

# 新学科“制冷系统热动力学”初探

上海交通大学

陈芝久

## 摘 要

本文论述了新学科“制冷系统热动力学”形成的必要性及基本内容,它是基于动态、分布参数及参数间定量耦合的观点,综合制冷原理、计算传热学与流体力学、自控原理及计算方法而形成的边缘新学科。作者应用“微元法”建立起一套基本分析方法,导出了制冷系统各参数的动态分布参数模型,在该基础上进行系统匹配与仿真研究。该学科的成熟将导致制冷设备及系统设计方法的更新,它对制冷系统优化设计、新型制冷自控元件研制,计算机控制深入制冷循环将产生巨大的影响。本文以压缩式制冷系统为例给出了系统各设备的动态分布参数数学模型,理论计算与试验数据十分吻合,得到了一系列令人感兴趣的新结果,证实了模型的可信性。

## 一、问题的提出

自从第一台制冷机发明迄今的近百年来,从事制冷工程的学者、工程师曾为发展制冷机的品种、性能、扩大其应用范围,从基础理论到制造工艺作了不停的努力,到本世纪70年代末期,各国学者普遍感到一个关键问题亟待解决:制冷机及其设备进一步节能节材,其出路何在?人们说机组和设备的优化和强化是一个重要出路,则从何入手进行优化和强化?计算机技术迅猛发展,人们已不再怀疑制冷系统的计算机仿真;制冷机组的计算机辅助设计与辅助试验(CAD与CAT)可大大节省新型制冷设备的研制费用、缩短研制周期...但制冷系统的计算机仿真及CAD、CAT应建立在什么基础上研究才是正确的?此外,制冷机组与设备的运行整个过程是一个动态过程,静态与稳态只是一种特殊情况,但迄今为止用于制冷设计的各种手册直至教材,均只谈静态分析。看来只有把静态视作动态的特殊情况,从一般的动态分析计算制冷机及其设备的各种过程才是合理的。同时在设计手册到教材中,讨论制冷设备的参数时,总把参数视作是集中参数,例如蒸发器、冷凝器的管内放热系数、过热温度、过冷温度、壁温,以往总取为常数,显然是不符合实际情况的。实际上它们是分布参数,至少是管长的函数。搞清各热工参数的分布规律,无疑会给系统和设备的优化和强化指明方向。

制冷系统的最佳匹配是节能节材的重要方法之一。但系统的最佳匹配不能停留在静态分析与经验匹配基础上,稳定性是匹配研究中的首要问题,稳定性的定量研究自然需建立在系统的动态数学模型基础上进行,故匹配是个动态问题,至于最佳匹配则是一定约束条件下的优化问题。

综上所述,为使制冷系统及其设备的研究迈出新的一步,人们应跨过传统的静态集中



参数的分析方法, 应用计算机工具, 以制冷原理、计算传热学与流体力学、自控原理及计算方法为基础手段, 形成一门边缘新学科: 制冷系统热动力学<sup>[1]</sup>, 挪威 NTH 研究所将它列为制冷工程八十年代第一重要课题, 联邦德国、荷兰、丹麦、日本和美国均竞相投力量研究; 苏联在该学科起步亦较早, 1978年起有涉及该领域的专著<sup>[2]</sup>; 我国在1981年起亦开始了此项工作, 初步有了些成绩, 但迫切需向更多读者介绍, 组织更多的科学工作者共同开拓, 以使我国制冷工业的发展具备竞争能力与后劲。

概括的说, 制冷系统热动力学是用新的观点和方法来研究制冷系统动态特性、匹配特性、优化和强化及制冷系统计算机仿真的新学科。它和自动控制之间会相互渗透共同发展, 它的发展给制冷系统的计算机控制提供了必须而准确的制冷系统及其设备的数学模型; 制冷系统计算机控制的发展又给热动力学提出了更新更准确的动态特性及参数间耦合关系的要求。

由于它直接影响制冷系统及其设备的优化、强化、匹配, 涉及节能及自动控制, 故显示了很强的生命力与吸引力, 各国竞相投入人力物力进行研究<sup>[2][3][4]</sup>; 它是现代科学互相渗透, 边缘学科涌现, 老学科呈现新活力的新例。

