

カーエアコンにおける膨張弁制御に関する研究*

福田 充 宏*¹, 柳 沢 正*¹, 清 水 孝*¹

A Study on Expansion Device Control for Automotive Air Conditioners

Mitsuhiro FUKUTA, Tadashi YANAGISAWA and Takashi SHIMIZU

Recently, expansion devices which are operated by electronic modules, so-called electronic expansion devices, are used for room air conditioners for the purpose of comfort and stability of air conditioning cycles, and they improve the control of an automotive air conditioner. This study examines characteristics of a conventional thermal expansion valve and a new electronic expansion valve, and investigates the performance of the air conditioning cycle by using a simple numerical simulation of the automotive air conditioner. By control of the thermal expansion valve, the discharge temperature increases with increasing rotational speed of the compressor. But the use of the electronic expansion valve depresses the rising of the discharge temperature and increases the coefficient of performance.

Key Words: Air Conditioner, Coefficient of Performance, Refrigeration, Simulation, Automotive Air Conditioner, Thermal Expansion Valve, Electronic Expansion Valve, Superheat, Discharge Superheat Control

1. 緒 言

近年ルームエアコンでは冷凍サイクルの冷媒流量制御装置として電気信号によって膨張弁開度が任意に設定できる, いわゆる電子膨張弁が用いられ, 快適性とサイクルの安定性をとを目的として複雑な制御が行われている⁽¹⁾. 一方, 乗用車ではカーエレクトロニクスが発達し, カーエアコンサイクルの制御に電子膨張弁を用いて幅広い制御を行うことも可能であるが, 現在のところ電子膨張弁を用いたカーエアコンサイクルについての報告例はみられない.

そこで本研究では, 従来カーエアコンサイクルの制御に用いられている温度膨張弁による制御特性を確認するとともに, 電子膨張弁を使用した場合に膨張弁の制御対象および制御量がサイクル性能に与える影響を検討するために, カーエアコンサイクルの簡単な数値シミュレーションを用いてサイクル各部の圧力・温度などの計算を行った. 特に, 従来の温度膨張弁で制御した場合には高速回転時に吐出し温度の上昇がみられるため, 吐出し温度の低下を目的とした吐出過熱度制

御がサイクル性能に与える影響を検討した.

2. 理 論

カーエアコンサイクルのシミュレーションの概要を以下に述べる. 今回は, 圧縮機, 凝縮器, 蒸発器, 膨張弁で構成される基本的な蒸気圧縮冷凍サイクルを考え, 小形乗用車クラスで高熱負荷時の場合を想定して計算を行う. サイクルの主な仕様を表1に示す.

2・1 熱交換器 今回のモデル化に当たり, 以下の仮定をおく.

- (1) 熱交換器内は圧力一定である.
- (2) 二相域は飽和状態にあるものとして, 過熱域・飽和域・過冷却域をそれぞれ集中定数系として扱う.
- (3) 冷媒の運動エネルギーと位置エネルギーは無視できる.

図1に示すような熱交換器内の検査体積において, 検査体積内の冷媒(質量 M , 比内部エネルギー u , 比エンタルピー h , 圧力 P , 比体積 v)に対応したエネルギー式および連続の式は⁽²⁾⁽³⁾,

$$d(Mu)/dt = G_1 h_1 - G_2 h_2 - Q_r - Pd(Mv)/dt \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$dM/dt = G_1 - G_2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで t は時間, G は質量流量, Q_r は伝熱流量, 添字

* 平成元年3月10日 東海支部第38期総会講演会において講演, 原稿受付 平成元年11月7日.

*¹ 正員, 静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1).

