

Prediction of Heat Transfer Performance of Air-cooled Condensers Using Alternative Refrigerants R123 and R134a instead of R11 and R12

藤井, 哲
九州大学機能物質科学研究所

小川, 秀彦
九州大学機能物質科学研究所

<https://doi.org/10.15017/6636>

出版情報 : 九州大学機能物質科学研究所報告. 7 (2), pp.191-193, 1994-03-31. Institute of Advanced Material Study Kyushu University

バージョン :

権利関係 :



代替冷媒 R123 および R134a を用いた 空冷凝縮器の伝熱性能の予測

藤 井 哲・小 川 秀 彦

Prediction of Heat Transfer Performance of Air-cooled Condensers Using Alternative Refrigerants R123 and R134a instead of R11 and R12

Tetsu FUJII and Hidehiko KOGAWA

When refrigerants R11 and R12 are replaced by respective alternatives R123 and R134a in air-cooled condensers for invariable values of the heat exchange rate, inlet vapor temperature, logarithmic mean temperature difference, air-side equivalent heat transfer coefficient and inner tube diameter, the change of heat transfer area is predicted to be plus 5% for R123 and minus 2% for R134a, while that of mass flow rate to be plus 6~7% for R123 and minus 15~20% for R134a.

1. 緒 言

フロンによるオゾン層破壊および温室効果の対策において、R11 および R12 の代替冷媒としてそれぞれ R123 および R134a が最有力視されている。しかし、これらの冷媒を用いた空冷凝縮器の伝熱特性の予測については、個々の物性値の比較による定性的な議論⁽¹⁾あるいは冷媒側の凝縮熱伝達係数の比較⁽²⁾しかなされていない。

野津ら⁽³⁾はヒートポンプ用直交流凝縮器（水平平滑管内：冷媒、管外：空気）の熱交換特性の計算を行い、臨界定数以外には特定の物質の物性値を含まない冷媒側平均熱伝達係数の式を提案した。本報では、その式に基づき、R123 および R134a を用いた凝縮器の伝熱特性の予測を試みる。

記 号

d : 管内径 [m]

受理日 平成5年12月27日

G : 質量速度 [kg/(m²·s)]
 h_a' : 空気側見掛熱伝達係数 [W/(m²·K)]
 h_c : 平均凝縮熱伝達係数 [W/(m²·K)]
 h_{fg} : 凝縮潜熱 [J/kg]
 K : 熱通過係数 [W/(m²·K)]
 M : 分子量 [kg/kmol]
 P : 圧力 [Pa]
 Q : 交換熱量 [W]
 T : 温度 [K]
 ΔT_0 : 凝縮部での飽和温度と空気温度の
対数平均温度差 [K]
 v : 蒸気の比体積 [m³/kg]
 W : 質量流量 [kg/s]

添 字

0 : R11 または R12
1 : R123 または R134a
 a : 空気
 $crit$: 臨界値
 s : 飽和

2. 伝熱特性の比較の際に与えた条件

R11 および R12 (添字: 0) で稼動していた凝縮器の冷媒をそれぞれ R123 および R134a (添字: 1) に入れかえた場合を想定して、以下の条件を与える。交換熱量 Q , 入口蒸気温度 (簡単のため飽和とする) T_s , 対数平均温度差 ΔT_0 , 空気側見掛熱伝達係数 (伝熱管の伝導伝熱を含む) h_a' , 管内径 d がいずれも等しいとする。すなわち,

$$Q_1 = Q_0 \quad (1)$$

$$T_{s1} = T_{s0} \quad (2)$$

$$\Delta T_{01} = \Delta T_{00} \quad (3)$$

$$h_{a1}' = h_{a0}' \quad (4)$$

$$d_1 = d_0 \quad (5)$$

そして、凝縮管長 (伝熱面積) および冷媒流量の違いを求める。交換熱量, 冷媒流量, 蒸気圧等は実機を考慮して適当に与える。

3. 計算式

(a) 質量流量 W : 条件式(1)より

$$W_1 = \frac{h_{fg0}}{h_{fg1}} W_0 \quad (6)$$

(b) 伝熱管長 l : 条件式(1), (3), (5)より

$$l_1 = \frac{K_0}{K_1} l_0 \quad (7)$$

ここに熱通過係数 K は, 次式で与えられる。

$$K = \frac{Q}{\pi d l \Delta T_0} = \left(\frac{1}{h_c} - \frac{1}{h_a'} \right)^{-1} \quad (8)$$

更に平均凝縮熱伝達係数 h_c は, 次式で与えられる⁽³⁾。

$$h_c = \frac{3.2 \times 10^4}{\left(\frac{M^3 P_s \Delta T_0 d}{P_{crit}} \right)^{\frac{1}{4}}} \left[\frac{1 + 1.4 \times 10^{-4} G^{1.5} (\Delta T_0^{4.5} d^{2.5})^{0.15}}{1 + 11.4 \frac{(h_a')^{0.4}}{G^{2.1}} \left(\frac{M^2 P_s \Delta T_0^{2.5}}{P_{crit} d^{3.5}} \right)^{0.15}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