## 二、基本分析方法

针对上述问题, 综合近十年来各国的文献及我们六年来的研究体会, 该问题的基本研究方法归纳起来是要用以下三个基本观点来考察传统的制冷系统及其设备:

1. 动态观点, 视所有参数均是时间的函数。
2. 分布参数, 视各参数同时又是地点的函数, 可以是一维分布参数; 也可以是二、三维分布参数。
3. 参数间有是定量耦合关系的。

应用上述三个基本观点, 建立各参数的基本数学模型。和一般数学模型推导一样, 为简化次要因素, 需作一些必要的假设, 然后利用象能量、质量守恒等基本定律导出数学模型原型, 再作线性化等数学加工。值得一提的是, 数学模型是针对一个“微元”建立的, 因为我们认为参数是分布状态的, 故不宜直接对整个对象(如蒸发器)导出各参数的数学模型, 把整个对象划分成足够小的“微元”, 在“微元”中却可用集中参数或线性分布参数代替分布参数。只要“微元”长度足够小, 该方法是足够精确的。然后把适用于“微元”的数学模型, 利用对象的边界条件与初始条件推广到整个对象。这样的分析方法, 从整体分析, 对象是分布参数; 而从“微元”分析又可视对象为集中参数, 简单而可行。由于应用计算机求解数学模型, 实践证明这样的分析方法是可靠的, “微元”的步长视计算精度及所用计算机容量及速度而定; 此外步长尚和差分网格计算的稳定性与收敛性有关, 一般需在计算中作几次调整<sup>[5]</sup>。

在参数选择分析上, 我们利用自控原理及系统工程中常用的方法, 形成新的思路, 对于任何一个制冷系统或设备, 可把所有参数分成三类: 被调参数, 调节参数与干扰参数(图1、2)。这一系统工程观点用于此便于参数间定量耦合关系的分析; 也便于今后对系统作计算机多参数综合控制系统分析。由此出发, “制冷系统热动力学”分析方法上又可吸取自控原理与系统工程中已成熟的方框图分析法, 计算上除可用差分数值计算外, 传递函数与频率特性分析法就自然地引入“制冷系统热动力学”中来了<sup>[2,5,7,8,10]</sup>。

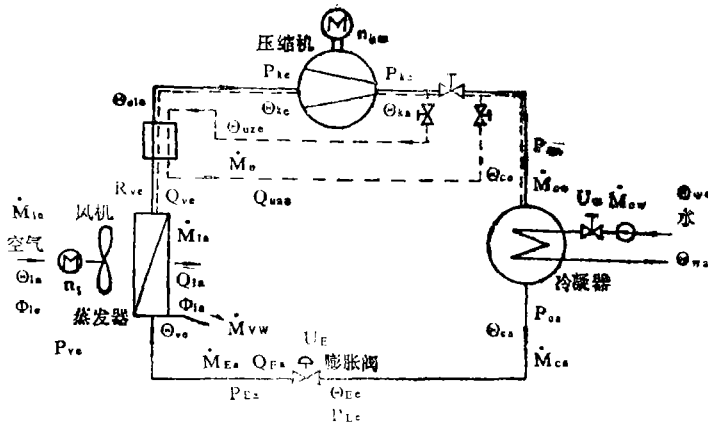


图1 制冷系统流程图

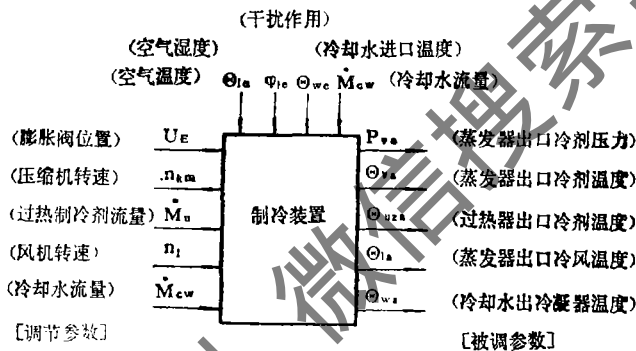


图2 制冷系统信号分析图

从图1、2可看到，一个传统的压缩式制冷系统流程图1可以处理成信号分析图2。由图2可较方便地分析制冷系统各参数间的耦合关系。从控制角度看，常规的单参数单回路控制用于制冷系统已不敷新的调节精度与节能要求，建立在“热动力学”分析基础上的制冷系统多参数综合计算机控制系统将得到加速发展。