1, 2 はそれぞれ検査体積の入口と出口を示す。上式にエンタルピーの定義を適用して書き換えることにより次式が得られ⁽²⁾、過熱域・飽和域・過冷却域の集中定数系を検査体積として、それぞれに適用する。

$$Mdh/dt = G_1(h_1 - h) - G_2(h_2 - h) - Q_r + MvdP/dt \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、比エンタルピーは温度 T と圧力 P の関数であり、圧力は飽和温度 T_{sat} の関数であるから⁽⁴⁾、

$$dh/dt = (\partial h/\partial T)_P dT/dt + (\partial h/\partial P)_T dP/dt \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$dP/dt = (dP/dT_{sat}) \cdot (dT_{sat}/dt) \quad \dots\dots\dots (5)$$

とおくことができる。式(3)において伝熱流量 Q_r は次式により求める。

$$Q_r = \alpha A(T - T_p) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで α は熱伝達率、 A は伝熱面積、 T_p は熱交換器の管壁温度である。冷媒側熱伝達率 α [$W/(m^2 \cdot K)$] は、流量 G [kg/s]、伝熱管直径 d [m]、単位面積当たりの冷凍負荷 q [W/m^2] を用いて、それぞれの検査体積ごとに以下の形で与える。まず、凝縮熱伝達の場合は文献(5)より、

$$\alpha = 50.2 \times G^{0.75} / d^{1.5} \quad \dots\dots\dots (7)$$

また、蒸発熱伝達の場合は文献(6)より次式で与える。

$$\alpha = 1.52 \times (Gq)^{0.5} / d \quad \dots\dots\dots (8)$$

さらに過熱域や過冷却域のような強制対流下で相変化のない伝熱の場合、熱伝達率は一般的にはレイノルズ数とプラントル数の関数として求められるが⁽⁵⁾⁽⁷⁾、ここでは簡単のため、管内平均流速 w [m/s] を用いて次のような形で熱伝達率を与える。

$$\alpha = C_1 w^{C_2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ただし C_1, C_2 は定数であり、レイノルズ数とプラントル数の関数である相関式において、凝縮器や蒸発器の圧力・温度範囲における冷媒の物性値などを考慮して検査体積ごとに定めることとし⁽⁸⁾、それぞれの検査体積における値を表2に示す。

一方熱交換器全体で考えると、熱交換器内の体積は一定であるから、それぞれの検査体積の体積変化率の和は零となり、次式が成立する。

$$d(Mv)_{sh}/dt + d(Mv)_{sat}/dt + d(Mv)_{sc}/dt = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、添字 sh, sat, sc はそれぞれ過熱域、飽和域、過冷却域を示す。比体積はエンタルピーと同様に温度と圧力の関数であり、その時間微分は式(4)と同様に計算できる。式(10)の左辺第2項において、飽和域の体積は飽和域における気相と液相の体積の和であるが、この気相と液相の体積の関係は、飽和域における気相の体積割合 β_g を用いて次式で表される。

$$\beta_g = M_g v_g / (M_g v_g + M_l v_l) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、添字 g, l はそれぞれ飽和域における気体と液体を示す。 β_g は、飽和域の入口と出口の乾き度を x_1, x_2 とすると、次式で表される⁽⁵⁾。

$$\beta_g = \frac{v_g}{x_2 - x_1} \left[\frac{x}{v_g - v_l} - \frac{v_l}{(v_g - v_l)^2} \ln \{ (v_g - v_l)x + v_l \} \right]_{x_1}^{x_2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

シミュレーションにおける熱交換器の計算では、熱交換器の過熱域・飽和域・過冷却域にそれぞれ式(3)を適用し、さらに式(10)と式(11)を連立させて、飽和温度の変化率とそれぞれの検査体積における移動質量流量を連立方程式の解として求め、Euler法により次の時間ステップにおける値を求める。

熱交換器の管壁に対するエネルギー式は、熱交換器の質量を M_p 、比熱を C_p 、管壁温度を T_p 、空気側への熱流量を Q_a とすると次式で表される。

$$C_p M_p (dT_p/dt) = Q_r - Q_a \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで Q_a は、空気の温度を T_a 、流量を G_a 、比熱を C_a 、熱交換器空気側の伝熱面積と熱伝達率を A_p, α_a