ここに M は分子量, P_s は飽和蒸気圧力, P_{crit} は臨界圧力, G は質量速度である。式(9)は R11, R12, R113 の水平平滑管内凝縮熱伝達係数を共通に表す式⁽⁴⁾を基礎として導出されたものであるが, その式は R22, R123, R134a についても成り立つことが明らかにされている⁽⁵⁾。

4. 結果および考察

各冷媒の物性値を表 1 に示す。表 1 の数値を用い, パラメータとして, T_s , ΔT_0 , h_a' , $W_0(Q)$ を与えて算出した平均凝縮熱伝達係数 h_{c0} , h_{c1}/h_{c0} , 熱通過係数 K_0 , K_1/K_0 および凝縮管長 l_0 , l_1/l_0 を表 2, 表 3 に示す。

表 2 によれば, R123 の凝縮器は R11 のそれより最大 5% 大きい伝熱面積が必要である。一方, 表 3 によれば, R134a の凝縮器は R12 のそれより約 2% 小さい伝熱面積でよい。

質量流量の差異は, 式(6)から明らかなように, 凝縮潜熱の比のみに関係する。従って, R123 の質量流量は R11 のその 6~7% 増, R134a の質量流量は R12 のその 15~20% 減となる。

要するに, 代替冷媒に対して従来の凝縮器を使用しても伝熱性能に及ぼす影響は小さい。但し, R11 の代替冷媒 R123 については流量を増加させる必要があり, R12 の代替冷媒 R134a については流量は少なくてもよい。なお, 従来冷媒と代替冷媒の v_s の値の差は小さい (表 1) ので, R123 の圧縮機は能力不足, R134a のそれは能力過大となる。

表 1 物性値

| | R11 | | R123 | | R12 | | R134a | |
|----------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| M [kg/kmol] | 137 | | 153 | | 121 | | 102 | |
| P_{crit} [MPa] | 4.41 | | 3.67 | | 4.14 | | 4.07 | |
| T_s [K] | 320 | 340 | 320 | 340 | 320 | 340 | 320 | 340 |
| P_s [MPa] | 0.214 | 0.374 | 0.193 | 0.347 | 1.13 | 1.76 | 1.22 | 1.97 |
| h_{fg} [kJ/kg] | 171 | 163 | 161 | 152 | 125 | 108 | 156 | 130 |
| v_s [m ³ /kg] | 0.0847 | 0.0500 | 0.0839 | 0.0478 | 0.0155 | 0.0095 | 0.0165 | 0.0095 |

表2 R11-R123の計算例

| T_s [K] | 320 | | | | | | | | | | | | 340 | | | | | | |
|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| ΔT_0 [K] | 6 | | | 12 | | | 24 | | | 6 | | | 24 | | | 6 | | | |
| h_a' [kW/m ² K] | 1.0 | 2.0 | 4.0 | 1.0 | 2.0 | 4.0 | 1.0 | 2.0 | 4.0 | 1.0 | | | 4.0 | 1.0 | 4.0 | 1.0 | | | |
| d [mm] | 8.4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $W_0 \times 100$ [kg/s] | 1.5 | | | | | | 0.5 | 1.0 | 2.0 | 1.5 | | | 0.5 | 1.0 | 2.0 | | | | |
| W_1/W_0 [-] | 1.06 | | | | | | | | | | | | 1.07 | | | | | | |
| Q [kW] | 2.57 | | | | | | 0.86 | 1.71 | 3.43 | 2.45 | | | 0.82 | 1.63 | 3.26 | | | | |
| h_{co} [kW/m ² K] | 3.85 | 3.81 | 3.77 | 3.36 | 3.32 | 3.28 | 2.98 | 2.94 | 2.89 | 2.94 | 3.56 | 4.07 | 3.34 | 3.26 | 2.59 | 2.50 | 2.52 | 3.08 | 3.53 |
| h_{c1}/h_{co} [-] | 0.91 | 0.91 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.91 | 0.92 | 0.91 | 0.91 | 0.92 | 0.92 | 0.91 | 0.91 | 0.91 |
| K_0 [kW/m ² K] | 0.79 | 1.31 | 1.94 | 0.77 | 1.25 | 1.80 | 0.75 | 1.19 | 1.68 | 0.75 | 0.78 | 0.80 | 0.77 | 1.80 | 0.72 | 1.54 | 0.72 | 0.75 | 0.78 |
| K_1/K_0 [-] | 0.98 | 0.97 | 0.95 | 0.98 | 0.97 | 0.95 | 0.98 | 0.97 | 0.95 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.95 | 0.98 | 0.95 | 0.97 | 0.98 | 0.98 |
| l_0 [m] | 20.5 | 12.4 | 8.4 | 10.5 | 6.5 | 4.5 | 5.4 | 3.4 | 2.4 | 7.3 | 13.9 | 27.0 | 20.1 | 8.6 | 5.4 | 2.5 | 7.2 | 13.7 | 26.4 |
| l_1/l_0 [-] | 1.02 | 1.03 | 1.05 | 1.02 | 1.03 | 1.05 | 1.02 | 1.03 | 1.05 | 1.02 | 1.02 | 1.02 | 1.02 | 1.05 | 1.03 | 1.05 | 1.03 | 1.02 | 1.02 |