在数值计算时，分布参数的维数涉及工作量的大小。我们在系统的管路分析中均简化为一维分布参数。即认为参数流动仅沿轴向、传热沿径向进行。由于蒸发器与冷凝器中广泛采用叉流传热型式，因此管内制冷剂与管外空气（或水）间必须考虑二维计算方法[5、6]。在压缩机中制冷剂的热质交换是呈三维分布参数型的，但在制冷系统分析时，为简化问题，作了压缩机进排气流道内制冷剂热、质均匀的假设；即在流道中作计算机系统仿真时把制冷剂参数视作集中参数。避开了较复杂的三维参数场的计算，而简化成一维问题；但在压缩机本身的优化与强化数学模拟中，就可能出现三维温度场与质量场问题[4、3、11]。

### 三、计算分析例（以活塞式制冷系统为例）

用上述思路与方法我们曾对制冷装置中的蒸发器（叉流、逆流传热；水冷与风冷；风冷中的自然对流与强迫对流型式）、冷凝器（叉流、逆流传热；水冷与风冷；风冷中的自

然对流与强迫对流)；热膨胀阀及毛细管；制冷压缩机制冷剂流道作了分析研究，用分布参数型式(热力膨胀阀与压缩机制冷剂流道采用集中参数)导出上述各制冷设备的动态方程，并建立了数学模型分析解程序包，给系统和设备的强化及优化、最佳匹配与计算机仿真提供了基础条件，并做了中、小型压缩式制冷系统的试验验证。现摘要作一分析。

### 1、蒸发器的数学模型 [5,6,9]

制冷蒸发器的制冷剂蒸汽干度 $X$ ，管壁温度 $\theta_w$ ，过热蒸汽温度 $\theta_s$ 及空气温度 $\theta_H$ 均为分布参数，故其动态方程中各参数都是时间与地点的函数，又流传热又涉及二维座标，采用微元法导出一个蒸发管微元各主要参数的数学模型，然后利用边界条件推广到整个蒸发器。为导出方程作了传热仅沿蒸发管径向，二相区汽液均匀混合，微元中物性参数为常数等假设 [5]。利用流量平衡、冲量平衡和能量平衡等基本方程导出了制冷剂干度动态方程。

$$T_x \frac{\partial X}{\partial t} + X_x \frac{\partial X}{\partial \xi} = \theta_w - \theta_o + D(P) \quad (1)$$

式中  $T_x = \frac{\rho_k h_v A}{a_1 U_1}$ ;  $X_x = \frac{\rho_k h_v W_k A}{a_1 U_1}$

$$D(P) = \frac{A}{a_1 u_1} \left\{ \left( \frac{\partial p}{\partial t} + W_k \frac{\partial p}{\partial \xi} \right) \left[ 1 - \rho_k \left( \frac{\partial h_f}{\partial p} + X \frac{\partial h_g}{\partial p} \right) \right] - P \frac{\partial W_k}{\partial \xi} \right\}$$

若沿管长的压力变化对传热影响忽略(计算表明，此项值甚小)，则 $D(P)$ 项可以不计，试验亦证实了这一点 [7]。

### 二相区壁温动态方程

$$T_w \frac{d\theta_w}{dt} = K_1 (\theta_o - \theta_w) + K_2 (\theta_H - \theta_w) \quad (2)$$

$$K_1 = \frac{a_k U_2}{\rho_w C_w A_w}; \quad K_2 = \frac{a_H U_1}{\rho_w C_w A_w}$$

