単効用温水吸収冷凍機の起動特性解析*

菅野直紀^{*1}, 斉藤 潔^{*2}, 河合素直^{*3}
西山教之^{*4}, 本間 立^{*5}Simulation and Experimental Research of Start-Up Characteristics
of Single-Effect Absorption Refrigerators Driven by Waste Hot WaterNaoki SUGANO, Kiyoshi SAITO, Sunao KAWAI,
Noriyuki NISHIYAMA and Ritu HOMMA

Recently, the absorption refrigerator has attracted much attention because it does not use freon as the coolant and it can be driven by waste heat. The absorption refrigerator contains much solution and coolant in it. Therefore, it requires a long start up time because of the large heat capacities of the solution and the coolant. Moreover, it is known that much more heat is necessary at start up than in steady state operation. If it is driven by waste hot water of e. g. a combustion gas engine, the hot water return temperature becomes low at the start up which adversely affects the engine. The purpose of this study is to construct an analytical model of the start up characteristics of the single effect absorption refrigerator driven by waste hot water, which can be used as a tool for investigating the problem of the start up. Moreover, the validity of this model is confirmed by comparing the simulation results with the experimental results.

Key Words: Absorption Refrigeration, Waste Heat Recovery, Start Up Characteristics, Energy Savings

1. 緒 言

近年, 吸収冷凍機は冷媒にフロンを使用していないことから環境に優しい冷凍機であり, さらに排熱により駆動できることからコージェネレーション機器としても注目されている。

吸収冷凍機は, 内部に多量の吸収溶液, 冷媒を保有していることから, これらの熱容量により冷凍機を起動するのに長い時間を要する。また, 図1に示すように, ガスエンジン等の原動機と組み合わせたコージェネレーションシステムとして使用する場合, 起動時には吸収溶液の温度が低下しているために, 定格運転時と比較して入熱(再生器交換熱量)がかなり大きくなる。このため温水の原動機への戻り温度が著しく低下し, 原動機に対して悪影響を及ぼすことがある。また, 原動機の排熱量とのバランスによっては冷凍機を起動できない場合もある。

そこで本研究では, 以上のような吸収冷凍機の起動時における問題を検討するためのツールとして, 単効用温水吸収冷凍機の起動特性解析モデルを提案し, 実験結果と比較することによりその妥当性を確認する。従来, 吸収冷凍機がすでに運転を行っている状態において, 外乱等が加わることで動作点に変化する過程を解析するための動特性解析モデルに関してはいくつかの報告が行われている^{(1)~(4)}。しかしながら, 吸収冷凍機が停止した状態から定格運転に至るまでの過程を解析する手法に関しては, 高田が提案している近似解法⁽⁵⁾がある程度で, 詳細な解析を行うためのモデルに関する報告はほとんど行われていない。そこで本研究では, すでに著者らが報告を行っている動特性モデ

Fig. 1 Gas engine cogeneration system

* 原稿受付 1994年12月19日。

^{*1} 正員, (株)神戸製鋼所 (〒651-22 神戸市西区高塚台1-5-5)。^{*2} 正員, 早稲田大学大学院 (〒169 東京都新宿区大久保3-4-1)。^{*3} 正員, 早稲田大学理工学部。^{*4} 正員, 東京ガス(株) (〒116 東京都荒川区南千住3-13-1)。^{*5} 東京ガス(株)エネルギー技術研究所 (〒105 東京都港区芝浦1-16-5)。

ル⁽⁶⁾をもとに、起動特性解析モデルの構築を行う。

2. 記号について

本報で用いる記号について以下に示す。

A : 伝熱面積 m^2
 B : せき幅 m
 C : 熱容量 kJ/K
 C_p : 比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 C_v : 流量係数 $\text{m}^{1.5}/\text{s}$
 F : 体積流量 m^3/s
 G : 質量流量 kg/s
 h : せきの液位 m
 H : エンタルピー kJ/kg
 K : 熱通過率 $\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
 L : 伝熱管長さ m
 M : 質量 kg
 P : 圧力 kPa
 Q : 熱量 kW
 S : 断面積 m^2
 T : 温度 $^{\circ}\text{C}$
 t : 時間 s
 V : 体積 m^3
 X : 溶液濃度 $\text{wt.}\%$
 y : 伝熱管長手方向位置座標 m
 η : 熱損失割合 $\%$
 ρ : 密度 kg/m^3