表1 シミュレーションの仕様

Items	Specifications	
Refrigerant	R12	
Compressor Suction Volume	100 cm ³ /rev	
Heat Exchanger	Air Cooled Cross Flow	
	Condenser	Evaporator
Internal Volume	1.0×10 ⁻³ m ³	0.8×10 ⁻³ m ³
Refrigerant Side Heat Transfer Area	0.5 m ²	0.4 m ²
Air Side Heat Transfer Area	4.5 m ²	4.0 m ²
Suction Line Length	1.5 m	
Suction Line Inner Diameter	0.01 m	
Air Temperature	35 °C	

表2 熱伝達率相関式における定数の値

Region	C ₁	C ₂
Condenser Superheated	52.8	0.8
Subcooled	844.8	0.8
Evaporator Superheated	40.0	0.8

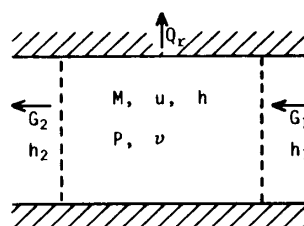


図1 検査体積の概要

とすると次式で表される⁽⁵⁾。

$$Q_a = C_a G_a \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_a A_p}{C_a G_a}\right) \right\} (T_p - T_a) \quad (14)$$

一般にカーエアコンサイクルでは、エンジンの回転数増加とともに圧縮機回転数が増加し、一方凝縮器が受ける風量も車速に従って増加するので、本研究では凝縮器の風量は圧縮機回転数に比例するとし⁽⁹⁾、一方電動ファンにより送風される蒸発器の風量は一定とする。凝縮器空気側の熱伝達率は、強制対流下の管群の熱伝達率相関式⁽¹⁰⁾を基に風量の関数として与え、蒸発器空気側の熱伝達率は一定とし、着霜の影響は無視する。

2・2 圧縮機 圧縮機に吸い込まれる冷媒の質量流量 G_s は圧縮機の理論吸込体積 V_{th} と回転数 N と体積効率 η_v と吸込冷媒の比体積 v_s を用いて次式で与えられる。

$$G_s = \eta_v V_{th} N / v_s \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここで体積効率は圧縮機回転数の関数として与える。吸込冷媒が湿り状態の場合には冷媒の蒸発により体積効率が減少する場合もあるが⁽¹¹⁾、ここでは簡単のために冷媒はそのままの状態で吸い込まれるとする。断熱圧縮動力 L_{ad} は等エントロピー変化としたときの圧縮機前後のエントルピー差 $(h_{ad} - h_s)$ と質量流量の積として求める。

$$L_{ad} = G_s (h_{ad} - h_s) \quad \dots\dots\dots (16)$$

圧縮機軸動力 L は、断熱圧縮動力を図示効率 η_{ind} で補正し、さらに機械効率 η_m により補正して求める。

$$L = L_{ad} / (\eta_{ind} \eta_m) \quad \dots\dots\dots (17)$$

図示効率は圧縮機回転数の関数として与え、機械効率は一定とする。

圧縮機本体に対するエネルギー式は、圧縮機の質量 M_c 、比熱 C_c を用いて次式で表される。

$$C_c M_c (dT_c / dt) = L(1 - \eta_m) - Q_{cr} - Q_{ca} \quad \dots\dots (18)$$

ここで右辺第1項は機械損失により発生する熱量を示し、 Q_{cr} 、 Q_{ca} は圧縮機から冷媒と外気へ伝わる伝熱流量で、それぞれ式(6)と同様に与える。圧縮機本体は温度分布を持たず、全体が一様な温度 T_c と考える。

2・3 膨張弁 本研究では従来の温度膨張弁によりサイクルを制御した場合と、電子膨張弁によりサイクルを制御した場合を考える。

温度膨張弁のモデルを図2に示す。今回の計算では定常的な性能を評価するため、感温筒における伝熱による時間遅れを無視し、感温筒内の圧力 P_f は蒸発器出口の冷媒温度における飽和圧力とし、膨張弁内のダイヤフラム(面積 A_d)の上部にそのまま作用するとする。ダイヤフラムの下部空間には蒸発圧力 P_e が作用し、膨張弁の変位 x_v はダイヤフラム前後の圧力差に