### 制冷剂过热蒸汽温度动态方程

$$T_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} + X_s \frac{\partial \theta_s}{\partial \xi} = \theta_w - \theta_s + D_s(P) \quad (3)$$

$$T_s = \frac{A \rho_s C_s}{a_s U_1}; \quad X_s = \frac{C_{ps} M_s}{a_s U_1}$$

$$D_s(P) = \frac{A}{a_s U_1} \left[ \left( \frac{\partial p_s}{\partial t} + W_s \frac{\partial p_s}{\partial \xi} \right) - \pi_s \frac{\partial w_s}{\partial \xi} \right]$$

应注意的是，过热蒸汽区起点是运动的，它取决于蒸汽干度方程(1)的解，在程序设计时，当 $X=1$ 时，转入方程(3)的解与计算。

### 过热区壁温动态方程

$$T_{w_s} \frac{d\theta_{w_s}}{dt} = \frac{a_s U_1}{a_s U_1 + a_H U_1} (\theta_s - \theta_{w_s}) + \frac{a_H U_1}{a_s U_1 + a_H U_2} (\theta_H - \theta_{w_s}) \quad (4)$$

$$T_{w_s} = \frac{\rho_{w_s} C_{w_s} A_{w_s}}{a_s u_1 + a_H u_2}; \quad A_{w_s} = U_2 \Delta \xi$$

冷却水（或空气）温度动态方程（注意叉流传热，水流或空气的流向 $\eta$ 与制冷剂流向 $\xi$ 垂直）

$$\frac{\partial \theta_H}{\partial t} + W_H \frac{\partial \theta_H}{\partial \eta} = \frac{1}{T_H} (\theta_w - \theta_H) + D_H (P) \quad (5)$$

$$T_H = \frac{\rho_H C_{PH} \delta_H}{\alpha_H}; \quad D_H (P) = \frac{1}{\rho_H C_{PH}} - \left( \frac{\partial P_H}{\partial t} + W_H \frac{\partial P_H}{\partial t} \right)$$

$\delta_H$ —管间当量流通距离

还可导出二相区制冷剂焓的动态方程

$$T_h \frac{\partial h}{\partial t} + X_h \frac{\partial h}{\partial \xi} = (\theta_w - \theta_o) + D_h (P) \quad (6)$$

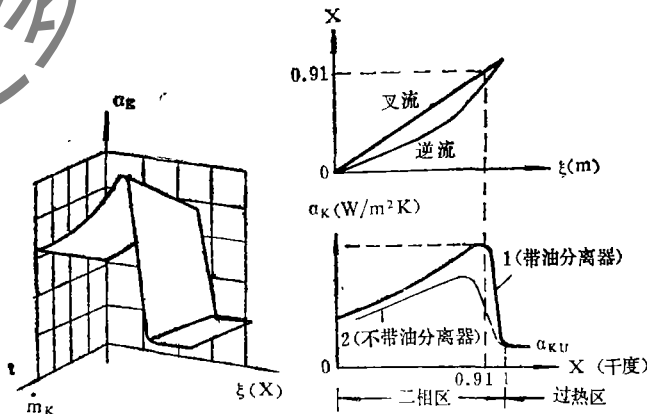
$$T_h = \frac{\rho_k \cdot A}{\alpha_k U_1}; \quad X_h = \frac{M_k}{\alpha_k \cdot U_1}$$

$$D_h (P) = \frac{A}{\rho_k U_1} \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial t} + W_k \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) - \pi \frac{\partial W_k}{\partial \xi} \right]$$

对方程（1）至（6）分别求解（用传递函数法解或差分近似解）得到了一系列用静态与集中参数分析未见过的有价值结果，并得到了实验验证〔5,7〕。

通过干度动态方程的计算，得到了叉流传热制冷蒸发器的制冷剂干度 $X$ 与管内放热系数 $\alpha_s$ 沿管长的分布规律（图3）；并发现随流量 $m_k$ 的变化 $\alpha_k$ 亦略有变化。并发现叉流传热蒸发器制冷剂干度在二相区沿管长几乎是线性分布，而逆流传热制冷剂干度分布与过去人们熟知的顺流传热呈对称状；更有价值的是制冷剂管内放热系数 $\alpha_s$ 沿管长（或干度）的分布规律，大约在： $X=0.92$ 处， $\alpha_s$ 出现最大值，当 $X \geq 1$ 时，转入气体放热，管内传热系数骤降，且管内放热系数 $\alpha_s$ 还随流量而变化，当流量逐渐减少，以至不能充满全管子时，上述变化规律就渐渐不明显，以至消失。当然 $\alpha_s$ 还与含油量有关， $\alpha_s$ 随含油量增加而明显减小。这对蒸发器的优化与强化设计，制冷系统最佳匹配方法的寻找，目标函数的寻找，起了指导性作用，详情拟在专文中讨论。