添 字

A : 吸収器
 AP : 吸収器液だめ
 C : 凝縮器
 CH : 冷水
 CO : 冷却水
 E : 蒸発器
 EP : 蒸発器液だめ
 G : 再生器
 GI : 再生器管内
 GO : 再生器管外
 HW : 温水
 RL : 冷媒(液相)
 RLC : 凝縮器凝縮冷媒
 RLE : 蒸発器冷媒液
 $RLEP$: 蒸発器循環冷媒
 RV : 冷媒(気相)
 RVA : 吸収器吸収冷媒
 RVE : 蒸発器蒸発冷媒
 RVG : 再生器発生冷媒

RVH : 高圧側冷媒
 RVL : 低圧側冷媒
 SA : 吸収器液だめ入口
 SHA : 吸収器シェル
 SHE : 蒸発器シェル
 SHG : 再生器シェル
 SHX : 溶液熱交換器シェル
 SL : 吸収溶液
 SS : 濃溶液
 SW : 希溶液
 X : 溶液熱交換器
 XI : 溶液熱交換器管内
 XO : 溶液熱交換器管外

吸収溶液、冷媒温度の添字の番号は図2の位置に対応
 冷水、温水温度の添字の番号は1:入口, 2:出口, 冷却
 水は1: 吸収器入口, 2: 吸収器出口, 3: 凝縮器出口

3. 吸収冷凍機の起動特性モデル

3・1 サイクルフロー 本研究で対象とする吸収冷凍機のサイクルフローを図2に示す。本サイクルの作動媒体にはLiBr水溶液を使用している。各熱交換器の形式は、再生器はプール沸騰式、凝縮器は水平管外凝縮式、蒸発器および吸収器は流下液膜式、溶液熱交換器はシェルアンドチューブ式である。

3・2 仮定事項 前報⁽⁶⁾において動特性解析を行った際の仮定事項を基本とし、起動特性を解析するために新たに設けた仮定事項を以下に示す。

(1) 再生器における吸収溶液の液位変化を考慮す

Fig. 2 Cycle flow

る。初期状態では液位はせきの高さと同じであり、溶液ポンプ起動後の液位はせきの式により求めるものとする。

(2) 凝縮器では、冷媒蒸気の飽和温度が冷却水温度以下のときは凝縮を行わないものとし、このときの交換熱量は小さいために無視する。

(3) 前報では、各熱交換器のシェル、伝熱管の熱容量は無視していたが、本報では解析の精度をあげるため特にシェルの熱容量を考慮するものとする。

3.3 基礎式

3.3.1 各要素のモデル化 本研究では各要素をモデル化する際に流体の滞留時間を基準として分布定数か集中定数のどちらを適用するかを決定する。すなわち流体の滞留時間が相対的に短い要素については集中定数化による近似が冷凍機全体の動特性に与える影響が小さいと考え、そのモデルは集中定数系として扱う。よって、本研究では滞留時間が比較的長い再生器の溶液側と溶液熱交換器のみを分布定数系モデルとし、他の要素は集中定数系モデルとして扱い、モデルの簡略化を図る。本報におけるモデルは前報⁽⁶⁾に基づいているが、3.2節の仮定を新たに設けることにより前報のモデルに変更を加えている。そこで、以下に数式モデルを示す。

3.3.2 再生器 再生器のモデルを図3に示す。再生器は図3に示すように伝熱管内が温水、伝熱管外が吸収溶液であり、吸収溶液は出口に設けているせきを介して流出するようになっている。基礎式としてまず、伝熱管内の温水のモデルは集中定数系で扱うためエネルギー方程式は以下になる。

$$\begin{aligned} G_{HW} C_{pHW} (T_{HW1} - T_{HW2}) \\ = \frac{1}{1 - \eta/100} \frac{K_G A_G}{L_G} \int_0^{L_G} \left[\frac{T_{HW1} + T_{HW2}}{2} - T_{SL}(y) \right] dy \quad \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