よる力とばね力とダイヤフラムの変形による力の釣合いによって次式より求められる。

$$(P_f - P_e) A_d = (K_{sp} + K_{di} + K_x) x_v + K_{sp} x_{init} \quad (19)$$

ここで K_{sp} 、 K_{di} はそれぞればねとダイヤフラムのばね定数、 x_{init} はばねの初期たわみである。また K_x はダイヤフラムなどの変形による非線形特性であり、変位 x_v に比例するとする⁽³⁾。

一方、電子膨張弁の制御アルゴリズムはPID制御であり⁽¹²⁾、目標過熱度からの偏差に基づいて膨張弁の開度を修正する。ただし制御の最適化は行っておらず、サイクルが不安定にならない程度の値を使用する。

膨張弁を通過する流量 G_v は、膨張弁の開口面積 A_v と流量係数 c を用いて次式で求められる。

$$G_v = c A_v \{2(P_c - P_e) / v_i\}^{0.5} \quad \dots\dots\dots (20)$$

ここで P_c は凝縮圧力、 v_i は膨張弁前における液冷媒の比体積であり、開口面積 A_v は弁変位 x_v に比例するとする。蒸発器に流入する冷媒を乾き度 x は、膨張弁を通過して蒸発器にはいる冷媒の変化を等エンタルピー変化とすると次式で表される。

$$x = (h_v - h_{el}) / (h_{eg} - h_{el}) \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここで、 h_v は膨張弁入口の比エンタルピー、 h_{el} 、 h_{eg} はそれぞれ蒸発器における飽和液と飽和ガスの比エンタルピーを示す。

2・4 配管 通常、カーエアコンサイクルは蒸発器出口の過熱度により温度膨張弁によって制御され、蒸発器を出た冷媒は高温のエンジンルーム内を通過して圧縮機に吸い込まれる。そのため、配管内の圧力損失・熱損失はサイクルの性能に大きな影響を及ぼすので、蒸発器出口から圧縮機入口の間における配管内の損失を考慮する必要がある。配管内の流体を非圧縮性流体と仮定すると、圧力損失 ΔP は次式で表される。

$$\Delta P = \lambda (l/d) \rho w^2 / 2 \quad \dots\dots\dots (22)$$

ここで λ は管摩擦係数で、 l 、 d はそれぞれ配管の長さ と直径である。また、配管における伝熱流量は式(6)と同様に与える。

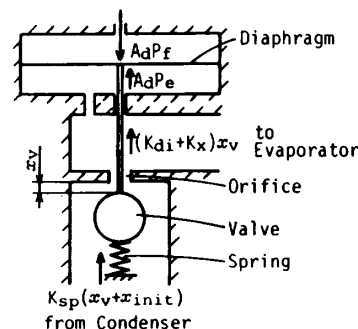


図2 温度膨張弁のモデル

3. 結 果

上述のカーエアコンサイクルの数値シミュレーションによる計算結果を以下に示す。計算結果は動特性ではなく、そのときの圧縮機回転数と膨張弁の開度でサイクルがバランスした状態を示している。