表3 R12-R134aの計算例

| T_s [K] | 320 | | | | | | | | | | | | 340 | | | | | | |
|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| ΔT_0 [K] | 6 | | | 12 | | | 24 | | | 6 | | | 24 | | | 6 | | | |
| h_a' [kW/m ² K] | 1.0 | 2.0 | 4.0 | 1.0 | 2.0 | 4.0 | 1.0 | 2.0 | 4.0 | 1.0 | | | 4.0 | 1.0 | 4.0 | 1.0 | | | |
| d [mm] | 8.4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $W_0 \times 100$ [kg/s] | 1.5 | | | | | | 0.5 | 1.0 | 2.0 | 1.5 | | | 0.5 | 1.0 | 2.0 | | | | |
| W_1/W_0 [-] | 0.80 | | | | | | | | | | | | 0.84 | | | | | | |
| Q [kW] | 1.87 | | | | | | 0.62 | 1.25 | 2.49 | 1.62 | | | 0.54 | 1.08 | 2.17 | | | | |
| h_{co} [kW/m ² K] | 2.73 | 2.70 | 2.66 | 2.38 | 2.35 | 2.31 | 2.11 | 2.07 | 2.03 | 2.02 | 2.50 | 2.89 | 2.44 | 2.37 | 1.88 | 1.81 | 1.78 | 2.22 | 2.59 |
| h_{c1}/h_{co} [-] | 1.06 | 1.06 | 1.05 | 1.05 | 1.04 | 1.03 | 1.03 | 1.02 | 1.01 | 1.01 | 1.05 | 1.06 | 1.06 | 1.05 | 1.03 | 1.02 | 1.02 | 1.05 | 1.06 |
| K_0 [kW/m ² K] | 0.73 | 1.15 | 1.60 | 0.70 | 1.08 | 1.46 | 0.68 | 1.02 | 1.35 | 0.67 | 0.71 | 0.74 | 0.71 | 1.49 | 0.65 | 1.24 | 0.64 | 0.69 | 0.72 |
| K_1/K_0 [-] | 1.02 | 1.02 | 1.03 | 1.01 | 1.02 | 1.02 | 1.01 | 1.01 | 1.01 | 1.00 | 1.01 | 1.01 | 1.02 | 1.03 | 1.01 | 1.01 | 1.01 | 1.02 | 1.02 |
| l_0 [m] | 16.1 | 10.3 | 7.4 | 8.4 | 5.5 | 4.0 | 4.4 | 2.9 | 2.2 | 5.9 | 11.0 | 21.2 | 14.5 | 6.9 | 3.9 | 2.1 | 5.3 | 9.9 | 19.0 |
| l_1/l_0 [-] | 0.98 | 0.98 | 0.97 | 0.99 | 0.98 | 0.98 | 0.99 | 0.99 | 0.99 | 1.00 | 0.99 | 0.99 | 0.98 | 0.97 | 0.99 | 0.99 | 0.99 | 0.98 | 0.98 |

以上の結論はマイクロフィン管に過熱蒸気が流入する場合に対しては厳密には適用できない。しかし、現場で広く行われている“ドロップインテスト”の結果を解析する場合に参考になる。

文 献

- [1] Pate, M.B., "Recent Developments in Condensers and Condensation for Refrigeration and Air-conditioning Applications", Proc. 2nd Int. Symp. on Condensers and Condensation, (1990), 1-25.
- [2] 小山繁・高雷・藤井哲, "冷媒 CFC12 およびそ

の代替冷媒 HFC134a の水平平滑管内凝縮", 日本冷凍協会論文集, 10, 1 (1993)103-110.

- [3] 野津滋・藤井哲・本田博司, "空冷コンデンサの伝熱面積の計算法", 冷凍, 57, 660(1982), 1007-1019.
- [4] 藤井哲・本田博司・野津滋, "フロン系冷媒の水平管内凝縮", 冷凍, 55, 627(1980), 3-20.
- [5] 原口英剛, "冷媒 HCFC22, HFC134a, HCFC123 の水平管内凝縮に関する研究", 九州大学学位論文, (1994).