Fig. 3 The model of generator

次に、伝熱管外の吸収溶液のモデルは分布定数系で扱う。エネルギー方程式はシェルの熱容量を考慮し以下になる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial [\rho_G(y) S_{GO} H_{SL}(y)]}{\partial t} \\ = \frac{K_G A_G}{L_G} \left[\frac{T_{HW1} + T_{HW2}}{2} - T_{SL}(y) \right] \\ - \frac{\partial [G_{SL}(y) H_{SL}(y)]}{\partial y} + H_{RVG} \frac{\partial G_{RVG}(y)}{\partial y} \\ - \frac{C_{SHG}}{L_G} \frac{\partial T_{SHG}(y)}{\partial t} \quad \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

連続方程式は、出口に設けられたせきによる液位変化を考慮し以下になる。

$$\frac{\partial [\rho_G(y) S_{GO}]}{\partial t} = - \frac{\partial G_{SL}(y)}{\partial y} + \frac{\partial G_{RVG}(y)}{\partial y} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$F_{SS} = C_v B h^{1.5} \quad \dots\dots\dots (4)$$

物質方程式は、流れに垂直な方向の分布は考慮しないため以下になる。

$$\frac{\partial [\rho(y) S_{GO} X_{SL}(y)]}{\partial t} = - \frac{\partial [G_{SL}(y) X_{SL}(y)]}{\partial y} \quad \dots\dots\dots (5)$$

3.3.3 凝縮器、高压容器

(1) 冷媒蒸気飽和温度が冷却水温度以下 ($T_{CO2} > T_{RL2}$) の場合 凝縮器において冷媒蒸気の飽和温度が冷却水温度以下のときは凝縮を行わないものとする。この場合の凝縮器、高压容器の基礎式は以下になる。

$$T_{CO3} = T_{CO2} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$G_{RLC} = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{dM_{RVH}}{dt} = G_{RVG} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\frac{d(P_{RVH} V_{RVH})}{dt} = R \frac{d(M_{RVH} T_{RVG})}{dt} \quad \dots\dots\dots (9)$$

(2) 冷媒蒸気温度が冷却水温度以上 (T_{CO2}/T_{RL2}) の場合 冷媒蒸気温度が冷却水温度以上になると冷媒の凝縮が開始される。この場合、まず伝熱管内の冷却水のモデルは集中定数系として扱うためエネルギー方程式は、以下になる。

$$\begin{aligned} G_{CO} C_{pCO} (T_{CO3} - T_{CO2}) \\ = K_C A_C \left(T_{RL2} - \frac{T_{CO2} + T_{CO3}}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

伝熱管外の冷媒蒸気のモデルも集中定数系として扱うためエネルギー方程式は以下になる。

$$\begin{aligned} G_{RLC} (H_{RVG} - H_{RL2}) \\ = \left(\frac{1}{1 - \eta/100} \right) K_C A_C \left(T_{RL2} - \frac{T_{CO2} + T_{CO3}}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

高压側容器の冷媒については理想気体として扱うものとして状態方程式は以下になる。

$$\frac{d(P_{RVH}V_{RVH})}{dt} = R \frac{d(M_{RVH}T_{RVG})}{dt} \quad \dots\dots\dots (12)$$

連続方程式は以下になる。

$$\frac{dM_{RVH}}{dt} = G_{RVG} - G_{RLC} \quad \dots\dots\dots (13)$$

3・3・4 溶液熱交換器 溶液熱交換器において伝熱管外の濃溶液、管内の希溶液のモデルはともに分布定数系として扱う。このため伝熱管内の希溶液のエネルギー方程式、物質方程式は以下になる。

$$\begin{aligned} S_{XI} \frac{\partial[\rho_{sw}(y)H_{sw}(y)]}{\partial t} \\ = \left(\frac{K_X A_X}{L_X} \right) [T_{ss}(y) - T_{sw}(y)] + G_{sw} \frac{\partial H_{sw}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

$$S_{XI} \frac{\partial[\rho_{sw}(y)X_{sw}(y)]}{\partial t} = G_{sw} \frac{\partial X_{sw}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots (15)$$

