

コンプレッサの弁まわり流れのシミュレーションに関する研究

中島 啓之 (12116692)

指導教官 森西 洋平 助教授

1 緒言

本研究では、研究対象としてカーエアコンシステムの主要構成部品であるピストン式コンプレッサを取り上げる。コンプレッサは、冷媒ガスを高温・高圧に圧縮する装置である。コンプレッサでの主要な損失は吸吐出圧力損失である。これを数値計算により解析を行う際に、従来の作動気体モデルと弁モデルを用いると吐出圧力損失が再現されないことがわかっている。その原因として、作動気体モデルから算出される状態量が正確ではないことと、弁運動が従来の弁モデルでは表現しきれないことが考えられる。そのため、吐出圧力損失をより正確に再現できる適切な作動気体モデルの選定と新しい弁モデルの提案を目的とする。

2 計算手法の概要

基礎方程式には 3 次元 Navier-Stokes 方程式を用い、空間の離散化には移動格子によるセル中心有限体積法を採用した。非粘性数値流束の評価には MUSCL 法により高精度化された SHUS 法を用い TVD 条件を満足させるために Van Albada の流束制限関数を導入している。粘性流束は 2 次精度中心差分法を用いて評価した。時間積分には陽解法を用いた。詳しい計算手法は文献 [1] に記載されている。

3 作動気体モデルの選定

3.1 作動気体のモデル化

圧縮性流体の数値計算において圧力の計算には状態方程式が用いられる。従来、その計算には比熱比 $\gamma = 1.4$ の理想気体と仮定した空気モデルが使用されている。ここで、理想気体の状態方程式は次式となる。

$$P = \rho RT \quad (1)$$

$$R = \frac{\gamma - 1}{\gamma} c_p \quad (2)$$

ここで、 $c_p = 1000 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}$ である。実機での作動気体は代替フロンであるため、本研究では新たに代替フロンを比熱比 $\gamma = 1.1$ の理想気体と仮定した代替フロンモデルを提案した。そこで適切な作動気体モデルの選定のため、この 2 つの作動気体モデルについて比較する。また、比較の基準として次式に示す、代替フロンを用いた実測データから得られた近似式^[2]を使用する。

$$P_R = \frac{T_R \rho_R}{Z_c} + \sum_{i=2}^9 (a_{i1} + a_{i2}/T_R + a_{i3}/T_R^2 + a_{i4}/T_R^3 + a_{i5}/T_R^5) \rho_R^i \quad (3)$$

$$P_R = P/P_c, \rho_R = \rho/\rho_c, T_R = T/T_c$$

$$Z_c = P_c/(R_f \rho_c T_c)$$

ここで添え字 c は臨界定数を表しており、状態方程式で使った臨界定数とガス定数 R_f は次のとおりである。

$$T_c = 374.30 \text{ [K]}, P_c = 4.0640 \text{ [MPa]}, \rho_c = 508 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$R_f = 81.4892$$

3.2 作動気体モデルと近似式との比較

図 1, 図 2 および図 3 にそれぞれ温度が $T = 283.15 \text{ [K]}$, $T = 333.15 \text{ [K]}$ および $T = 353.15 \text{ [K]}$ の場合の空気モデル、代替フロンモデルと近似式の $P - \rho$ 線図を示す。温度が上昇する、すなわちコンプレッサ内の圧縮が進行するに従い作動気体モデルと近似式との圧力差が大きくなっていく。これより、代替フロンモデルは圧縮が進むに従い近似式の圧力変化から離れていくが、空気モデルと比較するとより近似式に近い圧力変化をすることがわかる。

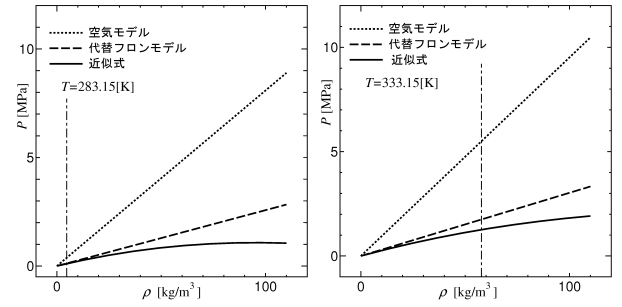


Fig. 1 $T = 283.15 \text{ [K]}$ 時の圧力 Fig. 2 $T = 333.15 \text{ [K]}$ 時の圧力

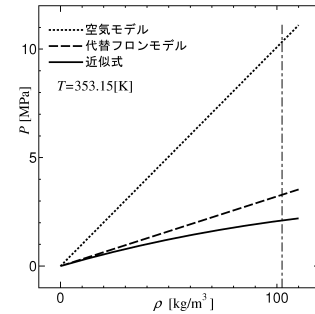


Fig. 3 $T = 353.15 \text{ [K]}$ 時の圧力

図 4 に数値計算に作動気体モデルを導入したときの弁開閉前後の計算結果を示す。なお、弁運動に関しては、実験結果を与えている。図 4 より、実測値も計算結果も圧力は上昇していき、ピークを生じている。ピーク値部分に注目すると、代替フロンモデルは空気モデルよりピーク値予測精度が改善されている。これより、空気モデルより代替フロンモデルの方が吐出圧力損失を再現できていることがわかる。