3・1 温度膨張弁の特性 圧縮機回転数を変化させたときの温度膨張弁による制御特性を図3から図6に示す。温度膨張弁(TEV)は本来、蒸発器出口の過熱度を適正な値に制御するものであるが、実際には運転条件が設計値からずれると過熱度も変化するので⁽¹³⁾、蒸発器出口の過熱度 ΔT_e を一定に制御した場合や、膨張弁の開口面積 A_v を一定にして過熱度を制御しない場合も比較して図中に示す。図3は回転数 N を変化させた場合の流量 G と吐出し温度 T_d 、凝縮温度 T_c (凝縮圧力 P_c)、蒸発温度 T_e (蒸発圧力 P_e)、蒸発器出口温度 T_{eo} の変化である。温度膨張弁の場合や蒸発器出口過熱度を一定に制御した場合は、回転数増加とともに流量は増加するが、凝縮器の風量が増加して熱交換が良好となるために、凝縮温度・圧力はやや低下する傾向となる。一方蒸発器の風量は一定であるため回転数が大きくなると蒸発温度・圧力は低下する。膨張弁開度が一定の場合は流量はほぼ一定であり、回転数が増加すると蒸発温度が低下し、外気との温度差が増加して伝熱が良好となるために、蒸発器出口温度は上昇し、蒸発器出口過熱度 (= 蒸発器出口温度 - 蒸発温度) も大きくなる。温度膨張弁の場合も回転数の増加に従ってやや過熱度は大きくなっており、そのぶん吐出し温度も上昇している。一方、蒸発器出口の過熱度が一

定になるように膨張弁の開度を制御することによって、吐出し温度の上昇を抑えることができる。

ここで温度膨張弁で制御した場合の過熱度の変化について考える。図4は、回転数が増えた場合の膨張弁開口面積 A_v と蒸発器出口の過熱度 ΔT_e の関係を示している。膨張弁開度一定のときは回転数が大きくなると過熱度が増加するが、温度膨張弁では過熱度なるべく一定に保つために弁開度が大きくなる。温度膨張弁で制御をした場合でも回転数が大きくなるほど過熱度が増加するのは、ガスチャージの温度膨張弁を使用した場合に、感温筒と蒸発器の圧力差に対応した過熱度が蒸発温度が下がるほど大きくなるためと、温度膨張弁では図2に示した力の釣合いより、膨張弁開度が大きくなってバランスしているときはダイヤフラム前後の圧力差も大きく、したがって過熱度も大きくなっているためである⁽¹³⁾。図5は横軸に蒸発温度 T_e 、縦軸に過熱度 ΔT_e を取り、膨張弁の開口面積 A_v をパラメータにしたもので、図5中の破線は、今回の計算において回転数の増加に従って蒸発温度は下がり、膨張弁の開度が大きくなるところでサイクルがバランスするため、蒸発器出口の過熱度が大きくなる様子を示して