对于过热蒸汽温度、壁温及管外空气（或水）温度动态方程求解，既可求出它们和管长的关系，也可象蒸汽干度一样找出其随时间的变化规律（图4），这对于制冷系统最佳



(a) (b)  
图3 管内放热系数与蒸汽干度、流量、管长的关系



“制冷百家”

物性查询，论文查看，制冷、暖通最好的微信公众号，关注送论文资料

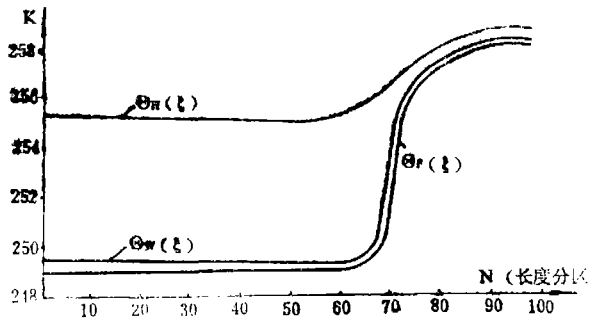


图4 蒸发器各参数沿管长的分布规律

匹配方法的寻找，制冷系统的计算机仿真及CAD；制冷系统最优控制系统的建立，均是必须的条件。

### 2. 冷凝器动态方程

冷凝是蒸发的逆过程，因此建立冷凝器动态方程的方法与应考虑因素和蒸发器雷同。我们分别计算了不同类型的制冷冷凝器（包括管壳式水冷冷凝器，强迫与自然对流风冷冷凝器），共同点是必须对冷凝器中制冷剂参数按过热区、二相区、过冷区分别建立微元数学模型；利用各区间蒸汽干度变化的边界条件，自动地选择动态方程，完成沿管长的制冷剂流道的动静态计算工作。冷凝器的基本动态方程如下

过热区制冷剂温度动态方程同蒸发器方程（3）。

二相区蒸汽干度动态方程与蒸发器中制冷剂蒸汽干度动态方程（1）相似，只是在冷凝器干度动态方程中 $\theta_w - \theta_o \leq 0$ ，即

$$T_s \frac{\partial X}{\partial t} + X_s \frac{\partial X}{\partial \xi} = \theta_o - \theta_w + D(P) \quad (7)$$

过冷区冷剂动态方程

$$A_u \frac{\partial \theta_u}{\partial t} + B_u \frac{\partial \theta_u}{\partial \xi} = \theta_w - \theta_u \quad (8)$$

式中

$$A_u = \frac{\rho_u C_{pu} d}{4\alpha_{su}}; \quad B_u = W_u \cdot A_u$$

$W_u$ 为过冷制冷剂流速

冷凝器壁温动态方程它随冷凝器的冷却型式与结构型式的变化略有不同，这里从强迫对流风冷冷凝器为例，给出其动态方程

$$T_{wk} \frac{d\theta_{wk}}{dt} + \theta_{wk} = Q\theta_f + P\theta_H \quad (9)$$

$$T_{wk} = \frac{\rho_w C_w A_w}{\alpha_f U_1 + \alpha_H U_2}; \quad Q = \frac{\alpha_f U_1}{\alpha_f U_1 + \alpha_H U_2}; \quad P = \frac{\alpha_H U_1}{\alpha_f U_1 + \alpha_H U_2}$$

值得注意的是，这里的 $Q_f$ 为冷剂温度，在过冷区、二相区、过热区 $Q_f$ 应分别以 $Q_s$ 、 $Q_o$ 、 $Q_n$ 取代，而管内放热系数 $\alpha_f$ 在不同区域亦需选用不同的计算式。故冷凝器壁温动态方程实际上可以分别写成三个表达式，式（9）是从简归纳。

