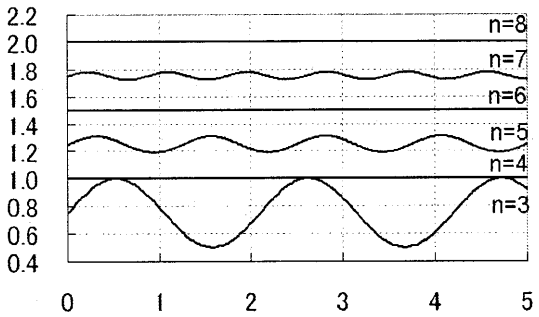

Fig.4 Plots of $Q_n(\phi)$ as a function of ϕ

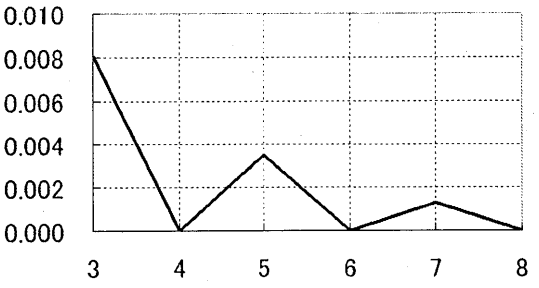

Fig.5 The errors ΔQ (n = 3 to 8)

参考文献

(1) Y.Hirabayashi et al Dynamic behavior of Variable Stroke Swash Plate Mechanism plate of an Axial Piston Pump, Proc. D&D 2007, pp.201

NII-Electronic Library Service