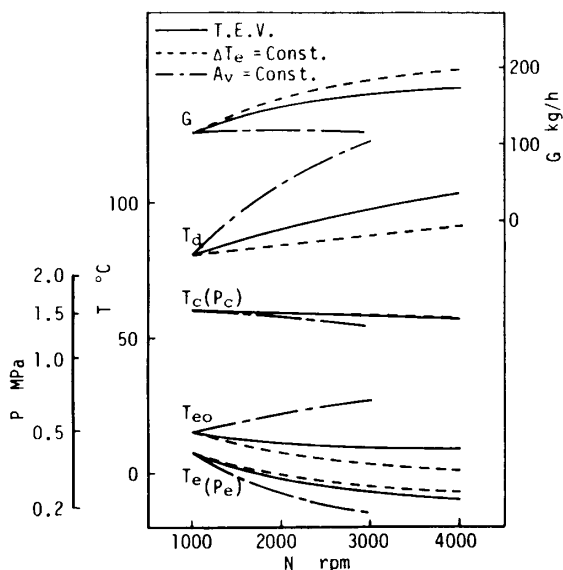


図3 温度膨張弁を用いた場合の運転状態

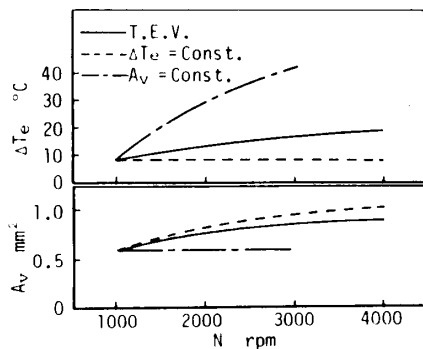


図4 膨張弁開度と過熱度

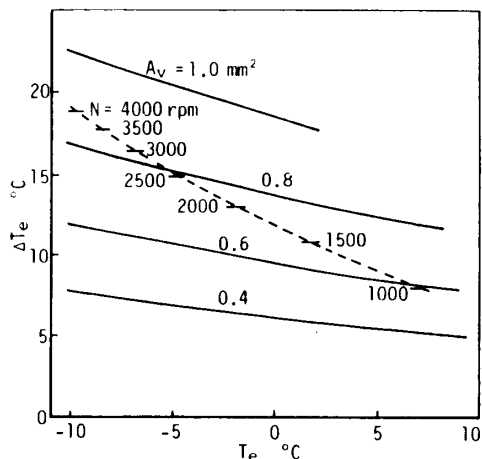


図5 温度膨張弁の制御特性

いる。

図6には動力 L と冷凍能力 Q と成績係数 COP を示す。温度膨張弁を使用した場合と蒸発器出口過熱度を一定に制御した場合を比べると、蒸発器過熱度を一定に制御した場合は、図3の流量の増加を反映して動力・冷凍能力ともに増加するが、吸込圧力の上昇により単位質量当たりの圧縮仕事が減少するぶん動力の増加は抑えられ、冷凍能力と動力の比である COP はわずかに増加している。

3.2 吸込冷媒過熱度の影響 回転数一定で膨張弁の開度を変化させた場合のサイクルの性能を図7と図8に示す。図7には吐出し温度 T_d 、凝縮温度 T_c (凝縮圧力 P_c)、蒸発温度 T_e (蒸発圧力 P_e)、蒸発器出口温度 T_{eo} 、圧縮機吸込温度 T_s の変化特性と蒸発器出口および吸込冷媒の過熱度 ΔT_e 、 ΔT_s (または乾き度 x_e 、 x_s) を示す。弁開度を大きくするに従って蒸発器出口の過熱度は小さくなり、さらに開度が大きくなると湿り状態になり、蒸発器出口温度は蒸発温度に一致する。吸込温度は吸込配管での熱損失のために蒸発器出口温度より高いが、蒸発器出口が湿り状態になってくると熱損失による熱は液冷媒の蒸発に費やされるため過熱度は小さくなり、圧縮機入口でも湿り状態になると圧力損失による飽和温度の低下ぶんだけ蒸発温度より低くなる。弁開度が大きくなって吸込冷媒の過熱度が小さくなるに従って、吐出し温度は大きく減少し、特に吸込冷媒が湿り状態になると圧縮機内部で液冷媒が蒸発するためにその割合が大きい。吐出し温度が低下すると凝縮器内の過熱域が小さくなり、凝縮伝熱面積が増加するために凝縮温度・圧力はやや減少している。

図8に流量 G と動力 L ・冷凍能力 Q ・COP の変化特性を示す。膨張弁の開度を大きくするに従って流量は増加するが、吸込圧力の上昇により単位質量当たりの圧縮仕事が減少するため、動力は流量ほど増加しない。さらに弁開度が大きくなると、図7に示す凝縮圧

力の低下により動力は減少する。冷凍能力は膨張弁開度を大きくするに従って流量の増加により増加するが、膨張弁開度が大きくなると、蒸発器の能力が不足し、蒸発器においてすべての冷媒が蒸発しないために、冷凍能力は増加しなくなる。COP は動力と冷凍能力の兼ね合いにより、膨張弁開度を大きくして吸込冷媒の過熱度を小さくすると増加する。

3.3 制御対象と制御量の影響 カーエアコンサイクルの制御に電子膨張弁を用いた場合には、制御対象や制御量を自由に選択することが可能となる。そこで、蒸発器出口過熱度 ΔT_e 、圧縮機吸込過熱度 ΔT_s 、圧縮機吐出し過熱度 ΔT_d をそれぞれ制御した場合の性能を図9と図10に示す。図9は吐出し温度 T_d 、凝縮温度 T_c (凝縮圧力 P_c)、蒸発温度 T_e (蒸発圧力 P_e)、吸込温度 T_s の変化特性とそのときの弁開口面積 A_v である。吸込側で過熱度を制御した場合は回転数が大きくなるほど吐出し温度は上昇するが、吐出し過熱度を制御した場合には弁開度が大きくなって吸込過熱度が減少し、吐出し温度はほぼ一定となっている。凝縮温