空气温度动态方程

$$A_H \frac{\partial \theta_H}{\partial t} + B_H \frac{\partial \theta_H}{\partial \eta} = \theta_w - \theta_H + R_H(P) \quad (10)$$

$$A_H = \frac{\rho_H C_{pH} \delta_1 \delta_2}{a_H U_2}; \quad B_H = W_H A_H; \quad R_H(P) = \frac{\delta_1 \delta_2}{\alpha_H U_2} \cdot \frac{dP_H}{dt}$$

$W_H$ 为风速或水速

$\delta_1 \delta_2$ 分别为所取空气(水)微元的高与宽

对冷凝器各动态方程求解并利用边界和初始条件将微元解推广到整个冷凝器，亦获得了一系列令人感兴趣的结果。图5示出了冷凝器各主要参数沿管长的分布规律图。

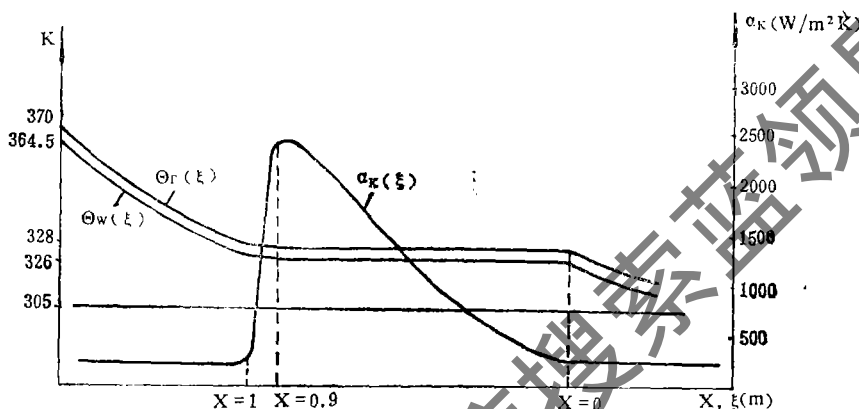


图5 冷凝器各参数沿管长的分布规律

### 3. 热力膨胀阀动态方程 (对于小型制冷系统另建立毛细管动态方程<sup>[14]</sup>)。

对热力膨胀阀各部件进行分解，可建立热力膨胀阀运动部件动态方程和温包系统动态方程，运动部件动态方程

$$P_b A_m - P_o A_m - K(l + l_o) = m \frac{d^2 l}{dt^2} \quad (11)$$

式中  $P_b$ —为温包内压力； $A_m$ —膜片有效面积；  
 $l$ —膜片或顶杆位移； $m$ —顶杆等运动件质量

感温系统动态方程

$$\frac{(\rho_w C_w A_w)}{a_s \pi d_1 A_{dW}} \frac{(\rho_b C_b V_b)}{d t^2} + \left( \frac{\rho_w C_w A_w a}{a_s \pi d_1 a} + \frac{r_d}{A_{bW}} \rho_b C_b V_b \right) \frac{d \theta_b}{dt} + \theta_b = \theta_o \quad (12)$$

$\theta_b$ —温包中介质温度亦视作温包温度

$A_{bW}$ —温包与蒸发器接触面积； $r_d$ —接触热阻

$a$ —为温包与蒸发器接触长度

按照温包与运动部件间信号的传递框图关系，并考虑到阀头流量特性，可方便地组成热力膨胀阀总的动态方程。

### 4. 压缩机吸排气制冷剂流道动态方程

研究制冷系统动态方程时，对于压缩机来说，可以简化为讨论制冷剂从压缩机吸气至排气这段流道中的状态的动态变化规律。我们这样的提法是一种从制冷系统角度研究压缩机的方法。习惯上把压缩机吸气温度和压力、排气压力作为压缩机模拟系统的输入，而把