次に伝熱管外の濃溶液のエネルギー方程式はシェルの熱容量を考慮するため以下になる。

$$\begin{aligned} S_{XO} \frac{\partial[\rho_{ss}(y)H_{ss}(y)]}{\partial t} \\ = \frac{1}{1-\eta/100} \left(\frac{K_X A_X}{L_X} \right) [T_{sw}(y) - T_{ss}(y)] \\ - G_{ss} \frac{\partial H_{ss}}{\partial y} - \frac{C_{SHX}}{L_X} \frac{\partial T_{SHX}}{\partial t} \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

物質方程式は次のようになる。

$$S_{XO} \frac{\partial[\rho_{ss}(y)X_{ss}(y)]}{\partial t} = -G_{ss} \frac{\partial X_{ss}}{\partial y} \quad \dots\dots\dots (17)$$

3・3・5 吸収器 吸収器において伝熱管内の冷却水のモデルは集中定数系で扱うため以下になる。

$$\begin{aligned} G_{CO} C_{PCO} (T_{CO2} - T_{CO1}) \\ = \frac{K_A A_A}{L_A} \left(\frac{T_{SL9} + T_{SL8}}{2} - \frac{T_{CO1} + T_{CO2}}{2} \right) \quad \dots\dots (18) \end{aligned}$$

伝熱管外の吸収溶液のモデルも集中定数系で扱うためエネルギー方程式、物質方程式は以下になる。

$$\begin{aligned} G_{SS} H_{SL7} + G_{RVA} H_{RV1} = (G_{SS} + G_{RVA}) H_{SL1} \\ + \frac{1}{1-\eta/100} \frac{K_A A_A}{L_A} \left(\frac{T_{SL9} + T_{SL8}}{2} - \frac{T_{CO1} + T_{CO2}}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

$$G_{SS} X_{SS} = (G_{SS} + G_{RVA}) X_{SA} \quad \dots\dots\dots (20)$$

次に吸収器の液のためのエネルギー方程式はシェルの熱容量を考慮して以下になる。

$$\begin{aligned} \frac{d(M_{AP} H_{SL3})}{dt} = (G_{SS} + G_{RVA}) H_{SL9} - G_{SW} H_{SL3} \\ - C_{SHA} \frac{dT_{SHA}}{dt} \quad \dots\dots\dots (21) \end{aligned}$$

物質方程式、連続方程式は以下になる。

$$\frac{dM_{AP}}{dt} = G_{RVA} + G_{SS} - G_{SW} \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$\frac{d(M_{AP} X_{SW})}{dt} = G_{SS} X_{SS} - G_{SW} X_{SW} \quad \dots\dots\dots (23)$$

3・3・6 蒸発器・低圧容器 蒸発器における伝熱管内の冷水のモデルは集中定数系で扱うためエネルギー方程式は以下になる。

$$\begin{aligned} G_{CH} C_{PCH} (T_{CH1} - T_{CH2}) \\ = \frac{K_E A_E}{L_E} \left(\frac{T_{CH1} + T_{CH2}}{2} - T_{RL1} \right) \quad \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

伝熱管外の冷媒のモデルも集中定数系で扱うためエネルギー方程式、連続方程式は次のようになる。

$$\begin{aligned} G_{RVE} H_{RV1} + G_{RLE} H_{RLE} = G_{RLC} H_{RL2} + G_{RLEP} H_{RLEP} \\ \times \frac{1}{1-\eta/100} \frac{K_E A_E}{L_E} \left(\frac{T_{CH1} + T_{CH2}}{2} - T_{RL1} \right) \quad \dots\dots\dots (25) \end{aligned}$$

$$G_{RLC} + G_{RLEP} = G_{RVE} + G_{RLE} \quad \dots\dots\dots (26)$$

冷媒だまりのエネルギー方程式はシェルの熱容量を考慮して以下になる。

$$\begin{aligned} \frac{dM_{EP} H_{RLEP}}{dt} = G_{RLE} H_{RLE} - G_{RLEP} H_{RLEP} \\ - C_{SHE} \frac{dT_{SHE}}{dt} \quad \dots\dots\dots (27) \end{aligned}$$