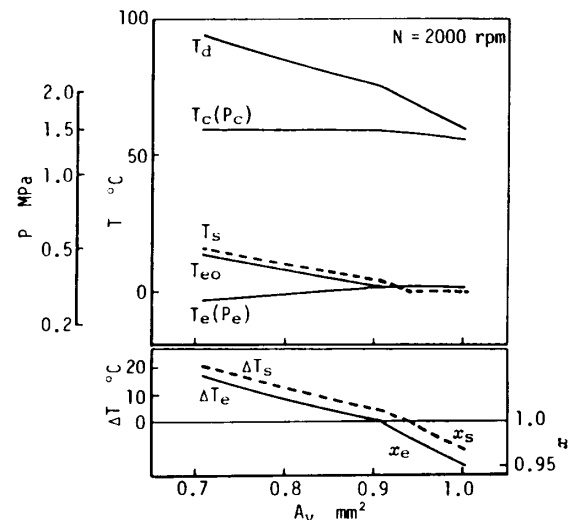


図7 膨張弁開度と運転状態の関係

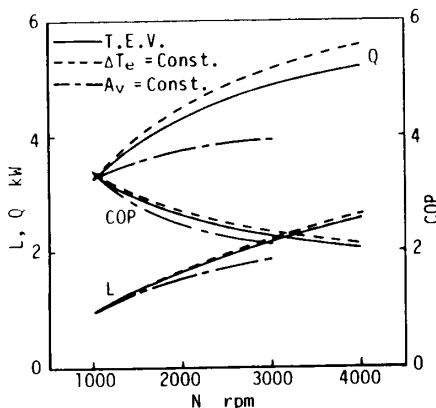


図6 温度膨張弁を用いた場合の性能

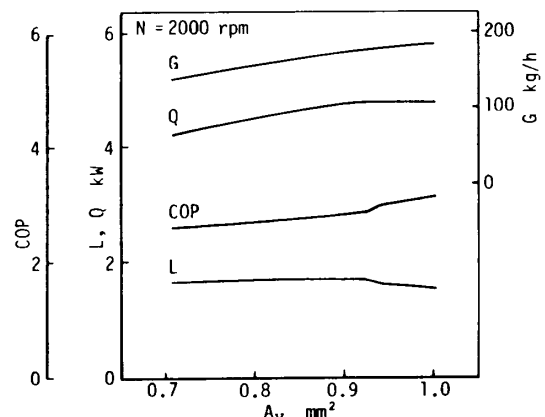


図8 膨張弁開度と性能の関係

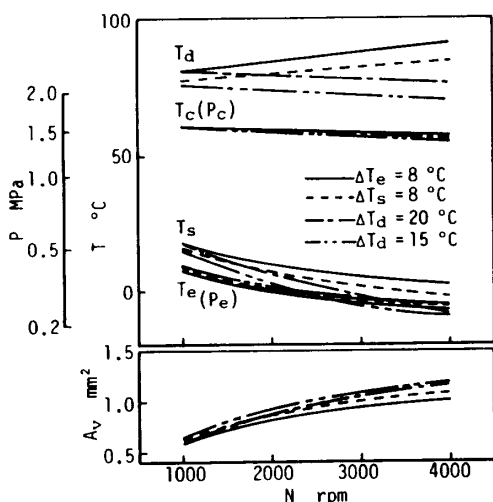


図9 運転状態に対する制御対象の影響

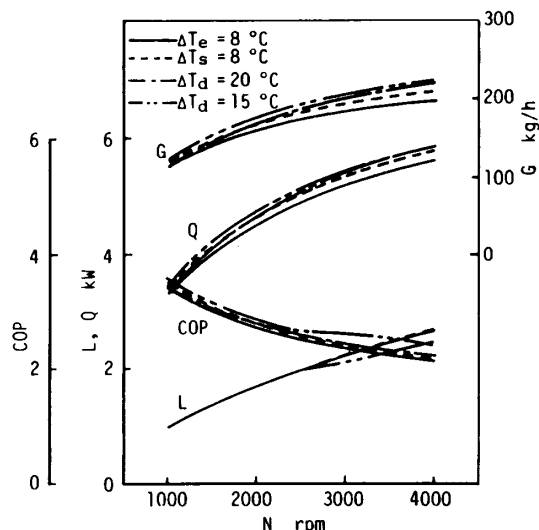


図10 性能に対する制御対象の影響

度・圧力は吐出し過熱度を制御した場合のほうが高回転時に低下しているが、これは吐出し温度の低下により凝縮器内の過熱域が小さくなり、凝縮伝熱面積が増加するためである。吐出し過熱度 15°C の場合、吸込冷媒は高回転域でわずかに湿り状態となる。この場合、吸込側で過熱度（乾き度）を検出するのは困難であり、このような運転状態は吐出し側で制御しなくては達成できない。

図10には流量 G と動力 L ・冷凍能力 Q ・COP の変化特性を示す。高回転域では吐出し過熱度を制御した場合のほうが図9に示される膨張弁の開度は大きく、流量も大きくなっている。また吐出し過熱度を小さく制御した場合には、低回転域でも流量の増加により冷凍能力を増加させることができる。高回転域で冷凍能力が流量の増加ほど増加していないのは蒸発器ですべての冷媒が蒸発しないからである。図10に示す動力と冷凍能力の変化特性より、吐出し過熱度を制御した場合に COP の向上を図ることができる。

4. 結 言

カーエアコンサイクルの数値シミュレーションにより、膨張弁の特性や制御対象・制御量がサイクルに与える影響を検討し、以下のまとめを得た。

(1) 温度膨張弁によって制御した場合に、高回転域で吸込過熱度が増加して吐出し温度が上昇する原因が確認された。