4 弁のモデル化

従来用いられているモデル、すなわち弁運動にばね・ダンパ系による運動方程式を用いた弁モデルを導入した計算結果を図 5 に示す。図 7 に本研究で用いるコンプレッサの弁の形状を示す。このモデルは弁形状からばね・ダンパ係数を算出している。図 5 より、計算結果では点 A で弁が開く。それに対して実測値では、計算結果よりもさらに圧力が上昇した点 B で弁が開く。ばね係数などを変化させてみたが、計算結果は実測値とは合わなかった。計算結果よりも圧力が上昇した分、 P_B : ポア室の圧力、 P_C : チャンバー

Fig. 4 作動気体モデルと実測値の圧力の時間変化

室の圧力とすると実機の弁には図7のように圧力差による力 $F_p = 27.48$ [N] が作用する。弁における力の釣り合いを考えると、 F_p とは逆向きに何らかの力 F が弁に作用すると考えられる。そして、潤滑油による影響に着目し、次の3つの力と F_p をオーダー比較することにより検討する。

4.1 表面張力

図7に示す弁全体が開くとすると、表面張力による力 F_H は、

$$F_H = \left(\frac{1}{2} \times 2\pi b + 2a + 2\pi c \right) \beta = 1.76 \times 10^{-3} \text{ [N]} \quad (4)$$

となり $F_H \ll F_p$ である。このとき、 β は潤滑油の表面張力であり、 $\beta = 26.4 \text{ dyne/cm} = 26.4 \times 10^{-3} \text{ J/m}^2$ とした。

4.2 表面張力による凝着力

表面張力による凝着力 F_{HG} は次式で表せる。

$$F_{HG} = \frac{S\beta}{d} = 0.0956 \text{ [N]} \quad (5)$$

となり、 $F_{HG} \ll F_p$ である。ここで、 d [cm] : 平板間のメニスカスの曲率半径、 β [dyne/cm] : 潤滑油の表面張力、 S [cm²] : 平板面積である。

4.3 粘性による凝着力

コンプレッサには図8に示すように壁面と弁との隙間に潤滑油が存在し、弁が上方に持ち上がると潤滑油がすき間に流入する。この際潤滑油の粘性により弁には凝着力^[3]が作用する。本研究では、図9に示す弁の縦線部のリング状部分に凝着力 F_g が作用するとし、次式から評価すると、

$$F_g = \frac{3\pi\eta(R_2^4 - R_1^4)}{4t} \left(\frac{1}{h_1^2} - \frac{1}{h_2^2} \right) = 27.39 \text{ [N]} \quad (6)$$

となる。ただし、弁の高さ h_1 から h_2 までの移動時間を t とし、 η は潤滑油の粘度とする。ここで、 $F_g \sim F_p$ である。そのため、弁運動に粘性による凝着力は考慮する必要があると考えられる。

4.4 粘性による凝着力導入の効果

図6に粘性による凝着力を考慮した場合としない場合の計算結果を示す。作動気体モデルは代替フロンモデルを用いている。図6より、粘性による凝着力を考慮しない場合は実測値より先に弁が開いてしまう。これに対して粘性による凝着力を考慮した場合は、凝着力によって弁が開くのが遅れ、圧力のピークが生じ実測値と同程度のピーク値をもつ。これより吐出圧力損失を再現するためには、粘性による凝着力を考慮する必要があることがわかる。

Fig. 5 従来の弁モデルによる Fig. 6 凝着力を考慮したときの計算結果と実測値との比較

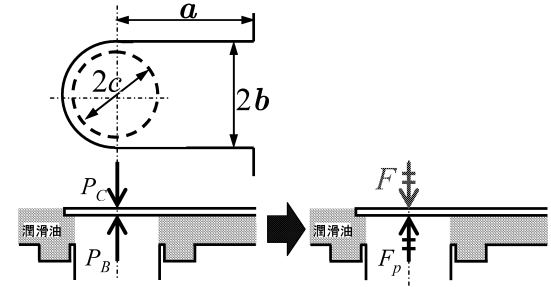


Fig. 7 弁に作用する力

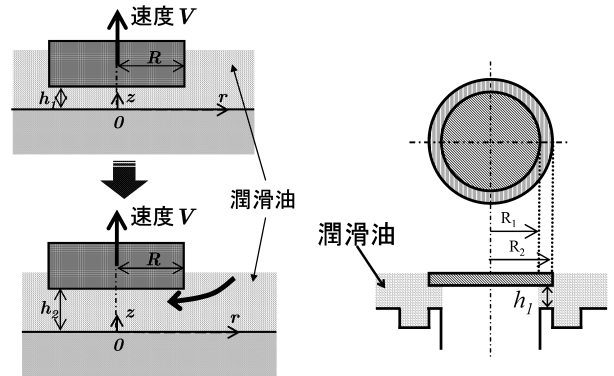


Fig. 8 弁と壁面の間に働く粘性による凝着力 Fig. 9 本研究で用いる弁形状による凝着力

5 結論

- 空気モデルより代替フロンモデルの方が精度よく吐出圧力損失を再現できる。
- 弁モデルに潤滑油による凝着力を考慮することにより新しいモデルを提案した。
- 吐出圧力損失を生じる主要な原因は、粘性による凝着力が弁に働き弁開放のタイミングを遅らせるためである。

参考文献

- [1] 福山了介, 名古屋工業大学大学院修士論文, (2004)
- [2] 日本冷凍協会, 日本フロンガス協会企画編集, 代替フロン類の熱物性 -HFC-134a および HCFC-123-, (1991, 日本冷凍協会), 42-45.
- [3] 曾田範宗訳, 固体の摩擦と潤滑, (1975, 丸善), 259-261, 288-289.