連続の方程式は次のようになる。

$$\frac{dM_{EP}}{dt} = G_{RLE} - G_{RLEP} \quad \dots\dots\dots (28)$$

低圧容器については高圧容器と同様に状態方程式と連続方程式から成り立つ。

$$\frac{d(P_{RVL} V_{RVL})}{dt} = R \frac{d(M_{RVL} T_{RVL})}{dt} \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$\frac{dM_{RVL}}{dt} = G_{RVE} - G_{RVA} \quad \dots\dots\dots (30)$$

4. 起動特性実験

4・1 実験装置 以上に示した解析モデルの妥当性を確認するために起動特性実験を行う。実験に使用した実験装置を図4に示す。実験に使用した冷凍機は、

Fig. 4 Experimental equipment

Fig. 5 Sequence of start up

Fig. 6 The change of cooling and chilled water inlet temperature

前報と同じ 105.5 kW {30 RT} の単効用温水吸収冷凍機である。

4・2 冷凍機を起動するシーケンス 冷凍機を起動するシーケンスを図5に示す。冷却水、冷水はあらかじめ定格流量が流れている。冷媒ポンプおよび溶液ポンプを起動した時点を時間零と定義する。温水流量はステップ状に変化させると再生器において吸収溶液が突沸するので、これを防止するため図5中に示すように約90 s後から200 s後まで徐々に増加させる。冷却水および冷水の冷凍機入口温度は、図6に示すように冷凍機起動前はほぼ外気温に等しく、起動後は吸収器、凝縮器交換熱量、冷凍能力の増加に伴い冷却水温度は上昇、冷水温度は低下して定格温度になる。

5. シミュレーション方法 ならびに入力条件

構築したシミュレーションモデルに従って数値解析を行う。この際、分布定数系として扱った再生器ならびに溶液熱交換器に関しては伝熱管長手方向に分割をし、偏微分方程式を常微分化することにより計算を行

Table 1 Comparison between simulation result and experimental data (heat input)

	Peak value/ Steady state value	Peak time min
Experiment	2.25	3.4
Simulation	1.89	3.5
Error %	16	3

Fig. 7 Response of heat input

う。常微分化した方程式はオイラー法によって解いた。なお、シミュレーションの際には McNeely⁽⁷⁾ により提案された臭化リチウム水溶液の熱物性式を用いた。次に、入力条件は前報⁽⁶⁾に示したとおりである。初期濃度については吸収溶液の滞留するすべての要素でおよそ52%である。

6. 実験結果とシミュレーション結果 との比較

冷凍機起動時の入熱(再生器交換熱量)、冷凍能力、希溶液熱交換器出口温度、高圧側容器(再生器と凝縮器)内圧力の応答をそれぞれ図7~10に示す。図7~10中のプロットは実験値、実線はシミュレーション結果を示している。図7に示されるように、入熱は温水投入と同時に急激に上昇しており、ピーク時では定格時の2.25倍の値を示している。この理由としては、起動直後は吸収溶液の温度が室温程度まで低下しているために、温水と吸収溶液との温度差が定格時よりもかなり大きいためである。入熱のピークの値、ピークが現れる時刻について、実験値とシミュレーション結果とを比較した結果を表1に示す。これにより、ピークの値についてはやや誤差が現れるものの、両者は実用上十分な精度で一致しているといえる。ピークの値の誤差の要因としては、本モデルでは再生器内の吸収溶液の温度、濃度の分布を単純化しているためであると考えられる。