(2) 吸込冷媒の過熱度を小さくしていくと吐出し温度を低下させることができ、COP の向上が予想される。

(3) 吐出し過熱度を制御することにより高回転域で吐出し温度を下げ、動力を小さくすることができる。また低回転域でも冷凍能力を増加でき、COP の向上を図ることができる。なお、今回はサイクルのバランス点について検討したが、カーエアコンサイクルでは圧縮機の回転数や熱負荷の変動が激しく、膨張弁の制御がサイクルの動特性に与える影響も重要である。今回用いたシミュレーションは非定常の計算式を用いているため、動特性についての検討も可能であり、これについては次の機会に報告したい。

終わりに臨み、本研究にあたり有益な助言を与えて下さった松下電器産業(株) エアコン部門の皆様へ感謝の意を表す。

文 献

- (1) 例えば、樋口、冷凍、52-593(1977)、223.
- (2) Rajendran, N. and Pate, M. B., *Prep. 1986 IIR Meet.*, (1986), 133.
- (3) 福島・宮本、日本冷凍協会論文集、2-2(1985)、41.
- (4) 日本冷凍協会編、冷凍空調便覧(基礎編)、(1972)、142、日本冷凍協会。
- (5) 福島・ほか2名、冷凍、52-593(1977)、301.
- (6) 長岡、冷凍工学、(1981)、244、コロナ社。
- (7) 文献(4)の209ページ。
- (8) 日本冷凍協会編、冷媒熱物性値表(R12蒸気表)、(1981)、日本冷凍協会。
- (9) JIS D 1618、(1986)、日本規格協会。
- (10) 文献(4)の214ページ。
- (11) 文献(6)の40ページ。
- (12) 安田、冷凍、61-701(1986)、244.
- (13) 日本冷凍協会編、冷凍空調技術、(1988)、163、日本冷凍協会。