排气量、排气温度和输入功率作为系统的输出。如此把压缩机模型与蒸发器、冷凝器衔接，形成整个制冷系统的动态特性（数学模型），以供系统最佳匹配、优化与计算机仿真，计算机控制之用。其基本动态特性可描述如下（这里有一系列必要的假设，最主要的是认为流道内制冷剂是均匀分布的，即视作为集中参数）。

按能量质量守恒关系则有

$$\left. \begin{aligned} \text{吸气过程 } MdU &= dQ - PdV + (h_s - U) dms \\ \text{压缩过程 } MdU &= dQ - PdV \\ \text{排气过程 } MdU &= dQ - PdV + PVdm \\ \text{再膨胀过程 } MdU &= dQ - PdV \\ \text{质量守恒 } dM - dM_s - dM_b &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\text{工质状态方程 (补充方程) } f(\theta_s, V, P) = 0 \quad (14)$$

活塞运动方程

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{4} \pi D^2 \omega L \left( \frac{R \sin \theta + \frac{R^2/L^2 \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \theta}}}{\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \theta}} \right) \quad (15)$$

热交换方程

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha_s A_c (\theta_w - \theta_s) \quad (16)$$

$$\text{其中 } \alpha_s = 0.053 R_s^{0.6} P_s^{0.6} \frac{\lambda}{D_s}$$

吸排气流动方程（假设为绝热等熵流动，双位型阀）

$$\frac{dm}{dt} = \alpha_s A \sqrt{2C_p (\theta_s - \theta_b) \rho} \quad (17)$$

若设轴无偏心亦可方便求出摩擦功耗。

由上述五方程，只要已知尺寸数据与吸气参数就可将气缸内流道中制冷剂工质状态、质量算出，进而可算出压缩功及排气参数，而流道中制冷剂焓亦可用显式写出。如考虑漏泄影响及排气压力波动，则上述方程组需另行修正。把制冷剂的热力性质写成子程序供调用，则按上述方程组计算压缩机吸排气流道的动态特性甚为方便。

#### 四、几点看法和展望

1. 制冷系统热动力学的核心与基础是动态分布参数数学模型的建立。数学模型的试验修正是不重要而艰苦的工作。制冷系统是一个慢速热工对象，其动态特性参数多而相互耦合，建立起其通用动态分布参数模型是人们追求的目标，不宜象其他复杂快速热工系统用系统识别法拟合特性。自1982年我们建立第一组又流传热蒸发器动态特性后[5]，历经五年致力于其他部分模型的建立与修正并开始最佳匹配的研究，但整个制冷系统通用数学模型的形成还有一段完善的过程，目前总的还处于研究试验阶段；但并不妨碍把阶段结果与模型应用于匹配、优化强化及最优控制等工业目标。

2. 随着“制冷系统热动力学”研究的逐步完善与实用化；计算机应用的普及，传统



与常规的制冷系统及设备的设计观点与方法将逐步被更新。

3. 用动态分布参数模型为基础进行制冷系统及其设备的优化强化设计、最佳匹配设计及制冷系统计算机仿真与辅助设计 (CAD)、辅助试验 (CAT)、最优化控制, 对节能节材实现高水平自动化有着广阔的前景。

4. 目前“制冷系统热力学”的理论与试验研究中的主要关键在于: 各制冷设备数学模型中边界条件的确定与正确运用。特别是在蒸发器、冷凝器的二维动态计算中相变浮动边界点的计算及复杂流道边界条件的确定; 微元动态数学模型推广至实际制冷设备时简化工程方法的合理确定等问题。

5. 通用数学模型中涉及的蒸发、冷凝管内外侧的放热系数, 各传热系数的取用最好来自实验, 对于不同类型的换热器 (如风冷、水冷; 强迫对流与自然对流) 实验数据的代入要比从传热手册中选用为好。故研究中常交叉有基础热工测试。