Fig. 8 Response of cooling capacity

Fig. 9 Response of weak solution outlet temperature of solution heat exchanger

図8に示されるように、冷凍能力の応答は、再生器での冷媒の再生の開口前に立ち上がり、起動直後の早い段階でピークが現れている。まず、再生器での冷媒の再生の開始前に冷凍能力が立ち上がるのは本冷凍機には起動時に蒸発器液だまりに冷媒が滞留しているために冷媒ポンプのスタートと同時に蒸発器での冷媒の蒸発が開始されるためである。また、図6で示したように、起動直後は冷却水の入口温度が定格より低く、冷水の入口温度が定格より高い。このため吸吸器における吸吸溶液の濃度が低い段階でも吸収溶液が冷媒を十分に吸収することができるため冷凍能力は起動直後に急激に立ち上がることとなる。今後はこの冷水・冷却水温度の変動も含めた起動特性の検討が必要であると考え。冷凍能力のピークの値、ピークが現れる時刻について、実験値とシミュレーション結果を比較した結果を表2に示す。これによると、ピークの値についてはほぼ一致しているが、ピークの現れる時刻にはかなりの差がある。この誤差の要因としては、シミュレーションでは溶液ポンプを起動してから吸吸器に吸吸溶液が流れ始めるまでの遅れ時間を実際よりも短く見積もっているためであると考えられる。また、両者

Table 2 Comparison between simulation result and experimental data (cooling capacity)

	Peak value/ Steady state value	Peak time min
Experiment	1.94	2.9
Simulation	1.76	1.5
Error %	9	48

Fig. 10 Response of generator's pressure

の最終値の誤差は静特性モデルの誤差によるものである。

図9、10に示されるように、吸吸溶液熱交換器出口温度、高圧側容器内圧力の応答について、実験結果とシミュレーション結果を比較すると、圧力については最終値にやや差がみられるが、それ以外はほぼ一致している。

7. モデルの妥当性

以上より本解析モデルの妥当性について次のことがいえる。入熱の応答については、温水投入直後に大きなピークをもつという単効用温水吸収冷凍機特有の現象に関して、実用上十分な精度で実験結果と一致している。これにより本モデルは、図1のようなコージェネレーションシステムを構築する際、冷凍機の起動特性が原動機にあたる影響について検討し、適切な制御系を設計するためのツールとして用いることが可能であることが示される。一方、冷凍能力の立ち上がり時間については現状では誤差が大きい。そこでこの点については、再生器のせきの式を含めた吸吸溶液の流動の遅れについて検討することによりモデルの精度を向上させる必要がある。

8. 結 言

本研究では単効用温水吸収冷凍機の起動特性を解析するためのモデルを提案し、このモデルを用いたシミ

ュレーション結果と実験値とを比較することによりモデルの妥当性の確認を行った。この結果、以下の結論を得た。

(1) 入熱(再生器交換熱量)の応答は、温水投入直後(起動から 3.4 min)で定格時の入熱量の 2.25 倍のピークが現れる。本解析モデルはこの特有の現象に関して、ピークの現れる時間(誤差 3%)、ピークの値(誤差 16%)ともに実用上十分な精度で実験結果と一致している。これにより本解析モデルは、コージェネレーションシステムを構築する際、冷凍機の起動特性が原動機にあたえる影響について検討し、適切な制御系を設計するためのツールとして用いることが可能であることが示された。

(2) 冷凍能力の応答は、本実験では起動時の冷水、冷却水の温度が外気温程度になっていることから静定時の冷凍能力に対して 1.94 倍のピークが現れる。本解析モデルではピークの値は実験結果をよく模擬している(誤差 9%)が、ピークの現れる時刻については問題

がある(誤差 48%)。この理由としては、吸吸器に吸吸溶液が流れ始めるまでの遅れ時間を実際よりも短く見積もっているためであると考えられ、この点に関して今後検討することでモデルの精度を向上させる必要がある。

最後に、本研究を行うにあたりデータを提供していただいた三洋電機株式会社環境システム事業部の方々に厚く感謝する。

文 献

- (1) 小笠原光穂・ほか 2 名, 冷凍, **46** 520 (1971), 109-118.
- (2) 八橋 元・ほか 3 名, 冷凍, **56** 648 (1981), 815-822.
- (3) 藤居達郎・ほか 5 名, 機論, **60** 572, B (1994), 1416-1421.
- (4) Jeong, S., ほか 2 名, *Proc. Int. Absorpt. Heat Pump Conf.*, (1994), 333-338.
- (5) 高田秋一, 吸収冷凍機とヒートポンプ, (1982), 291-295, 日本冷凍協会.
- (6) 菅野直紀・ほか 5 名, 機論, **60** 576, B (1994), 2910-2916.
- (7) L. A. McNeely, *ASHRAE Trans.*, **79** 3 (1979), 413-434.