6. 动态特性的试验测取和干扰加入方式及干扰是否标准化密切相关 [12]。这门新学科尚未成熟, 需要众多的同行为之努力。

### 符 号 表

|  |                                 |
|--|---------------------------------|
| $\theta$ — 温度 (K)                          | $t$ — 时间 (s)                    |
| $P$ — 压力 (MPa)                             | $T$ — 时间常数 (S)                  |
| $V$ — 比容 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )        | $d, D$ — 直径 (m)                 |
| $v$ — 容积 ( $\text{m}^3$ )                  | $\xi, \eta, S$ — X, Y, Z 向      |
| $h$ — 焓 (kJ/kg)                            | 地点座标 (m)                        |
| $A$ — 面积 ( $\text{m}^2$ )                  | $\omega$ — 曲柄角速度                |
| $U$ — 周长 (m)                               | $R$ — 曲柄长度 (m)                  |
| $M$ — 流量 ( $\text{kg/s}$ )                 | $L$ — 连杆长度 (m)                  |
| $m$ — 质量 (kg)                              | $X$ — 蒸汽干度                      |
| $Q$ — 传热量 (kJ)                             | $\rho$ — 密度 ( $\text{kg/m}^3$ ) |
| $\lambda$ — 导热系数 ( $\text{W/m}$ )          | $W$ — 速度 (m/s)                  |
| $\alpha$ — 放热系数 ( $\text{W/m}^2\text{k}$ ) | $r$ — 半径 (m)                    |
| $U$ — 内能 (kJ/kg)                           | $\pi$ — 制冷剂微元和管壁间摩擦力            |

<下标>

K— 制冷剂  
H— 水或空气  
s— 过热蒸汽  
D— 排气

w— 壁  
F— 液体  
V, G— 气体  
u— 过冷

e— 当量直径下标  
b, bw— 温包与温包壁

### 参 考 文 献

- [1] 国外制冷机发展动向, 机械工业出版社, 1982年版。  
[2] И. Г. Чумак, А. И. Коханский, Динамические Режимы Работы

Холодильных Установок и Аппаратов, 1978.

- [ 3 ] H.Yasuda, S.Touber, C.H.M.Machielen, Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System, ASHRAE, 1983, No.2787.
- [ 4 ] 陈芝久, 制冷机自动化发展方向, < 流体工程 > 1986.9.
- [ 5 ] Chen Zhijiu, Untersuchung des Dynamischen Verhaltens bei Kreuz-Strömungsverdampfern Von Kälteanlagen Forschungsbericht AV3/83. Universität Karlsruhe ( TH ) 1983.6.1.
- [ 6 ] S.V.帕坦卡, 传热和流体流动的数值方法, 安徽科学技术出版社, 1982.
- [ 7 ] 陈芝久, 制冷装置动态特性试验研究, 上海交通大学科技情报室, 1984.3.
- [ 8 ] Chen Zhijiu, Dynamic Characteristics of Evaporator of Refrigeration System Proceeding of SSA/CIBS/HKP 1984.4.
- [ 9 ] K.Higuchi, M.Hayano, Characteristics Dynamic of Thermostatic Expansion Valves 1982, International Journal of Refrigeration.
- [ 10 ] J.Chi and D.Didion, A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump, 1982 International Journal of Refrigeration.
- [ 11 ] 陈芝久, 制冷装置热动力学, 上海交通大学研究生院.
- [ 12 ] 陈芝久, 半导体致冷器温度计算机控制的试验研究, < 上海交大科技 > 1984.1.
- [ 13 ] J.A.亚当斯, D.F.罗杰斯, 传热学计算机分析, 科学出版社, 1980.
- [ 14 ] 陈芝久, 谷波, 蒸发器与毛细管的动态特性与匹配研究, 上海制冷学会 1987 学术年会.

PRIMARY RESEARCH FOR NEW SUBJECT "THERMO-DYNAMIC OF REFRIGERATION SYSTEM"

Chen Zhijiu

Abstract

"Thermo-dynamic of refrigeration system" is a new margin subject, based on dynamics, distributive parameters and numeral coupling points.

This method was used to analyse the flow process and the heat transfer of refrigeration system.

By applying "element method", the basic analytical method was proposed by the author.

It will result in some changes on the design method of refrigeration equipments and systems, and will produce big influence on optimal matching.

In this paper, a set of mathematical models of compressor refrigeration system was given as example, which analyse the various dynamic distributive parameters of the system.

The calculated results were well agreed with the experimental data, the reliability of the model was verified.